

文章编号: 1000-8055(2000) 03-0246-05

前置导叶对叶栅出口涡系的影响

韩万今 顾中华 芦文才 周 逊 王仲奇
(哈尔滨工业大学 241 教研室, 哈尔滨 150001)

摘要: 详细测量了平行进口端壁附面层与设前导叶两种进口条件下某涡轮叶栅的出口流场。测量结果表明, 两种情况下在叶栅出口形成了类似的涡系结构, 但是条件不同涡系形成的机制不同。此外, 损失的大小与分布也发生了变化。
关键词: 附面层; 导向叶片; 出口流场; 测量
中图分类号: V 231.3 文献标识码: A

1 引言

通常, 在环形叶栅风洞上作静叶栅实验, 来流自由流及其端壁附面层同方向地进入叶栅, 称这种进口条件为平行来流端壁附面层^[1]。若来流自由流与端壁附面层流动方向不同, 称扭曲来流端壁附面层^[2]。两种进口条件下在叶栅出口平面上存在的涡系已研究清楚, 它们是: 通道涡、叶片吸力面与压力面壁角涡以及进口边马蹄涡吸力面分支。条件不同, 只不过涡系的强度、尺度与位置有差别^[3~5]。在涡轮机械中, 除了第一级静叶, 其余级静叶前均有静、动叶栅, 来流状态不同于上述两种情况。气体从环形静、动叶栅中流出, 其绝对流场都形成明显的尾流区, 高损失集聚在此区域内。因此, 动叶栅的绝对出口流场, 可用经适当设计的

前导叶的出口流场来模拟。本文研究前置导叶对环形叶栅出口集中涡系的影响, 进而说明除第一级以外的环形叶栅实验是否必须设前导叶。

2 实验模型

实验是在哈尔滨工业大学环形叶栅风洞上进行的。本实验将涡轮的子午流道及低压导向器(图 1) 几何相似地缩小 2.16 倍。在高压级动叶位置设置导向叶栅(简称导叶), 为使导叶后气流均匀, 在导叶后适当加一段等截面延长段。导叶下游安装着低压导向器的模型叶栅, 气流出导叶出气角的大小, 由导叶的出口流场测量决定。

模型叶栅的重要几何与气动参数为: 内、中、外径分别为 $D_i=404\text{ mm}$, $D_m=344.7\text{ mm}$, $D_h=285.4\text{ mm}$, 叶高 $h=59.3\text{ mm}$; 径高比 $D_m/h=$

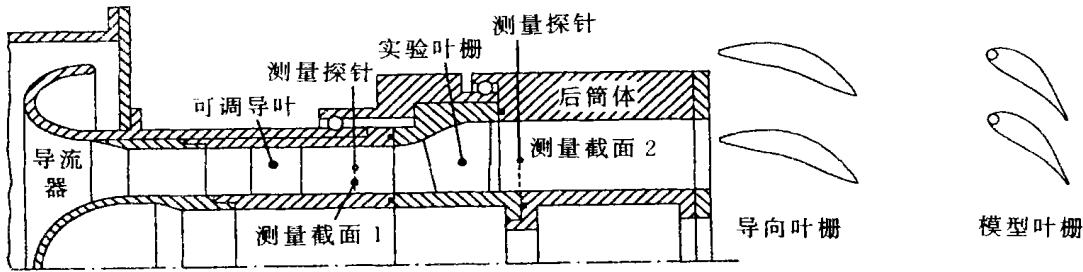


图 1 低压导向器气动实验装置简图

5. 8; 叶弦 $b_t=59\text{ mm}$, $b_m=52.5\text{ mm}$, $b_h=44\text{ mm}$; 展弦比 $h/b_m=1.13$; 节距 $t_t=39.7\text{ mm}$, $t_m=33.8\text{ mm}$, $t_h=28.0\text{ mm}$; 节弦比 $t_t/b_t=0.622$, $t_m/b_m=0.645$, $t_h/b_h=0.637$; 叶片数 $N=32$; 几何进气角及几何出气角沿叶高的分布见图 2; 栅前总压 $P_0^*=5010$ (表压), 叶高中部马赫数 $Ma=0.2328$, 雷诺数 $Re=2.2746\times10^5$ 。

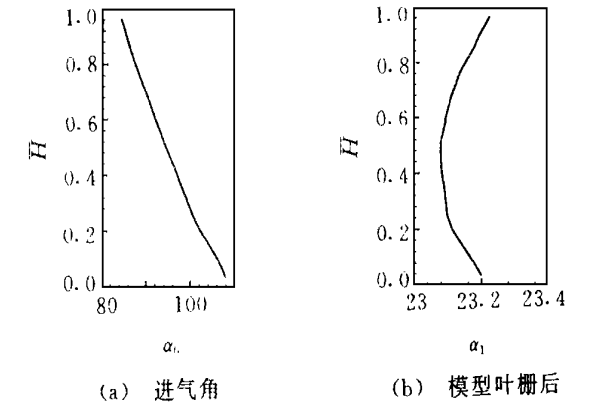


图 2 几何进出气角沿叶高的分布

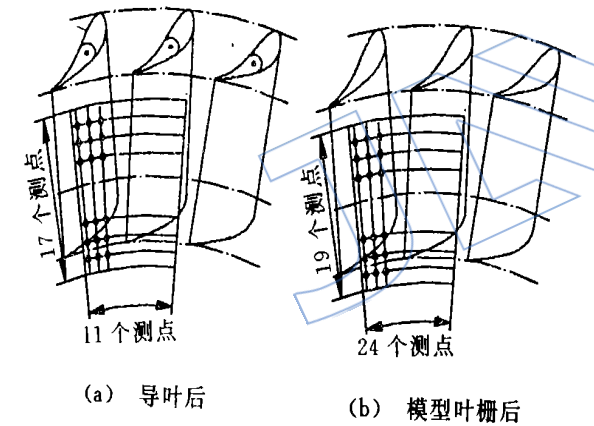


图 3 导叶及模型叶栅后测量点分布示意图

两个测量面分别设在导叶与模型叶栅后。第一个测量面在导叶后 50 mm 处(100% 轴向弦长), 在该测量面中, 沿节距方向每隔 1 设 1 个测量点, 计有 11 个测量点; 沿叶高设 17 个测量点(第一个和最后一个测点距端壁 3 mm), 整个测量面上共有 187 个测量点(图 3(a))。第二个测量面设在模型叶栅后 15 mm 处(30% 轴向弦长), 沿节距每隔 0.5 设 1 个测量点, 计有 24 个测量点; 沿叶高设 19 个测量点(第一个和最后一个测点距端壁 3 mm), 整个测量面上共有 456 个测量点(图 3(b))。测量采用球头直径为 2.5 mm 的球型五孔探针进行非对向测量。

实验数据处理中采用的静压系数和能量损失系数的定为分别为:

$$\bar{p}_1=(p_1-p_a)/(p_0^*-p_a) \tag{1}$$

$$\xi=\frac{(p_1/p_1^*)^{(k-1)/k}-(p_1/p_0^*)^{(k-1)/k}}{1-(p_1/p_0^*)^{(k-1)/k}} \tag{2}$$

式中, p_1 为测点静压, p_0^* 为导向叶栅前总压, p_a 是环境大气压, p_1^* 为测点总压。

经过对实验所用的测量仪器的仪器误差、测量仪器的使用误差、测量环境误差和测量数据及数据处理中的方法误差的综合分析, 本实验测量参数的最大综合极限误差小于 1%。

3 实验结果及讨论

3.1 导叶出口流场测量

模型叶栅由扭曲叶片组成, 在平行进口端壁附面层与有前置导叶的情况下, 在模型叶栅进口皆存在气流冲角(图 4)。对于两种进口情况, 气流的平均冲角分别为 5.2 和- 0.15°。

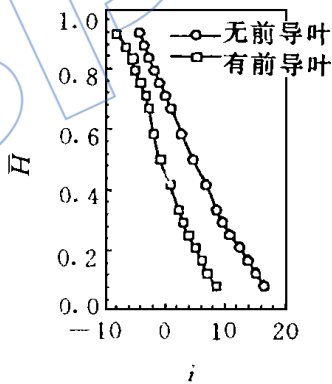


图 4 模型叶栅进口冲角沿叶高的分布

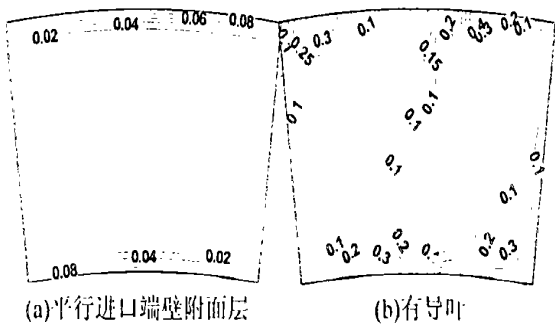


图 5 模型叶栅进口流场能量损失等值线分布

气体绕流叶栅产生的流动损失由两部分组成: 一是来流带来的损失。在无导叶的条件下, 即为来流端壁附面层带来的损失。在设导叶的情况下, 为导叶出口流场中的全部能量损失。二是气体

流过模型叶栅时产生的能量损失;由图 5 可见,前置导叶后,模型叶栅进口流场中的损失主要分布在与径向成一定角度的尾迹区内;而无前置导叶时,来流损失分布在上、下进口端壁附面层内。来流损失的大小与分布将是影响模型叶栅内流动损失增长与分布的两个重要因素。

3.2 模型叶栅出口流场测量

在实验中保持实验装置前总压为常数,背压为大气压,因此有导叶和无导叶两方案的降压比相等,总焓降也自然相同。在有导叶的情况下,导叶承担部分焓降,模型叶栅中焓降就低于无导叶条件下模型叶栅中的焓降,因此前者气流的雷诺数也就低于后者。在低雷诺数范围内,雷诺数的大小对气流损失有不可忽略的影响。为了消除两个方案由于雷诺数不同而产生的差别,必须对两方案测得的模型叶栅出口流动能量损失系数进行修正。采用安利—邓纳梅损失模型中的雷诺数修正公式,将两方案的能量损失系数修正到同一雷诺数下的值。经修正后的能量损失系数当地值等值线及节距平均损失系数沿叶高的分布分别绘于图 7 与图 10。

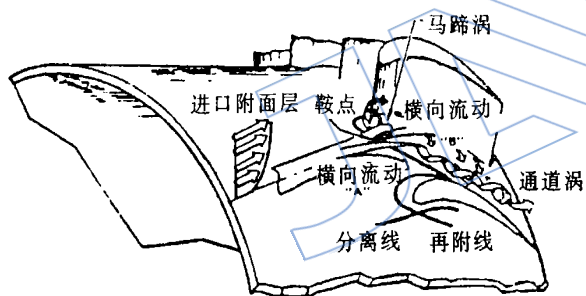


图 6 环形叶栅二次流场结构示意图

现代二次流理论比较一致地给出了具有平行端壁附面层的来流绕流环形叶栅的二次流场结

构^[3~5](图 6)。来流端壁附面层遇圆柱形叶片前缘卷起,形成马蹄涡的两条分支。吸力边分支围绕着进口边向形成它的叶片的吸力面对流,并进入吸力侧壁角附近。压力边分支穿过流道卷吸向对面叶片的吸力侧。马蹄涡的形成与分裂发生在由再附线和分离线相交构成的分离鞍点,通常籍助于叶片进口边邻域的高压区辨认它。由鞍点出发,斜穿过流道,指向相邻叶片吸力面的分离线将下端壁划分出两个不同的区域。在分离线上游的区域 A,来流端壁附面层在源于流道左侧压力面的横向压力梯度的作用下,承受强烈的扭曲并流向流道右侧的吸力面,在那里以横穿过流道的马蹄涡压力边分支为核心,与来自相邻流道的围绕进口边的马蹄涡吸力边分支相互缠绕。在分离线的下游 B 区,由于来流端壁附面层被卷入马蹄涡,新生附面层形成,并在横向压力梯度的作用下发生扭曲,流向吸力面。在吸力面壁角,流到那里的新生附面层与马蹄涡压力边、吸力边分支以及被卷吸的部分主流汇合形成组合体,即通道涡。在实验测量中,通过斜穿过流道静压不断下降的低压区证明它的存在。在流道的后部,通道涡与叶片吸力面强烈地相互作用,离开端壁,向叶栅中部和压力面发展。在叶栅出口截面,由很薄的端壁附面层(薄到五孔测针不能测到它)、在它上面的大涡—通道涡、沿吸力面壁角流出的与通道涡方向相反的小尺度涡(这可能是由端壁新生附面层卷起形成的或是马蹄涡吸力面分支)以及叶型出口边流出的尾流共同构成二次流场。

以上描述的是气体绕环形叶栅轮毂或外壁面任意一侧端壁的一般流动情形,实际上绕流轮毂与绕流外壁面两侧端壁之间存在差别。产生差别的原因是在环形叶栅中存在着径向正压梯度,因而形成了图 7(a) 所表明的轮毂侧与外壁侧不同

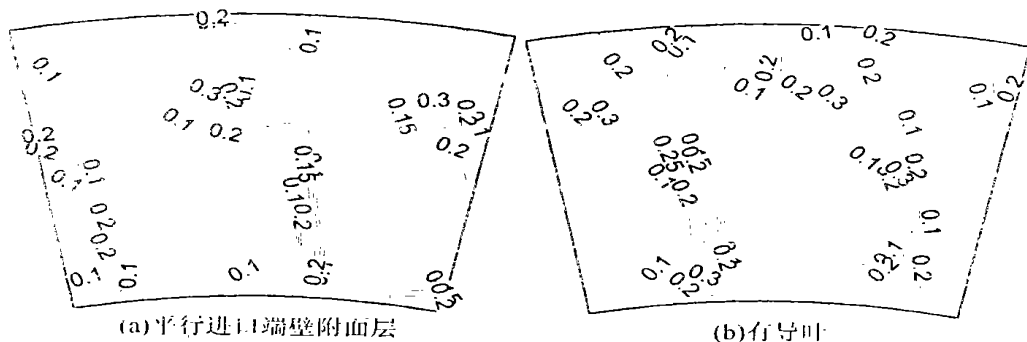


图 7 考虑雷诺数修正后模型叶栅出口流场当地损失等值线

的流动状态。在轮毂侧, 下通道涡被正径向压力梯度压缩在叶片吸力面壁角, 附面层低能流体几乎全被下通道涡卷吸。在外壁侧, 上通道涡在从壁面起的负径向压力梯度的推动下沿尾迹区向轮毂区迁移, 在出口截面位于 0.67 相对叶高, 外壁面附面层大部分低能流体被上通道涡卷吸, 但尚有一部分仍沿外壁面流动。这是因为外壁面具有较大扩张角, 气流先是过膨胀, 然后在较大逆压梯度下流向出口截面, 新生附面层迅速增长。

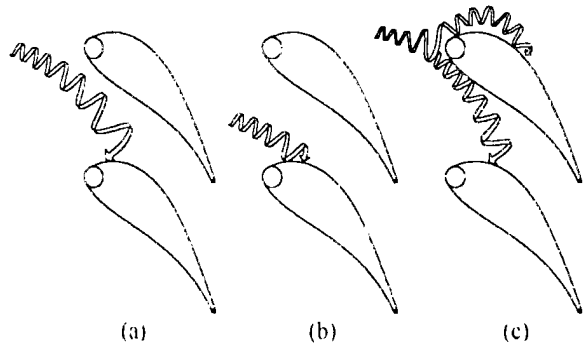


图 8 导向叶栅通道涡进入模型叶栅流道位置示意图

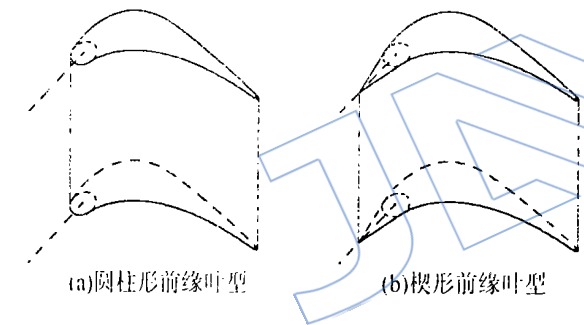


图 9 圆柱与楔形前缘叶型

比较图 7 的 (a) 和 (b) 两图可见, 在两种进口条件下, 得到了两种类似的当地损失分布, 即在轮毂侧与叶顶侧各有一个大的损失核心, 对应上、下通道涡。但是, 在两种进口条件下, 上、下通道涡形成的机理不同。对于平行进口端壁附面层, 上面已叙及。在有导叶的情况下, 由图 7(b) 可见, 轮毂壁面上复盖着一层较厚的附面层, 在附面层的上方运动着气体流经前导叶形成的下通道涡, 它们一起进入模型叶栅, 与叶栅的圆柱形前缘相互作用, 其作用过程取决于下通道涡进入模型叶栅的位置。几种可能的情况(图 8)是: (1) 在靠近模型叶栅的压力侧进入, 它与模型叶栅进口马蹄涡的压力侧分支旋向相同, 并随该分支一起流向相邻叶片的吸力侧。(2) 在靠近模型叶栅的吸力侧进入, 它与模型叶栅进口马蹄涡的吸力侧分支的旋向相反, 两者组成涡对, 相互对流着流向叶片的吸力侧

壁角。(3) 流出前导叶的通道涡与模型叶栅的前缘相撞, 通道涡分裂成两部分, 压力侧部分位于马蹄涡压力侧分支的上方, 两者旋向相同, 边合并边流向相邻叶片的吸力侧; 吸力侧部分与马蹄涡吸力侧分支旋向相反, 两者组对流向叶片吸力侧。在叶片吸力侧某一轴向位置, 马蹄涡的压力面与吸力面分支、前导叶形成的通道涡、新生端壁附面层以及部分主流形成新的组合体, 即模型叶栅的下通道涡。

由图 7(b) 还可以观察到, 在叶顶区模型叶栅的进口附面层完全被前置导叶扭曲进入尾迹区, 复盖于外壳表面上的只有一层薄薄的新生附面层, 因此模型叶栅前缘的鞍点分离不可能发生, 只有从前导叶流出的上通道涡在图 8 所示的上述 3 个可能位置之一进入模型叶栅流道, 在横向压力梯度的作用下, 与新生端壁附面层一起集聚在吸力面壁角, 形成新的组合体, 即模型叶栅叶顶侧的上通道涡。文献[6]通过实验证明马蹄涡与通道涡两者之间并不存在因果关系。作者实验了圆柱形前缘与楔形前缘(图 9)叶栅, 两叶栅的进口附面层厚度、湍流度与气流折转角均相等, 楔形前缘叶栅的进口附面层没有发生鞍点分离产生马蹄涡, 但在两叶栅出口流场的相同位置都形成了强度、尺度与旋向相同的上、下通道涡。这个实验可间接证实在有前导叶的情况下, 在叶顶侧形成上通道涡的结论是正确的。这里需要特别强调的是, 以上所述仅适用于本实验前导叶与模型叶栅的配置情况, 即气流均向同一个方向折转(图 1)。当气流在前导叶与模型叶栅中折转方向相反时, 需要另做研究。

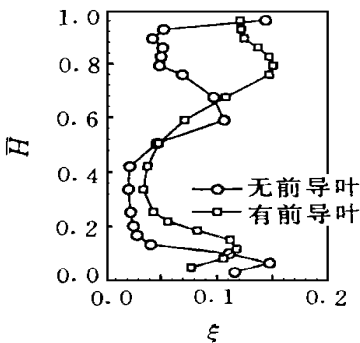


图 10 雷诺数修正的节距平均损失系数沿叶高分布

图 10 表明, 与无前导叶比较, 有前导叶模型叶栅的上、下通道涡均位于上方, 并且上通道涡对应的损失峰值较大, 下通道涡较小。在轮毂侧, 有前导叶时模型叶栅的下通道涡是围绕着流出前导

叶的下通道涡核心形成的,方向与其相同的进口边马蹄涡压力侧分支加强了它,方向与其相反的马蹄涡吸力侧分支起削弱作用。除此之外,在具有前导叶的情况下通道涡作用的距离比较长,涡能的耗散增大了下通道涡的尺度,降低了能量损失峰值。在叶顶侧,由于前导叶上通道涡几乎全部卷吸了进口附面层,加强了扩张角较大的上壁面的扩散作用,从而增大了气流的过膨胀与随后的逆压梯度,新生附面层从上壁面分离并源源不断地卷吸进入上通道涡,引起涡心附近损失峰值的迅速增长。从该图看到的另一个现象是在相同叶高 0.1 至 0.5 范围内,有前导叶模型叶栅的损失系数明显高于无前导叶模型叶栅,这说明前一方案的叶型损失高于后者。其原因在于进口附面层流经前导叶被扭曲进入尾流,尾流进入模型叶栅流道被横向压力梯度输运入至叶片吸力面,与吸力面上新生附面层汇合,增大了附面层厚度。对于无前导叶的情况,在这一范围内进入的主流是势流,叶片吸力面上复盖着很薄的新生附面层。

4 结 论

设前导叶使进口流场高损失集聚在与径向成一定角度的尾流区内,在模型叶栅的出口仍形成上、下通道涡支配的二次流场,但是通道涡形成的机理不同于无前导叶的模型叶栅,上通道涡为前导叶的上通道涡、外壁面新生附面层、部分叶片吸力面附面层及部分主流的组合体,下通道涡为前导叶下通道涡、模型叶栅进口马蹄涡、轮毂壁新生附面层、叶片吸力面部分附面层及部分主流的组合体。

前置导叶虽然没引起模型叶栅出口流场中集中涡系类型的变化,但是涡系的强度、尺度与位置发生了变化,相对应流动损失的大小与分布也发生了变化。因此,实际涡轮机械中被研究叶栅若它前面存在叶列,其模型叶栅前的导叶不能省略。此外,精心设计导向叶栅可能改善模型叶栅的气动性能。

参 考 文 献

- 1 Sieverding C H. Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passages [J]. Trans. of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 107: 248– 257
- 2 Carrick H B. Secondary Flow and Losses in Turbine Cascade with Inlet Skew. In Secondary Flow in Turbomachines [R]. AGARD CP– 214, 1977
- 3 Langston L S. Crossflows in a Turbine Cascade Passage [J]. ASME Journal of Engineering Power, 1980, 102(4): 866– 874
- 4 Wang Haiping, et al. Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades [R]. ASME 95 – GT – 7
- 5 Grazianl R A, et al. An Experimental Study of Endwall and Airfoil Surface Heat Transfer in a Large Scale Turbine Blade Cascade [J]. Trans. of ASME, Journal of Engineering for Power, April 1980, 102: 257– 267
- 6 Moore J, Ransmayr A. Flow in a Turbine Cascade: Part 1– Losses and Leading-Edge Effects [J]. Trans. of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, April 1984, 106: 400– 407

(责任编辑 杨再荣)

Effects of Front Guide Vanes on Exit Vortices in a Turbine Cascade

Han Wangjin, Gu Zhonghua, Lu Wencai, Zhou Xun, Wang Zhongqi

(Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: The exit flow fields of a turbine cascade with or without the front guide vanes were investigated. The measured results show that the similar vortex structures are formed in these two cases, but the mechanisms of their formations are different. In addition, the amounts and distributions of the losses in the case with the front guide vane are also changed in comparison with those in the cascade without the front guide vanes.

Key words: guide vanes; exit flow field; measurements