

文章编号:1000-8055(2011)12-2722-09

高负荷涡轮叶栅气动性能试验

杨其国¹, 王祥锋², 石玉文², 韩万金²

(1. 哈尔滨电气集团公司 哈尔滨汽轮机厂有限责任公司, 哈尔滨 150040;

2. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 在环形涡轮叶栅低速风洞上, 对某型高负荷涡轮静叶栅进行了吹风试验. 应用五孔球头测针, 详细测量了三个冲角下由栅前至栅后 7 个横截面内气流参数沿叶高和节距的分布. 试验结果表明, 沿叶高变负荷结合叶片弯曲, 在满足高负荷要求的条件下能够控制边界层的集聚、转捩与分离. 在主流区采用前加载叶型, 保证叶片能承担高负荷. 在两个端壁区采用后部加载叶型, 并通过叶片正弯进一步降低气动负荷, 从而减小端壁横向压力梯度, 削弱端壁横向二次流. 正、负冲角仅影响叶片前缘吸力面或压力面的静压分布, 引起气动负荷的增加与减小. 研究的高负荷涡轮叶栅具有良好的冲角适应性.

关 键 词: 涡轮叶栅; 高负荷; 弯叶片; 二次流; 气动性能

中图分类号: V211.7

文献标志码: A

Experiment on aerodynamic performance of turbine static cascade with high aerodynamic loading

YANG Qi-guo¹, WANG Xiang-feng², SHI Yu-wen², HAN Wan-jin²

(1. Harbin Turbine Company Limited,

Harbin Electric Corporation, Harbin 150040, China;

2. School of Energy Science and Engineering,

Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: In a low-speed ring cascade wind tunnel, aerodynamic tests were fulfilled on a large enthalpy drop static cascade in the middle stage of a steam turbine. From the front to the back gate, the flow parameters in seven cross sections along the blade height and pitch at three incidences were measured in detail with the application of five-hole pin ball test. The results show that, in order to meet the requirements of high loading conditions, the combination of highly variable loading and blade bending along span-wise can control the accumulation, transition and separation of boundary layer. Fore-loaded blade profiles were applied in the main passage area to ensure that the blade could withstand high loading. After-loaded blade profile was applied to the end wall and the positive bending blade further reduced aerodynamic loading, the end wall lateral pressure gradient was cut down to weaken the end wall lateral secondary flow. Positive and negative incidences affect only the static pressure distribution at the leading edge of the suction side or pressure side, causing the increase and decrease of aerodynamic loading. The turbine cascade with high aerodynamic loading has a good adaptability of incidence.

Key words: turbine cascade; high loading; curved blade; secondary flow; aerodynamic performance

收稿日期:2010-12-23; 修订日期:2011-03-15

作者简介:杨其国(1962—),男,湖南衡阳人,研究员,博士,主要从事叶轮机械的设计工作.

研究高负荷涡轮叶片的设计技术是现代高性能燃气涡轮发动机的研究热点之一,在涡轮叶栅的常规设计中,单级利用的焓降是有限的.为不断提高现代涡轮发动机的做功能力,需要大幅增加涡轮进口温度,这样一来,又面临如何有效地解决涡轮冷却这一难点.研究指出^[1],如果增加第一叶列或者第一级的负荷,能够引起叶列或级有大的温降,这能减小或者消除下游及本列叶片需要的冷却气体量.因此,为减少涡轮的级数,降低金属材料及加工量消耗,尤其是减少通流部分叶片所需的大量稀有耐热合金和加工量,国内外研究者提出了采用高负荷涡轮叶片^[2].采用高负荷涡轮叶片,因为增加了叶片负荷,导致涡轮叶栅内将发生强烈的二次流动以及相关的流动分离,从而降低涡轮叶栅气动效率^[3].设计者必须在负荷和效率之间做出合理选择,因此详细研究高负荷透平内的流动对现代涡轮叶片的设计具有重要意义.

目前公开发表的有关高负荷涡轮叶片的文献并不多见.文献[4]系统研究了高性能涡轮叶片的发展,提出了新的气动力设计概念,并应用优化算法,探讨了降低高负荷跨声速涡轮叶片激波损失与出气边损失的方法,并通过试验进行了验证.文献[5-6]通过试验测量和大涡模拟方法研究了3套具有不同弦向分布的低压高负荷涡轮叶栅流场,指出在不同负荷情况下,前加载叶片在叶片中部出气边损失较小,气动性能表现良好性能.文献[7-8]运用试验方法测量了某高负荷低压涡轮叶型损失,并建立了吸力侧速度分布型的参数化方法,通过选择关键的设计参数(如叶片负荷、速度分布等),合理评估高负荷叶型损失.文献[9-10]在保持实际发动机马赫数为常数的前提下,研究了在宽广的雷诺数条件下高负荷低压涡轮叶栅的性能.研究表明,在低雷诺数下吸力面会产生大分离区,总压损失剧烈增长,而在高雷诺数下叶栅气动性能则表现良好.因此,应用被动边界层控制对于降低高负荷低压涡轮叶型损失是行之有效的方法.文献[11]研究了具有大折转角的高负荷叶片,定性地给出了叶型损失与气动负荷高低的关系.文献[12-15]研究了高负荷涡轮级内采用弯曲叶型控制端区二次流的机理,指出静叶尾迹和轮毂通道涡的二次流相互作用占主要地位.文献[16]在具有小而全尺寸试验装置的高负荷涡轮上进行了验证试验,获得了试验涡轮的总性能,但都没有给出内部流动的详细数据.本文作者采用沿叶高变负荷结合叶片弯曲的方法设计了高负荷静

叶片,并在低速风洞上进行了详细的吹风试验,本文指出,在主流区采用前加载叶型、在两个端壁区采用后部加载叶型以及叶片正弯曲,能够保证叶片承担高负荷的情况下,最大限度的减小流动损失,且具有良好的冲角适应性.本文的研究结果能够为高负荷叶片研究提供理论依据.

1 试验模型

试验是在哈尔滨工业大学能源科学与工程学院推进理论与技术研究所的环形叶栅风洞上进行.图1为试验风洞简图.试验装置为模型叶栅提供了充分均匀的初始流场.试验数据的采集主要是由风洞的自动测试系统完成.

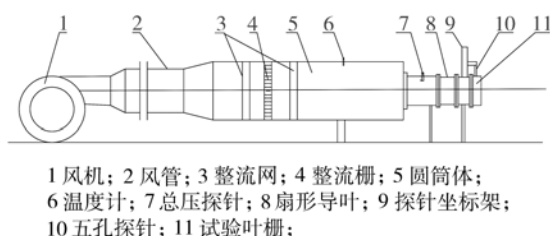


图1 环形叶栅风洞及其叶栅装置简图

Fig. 1 Schematic of wind tunnel and cascade

流场参数测量使用的是五孔球头探针,本试验中采用非对向测量法,该方法在实际测量时操作简单,在保证测量精度的同时可以大大缩短测量时间,只是探针的校正与数据处理相对复杂.

试验模型为某型高负荷涡轮叶栅.为满足测量要求,将实际叶栅几何相似地放大1.2倍.为了克服环形叶栅风洞对试验叶栅的尺寸限制,以扇形叶栅代替环形叶栅,采用8个叶片7个流道进行试验,不影响试验结果的正确性.

试验叶片及其叶型分别表示在图2的(a)和(b).图3给出了叶型设计过程中叶片负荷加载位置沿展向关联示意图.叶片顶部和根部采用的是后部加载叶型,叶片中部相对于叶根和叶顶采用的是前部加载叶型.放大1.2倍后叶栅的主要几何与气动参数在表1给出.

试验中叶栅子午面的轮毂与外壳均为圆柱面.采用经过风洞校准的五孔球头探针,对栅前至栅后共7个横截面内的气动参数进行了详细测量,7个横截面的轴向位置表示在图4.对于本文研究的中间级静叶栅,叶栅的进口流场应该是上一级动叶的出口流场,由于采用的低速风洞没有模拟动叶的能力,为使试验中静叶栅的进口流场

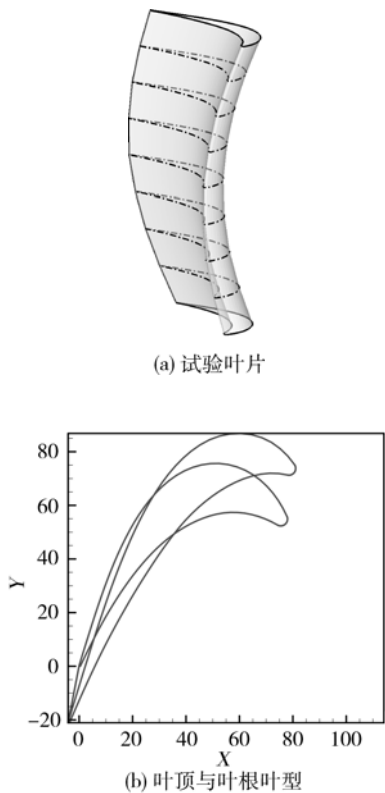


图2 高负荷静叶试验叶片
Fig. 2 Geometry of static blade with high loading

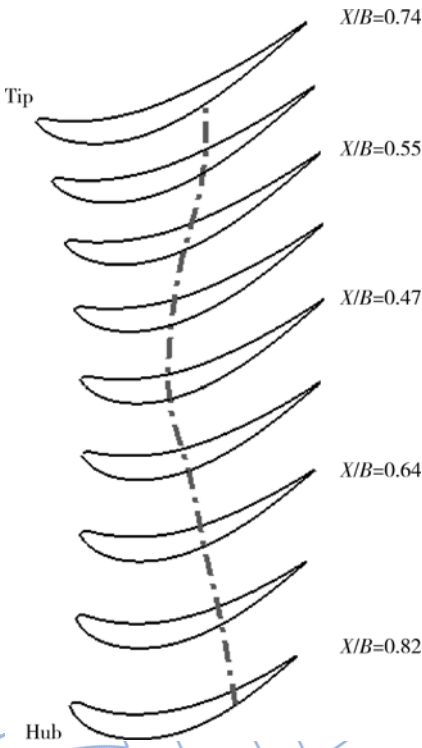


图3 叶片负荷加载位置示意图
Fig. 3 Schematic diagram of the blade loading position

表1 试验叶片几何与气动参数
Table 1 Test blade geometry and aerodynamic parameters

参数	数值
外、中、内径 $D_t, D_m, D_h/\text{mm}$	1 935.84, 1 659.84, 1 383.84
叶高 h/mm	276
径高比 D_m/h	6.01
弦长 $b_t, b_m, b_h/\text{mm}$	127.4, 111.09, 95.23
轴向弦长 $B_t, B_m, B_h/\text{mm}$	85.22, 78.41, 78
展弦比 h/b_m	2.48
节距 $t_t, t_m, t_h/\text{mm}$	92.15, 79.01, 65.87
节弦比 $(t_t/b_t), (t_m/b_m), (t_h/b_h)/(^{\circ})$	0.723, 0.711, 0.692
叶片数 N	66
几何进气角 $\alpha_{t1}, \alpha_{m1}, \alpha_{h1}/(^{\circ})$	56.7, 58.5, 42.6
几何出气角 $\alpha_{t2}, \alpha_{m2}, \alpha_{h2}/(^{\circ})$	20.5, 20.5, 21.5
几何折转角 $\Delta\alpha_t, \Delta\alpha_m, \Delta\alpha_h/(^{\circ})$	102.8, 101, 115.9
栅前总压(表压) p_0^*/Pa	3 195
叶高中部马赫数 Ma	0.20
雷诺数 Re	4.9×10^5

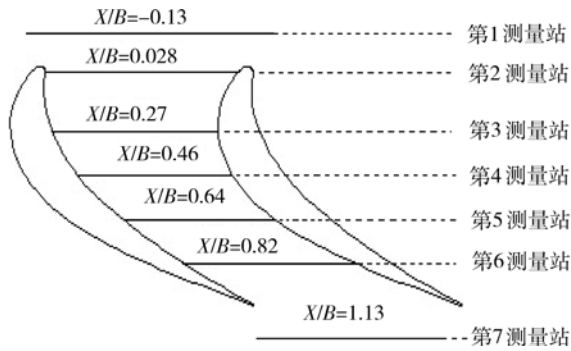


图 4 测量站设置示意图

Fig. 4 Locations of measurement station

尽量接近实际,在静叶栅上游设置了导向叶栅.导向叶片出口气流角沿叶高的分布按动叶的绝对出口角设计,而且叶片的后半部可以转动,实现来流对试验叶片的冲角变化^[17].

2 试验结果及讨论

2.1 静压系数沿叶型的分布

叶片表面静压压力分布是衡量叶片气动性能

的重要参数.图 5 给出不同冲角下静压系数沿叶型的分布,图 6 给出了不同叶高截面静压系数沿叶型的分布.由图可见, 0° 冲角条件下,在叶高截面叶型的压力侧的前半部分,静压系数沿叶型的分布变化很小,叶片压力面上的附面层在这段范围内处于等压力梯度流动状态,附面层的厚度虽然随着流程增长,但速度不快.在各个叶高截面叶型压力面的后半轴向弦长,附面层增长到一定的厚度,流体在较大顺压梯度的作用下加速直到尾缘,附面层厚度变化很小.依此可以得出:叶片压力面上附面层的流动主要处于顺压梯度的作用,压力面产生的损失仅占叶型损失的 $10\% \sim 20\%$. 0° 冲角各叶高截面的吸力面,由前缘至最低压力点的很大轴向弦长范围内,气流都受到较大顺压梯度的作用.由压力最低点至尾缘阶段,气流处于不得不“爬上山”流动状态,即受逆压力梯度的作用向下游流动.附面层在此阶段增厚、可能转捩甚至发生分离,这受逆压梯度段的长短及逆压梯度值的大小影响,这两个量的大小由最低压力点至叶片前缘的轴向距离决定.

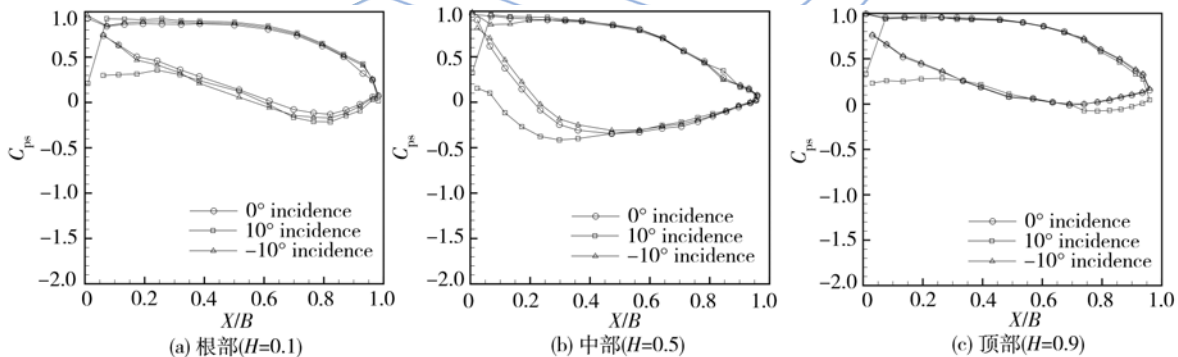


图 5 不同冲角下静压系数沿叶型的分布

Fig. 5 Distribution of static pressure coefficient under different incidences

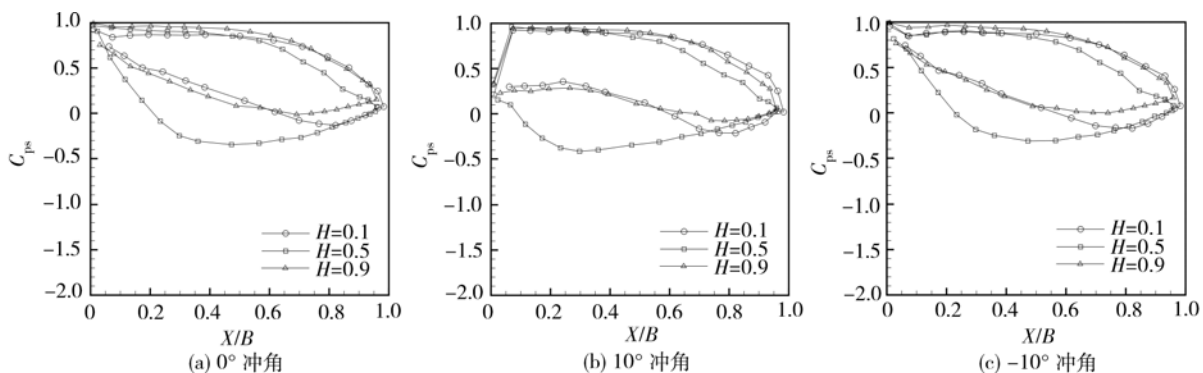


图 6 在不同叶高静压系数沿叶型的分布

Fig. 6 Distribution of static pressure coefficient at different blade heights

由图5和图6还能够看到,为了保证叶片具有较高的气动负荷,设计过程中采取了两个措施:一是采用叶片正弯技术,由叶片两端壁到叶展中部气动负荷是增加的;二是由0.1~0.9相对叶高,各叶高截面叶型吸力面的最低压力点都处于0.4~0.5轴向弦长范围内。所以,从叶型吸力面最低压力点至尾缘区域的逆压梯度段较长,附面层增厚较快将发生转捩与分离,所产生的损失占到叶型损失的80%~90%。因为叶片的气动负荷高,具有较大叶型损失是必然的,但高负荷区域均处于主流区,仅叶型损失增大,对二次流损失的影响不大。

为了降低轮毂与外壳附近的端部流动损失,作者也采取了两个措施:①采用正弯叶片技术,降低近端壁区域的气动负荷,并形成沿叶高的“C”型静压分布;②端部区域叶型采用“后部加载”技术。如图5可以看到,在0.1和0.9相对叶高截面,吸力面最低压力点分别处于85%和75%轴向弦长。一般,吸力面最低压力点处于60%轴向弦长之后的叶型称为后部加载叶型。显然,本文研究的高负荷静叶在两个端壁区域即采用了后部加载叶型,一方面降低了由叶片前缘到80%轴向弦长阶段的横向压力梯度,削弱了横向二次流,吸力面壁角内积聚的附面层流体被“吸”入主流;另一方面吸力面上附面层加速流动至最低压力点后开始增厚、转捩,因逆压梯度段较短,附面层刚要发生分离即进入叶栅下游流场,从而叶型损失是降低的。

综上所述,气动负荷沿叶片展向变化结合弯曲叶片技术是本文高负荷涡轮静叶片的设计特色,在达到叶片高负荷的要求下对附面层的集聚、转捩与分离进行控制。具体地说,在主流区即叶片中部采用前部加载叶型,以承担高的气动负荷,因叶型具有较大的折转角,导致较高叶型损失,但不影响二次流损失。在近端壁区域,叶片采用后部加载叶型,端部横向压力梯度和叶型损失都降低了。虽然吸力面壁角会积聚一部分附面层低能流体,但受到叶片正弯所产生的“C”型静压分布的作用,低能流体发生扩散并进入主流,从而减弱或消除了叶片吸力面角涡分离。从以上分析可知,本文设计的涡轮静叶在承担高负荷的同时,减小了单位负荷下的流动损失。

2.2 叶片表面静压系数等值线

由流体分离流动理论可以知道,壁面静压等值线正交于极限流线,因此附面层的流动情况可

由叶片表面静压等值线的分布来进行判断。图7给出三个冲角工况下叶片表面静压等值线。由图可以看到,在各冲角条件下,叶片压力面静压等值线基本与上、下端壁是垂直的,在叶高方向基本没有静压梯度,即沿叶高静压是均匀分布的,压力面上观察不到径向串流的存在,说明压力面附面层的流动状态是二维的。叶片吸力面上的流动状态比较复杂。首先可以看到,试验测得的叶片吸力面上的静压等值线分布基本与叶展中分线呈对称分布,这与矩形叶栅相类似。表明所设计的涡轮静叶采用叶型沿叶高的积迭,平衡了叶片力与气流流过叶栅流道所产生的离心惯性力,没有径向正压力梯度的存在。叶片吸力面上径向压力梯度主要是因为叶片正弯与通道涡诱导产生的。在叶片具有较大焓降的情况下,叶型的几何折转角可以高于100°以上,通道涡由上、下端壁抬起较高范围,端壁至通道涡核心区域为负静压梯度。叶片采用正弯所产生的端壁到中部叶展区域也是负静压梯度。叶片正弯及通道涡诱导所带来的双重作用形成了端壁到叶展中部负压力梯度较大,叶展中部为大面积负压区,此处即为对流动起关键作用的三维分离区。

叶片吸力面上有4个流动状态不同的区域:

①前缘中部叶展区域,静压系数等值线垂直于端壁,流动状态是二维的。②吸力面近端壁前50%轴向弦长,静压系数等值线与壁面成钝角,静压等值线倾斜指向中部叶展,该区域的流动状态是三维的。③叶片中心附近静压系数等值线封闭区,此处为低压力区域,吸力面上下壁角积聚的附面层低能流体向此区域流动并进入主流,称该区域为三维分离区。叶栅中焓降较大情况下,三维分离区内,吸力面附面层沿叶型流动过程中遭遇逆压梯度,厚度增长较快、可能发生转捩甚至产生分离,叶型损失较大,但叶片能够承担较大气动负荷。叶片吸力面壁角分离带来较大的流动损失,而且因为端壁区域占展向范围较小,对整个叶片气动负荷的增加贡献不大。④叶片尾缘区,此处静压系数等值线与端壁垂直,为附面层分离后的再附流动区,附面层的流动状态也是二维的。

由图7可以看出冲角变化对叶片表面静压系数等值线的影响。就压力面而言,仅10°冲角条件下前缘存在局部静压剧变,冲角改变对其余部分基本没有产生影响。对于吸力面,在10°冲角下,具有较大范围的三维流动区和三维分离区,三维流动区内静压系数等值线与端壁相交形成的钝角

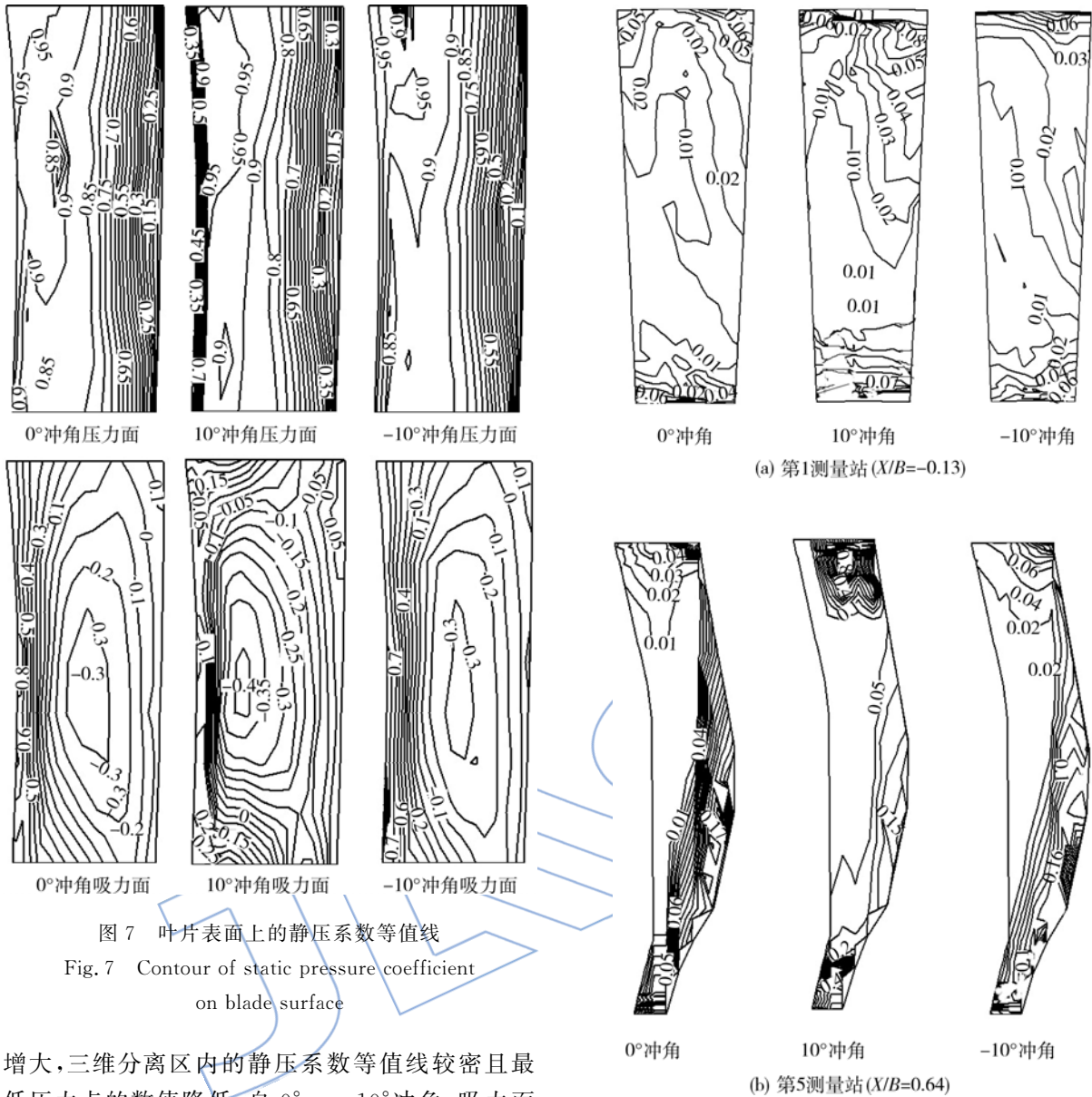


图 7 叶片表面上的静压系数等值线

Fig. 7 Contour of static pressure coefficient on blade surface

增大,三维分离区内的静压系数等值线较密且最低压力点的数值降低.自 $0^\circ \sim -10^\circ$ 冲角,吸力面静压系数等值线基本无变化.

2.3 叶栅横截面总压损失系数等值线

图 8 表示各测量站横截面总压损失系数等值线.由图可见,在气流绕流叶栅的过程中低动量气体的传输.本试验模型为中间级静叶栅,为了反映前一动叶列出口流场对其流动的影响,在试验叶栅的上游设置了导向叶栅.第一测量站既是导向叶栅的出口流场,也是试验叶栅的进口流场,它由 3 部分组成:①上、下端壁区;②斜条形导向叶片尾流区;③低损失(总压损失系数低于 0.01)势流区.

由于测量面设置的距离导向叶栅比较远,试验叶栅的进口流场还是比较均匀的.除了靠近上、下端壁与壁角区之外,流动损失都不大于 0.05. 0° 冲角下的进口流场最为均匀,较高的损失仅位

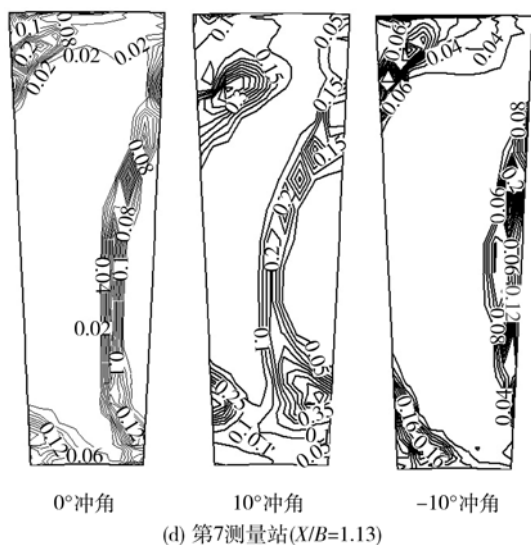


图8 横截面总压损失系数等值线

Fig. 8 Contour of total pressure loss coefficient on different sections

于靠近上、下端壁的薄层内. 与 0° 冲角比较, 在 $\pm 10^\circ$ 冲角下, 压力面上、下壁角内的流动损失增加, 而且正冲角增加的最多. 这是由于冲角不同, 来流端壁边界层在叶栅前缘鞍点分离产生的马蹄涡强度不同. 上、下端壁与尾流区中的低动量流体伴随流动进入流道后, 在横向压力梯度的作用下向压力面输运.

在叶栅流道内, 低动量气体向吸力侧输运的速率取决于两个因素: 一是横向压力梯度的大小; 二是流体质点沿流向的流动速度. 气流在跨叶片截面(回转面)内绕流叶栅, 在势流区, 流体质点沿弯曲流道绕流叶型产生的离心惯性力与横向压力梯度相平衡. 在上、下两个端壁区的边界层内, 受壁面的黏性滞止作用, 流体质点绕流叶型的速度有较大下降, 作用在它上面的离心惯性力远小于横向压力梯度, 因此端壁区的低动量气体向吸力面壁角传输的较快. 在导向叶栅尾流区中的低动量气体处于试验叶栅的叶展中部区域, 此处流道的横向压力梯度较大, 但是尾流中的低动量气体本身能量比较大, 而且高速势流的强烈“携带”作用, 更增加了这部分气体沿流向的流动速度, 导致尾流中低动量气体向吸力面输运的速率很低. 由图8能够看到, 端壁区低动量气体在 0° 和 10° 冲角下在第5测量站, 在 -10° 冲角下在第6测量站, 输运至压力面壁角. 叶栅尾流中的低动量气体直至第6测量站还有相当一部分仍遗留在压力面附近, 在负冲角下遗留得更多.

在试验叶栅的下游 ($X/B=1.13$), 即第7测

量站, 高损失流体都集聚在尾流区与上、下端壁附近. 尾流区的形状近似反映了正弯叶片出口边的形状. 在叶栅下游流场, 流体质点不受叶片力的作用, 仅在轴向分速对应的离心惯性力建立的正径向压力梯度的作用下流动, 低动量气体沿尾流区由叶顶向叶根对流. 文献[15]指出, 流动损失的大小取决于通道涡在出口平面内的强度、位置与尺度. 冲角增大引起通道涡强度增大, 位置远离端壁. 但是正径向压力梯度却对上、下通道涡位置的作用相反, 它使上通道涡离开上端壁, 使下通道涡靠近下端壁. 这样一来, 在相同冲角下, 上通道涡比下通道涡远离端壁; 由负冲角至正冲角, 通道涡离端壁, 强度增加. 在 10° 冲角下, 胀量场减弱, 涡量场上升为主, 二次流损失大增. 相反地, 在 -10° 冲角下, 通道涡与新生端壁边界层汇合, 涡量场被削弱, 胀量场控制流动, 强烈的壁面剪应力产生较大的摩擦损失. 在 0° 冲角下, 胀量场与涡量场得到适量匹配, 下游流场中高损失区面积最小, 损失值也最低.

2.4 节距平均总压损失系数沿叶高的分布

在3个试验冲角下节距平均总压损失系数沿叶高的分布表示在图9. 由图可以看到节距平均总压损失在不同叶高沿流向的发展. 在叶栅上游测量站, 3个冲角下的总压损失型基本呈“C”型, 也就是说, 高损失位于叶栅两端, 由两端向叶展中部损失减小, 在 $30\% \sim 80\%$ 叶高损失变化不大. 由于3套叶栅对来流的阻滞不同, 该站气流的总损失以及在两侧端壁上的损失由大到小按 10° , -10° 和 0° 排列. 这里特别值得提出的是, 在 10° 冲角下, 叶栅下端壁附近的总压损失系数较大, 这可能是由于叶片吸力面边界层在下端壁壁角出现了两次流动分离所致.

气流进入叶栅流道之后, 上、下端壁附近和导向叶片尾流中的低动量气体, 在横向压力梯度的作用下, 向吸力面壁角流动. 由图9中第5测量站所示, 在叶片吸力面除端部的整个叶高上, 边界层流动进入逆压梯度段. 此外, 叶型在此段的曲率最大, 在叶片表面沿叶高形成了压力梯度较大的“C”型压力分布, 叶栅两侧集聚的低动量气体被“吸入”主流, 这在降低端部二次流的同时导致整个叶高流动损失增加, 并使 10° 冲角下吸力面上、下壁角以及 0° 冲角吸力面下壁角的分离流动发生再附. 由第5至第6测量站, 流动进入吸力面尾缘近似直段, 沿叶高存在不大的正压力梯度, 叶片表面边界层在其作用下向轮毂做轻微的串流. 10°

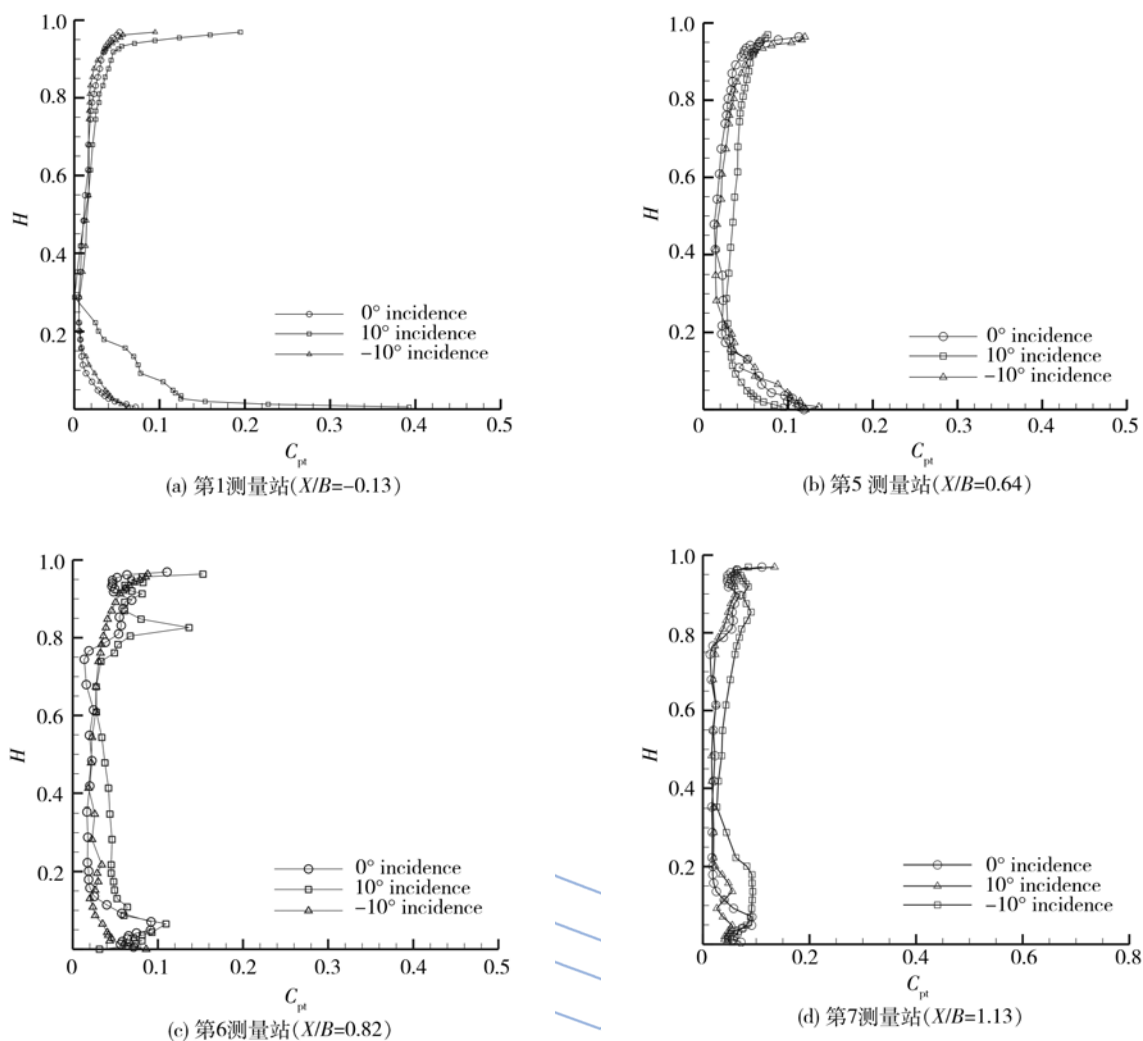


图 9 节距平均总压损失系数沿叶高的分布

Fig. 9 Distribution of pitch-averaged total pressure loss coefficient along blade height

冲角叶栅的上、下通道涡再次向叶栅中部发展,分别在 85% 和 8% 相对叶高形成损失峰值。0° 冲角叶栅上侧损失峰值比 10° 冲角叶栅的小一倍。-10° 冲角叶栅则始终保持“C”型损失型。

下游测量站 ($X/B=1.13$) 的损失代表最终的叶栅能量损失。如图表示的那样,除了 10° 冲角叶栅对应上、下通道涡核心位置附近区域的高损失以及 0° 和 -10° 冲角叶栅端壁附近之外,总压损失系数沿叶高的分布是很均匀的。损失型是否均匀取决于叶栅内的静压场,这样均匀的损失型说明栅内静压场对低动量气体的集聚是不利的。10° 冲角叶栅在 80% 和 15% 叶高处损失峰值,是由于壁角分离生成了强度较高的通道涡而形成的。

3 结 论

通过上述分析可以得出如下结论:

1) 本文高负荷叶片的设计特点是沿叶高变

负荷结合叶片弯曲,在满足高负荷要求的条件下控制边界层的集聚、转捩与分离。

2) 在主流区采用前加载叶型,能够保证叶片承担高负荷。尽管由于叶型折转角较大,导致叶型损失高,但不影响二次流损失。在两个端壁区,采用后部加载叶型,并通过叶片正弯进一步降低气动负荷,从而最大限度地减小端壁横向压力梯度,削弱端壁横向二次流。

3) 正、负冲角仅影响叶片前缘吸力面或压力面的静压分布,引起气动负荷的增加与减小。采用本文叶片的流线型前缘,以及在叶片两端选取后加载叶型,能够改善高负荷叶栅的冲角适应性。

参考文献:

- [1] Pullan G, Denton J, Curtis E. Improving the performance of a turbine with low aspect ratio stators by aft-loading [R]. ASME Paper GT2005-68548, 2005.

- [2] Praisner T J, Allen-Bradley E, Grover E A, et al. Application of non-axisymmetric endwall contouring to conventional and high-lift turbine airfoil [R]. ASME Paper GT2007-27579, 2007.
- [3] Zoric T, Popovic I, Sjolander S A, et al. Comparative investigation of three highly loaded LP turbine airfoils part I: measured profile and secondary losses at design incidence [R]. ASME Paper GT2007-27537, 2007.
- [4] Sonoda T, Arima T, Olhofer M, et al. A Study of advanced high loaded transonic turbine airfoils [R]. ASME Paper GT2004-53773, 2004.
- [5] Funazaki K, Shiba T, Tanimitsu H. Effects of blade loading distribution on aerodynamic performance of ultra-high lift LP turbine airfoils under the influences of wake passing and free-stream turbulence [R]. AMSE Paper GT2010-22134, 2010.
- [6] Tsujita H, Yamamoto A. Complex secondary flow and associated loss generation in ultra-highly loaded turbine cascade [R]. ASME Paper GT2010-22594, 2010.
- [7] Coull J D, Hodson H P. Predicting the profile loss of high-lift low pressure turbines [R]. ASME Paper GT2010-22675, 2010.
- [8] Howell R J, Ramesh O N, Hodson H P, et al. High lift and aft-loaded profiles for low-pressure turbines [J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(2): 181-187.
- [9] Martinstetter M, Niehuis R, Franke M. Passive boundary layer control on a highly loaded low pressure turbine cascade [R]. ASME Paper GT2010-22739, 2010.
- [10] ZHANG Xuefeng, Vera M, Hodson H P, et al. Separation and transition control on an aft-loaded ultra-high-lift LP turbine blade at low Reynolds numbers; low-speed investigation [J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 128(3): 517-527.
- [11] Griffin L W, Huber F W. Advancement of turbine aerodynamic design technique [R]. ASME Paper 93-GT-370, 1993.
- [12] Chaluvadi V S P, Kalfas A I, Hodson H P, et al. Blade row interaction in a high pressure steam turbine [R]. ASME Paper 2002-GT-30574, 2002.
- [13] Chaluvadi V S P, Kalfas A I, Hodson H P. Vortex transport and blade interactions in high pressure turbines [R]. ASME Paper GT2003-38389, 2003.
- [14] 周逊. 具有后部加载叶型的涡轮叶栅气动性能的试验研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2004.
ZHOU Xun. Experimental research on aerodynamic performance of turbine cascade with aft-loaded blade profile [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2004. (in Chinese)
- [15] 熊劲松, 侯安平, 袁巍, 等. 可调叶片的发展趋势及其气动问题的探讨 [J]. 航空动力学报, 2008, 23(1): 112-116.
XIONG Jinsong, HOU Anping, YUAN Wei, et al. Some discuss on technology trend and aerodynamics problem of adjustable blade [J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(1): 112-116. (in Chinese)
- [16] Chibli H A, Abdelfattah S A, Schobeiri M T, et al. An experimental and numerical study of the effects of flow incidence angles on the performance of a stator blade cascade of a high pressure steam turbine [R]. ASME Paper GT2009-59131, 2009.
- [17] 杨庆海. 间隙、冲角及叶片弯曲对有间隙叶栅气动性能影响的试验研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2006.
YANG Qinghai. Experimental of influence of blade clearance, incidence and curving on aerodynamic performance [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2006. (in Chinese)