

文章编号: 1000-8055(2004) 01-0126-05

某汽轮机弯曲叶片级的改型计算 及流动分析

杨爱玲¹, 姚 征¹, 吴其林², 钟刚云²

(1. 上海理工大学 动力学院, 上海 200093;

2. 东方汽轮机厂, 四川 德阳 618000)

摘要: 在四种不同弯曲静叶方案下利用 CFD 流场计算软件 NUMECA 对某汽轮机弯曲叶片级的内部三维流场进行了数值模拟。根据数值研究结果分析了不同弯静叶方案下级内流动特性、气流参数的变化, 给出了四种静叶方案的级效率。研究表明本文采用的弯导叶方案没有提高级效率。本文最后分析了叶片弯曲对静叶栅内马蹄涡位置与流动结构的影响。

关键词: 航空、航天推进系统; 弯曲静叶; 流动特性; 数值模拟; 马蹄涡

中图分类号: TK474.8⁺ 11

文献标识码: A

Numerical Study of Flows in the Curved-Blade Stage and Its Redesign for a Steam Turbine

YANG Ai-ling¹, YAO Zheng¹, WU Qi-lin², ZHONG Gang-yun²

(1. Shanghai University of Science and Technology, Shanghai 200093, China;

2. Dongfang Steam Turbine Works, Deyang 618000, China)

Abstract: The numerical simulation of three dimensional flows in a steam turbine stage with four different curved-stators is completed using commercially available CFD code NUMECA in this paper. The characteristics of the flow and the variation of the parameters are analyzed according to the numerical solvers. The efficiency of the stage with four different stators is presented. The results show that the curved stators used in this paper are not to improve the stage efficiency. Lastly, the influence of the curved blade on the horseshoe vortex appearing inside the stator is analyzed.

Key words: aerospace propulsion system; curved stator; characteristics of flow; numerical simulation; horseshoe vortex

弯曲叶片自 20 世纪 60 年代提出后, 经过近 20 年的发展引起了广泛兴趣与重视, 在 80 年代掀起了一股研究弯扭叶片的热潮。大量的研究以及实际应用表明弯曲叶片可以通过控制叶栅通道

内的径向二次流与横向二次流达到降低损失、提高叶栅效率的目的^[1~3]。相关研究还表明弯曲叶片的作用与弯曲规律有很大关系, 因此, 并不是任意的弯曲叶片都能起到改善叶栅气动性能的目的。

收稿日期: 2003- 03- 10; 修订日期: 2003- 06- 18

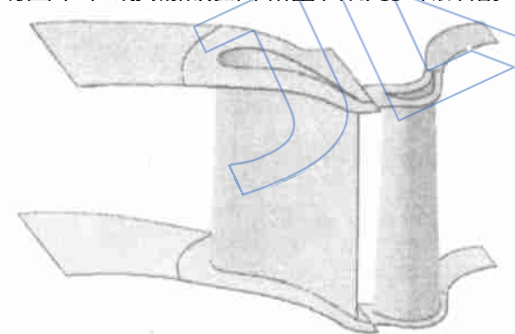
基金项目: 上海市科学技术委员会启明星计划(02QG14031)

作者简介: 杨爱玲(1969-), 女, 湖南岳阳华容县人, 上海理工大学动力学院副教授, 博士, 主要从事流体力学、计算流体力学及计算声学研究。

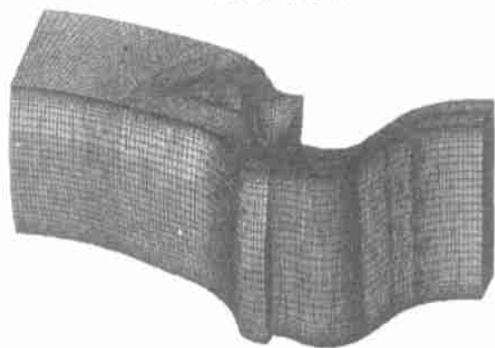
的, 叶片弯曲后叶栅气动性能的实际影响需通过详细的试验或数值分析确定^[4,5]。东方汽轮机厂从日本引进了一台汽轮机, 机组某级的静叶为直叶片, 动叶则为反扭叶片。该级工作条件为: 进口总压 $P^* = 687817.72 \text{ Pa}$, 出口轮盘压力 $P = 416500 \text{ Pa}$, 进口总温 $T^* = 568.63 \text{ K}$, 转速为 3000 r/min , 静子、转子叶片数分别为 68 和 204, 叶栅径高比与叶片展弦比各接近 10 和 2。为了提高级效率, 东方汽轮机厂在不改变动叶扭曲规律的前提下对直静叶进行弯曲改型, 设计了三种弯曲叶片: 第一种是 C 型正弯叶片; 第二种仍是 C 型正弯叶片, 只不过周向弯曲角度有所变化; 在第一种 C 型正弯叶片的基础上使靠近叶尖部分的叶片周向弯曲角为 0 即获得第三种弯曲叶片。为方便起见, 下文分别称为弯静叶方案 1、弯静叶方案 2 和弯静叶方案 3。本文利用流场分析软件 NUMECA 对该级的原型即直静叶方案以及三种改型方案进行了数值分析, 研究静叶弯曲对级内流场及效率的影响。

1 计算网格与边界条件

图 1(a) 是本文采用的网格分块结构。计算域共分成四个子域, 级的进口和出口为 H 型网格。



(a) 计算域的划分



(b) 网格示意图

图 1 计算网格结构

Fig. 1 The Scheme of the Computational Meshes

围绕叶片的两个区域则为 O 型网格。这种 H-O-H 型网格分块结构不仅可以满足动、静叶排之间的间隙要求, 还能提高叶片前缘及尾缘的网格质量。图 1(b) 为所产生的网格示意, 四种方案的网格结点数均在 60 万左右。文中的计算没有考虑叶尖间隙的影响。本文利用 Jamenson 的中心差分格式以及四阶龙格-库塔法求解相对坐标系下的 Navier-Stokes 方程以获得流场的定常解。为了提高收敛速度, 采用了当地时间步长和多重网格技术。经过数值试验发现分别应用 $k-\epsilon$ 模型与 B-L 模型对本文所计算的级内流场的模拟精度影响不大, 因此在计算中均采用了简单的 B-L 代数模型。在本文的计算中, 采用的流动工质是等压比热 $C_p = 1978 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$ 、绝热系数 $k = 1.3$ 的理想气体。

四种方案的所采用的边界条件完全相同。级进口给出总压 $P^* = 687817.72 \text{ Pa}$ 、总温 $T^* = 568.63 \text{ K}$; 级出口按简单径向平衡规律确定静压分布, 轮盘上的压力为 416500 Pa 。动、静叶列的界面采用周向平均混合平面法反映动、静流场的相互作用; 轮毂、轮盖和叶片表面为无滑移的绝热壁条件; 剩余的边界为周期性边界。本文采用的数值方法及上述边界条件的实现均由流场计算软件 NUMECA 完成。

2 静叶弯曲对级内流场和级效率的影响

图 2 和图 3 分别给出了直静叶方案下静叶表面和两端壁的极限流线图, 本文取紧贴固体壁面的网格面上的流线为极限流线^[6]。可以看出: 在叶栅端壁上低能量流体自压力面流向吸力面; 而绝大部分叶高范围内气流基本沿叶片弦向流动; 不过, 在叶片吸力面上靠近叶根与叶尖两部分的极限流线向叶中方向偏斜。这是两端壁处的低能量流体在横向压力梯度作用下到达吸力面角隅后沿叶片表面爬升之故, 这部分流体很快被主流带向下游。上述极限流线图说明本文研究的静叶栅内存在横向二次流, 却无明显径向二次流。因此, 对于本文研究的大径高比、小展弦比静叶栅, 采用弯静叶的主要目的就是抑制横向二次流损失。

图 4 是在弯静叶方案 1 下计算所得的静叶栅端壁的极限流线图。与图 3 比较可知, 采用 C 型正弯静叶后, 并没有抑制叶栅两端壁处低能量气流的横向二次流动。另外, 使用 C 型正弯叶片后在叶栅通道内形成了两端高、中间低的 C 型静压

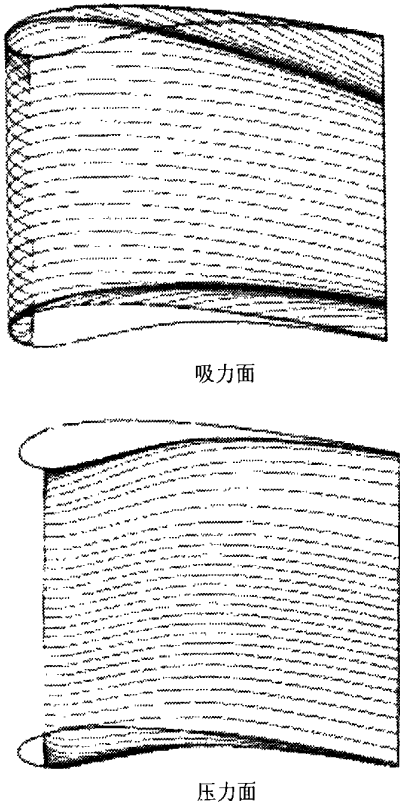


图 2 直静叶方案下静叶表面的极限流线图
Fig. 2 The limiting streamlines on the wall of the radial stator

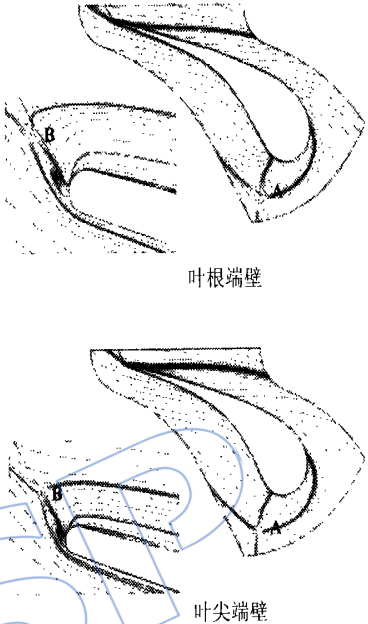


图 4 弯静叶方案 1 时静叶栅两端壁的极限流线
Fig. 4 The limiting streamlines on the end walls in the nozzle cascade with the first curved stator

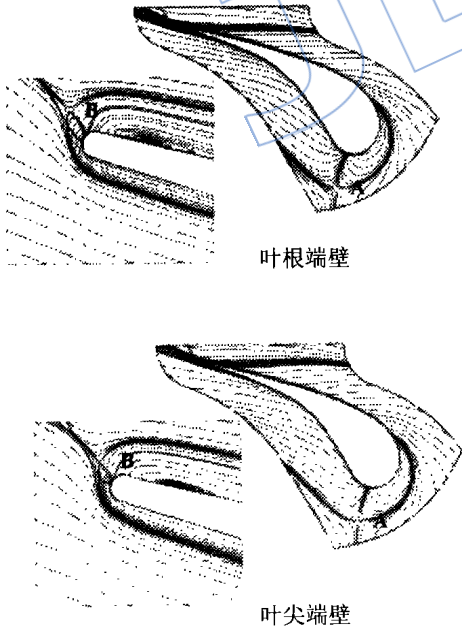


图 3 直静叶方案下静叶栅两端壁的极限流线
Fig. 3 The limiting streamlines on the end walls in the nozzle cascade with the radial stator

力面的径向爬升运动, 可能导致损失增加。详细的
数据分析表明无论从极限流线分布还是从叶片
表面压力分布来看, 弯静叶方案 2 和方案 3 的结果
与弯静叶方案 1 基本相同。这表明和原型直静叶
方案相比, 本文的三种静叶弯曲方案基本没有起
到控制横向二次流的作用。

图 5 为四种方案下静叶出口的绝对气流角与
动叶进口的相对气流角分布。图 5(a) 表明: 与直
静叶方案相比, 叶片弯曲后静叶出口的气流角发
生了变化, 尤其是叶尖部分的出口气流角变化较
大。显然, 在动叶扭曲规律不变的情况下, 动叶的
相对进气角沿径向的分布将随之发生变化, 如图
5(b)。由该图可知弯静叶方案 1 使动叶近叶尖部
分的相对进气角明显减小。进气角的减小使驻点
沿吸力面向下游方向移动, 从而恶化动叶前缘压
力面的流动, 并导致气流在此发生分离, 如图 6 所
示。详细的计算结果分析进一步表明采用弯静叶
方案 1 后, 靠近动叶叶尖近 20% 的叶高范围内出
现了流动分离, 这将引起方案 1 的级效率下降。根
据图 5(b), 弯静叶方案 2 的相对进气角分布规律
与方案 1 基本相同。因此, 在弯静叶方案 2 的动叶
叶尖部分同样出现了气流分离(见图 6), 分离包
的大小和位置与方案 1 接近。图 5(b) 还表明采用
弯静叶方案 3 后, 动叶的相对进气角在叶尖部分

分布, 这种压力分布将加剧低能量流体在叶片吸

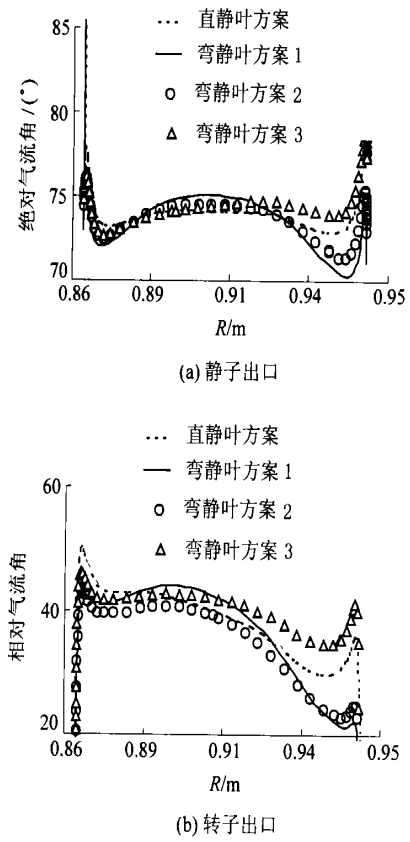


图 5 各静叶方案下静叶出口和动叶进口气流角沿叶高的变化

Fig. 5 The spanwise distributions of the flow angle at the outlet of the stator and the inlet of the rotor with for curve stator schemes

明显增加、沿径向的变化幅度减小, 这表明静叶出口气流变均匀了。相对进气角的增加使得驻点位置沿吸力面向叶片前缘方向运动, 改善了动叶前缘附近的流动条件, 故弯静叶方案 3 的压力面侧已不存在明显的分离现象, 如图 6 示。

综上所述, 可以得出一个结论: 除了弯曲规律外, 动、静叶气流的匹配与否是弯叶片是否发挥作用的又一个重要因素。

表 1 各种静叶方案下汽轮机级效率
Table 1 The stage efficiency of the steam turbine with different schemes of the stator blade

静叶方案	直静叶方案	弯静叶方案 1	弯静叶方案 2	弯静叶方案 3
级效率 $\eta/\%$	89.68	89.04	89.04	89.85

表 1 给出了各静叶方案下级的效率, 其中效率按公式 $\eta = (h_{in}^* - h_{out}^*) / h_s^*$ 计算, h_{in}^* 和 h_{out}^* 分别

代表级进口和出口的实际滞止焓, h_s^* 级内的等熵滞止焓降。可见, 直静叶方案和弯静叶方案 3 的级效率基本相同, 由于弯静叶方案 1 和方案 2 导致动叶叶尖部分出现气流分离, 它们的级效率要低于前两者。毫无疑问, 本文研究的三种弯曲叶片没有达到降低叶栅损失、提高级效率的目的。

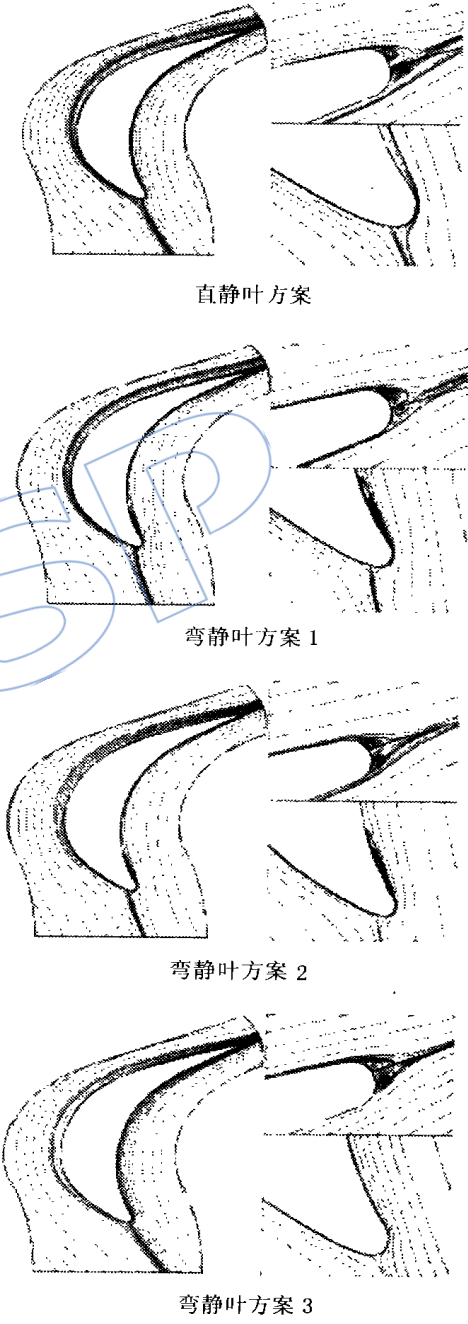


图 6 95% 叶高处动叶跨叶栅面上的流线图
Fig.6 The streamlines on the blade-to-blade Surface at 95% span in the rotor with four curve stator schemes

2 静叶弯曲对静叶栅内马蹄涡的影响

叶栅内的二次涡流十分复杂,其中有马蹄涡、通道涡和间隙涡等涡流运动^[1,2,6]。这些旋涡的生成、发展过程对气流在叶栅中的流动损失有很大影响,因此,研究涡系结构的变化对揭示叶片弯曲影响叶栅气动特性的机理具有十分重要的意义。为了突出重点,本文着重讨论弯静叶方案 1 和直静叶方案中静叶栅内马蹄涡的变化。

据相关研究资料可知:气流接近静叶前缘时,靠近端壁的部分气流不再沿叶片弦向流动,而是流向端壁,并在叶片前缘的端壁上形成鞍点。本文数值模拟也捕获了这一现象,正如图 3 和 4 所示的 A 点。可见,鞍点后的马蹄涡分为两支:一支在横向压力梯度作用下流向邻近叶片的吸力面,另一支则绕过叶片前缘终止于吸力面。比较两图可以发现方案 1 采用的 C 型正弯静叶使鞍点位置向叶栅节距中心方向偏移少许。由于马蹄涡压力面分支的阻碍,前方来流不能直接进入叶栅通道,而是流向吸力面与端壁形成的角隅,然后被主流卷入通道,形成叶栅通道涡。因此,C 型正弯静叶通过鞍点位置的变化间接影响了通道涡的形成与发展。对比图 3 和图 4 两图还可以发现 C 型正弯静叶对叶片尾缘鞍点 B 的位置及马蹄涡结构均产生了影响。直静叶的尾缘鞍点 B 比 C 型正弯叶片的鞍点更靠近叶片尾缘,而且,直静叶尾缘从鞍点 B 出发的分离线向上游延伸终止于叶片表面一点,而弯静叶方案 1 中该分离线从 B 点出发后向上游延伸,最后终止于一螺点。

3 结 论

本文从数值计算出发,分析了某汽轮机级采用不同静叶方案时级内流动情况、气流参数分布

及级效率的变化,得到以下结论:

(1) 由于没有从根本上起到抑制级内二次流的作用,本文所采取的三种弯曲静叶方案都没有提高汽轮机级效率。

(2) 采用弯静叶可以改变静叶栅出口的气流出气角在叶高方向的分布。本文中的弯静叶方案 1 和 2 明显减小了叶尖部分的气流出气角,在动叶扭曲规律不变的条件下导致动叶叶尖附近约 20% 的叶高范围出现了压力面侧的气流分离,使该两种方案的级效率低于直静叶方案。可见,为了使弯叶片起到改善叶栅流动、提高级效率,必须综合考虑叶片的弯曲规律与动、静叶间气流的匹配问题。

(3) 与直静叶方案相比,C 型正弯叶片使静叶栅前缘端壁上的鞍点位置向节距中心偏移,而使尾缘鞍点向流场下游方向移动。而且,采用 C 型正弯静叶后,叶片尾缘马蹄涡结构也发生了变化。

参考文献:

- [1] 宋彦萍. 弯扭叶片的主要研究成果及其应用[J]. 热能动力工程, 1999, 81: 159-163.
- [2] 王仲奇, 冯国泰, 王松涛, 等. 透平叶片中的二次流旋涡结构的研究[J]. 工程热物理学报, 2002, 23(5): 553-556.
- [3] 王会社, 钟兢军, 王松涛, 等. 叶片弯曲对压气机叶栅气动性能影响的数值模拟[J]. 空气动力学学报, 2002, 20(4): 470-476.
- [4] 谭春青, 陈海生, 康顺, 等. 一种典型透平静叶型叶片正弯作用的实验研究[R]. 中国工程热物理学会热机气动热力学会议, 江苏镇江: 20002083, 2000.
- [5] 方传慧. 弯扭导叶三维气动设计与性能计算分析[D]. 上海: 上海理工大学, 2003.
- [6] Shun Kang, Investigation on the Three Dimensional Flow within a Compressor Cascade with and without Tip Clearance [D]. Department of Fluid Mechanics Vrije Universiteit Brussel, 1993.