

基于 PIV 测试技术的涡轮动叶栅流场可视化研究

马 超,葛 冰,臧述升

(上海交通大学 机械与动力工程学院,上海 200240)

摘 要:针对某设计转速为 1 500 r/min 的涡轮动叶叶栅在 780 - 1 680 r/min 之间的 4 个转速工况,利用干冰作为示踪粒子进行了内流场的 PIV(粒子图像测速技术)实验研究,获得了动叶叶栅流道中间截面及其下游区域的速度场和涡量场的二维分布并进行了比较分析。研究表明:利用 PIV 技术测量的瞬态结果可以很好地捕捉动叶栅尾缘分离涡的形成和发展过程;在所研究的实验工况以内,动叶出口及其下游区域速度随着动叶转速的增大而不断增大,流道内部气流速度随转速增加会出现先增大后减小的特点,叶轮输出功率与流道内部气流速度随转速变化的规律一致;在设计转速工况附近动叶流道的涡量场强度较弱,随着叶轮转速降低,叶栅流道内特别是动叶吸力面下游区域的涡量强度明显增强。

关 键 词:动叶叶栅;PIV 测试;激光可视化;流场分析

中图分类号:TK31

文献标识码:A

引 言

粒子图像测速技术(PIV)是近二十年发展起来的一种非接触式流速测量技术,融合了计算机图像处理技术与光学技术,突破了空间单点测量技术的局限性,既具备了单点测量技术的精度和分辨率,又能获得平面流场显示的整体结构和瞬态图像,文献[1-6]利用 PIV 技术针对涡轮叶栅流场进行了研究,但研究的对象主要是静止的涡轮叶栅。对于高速旋转的涡轮叶栅,由于试验台架及测量方法的限制,研究中涉及较少。而利用实验手段获得涡轮动叶叶栅流场的实验数据及分布规律,对于深入理解动叶叶栅内部的复杂流动至关重要。文献[7]报告了 NASA37 整机流场的详细测量结果,另外为了评价 CFD 计算结果;文献[8]还测量了 NASA37 孤立转子的流场,并且研究了级环境下的激波、附面层和间隙流的相互影响;文献[9]研究了单级透平中叶片附面层和尾迹的相互影响;文献[10]通过一个 2 级透平的流场测量,研究了非定常流动对气动参数周向分布的影响;为了获得多级环境下非定常流

的特征。文献[11]研究了一个 3.5 级透平的非定常流场,包括涡轮叶栅的进出口位置和流道内部流场。

叶栅中截面的流动特性通常代表了整个叶栅通道的流动性能,并且是三维叶栅叶形设计的基础和关键。本研究利用二维 PIV 测试技术对设计转速为 1 500 r/min 某涡轮在不同转速工况下第一级的动叶叶栅流道中截面及其下游区域的流场进行了可视化研究,利用瞬态测量结果捕捉到了动叶尾缘分离涡的发生发展过程,并用稳态结果初步总结了中截面叶栅通道内部不同区域流场速度随转速变化的规律。

1 实验装置与研究方法

1.1 实验装置

实验在上海交通大学叶轮机械实验室涡轮气动实验台上进行,实验系统如图 1 所示,主要由风源(400 kW 离心式压气机)稳压箱,叶栅试验段与测功机组成。风源的主要设备包括离心式压气机,变频电机和减速齿轮箱。

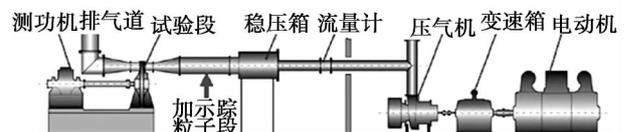


图 1 实验系统布置图

Fig. 1 Arrangement drawing of the test system

叶栅试验段由某实际涡轮模化而来,其包括一级涡轮级叶栅,其中导叶部分包括 10 片导叶叶片,该导叶为直叶片。动叶部分包括全周完整的 76 片动叶,动叶是扭转角为 23.6°的扭叶片,如图 2 所示。导叶和动叶的具体尺寸如图 3 所示。

收稿日期:2014-02-15;修订日期:2014-03-12

作者简介:马超(1985),安徽淮南人,上海交通大学博士研究生。

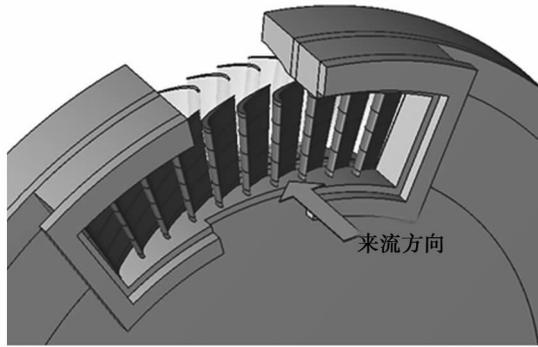


图 2 涡轮叶栅示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the turbine cascade

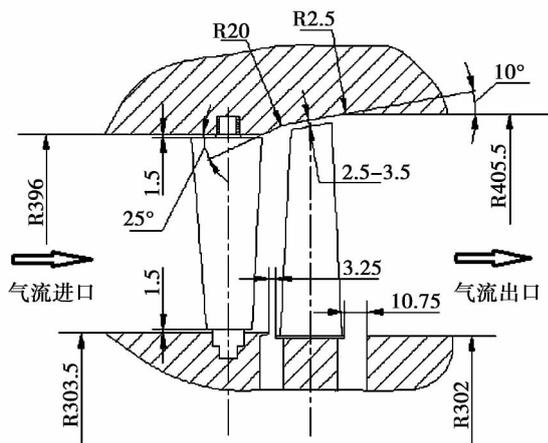


图 3 实验叶栅尺寸 (mm)

Fig. 3 Dimensions of the cascade under the test (mm)

1.2 实验方法

采用丹麦 Dantec 公司生产的 PIV 系统,其中激光片光源系统为双谐振脉冲式 Nd: YAG 激光器为光源,工作频率为 15 Hz,每个脉冲能量为 250 mJ,输出激光波长为 532 nm(绿光)。图像拍摄系统采用分辨率为 4000 × 2672 像素的 CCD 相机。实验采用干冰作为示踪粒子^[12]。实验段出口是用有机玻璃做成的透明管道,以便激光射入叶栅流道。实验时光源处于动叶下游叶高中间位置,片光源沿动叶出口的逆方向射入,在动叶叶栅的上方开有可视化窗口,CCD 相机垂直片光源平面进行拍摄,如图 4 所示。在距叶栅进口 1.2 m 的风洞中安装了总压探针和铠装热电偶,分别测量来流总压和温度,其误差分别为 ±5 Pa、±0.5 °C。

在对动叶叶栅流场进行 PIV 拍摄时,使用外触

发模式,需要在待测的动叶叶栅位置安装光电触发装置。当待测叶栅到达所需测量位置前,光电触发器给 PIV 同步控制器一个电信号,通过同步控制器控制激光器与 CCD 相机的协同工作,确保对待测的动叶叶栅流道所需测量区域进行测量。

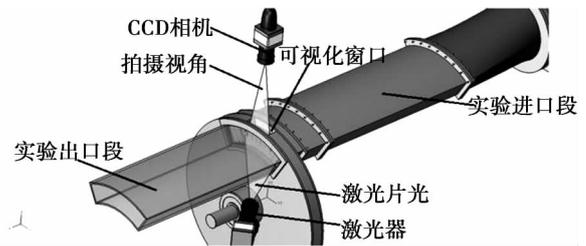


图 4 PIV 拍摄方法示意图

Fig. 4 Schematic diagram of the PIV photography

为了考察叶栅流场,利用 Re 相似准则对原涡轮级进行了模化,涡轮动叶模化后的设计转速为 1 500 r/min,在实验过程中发现,该转速时会引起实验台的共振,因此选择设计转速点附近的工况,以减小试验台的振动。保证进口边界条件基本不变,不断改变动叶叶轮转速,考察不同叶轮转速下涡轮动叶流道及其下游区域的流场。实验工况如表 1 所示。

表 1 实验工况

Tab. 1 Operating conditions tested

叶轮转速 / $r \cdot \min^{-1}$	进口总压 / Pa	进气温度 / °C
1 680	7 000	48
1 380	7 000	47
1 080	7 000	46
780	7 000	42

2 实验结果与分析

PIV 测量获得的是叶栅湍流瞬时的速度矢量场数据,由于湍流流场是随时间脉动的,每一瞬时速度场数据包含了该瞬间湍流内部流场的丰富信息。图 5 为动叶转速为 1 380 r/min 时,动叶叶栅内部及其下游区域不同时刻的瞬态速度矢量场,图中用深色区域标记了动叶叶片的大致位置,用灰色区域标记激光无法到达的盲区。从图中可以看出动叶尾迹涡产生发展的过程。从图 5(a) 可以发现动叶叶栅流道内部气流基本沿叶栅流道向下游区域流动,但是方向略向压力面倾斜,因而推动叶轮不断旋转。在

叶片尾缘吸力面附近出现气流的轻微分离, 为方便观察在吸力面尾缘处用流线进行了进一步标示。到图 5 (b) 时叶片尾缘的分离加剧, 分离涡初步形成, 到图 5 (c) 时, 叶片尾缘的分离涡已经完全形成, 此时已经发生明显的分离流动。到图 5 (d) 时分离涡破碎脱落, 形成非常强烈的分离流动, 随后分离现象有所减弱, 分离流动有重新贴附壁面的趋势, 到图 5 (f) 时下一次分流流动又将开始。如此反复从而形成动叶叶栅尾缘的非定常分离流动现象。

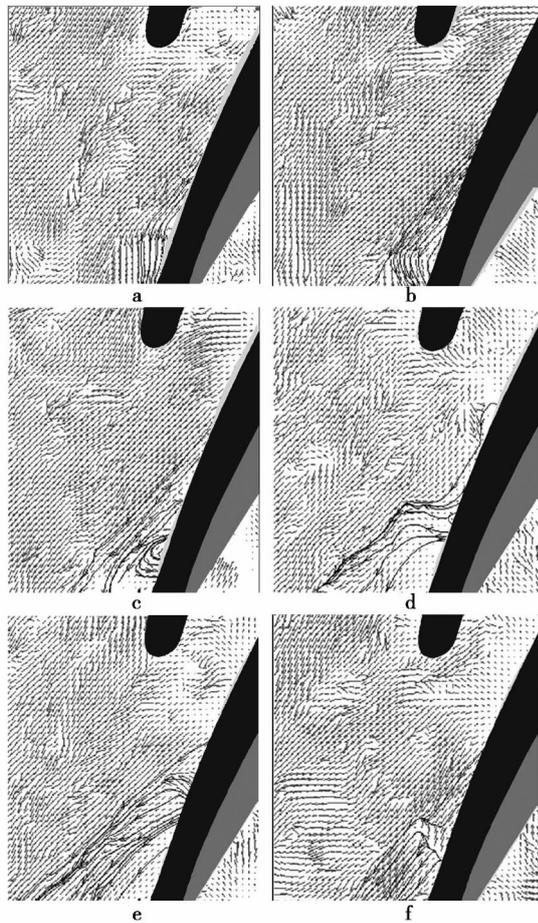


图 5 动叶叶栅瞬态相对速度场分布
Fig. 5 Distrubution of the relative velocity field in the rotating blade cascade

以上通过瞬态测量结果分析了叶栅尾缘涡的形成和脱落过程, 在实际工作中需要瞬时流场的平均值, 从而可以把握叶栅流动的整体性能。实验中对待测叶栅进行多次拍摄, 并将数据结果进行平均, 从而可以得到该叶栅湍流流动的平均流场信息。

图 6 为不同叶轮转速时动叶流道及其下游区域时间平均速度场分布。随着叶轮转速的降低, 动叶

出口及其下游的高速气流区域不断增大, 相应的最大速度值也不断提高, 在叶轮流道内部却表现出非单调的特性, 当转速 1 680 r/min 时, 叶栅流道内部具有明显的高速区域, 该高速区域在叶轮流道中部出现一直扩展到流道喉口附近。当转速降低至 1 380 r/min 时, 叶栅流道内部高速区域明显增大, 喉口下游区域出现高速区。当转速进一步减小时, 流道内部气流高速区域明显减小, 当转速达到 780 r/min 时, 流道内部高速区域基本消失, 喉口下游高速区域不断增大。气流在动叶流道内流动过程中不断膨胀并且直接作用于动叶压力面从而推动叶轮做功, 动叶流道内部的气流速度数值越高时, 动叶所获得的推动力也就越大, 这与图 7 中测功机测量的叶轮输出功率的变化情况一致。

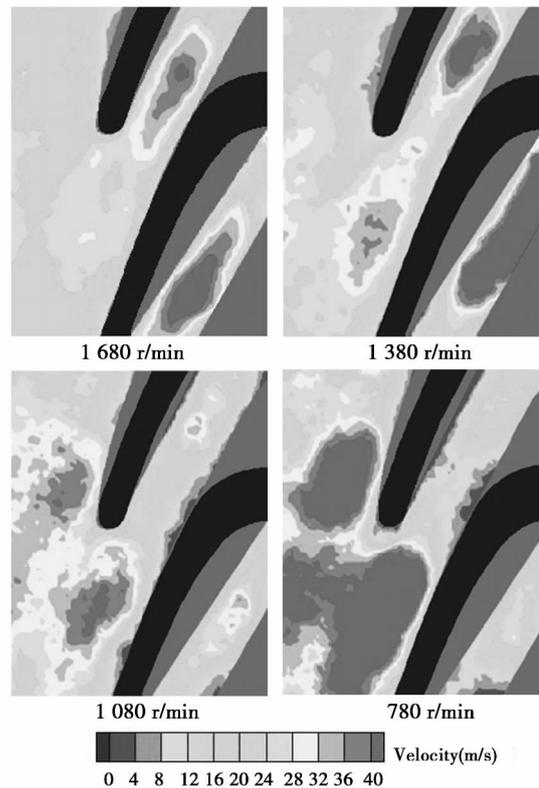


图 6 叶轮不同转速时绝对速度分布图
Fig. 6 Chart showing the distribution of the absolute velocity in the blade wheel at various rotating speeds

图 7 为不同转速工况下叶轮输出功率对比, 随着叶轮转速的降低, 输出功率先增大后减小, 当叶轮转速为 1 380 r/min 时, 输出功率最大, 达到 3.75 kW, 比最小输出功率工况即叶轮转速 780 r/min 时

提高 26.3%。

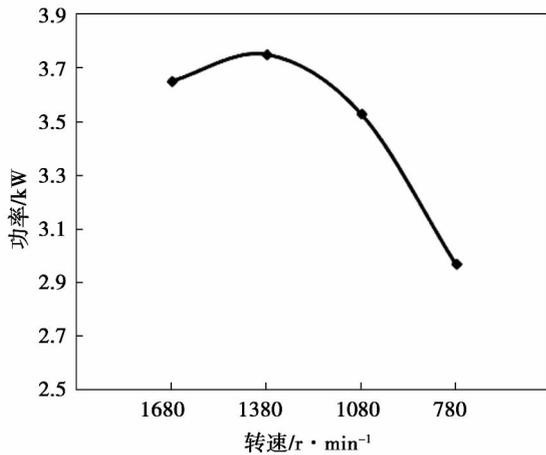


图 7 不同转速工况下输出功率比较
Fig. 7 Comparison of the output power at various rotating speeds

图 8 为不同叶轮转速时动叶出口截面位置上的速度对比,图中数据点位置对应于图 9 中的 line1,即动叶栅出口截面位置,图 8 横坐标 y/t 为数据在图 9 中 y 方向的相对位置,其极值在图 9 中进行了标注 μ 的绝对值约为栅距 (L) 的 1.5 倍。轴向速度 (U) 和圆周速度 (V) 的正方向也标示于图 9 中。由图 8 可知,随着叶轮转速的降低,叶栅出口截面气流的轴向速度值略有减小,圆周速度不断增大,在进口条件基本不变的情况下,叶轮出口截面气流最大速度及最小气流角均出现在 780 r/min 工况下,其截面最大绝对速度比 1680 r/min 工况时的截面最大速度增加了 92.8%,气流角减小了 43°。进一步观察图 8 中可以发现,随着叶轮转速的降低,叶栅出口截面的气流均匀性明显变差。

图 10 为不同叶轮转速时动叶出口截面下游 10 mm 位置处的速度对比。图中所有数据对应于图 9 中 line2 位置,即叶栅出口截面下游 10 mm 截面位置。由图 10 可以看出,叶栅下游位置 10 mm 位置附近的速度分布曲线比动叶叶栅出口位置处的速度分布曲线要平缓很多,均匀性随着气流向下游的流动得到明显改善。随着转速的降低,叶栅出口下游区域的各种速度参数的变化与出口截面表现出完全相同的变化特性。

在不同转速时,叶栅流道内部及其下游区域涡量分布图的规律近似,如图 11 所示,但分布区域的大小有所不同。二维涡量 ω_{vor} 的定义为^[13]:

$$\omega_{vor} = \frac{\partial V}{\partial x} - \frac{\partial U}{\partial y}$$

式中: U 、 V —气流轴向速度和圆周速度, m/s。

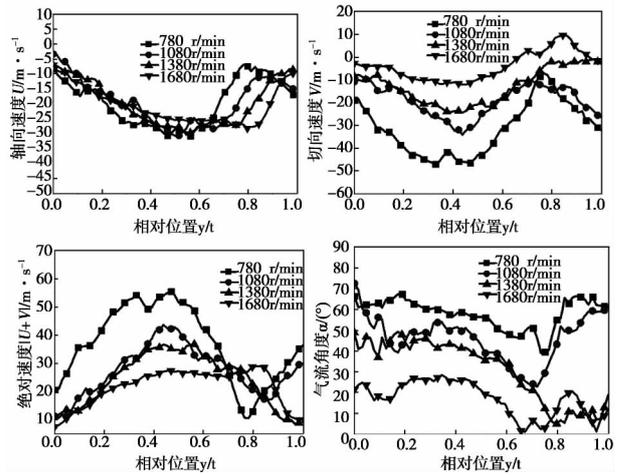


图 8 动叶出口截面速度比较
Fig. 8 Comparison of the velocity at the outlet of the rotating blades

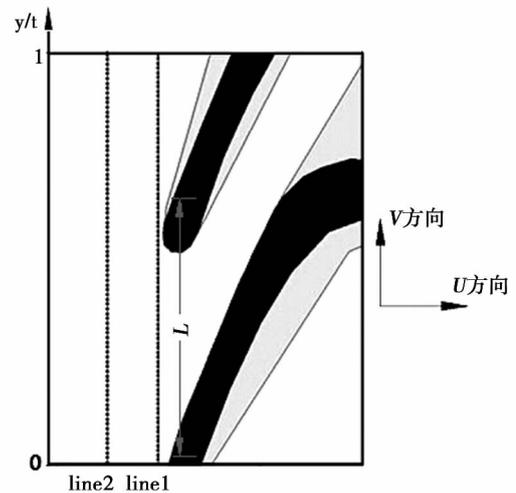


图 9 数据点位置示意图
Fig. 9 Schematic diagram of the location of the datum points

由图可见,叶轮流道内的高涡量区域主要分布在动叶壁面附近,在压力面上游和吸力面下游区域形成了比较明显的正旋涡。在动叶尾缘形成一对旋向相反的涡对,并且该涡对不断向下游发展构成了动叶尾迹,为了更清楚的表达不同转速下的动叶尾迹,根据涡量在动叶下游的发展情况,在图中用黑线进行了尾迹的标示。

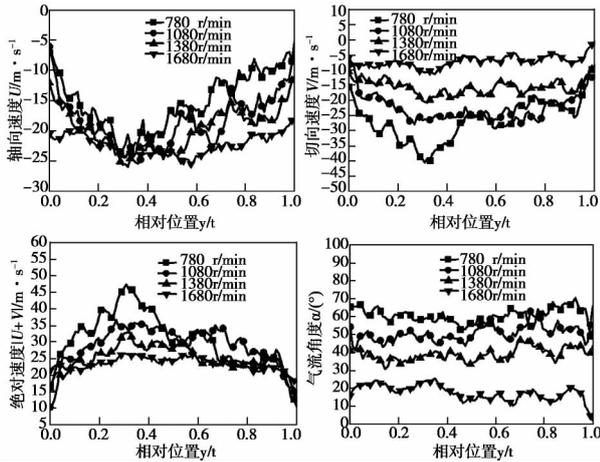


图 10 动叶出口下游 10 mm 截面速度比较
Fig. 10 Comparison of the velocity in the section 10 mm at the downstream of the outlet of the rotating blades

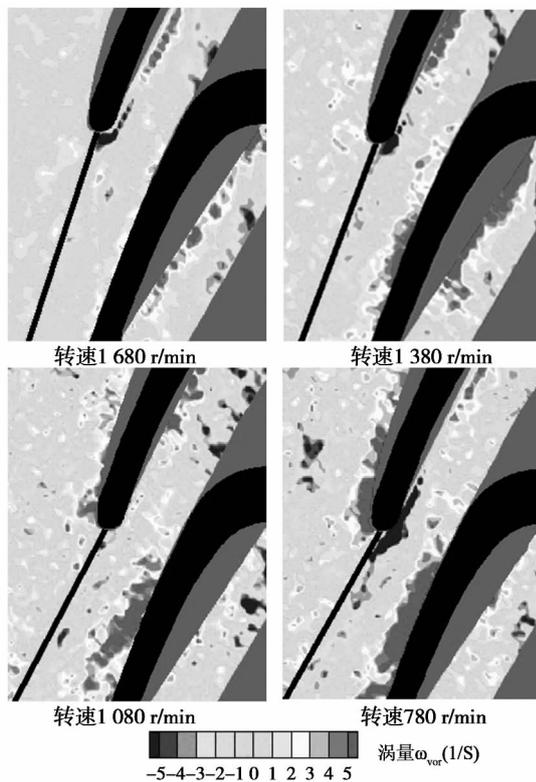


图 11 叶轮不同转速时涡量场分布图
Fig. 11 Chart showing the distribution of the vorticity field in the blade wheel at various rotating speeds

对比不同转速时发现,1 680 r/min 和 1 380 r/min 转速时,叶栅流道内的涡量强度较弱,高涡量区域较小,叶栅下游的动叶尾迹也与动叶尾缘的法

线方向偏离较少,表明在这两个转速工况下,动叶叶栅的流动损失相对较少,这是因为这两个工况与模化后的设计转速工况(1 500 r/min)比较接近,流动分离现象相对较弱。随着转速的降低,动叶流道的涡量强度和分布区域均有所加大,动叶尾迹的方向与动叶尾缘的法线方向的偏离角度也随之增加。特别是动叶吸力面下游区域,涡量强度增加更为明显,这是因为在进口条件不变的情况下,动叶吸力面会出现一定的流动分离。随着动叶转速偏离设计转速工况越多,动叶流道内的流动损失随之增强。

3 结 论

利用 PIV 测试技术有效获得了高速旋转的涡轮动叶叶栅及其下游区域的瞬态以及平均的流场分布数据,利用瞬态结果分析了动叶尾缘吸力面分离涡的发生和发展过程,利用稳态结果分析了不同转速下动叶栅内部流场和涡量场的变化规律。

(1) 在进口条件基本不变的情况下,改变叶轮转速可以使叶轮出口截面及其下游区域的速度分布产生剧烈变化,并且这种变化表现单调变化特性,随着叶轮转速的降低,出口截面绝对速度不断增大,气流角不断减小。

(2) 叶轮的最大输出功率对应于某一特定的转速工况,当叶轮转速不断降低时,叶栅流道内部速度会出现先增大后减小的现象,与之相应的输出功率也会表现出相同的趋势。

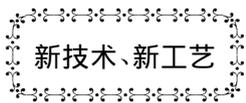
(3) 在设计转速工况附近动叶流道内部涡量场强度较弱,流动损失较小;随着转速减小,动叶流道内部,特别是动叶吸力面下游区域,涡量场强度明显增强,动叶尾迹偏离动叶尾缘法线方向的角度也随之增大,动叶栅流动损失增加。

参考文献:

[1] 李 军. PIV 技术在涡轮静叶测量中的应用[J]. 激光与红外, 2008, 38(2): 105-108.
LI Jun. Applications of the PIV technology in measuring the stationary blade cascades of a turbine[J]. Laser & Infrared 2008, 38(2): 105-108.
[2] Post M E, Goss L P, Brainard L F. Two-Color Particle-Imaging Velocimetry in a Turbine Cascade[C]. AIAA paper-91-0274.
[3] 戴静君, 姜义忠. PIV 技术在涡轮叶栅内流场试验中的应用[J]. 流体力学实验与测量, 2003, 17(4): 68-70, 83.
DAI Jing-jun, JIANG Yi-zhong, et al. Applications of the particle

- image velocimetry technology in tests of the flow fields in turbine cascades [J]. Experiments and Measurements in Fluid Mechanics, 2003, 17(4): 68-70, 83.
- [4] 李 军, 苏 明. 涡轮叶栅非定常流动的 PIV 实验 [J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2007, 35 (Sup. I): 133-135.
LI Jun, SU Ming. PIV experiment of the unsteady flow inside turbine cascades [J]. J. Central China Univ. of Sci. & Tech. (Nature Science Edition) 2007, 35 Supplement I: 133-135.
- [8] 王顺森, 毛靖儒. 透平叶栅二次流瞬态特性的新测试方法 [J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(1): 1361-1366.
WANG Shun-sen, MAO Jing-ru. New method for measuring the transient characteristics of the secondary flow in turbine cascades [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42(1): 1361-1366.
- [6] Olga Alhaj, Joerg R. Seume. Optical Investigation of Profile Losses in a Linear Turbine Cascade [C]. ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air. Glasgow, UK, June 14-18, GT2010-23166.
- [7] More, R D, Reid L. Performance of Single-Stage Axial-Flow Transonic compressor with Rotor and stator Aspect Ratios of 1.19 and 1.26, Respectively and with Design Pressure Ratio of 2.05 [R], NASA TP 1659, 1980.
- [8] Suder, K L. Blockage development in a transonic axial compressor rotor [J]. Journal of turbomachinery, 1998, 120(3): 465-476.
- [9] Sharma, O P, Butler T L, Joslyn, H D & Dring, R P. Three-dimensional unsteady flow in an axial flow turbine [J]. Journal of Propulsion and Power, 1985, 1(1): 29-38.
- [10] Huber F W, Johnson P D, Sharma O P. Performance Improvement Through Indexing of Turbine Airfoils: Part 2—Numerical Simulation [J]. J. Turbomach. 1996, 118(4): 636-642.
- [11] Inaba T, Yamamoto A, Ota E. Numerical Simulation of Blade TIP Leakage Flow in an Axial-Flow turbine [C]. Proceeding of 4th International symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows, Dresden, Germany, August 1999, VOL. 1: 262-273.
- [12] Brian T. Love and Mark F. Reeder. Particle Size Control for PIV Seeding Using Dry Ice [C]. 48th AIAA Aerospace Science Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition. AIAA-2010-1033.
- [13] 杜广生, 田 瑞, 王国玉, 等. 工程流体力学 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2004.
DU Guang-sheng, TIAN Rui, WANG Guo-yu, et al. Engineering Fluid Mechanics [M]. Beijing: China Electric Power Press, 2004: 180-181.

(丛 敏 编辑)



“洛维萨”核电站 K-220-44-2M 汽轮机高压缸改进

据《Теплоэнергетика》2013 年 2 月刊报道,俄罗斯原子能汽轮机无限股份公司和“哈尔科夫国立技术大学”的专家分析了改进“洛维萨”核电站 K-220-44-2M 汽轮机高压缸通流部分和主停汽阀方面计算-工程设计和计算研究的成果。

改进高压缸通流部分的主要任务在于考虑参数(结构和工艺)和功能限制的前提下,确定几何参数和热力参数的最佳组合。

基于轴流涡轮通流部分优化设计理论,利用哈尔科夫国立技术大学涡轮机制造教研组制定的自动化设计系统优化设计子系统“Турборперат”,全套计算-设计研究显著地提高了高压缸通流部分的效率。

在进行三维模拟的同时,计算方案给出了提高现有方案通流部分效率,并简化其制造工艺的可能性。

(吉桂明 摘译)

formation about the flow field such as Mach number and limit streamlines etc. indicates that the CDA blade profile can effectively prohibit the production of shock waves and separation of boundary layers, and improve the status of the air flow inside the compressor. The method in question can shorten the design time of the blades in a large amount, thus contributing to applications in engineering projects. **Key Words:** controllable diffusion blade profile, positive problem, blade design

基于 PIV 测试技术的涡轮动叶栅流场可视化研究 = Visualization Study of the Flow Field in a Rotor Cascade of a Turbine Based on the PIV Measurement and Testing Technology [刊 汉] MA Chao, GE Bing, ZANG Shu-sheng (College of Mechanical and Power Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200240) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29(4). -361-366

In the light of four operating conditions at four rotating speeds from 780 to 1680 r/min of a rotor blade cascade of a turbine with its design rotating speed being 1 500 r/min, experimentally studied was the PIV (particle image velocimetry) technology in measuring the inner flow field by employing dry ice as the tracer particles and obtained were 2D distribution of the speed field and vorticity field in the middle section and its downstream areas of the flow passages of the rotor blade cascade. It has been found that the transient results measured by using the PIV technology can capture very well the formation and evolution process of the vortices separated from the trailing edge of the rotor blade cascade. Within the operating conditions under the test, the velocity at the outlet and the downstream of the rotor blades continuously increased while the velocity of the gas in the flow passages was characterized by its first increase and then decrease with an increase of the rotating speed of the rotor blades. The output power of the blade wheel had a same variation law governing the air flow speed in the flow passages. In adjacent to the design rotating speed operating condition, the intensity of the vorticity field in the flow passages of the rotor blades was relatively weak and with a decrease of the rotating speed of the blade wheel, the intensity of the vorticity field inside the flow passages of the cascade, especially in the downstream of the suction surface of the rotor blades was obviously enhanced. **Key Words:** rotor blade cascade, PIV testing, laser visualization, flow field analysis

超临界机组参与一次调频对汽轮机寿命影响的研究 = Study of the Influence of the Participation of a Super-critical Unit in the Primary Frequency Modulation on the Service Life of a Steam Turbine [刊 汉] WANG Xu-rong, DAI Yi-ping (College of Energy Source and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049), LI Fu-shang (Shandong Electric Power Research Institute, Jinan, China, Post Code: 250000), ZHANG Ya-fu (Xi'an Thermodynamics Research Institute Co. Ltd., Xi'an, China, Post Code: 710032) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29(4). -367-373