

大转角扩压叶栅气动性能与流动结构的实验研究

赛庆毅 杨爱玲,戴 韧

(上海理工大学 能源与动力工程学院 上海 200093)

摘 要: 设计了低速轴流风扇叶型转角 45° 、扩压因子超过 0.6 的扩压叶栅, 测量了在设计工况与 $\pm 10^\circ$ 攻角范围内的叶栅气动性能, 采用 PIV 技术获得了对应工况下的叶栅内部流动状态。结果表明: 扩压因子超过 0.6 时, 增加叶型几何转角不能继续增加气流实际转角, 气流转角反而有下降的趋势, 叶栅损失明显增加。叶栅内流动的测量结果显示, 在非设计工况下, 大转角高扩压度叶栅后半段的流体流动与叶栅分离, 造成了叶栅尾迹区域明显增大, 这是导致叶栅流动损失增加的主要原因。

关 键 词: 大转角叶型; 扩压叶栅; 流动结构

中图分类号: TK474.8 文献标识码: A

引 言

在压气机叶栅中, 一般叶型折转角超过 43° 的叶栅称为大折转角叶栅。大转角叶型在航空发动机的压气机设计中已有较多应用, R. R 公司 C148 跨音速风扇静叶根部叶型的转折角大于 57° ^[1], Friedrichs 对单级高负荷低轴流压气机进行了实验研究, 采用的常规设计静叶和前掠静叶叶型折转角均超过 60° ^[2]。目前, 大折转角叶型在低速轴流风扇上应用的研究公开发表的研究成果较少。

本研究为满足特殊条件下低速轴流风扇高压力的要求, 设计了 45° 的大转角叶型, 风扇平均半径处叶栅扩压因子达到了 0.73。通过二维平面叶栅试验的方法, 测定其叶栅损失, 并采用 PIV 流动测量其内部流动结构, 为低速轴流风扇上应用高负荷扩压叶栅提供理论指导。

1 叶栅参数及实验方法

1.1 叶栅参数

叶栅参数如表 1 所示, 采用 NACA65 - 010 做为原始翼型, 抛物线中弧线, 叶高 h 为 127 mm, 栅距 t

为 70 mm, L_c 为最大弯高位置距前缘距离, 前缘方向角 $\chi_1 = 0.6\theta$, 后缘方向角 $\chi_2 = 0.4\theta$ 。

表 1 叶栅几何参数

Tab. 1 Geometrical parameters of the cascade

名称	数值
弦长 b/mm	80
设计出口角 $\beta_2/(\circ)$	10
展弦比 h/b	1.588
叶型转角 $\theta/(\circ)$	45
稠度 b/t	1.143
叶型弯高 L_c/b	45%
设计进口角 $\beta_1/(\circ)$	55
安装角 $\beta_m/(\circ)$	39

1.2 实验方法

扩压叶栅在风洞出口实验段安装如图 1 所示。风洞收敛段收缩比为 4:1, 风洞出口风速波动在 1% 以内。

实验叶栅由 13 片叶片组成, 在中间叶片的 50% 叶高, 沿压力面与吸力面的 10% 至 85% 弦长, 各均匀布置 10 个 0.5 mm 静压测孔, 如图 2 所示。以叶片弦向安装角为基准, 定义气流方向与叶片弦向之间的夹角为气流攻角^[3], 即 $\alpha = \beta_1 - \beta_m$, $\alpha > 0$ 为正攻角, 反之则为负。叶栅实验测量了 5 种不同工况, 攻角范围为 $6^\circ \sim 26^\circ$, 设计工况攻角为 $+16^\circ$ 。

叶栅出口气动参数测量平面位于栅后轴向 30% 轴向弦长位置, 采用五孔探针非对向方法测量, 探针偏转角和俯仰角的校准范围为 $\pm 20^\circ$, 校正曲线如图 3 所示。

叶栅内部流动采用 PIV(粒子图像测速技术) 测量, 相机 CCD(电荷耦合装置) 分辨率为 2048×2048 像素。图像分析与显示由软件完成, 后处理时相关区域为 64×64 像素, 并对处理结果进行去除坏

收稿日期: 2012 - 06 - 18; 修订日期: 2012 - 08 - 20

基金项目: 上海市重点学科建设工程资助项目(J50501); 国家自然科学基金资助项目(50976072)。

作者简介: 赛庆毅(1975 -), 男, 山东文登人, 上海理工大学博士研究生。

点以及平滑处理. 试验中所有工况均采样 200 次, 采用 Insight 3G 软件进行平均处理。

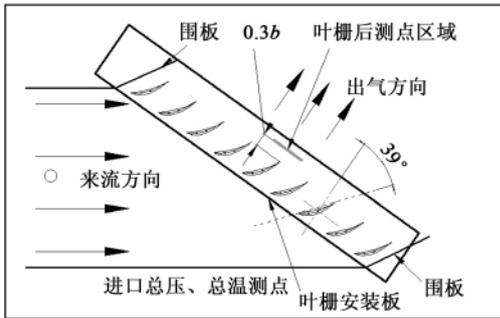


图 1 平面叶栅安装图
Fig. 1 Plane cascade installation drawing

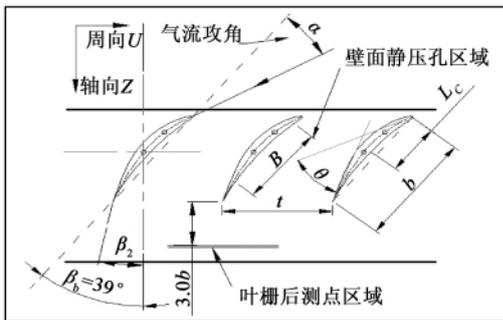


图 2 叶栅几何参数
Fig. 2 Geometrical parameters of the cascade

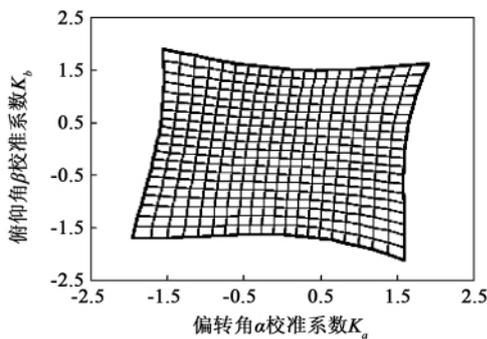


图 3 五孔探针校正曲线
Fig. 3 Curves for calibrating a five-hole probe

2 实验结果及分析

2.1 叶片表面静压系数

叶片表面静压系数 C_{ps} 定义为:

$$C_{ps} = (p_i^* - p_0^*) / (\frac{1}{2} \rho_0 V_0^2) \quad (1)$$

式中: p_i^* —叶片表面测点静压, Pa; p_0^* —栅前进口总压, Pa; ρ_0 、 V_0 —进口截面气流密度 (kg/m^3) 和速度 (m/s) [4]。

图 4 给出了设计工况及偏离设计工况 $\pm 10^\circ$ 攻角下, 叶片表面静压系数沿叶片弦长的分布。设计工况下叶栅内流动情况较好, 叶片压力面与吸力面压差最大; -10° 攻角时, 压力面叶片表面压力急剧下降, 而吸力面叶片前半部分压力急速上升, 致使叶片前半部分吸力面压力高于压力面, 叶片做功能力下降; $+10^\circ$ 攻角时, 气流偏向于叶片压力面, 叶片前缘部分压力面及吸力面压差进一步增加, 而叶片中部往后则压差迅速减小。由于叶型转角较大, 且最大弯度位置在叶片弦长 0.45 处, 因此变工况条件时叶片表面压力发生较显著变化的部分主要从 0.4 ~ 0.5 弦长位置开始, 这说明叶型最大挠度对叶片表面压力分布影响较大。

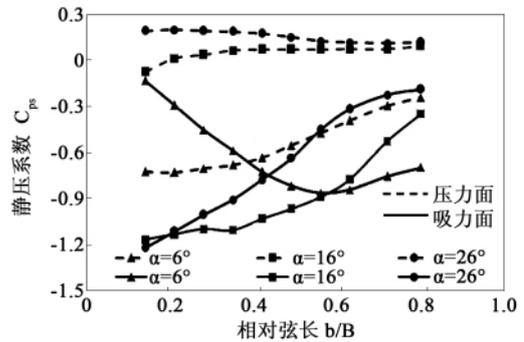


图 4 不同攻角下叶片表面静压系数
Fig. 4 Blade surface static pressure coefficients under various attack angles

2.2 叶栅气流转角特性

叶栅的平均气流转角 $\Delta\beta^*$ 定义:

$$\Delta\beta^* = \int_0^l \rho_2 \times v_{2x} (\beta_1^* - \beta_2^*) dt / \int_0^l \rho_1 \times v_{1x} dt \quad (2)$$

$$\beta_2^* = \text{atan}(v_{2y}/v_{2x})$$

式中: v_{2y} —出口速度沿节距方向分量, m/s ; v_{1x} 与 v_{2x} 分别为叶栅为进出口速度沿轴向分量, m/s ; β_1^* 与 β_2^* 分别为实测叶栅进出口气流角, ρ_2 —出口气流密度 kg/m^3 。

图 5 给出了不同工况下周向质量平均气流转角 $\Delta\beta^*$ 与气流落后角 δ 实验值, 以及根据 NACA(美国宇航局) 叶栅落后角经验公式的计算值。

在图 5 中, 叶栅实验实测设计工况下平均气流

转角 $\Delta\beta^* = 27.8^\circ$, 而相同 NACA 翼型 40° 转角叶栅的 29° 。按 NACA 理论公式^[5], 计算设计工况 $\delta = 13.1^\circ$, 实验值 $\delta = 17.2^\circ$, 气流落后角增加约 4° 。本次实验设计工况下, 叶型转角 θ 超过 40° , 但气流转折能力反而下降, 气流落后角增加, 主要原因是采用扩压因子超过 0.6, 导致叶栅对气流的导向能力减弱, 尤其是偏离设计工况负攻角工况下, 高扩压因子叶栅气流落后角急剧上升, 气流转折能力下降。非设计工况下从 6° 攻角开始气流转角增幅较快而攻角增大到一定时气流转角增加趋于缓慢, 这说明攻角增加到一定程度后叶栅对气流的转折能力不能持续增加, 主要原因是当正攻角增大时, 流道扩压度增加引起叶背处气流分离, 同时由于气流在叶栅流道中的转向所产生的离心力而加剧, 导致分离点向上游移动而分离扩大引起流动损失迅速增加; 负攻角时叶型压力面处易发生分离, 但此时由于流道扩压度减小, 因此分离不易扩大。

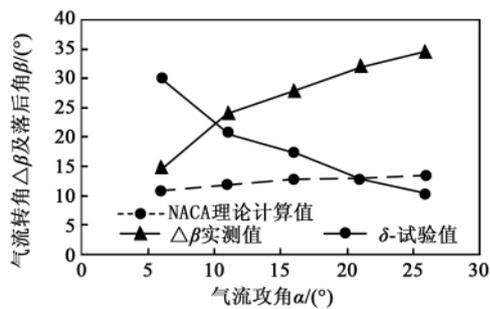


图 5 叶栅出口平均落后角及转角

Fig. 5 Average lagging angle and turning angle at the outlet of the cascade

2.3 叶栅扩压损失

对于叶栅中不可压缩的损失, 文献 [4] 提出采用相对尾迹动量损失厚度 θ^*/b 等做为叶栅损失参数, 在非失速冲角范围内工作 θ^*/b 定义为:

$$\left(\frac{\theta^*}{b}\right) \approx \frac{\overline{\omega} \cos \beta_2^*}{2 \times b/t} \times \left(\frac{\cos \beta_2^*}{\cos \beta_1^*}\right) \quad (3)$$

$$\overline{\omega} \int_0^t (\rho_2 v_2 \times \omega(t) \times \cos \beta_2) dt / \int_0^t (\rho_1 v_1) dt \quad (4)$$

$$\omega(t) = (P_2^*(t) - P_1^*) / \frac{1}{2} \rho v_0^2 \quad (5)$$

式中: $\overline{\omega}$ —轴向周期内平均总压损失系数; $\omega(t)$ —叶栅周期内不同测点总压损失系数; $P_2^*(t)$ —栅后 0.5 叶高周期内沿节距总压分布, Pa。

图 6 为不同试验工况下, 与叶栅损失所对应的相对尾迹动量损失厚度, 设计工况下实验测得叶栅

损失参数最低 0.052, 均大于文献 [4] 整理数据叶栅损失参数在 0.03 ~ 0.04, 说明超过 0.6 扩压因子叶栅损失参数迅速增加, 其余非设计工况下叶栅损失持续上升, 叶栅尾迹厚度增加, 损失增加。因此提出了如何控制大转角高扩压因子叶栅流动分离及降低叶栅损失的问题, 使此类叶栅损失参数尽可能降低。

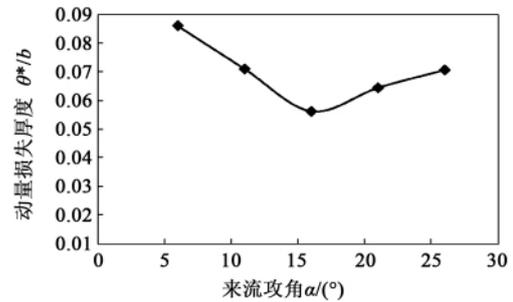


图 6 不同攻角相对尾迹动量损失厚度

Fig. 6 Relative wake momentum loss thicknesses under various attack angles

图 7 表明试验叶栅设计工况下周期内平均总压损失系数 $\overline{\omega} = 0.0845$, 当向大流量偏移时总压损失迅速上升, 主要原因是进气角度减小, 气流直接吹向叶片吸力面, 叶片压力面产生严重的流动分离堵塞流道; 反之小流量工况下总压损失增加较缓。

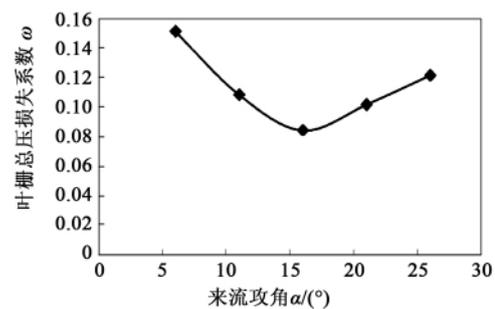


图 7 叶栅周期内平均总压损失系数

Fig. 7 Average total pressure loss coefficients in a cascade period

2.4 叶栅内部流动

PIV 实验可以直接获得叶栅流道内速度矢量场, 通过分析, 可以得出流道内湍动能分布, 二维湍动能定义如下:

$$k = \frac{1}{2} (\overline{v_x'^2} + \overline{v_y'^2}) \quad (6)$$

式中: v_x', v_y' —径向和轴向的脉动速度。

图 8 与图 9 为叶栅 PIV 试验结果, 分别表示了

效通流面积降低; 进气气流角度的减小, 叶栅尾迹区域同样变大但偏向于叶片压力面侧, 压力面侧存在低速区, 同样影响叶栅的通流能力。湍动能云图同样可看出, 由于进气角度的变化导致流道内湍动能的较大差异, 偏离设计工况后, 叶片吸力面和压力面侧湍动能急剧增加, 表明流道内不稳定流动或分离容易在此位置形成。

3 结 论

通过实验测量了叶型转角 45° 、扩压因子 0.73 的扩压叶栅气动性能, 并通过 PIV 实验分析了内部流动状况, 结果表明:

(1) 叶栅气流实际转折能力为 27.8° , 低于同类叶型转角 40° 、扩压因子不超过 0.6 的叶栅气流转角; 设计工况下叶栅损失参数 0.052, 大于文献 [4] 实验数据 0.03 ~ 0.04 的范围。

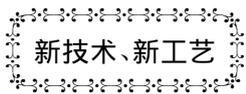
(2) PIV 测试结果显示设计工况下叶栅内部没有明显分离发生, 偏离设计工况 $+10^\circ$ 攻角后叶栅吸力面尾迹区域增加, 偏离设计工况 -10° 后叶栅压力面尾迹区域增加, 损失增加是大转角高扩压因子的叶栅变工况性能下降的主要原因。

(3) 对于大转角扩压叶栅, 需要增加叶栅稠度, 降低扩压因子, 或者采取其它气动措施, 控制叶栅内流动的分流, 才有可能保证性能并实现气流设计折转角。

参考文献:

- [1] Bryce J D, Cherrett M A, Lyes P A. Three-dimensional flow in a highly loaded single-stage transonic fan [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1995, 117(1): 22 - 28.
- [2] Friedrichs J, Baumgarten S, Kosyna G, et al. Effect of stator design on stator boundary layer flow in a highly loaded single-stage axial-flow low-speed compressor [R]. ASME Paper, 2000 - GT - 616 2000.
- [3] Dickens Tony, Day Ivor. The design of highly loaded axial compressors [J]. ASME J Turbomachinery, 2011, 133(3): 031007.1 - 031007.10.
- [4] 王仲奇, 秦 仁. 透平机械原理 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1985.
WANG Zhong-qi, QIN Ren. Turbomachinery theory [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1985.
- [5] 李超俊, 余文龙. 轴流压缩机原理与气动设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1985.
LI Chao-jun, YU Wen-Long. Axial flow compressor theory and aerodynamic design [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1985.

(丛 敏 编辑)



SGT - 750 型燃气轮机驱动的纺织工厂冷热电联产装置

据《Gas Turbine World》2012 年 5 - 6 月刊报道, 墨西哥 Energia MK 已与 Siemens Energy 公司签订一份合同, 订购该公司于 2012 年推出的新型 SGT - 750 工业燃气轮机, 驱动一个墨西哥纺织工厂的 CHP (冷热电联产) 装置。

供货范围包括燃气轮机发电机、余热锅炉、管道补燃和辅机的设备、安装和试运行。

以天然气为燃料, 在 ISO 条件下 SGT - 750 型燃气轮机简单循环额定输出功率为 35.9 MW, 热耗率达 $9\,296\text{ kJ}/(\text{kWh})$ (热效率 38.7%), 排气流量 113.3 kg/s 而排气温度 462°C 。

该冷热电联产装置将布置在墨西哥的塔毛利帕斯州, 计划于 2013 年 10 月开始商业运行。

该装置生产的三分之一功率将供现场的 Kaltex 纺织工厂使用, 其余三分之二功率将输入卡尔特克斯电网, 供给其它设施。

预期该装置将满足 Kaltex 约 40% 的电力需求。

(吉桂明 摘译)

大转角扩压叶栅气动性能与流动结构的实验研究 = **Experimental Study of the Aerodynamic Performance and Flow Configuration of a Diffuser Cascade with a Large Deflection Angle** [刊, 汉] SAI Qing-yi, YANG Ai-ling, DAI Ren (College of Energy Source and Power Engineering, Shanghai University of Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013, 28(1). - 13 ~ 17

Designed was a diffuser cascade with a blade turning angle being 45 degrees and a diffuser factor exceeding 0.6 in a low speed axial flow fan and measured was the aerodynamic performance of the cascade under the design operating condition and within a range of the attack angle of ± 10 degrees. On this basis, the PIV technology was used to obtain the flow state inside the cascade under the corresponding operating conditions. It has been found that when the diffusion factor exceeds 0.6, to increase the geometrical turning angle of the blades can not continuously increase the actual turning angle of the gas flow, however, the latter will show a descending tendency and the cascade losses will increase markedly. The measurement results of the flow inside the cascade show that under the off-design operating conditions, the fluid flow at the rear half of the cascade with a large deflection angle and high diffusion will be separated from the blade surface, causing the cascade wake zone obviously enlarged. This is regarded as the main reason for a greater flow loss in the cascade. **Key words:** cascade with a large deflection angle, diffuser cascade, flow configuration

基于 BP 神经网络和 SA-BBO 算法的汽轮机组最优运行初压的确定 = **Determination of the Optimum Initial Operation Pressure of a Steam Turbine Unit Based on a BP(Back Propagation) Neural Network and SA-BBO(Simulated Annealing Biogeography-based Optimization) Algorithm** [刊, 汉] LIU Wei, SI Feng-qi, XU Zhi-gao (College of Energy Source and Environment, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096), YE Ya-lan (Department of Marine Engineering, Jiangsu Maritime Vocational Technic College, Nanjing, China, Post Code: 211170) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013, 28(1). - 18 ~ 22

To determine the main steam setting pressure of a ultra-supercritical steam turbine unit and optimize its operation mode, on the basis of conducting an experimental study to seek the optimum of the main steam pressure of a 1000 MW steam turbine unit, a model controlling the sliding pressure characteristics of a steam turbine unit was established by using a BP neural network. Furthermore, a biogeographic optimum algorithm based on the simulated annealing was presented, thus combining the ability of the BBO algorithm to relatively quickly find out the overall optimal solution and the relatively great ability of the SA algorithm to perform a local search, and effectively enhancing the search precision and convergence speed of the algorithm in question. The SA-BBO algorithm was adopted to seek the optimum of the main steam pressure by using the model controlling the sliding pressure characteristics of the unit thus established. It has been found that there exists a relatively big difference between the sliding pressure curves and the design values of the unit and the sliding pressure curves are affected by the ambient temperature and other factors. Under the condition of various loads and relevant restrictions, the heat rate of the unit after the optimization can reduce by 25 - 60 kJ/(kW · h) and the power supply coal consumption rate can go down by 0.8 - 2 g/(kW · h). **Key words:** steam turbine, optimum initial pressure, neural network, simulated annealing, bioge-