

低压汽轮机末级长叶片改型试验研究

康磊¹, 梁瑶², 于剑锋¹, 王超¹

(1. 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所 黑龙江 哈尔滨 150078; 2. 中国电力工程有限公司 北京 100048)

摘要: 针对船用汽轮机的变工况、末几级湿度大的运行特性, 对某汽轮机末级长叶片进行气动优化, 并在环形叶栅试验台上对原型和改型两组叶栅进行了3个出口马赫数与5个冲角下的吹风试验。结果表明: 随着栅后马赫数的增加, 叶片吸力面最低压力点位置后移, 叶栅前半段的降压段增长、顺压梯度增加, 附面层变薄, 降低了叶片的叶型损失; 改型后的动叶外端壁二次流损失显著下降, 而且提高了冲角的适应性; 正、负冲角仅影响叶片前缘吸力面或压力面的静压分布, 在任一马赫数下, 冲角的绝对值的增加都引起叶栅损失的增加。

关键词: 变工况; 长叶片; 扭叶片; 风洞试验; 总压损失系数

中图分类号: TK262 文献标识码: A

引言

一般说来, 末级叶片越长, 汽轮机的出力越大, 并且流量也就越大, 由于船用汽轮机受到空间尺寸的限制, 级数不能太多, 但又必须保证出力, 因此在低压缸设计中, 采用长叶片可以减少级的数量, 从而减少轴向长度, 同时也相应地降低了通流损失, 提高汽轮机相对内效率以及运行经济性^[1-5]。低压缸汽流的余速损失是影响汽轮机效率的重要因素。该项损失的大小与通过汽轮机末级的蒸汽容积流量和排汽口环形面积之比的平方成正比, 同时为了有效控制动叶片出口气流的超音速, 势必要增加末级叶片的长度^[6], 文献[7]研究了电站用1200 mm长叶片的设计应用, 文献[8]研究了燃气轮机的高负荷、大焓降叶片的特点, 并将这类叶片应用在电站汽轮机高压缸的改造上。

末级长叶片气动设计的主要困难在于: (1) 由于叶片很长, 沿叶高扭曲剧烈, 气流折转角在径向变化较大, 叶根和叶顶的速度大小和方向明显不同。在动叶中由叶根到叶顶出现从亚音速流动到超音速

流动或从跨音速流动向高超音速流动的过渡。

(2) 在静叶与动叶之间存在很大的径向静压梯度和较强的径向流动; 静叶焓降沿径向分布也有较大的变化。因此, 在静叶根部, 出口马赫数很高; 在静叶顶部, 出口马赫数较低。动叶则相反。同时汽流角沿叶高也发生剧烈变化。

(3) 在动叶区域马赫数较高, 动叶前缘较大的厚度使通流面积突然缩小, 形成脱体激波。在喉部以后, 由于是跨音速区域的扩压段, 将产生尾缘激波。

本研究针对某船用汽轮机末级叶片气动性能进行优化, 并将优化前后的动叶栅在风洞实验室做了环形叶栅试验(试验风洞不具备动态试验功能, 仅能做静态试验)。试验叶栅与实际叶栅流动存在差别: (1) 不考虑高速旋转对流动的影响。这导致相反的径向流动。在实际动叶栅中, 高速旋转对应的圆周速度产生的离心惯性力驱动边界层低能气体由叶根流向叶顶^[9]。而在静态试验叶栅中, 流动速度的切向分量产生的离心惯性力(Cu^2/r)对应的径向正压梯度($\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r}$)将边界层低能气体由叶顶输运向叶根。(2) 忽略轴向及叶顶间隙的影响。这大大简化了试验叶栅内的涡系结构。在无间隙的静叶栅内, 其绕流过程主要是马蹄涡与通道涡的同步发展。但在既具有叶顶间隙又具有轴向间隙的实际带冠动叶栅中, 从流道泄漏到间隙中的气体又回到流道, 在它们对主流的干扰下, 动叶内的流动结构更为复杂。

1 试验件模型和边界条件

对于每只叶片, 都是通过若干个不同高度的平

收稿日期: 2013-07-15; 修订日期: 2014-09-03

作者简介: 康磊(1984-), 男, 甘肃会宁人, 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所工程师。

面型叶扫掠而成,表 1 给出了优化前(Test1) 和优化后(Test2) 的叶片在 3 个截面(根截面、中截面、顶截面) 型线的主要几何特征。

表 1 3 个截面型线的主要几何特征

Tab.1 Main geometric characteristics of the profiles in the three cross sections

截面序号	优化前(Test 1)					优化后(Test 2)					
	叶宽	弦长	相对节距	前缘直径	尾缘直径	叶宽	弦长	相对节距	前缘直径	尾缘直径	
静叶	根	71.4	84.1	0.469	4	1	69	94.2	0.594	9.5	1.134
	中	79.5	97.5	0.511	4	1	71.5	105.4	0.71	10.86	0.96
	顶	85	111	0.542	4	1	74	115.1	0.814	12.1	0.84
动叶	根	40.7	41	0.559	2.5	1	55	56.48	0.415	5.34	1.19
	中	35.6	37.9	0.799	5.0	1	32.5	46.46	0.639	4.52	1.14
	顶	32	36.1	1.024	3.16	1	25	41.56	0.745	2.3	0.92

图 1 为优化前后的静叶型线(优化前标记为 S1, 优化后标记为 S1—MOD) ,优化过程分别采用直叶片、根部正弯叶片、顶部反弯叶片等方案进行了计算,顶部反弯叶栅获得了最好的计算结果,顶部反弯的弯曲角度为 16°,原型静叶前缘小圆要小于改型后的,同时原型叶片前部细长,不利于机组的变工况运行,改型后静叶前缘型线明显增厚,改型静叶栅采用前缘积迭的方式,出口气流角沿着叶高逐渐减小的反扭曲规律。

图 2 为优化前后的动叶型线(优化前为 R1, 优化后为 R1—MOD) ,采用受控涡的设计思路,考虑了叶片对气流作用力的径向分力,原型叶栅反映出随着叶片高度的增加,叶型型面的重心向尾缘方向偏移,型线在根部接近冲动式,顶部入口几何角度有所增大,叶栅的反动度式特点增强;改型后的型线完全按照重心规律积迭,沿叶高入口几何角度增加明显,出口几何角沿叶高逐渐减小,改型后动叶的扭曲程度远远大于原始叶栅。

图 3 和图 4 分别为按照原型动叶栅和改型后的动叶栅所做的试验件,每套试验叶栅由 8 只叶片组成。试验是在亚音速环形叶栅试验台上进行的,栅后流场气动参数的测量采用五孔探针来完成,五孔探针需要三维位移移动坐标架来实现径向和周向的移动,旋转探针总压孔使其对准来流,试验数据处理方法为线性插值法^[10]。压力传感器为美国 PSI 公司生产的 9116 型高精度智能型 16 路压力扫描阀,如图 5 所示。试验通过图 6 所示的扇形过渡模型来实现变冲角。

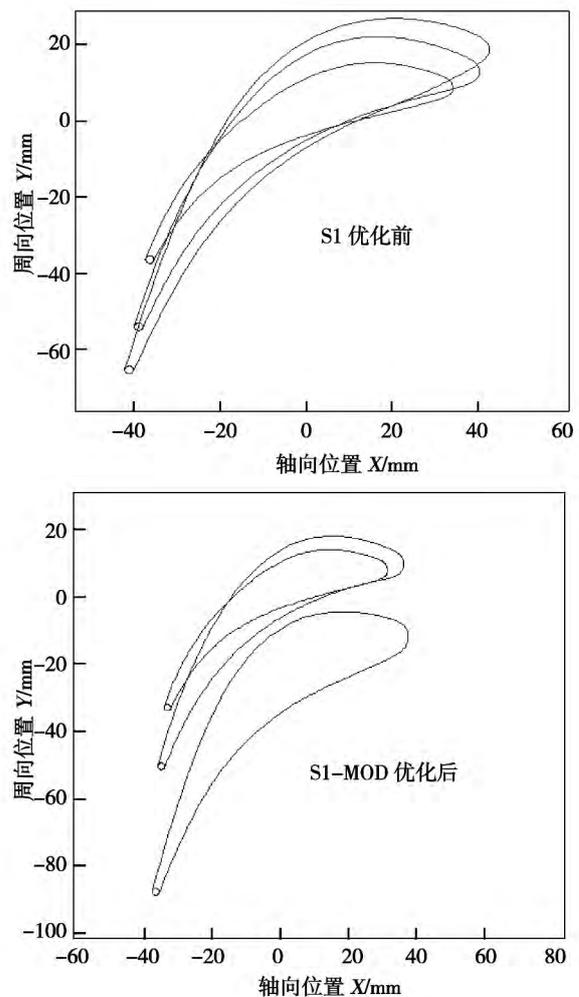


图 1 优化前后的静叶型线
Fig.1 Stator blade profile before and after the optimization

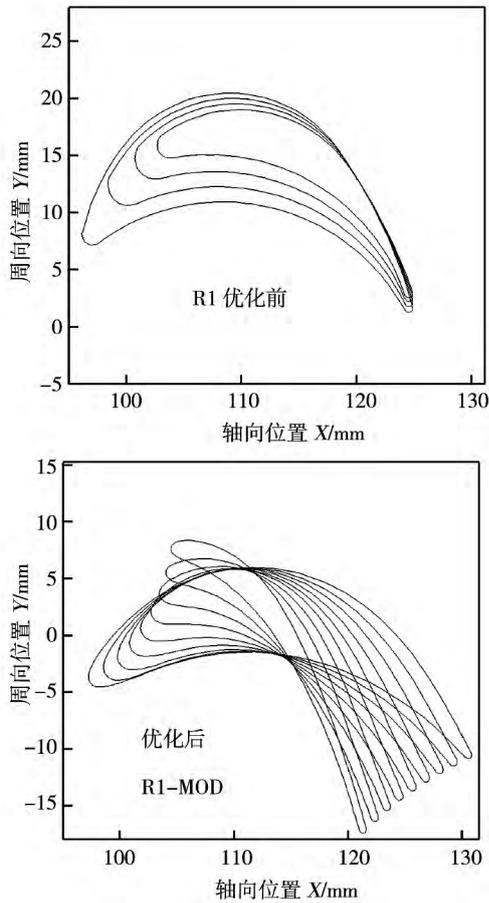


图 2 改型前后的动叶型线

Fig. 2 Rotor-blade-profile before and after the blade profile is changed

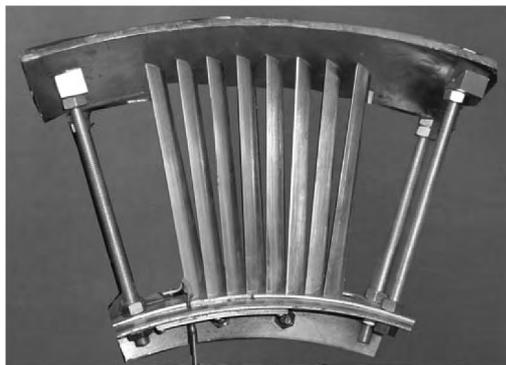


图 3 优化前试验叶栅 Test 1

Fig. 3 Cascade for the test No. 1 before the optimization

对于每一套试验叶栅,进行 3 个栅前进气压力和 5 个进气冲角(±10°,±5° ρ°)共 15 个试验方案栅后流场气动参数的测量,并在每一个试验方案中

对叶片的根部(HUB)、中部(MID)、顶部(TIP)3 个截面沿叶型的壁面测量静压。试验叶栅前的 3 个进气压力及其对应的实际出口马赫数如表 2 所示。

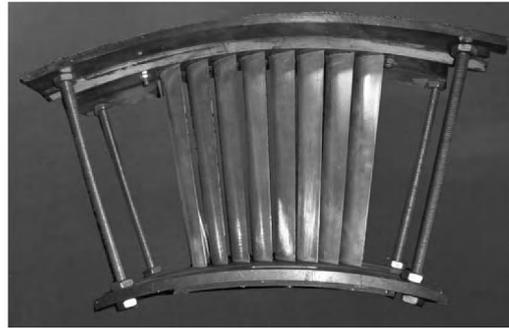


图 4 优化后试验叶栅 Test 2

Fig. 4 Cascade for the test No. 2 after the optimization

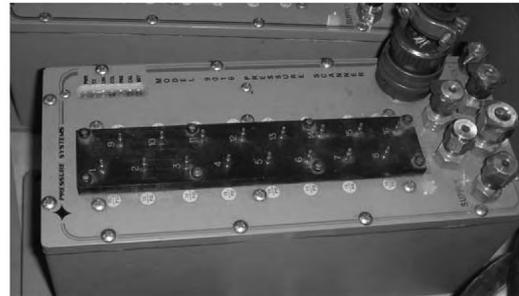


图 5 压力传感器

Fig. 5 Pressure sensor



图 6 变冲角过渡模型

Fig. 6 Transition model for variable attack angles

表 2 试验选取的 3 个栅前总压
Tab. 2 Three total pressures before the cascade
chosen for the test

工况	I	II	III
栅前表压/Pa	14 600	23 500	31 200
栅前马赫数	0.46	0.58	0.67

2 试验结果分析

2.1 叶片表面的静压系数在不同马赫数下随冲角的变化

表面静压系数 C_{ps} 定义为 $C_{ps} = P/P_0^*$, P 为测点静压, P_0^* 为栅前总压。图 7 - 图 12 给出优化前后叶栅在 3 个出口马赫数条件下叶片表面静压系数分布随来流冲角的变化。定性观察叶型表面压力分布, 在零冲角下来流在叶栅前缘形成前驻点, 气流的速度

被前驻点滞止为零, 静压系数值接近 1。由前驻点开始, 边界层形成并被分流沿叶型压力面和吸力面流动。在压力面, 边界层在较小顺压梯度作用下平缓加速膨胀。在接近尾缘位置, 边界层在较大顺压梯度作用下较快膨胀加速至尾缘。由前缘至尾缘, 压力面上的边界层始终在顺压梯度作用下加速膨胀流动, 增厚缓慢, 边界层可能很薄并有可能保持层流状态。在吸力面上, 最低压力点前的边界层在很大的顺压梯度的驱动下快速膨胀加速流动。在最低压力点之后, 边界层遭遇逆压梯度段, 扩压减速流动到尾缘。

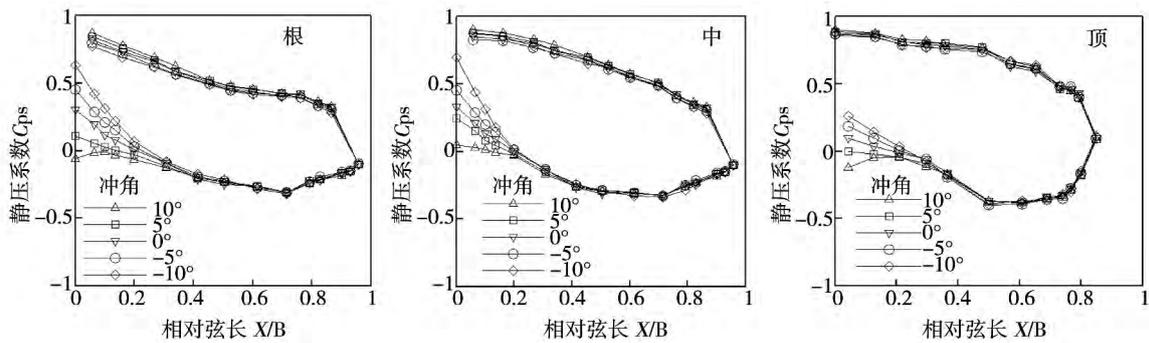


图 7 优化前在 $Ma = 0.46$ 时的根、中、顶截面的表面静压系数随来流冲角的变化

Fig. 7 Changes of the static pressure coefficient on the surface of the hub, middle and top section when $Ma = 0.46$ before the optimization with the attack angle of the incoming flow

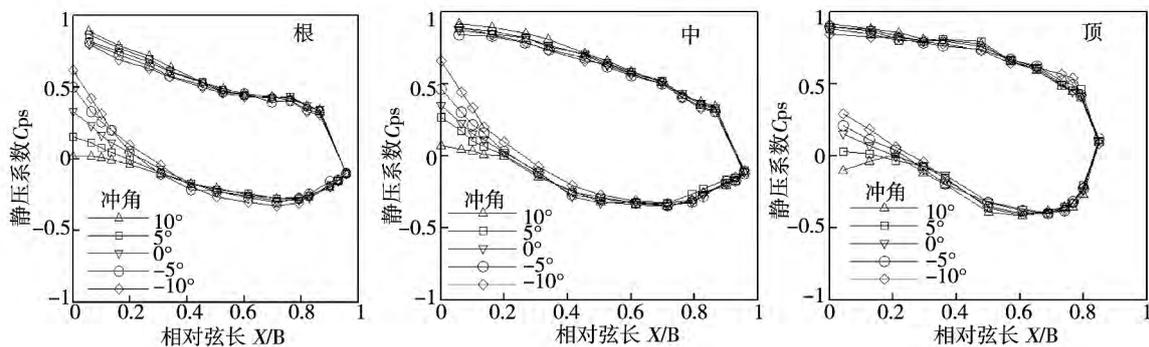


图 8 优化前在 $Ma = 0.58$ 时根、中、顶截面的表面静压系数随来流冲角的变化

Fig. 8 Changes of the static pressure coefficient on the surface of the hub, middle and top section when $Ma = 0.58$ before the optimization with the attack angle of the incoming flow

比较分析不同冲角对沿叶型压力分布的影响, 由每张分图能够清楚地看到, 除了前缘至 30% 轴向弦长范围内, 冲角对静压分布曲线基本没有影响。正冲角对吸力面前缘至 30% 轴向弦长沿叶型的压力分布影响较大。由图 7 - 图 12 可见, 在正冲角

时, 压力面上的压力分布没有多大变化, 在吸力面前缘气流发生膨胀, 接着迅速扩压, 恢复到零冲角下的静压分布。可见, 正冲角使吸力面进口增加了一个新的逆压梯度段, 而且正冲角越大, 该扩压段的长度和逆压梯度值越大, 在它和出口逆压梯度段的联合

作用下,叶型损失增加较快。类似地,负冲角对吸力面压力分布亦没有多大影响,在压力面前缘形成一个局部逆压梯度段,同样负冲角越大,这个逆压梯度段越长,逆压梯度值也越大。由于此后的大部分边

界层流动都是在顺压梯度作用下加速,负冲角虽然同样引起叶型损失增加,但与正冲角比较,负冲角引起叶型损失增加的速率要缓慢得多。

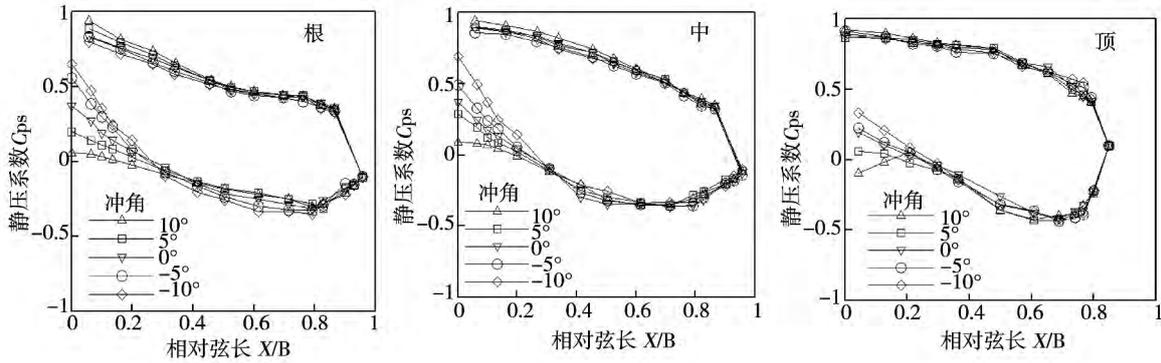


图 9 优化前在 $Ma=0.67$ 时根、中、顶截面的表面静压系数随来流冲角的变化

Fig. 9 Changes of the static pressure coefficient on the surface of the hub, middle and top section when $Ma=0.67$ before the optimization with the attack angle of the incoming flow

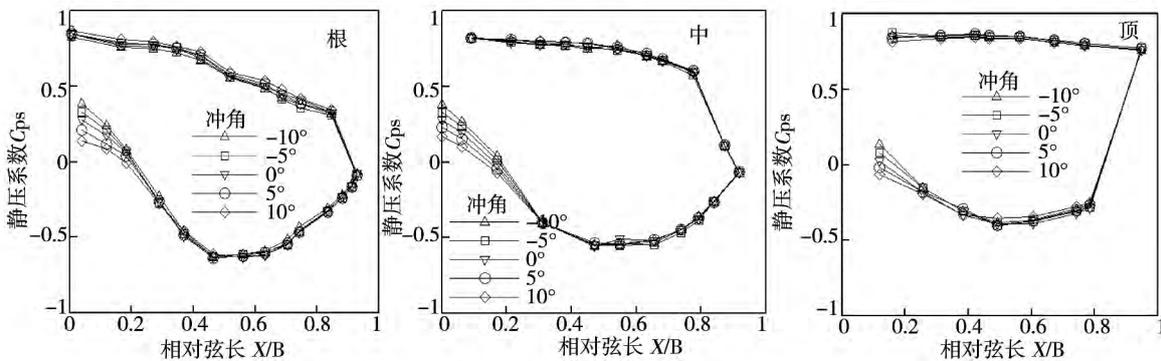


图 10 优化后在 $Ma=0.46$ 时根、中、顶截面的表面静压系数随来流冲角的变化

Fig. 10 Changes of the static pressure coefficient on the surface of the hub, middle and top section when $Ma=0.46$ after the optimization with the attack angle of the incoming flow

从图 7 - 图 12 中可以看到,优化后冲角对压力面和吸力面的影响范围都有所减少,只对叶片前缘到 25% 轴向弦长的范围内的静压系数分布产生影响,从 25% 轴向弦长到尾缘静压系数受冲角变化的影响都非常小。同样大小的正负冲角对吸力面的影响力变小,这在被分流后的吸力面的曲线分散程度可以明显看出来,并且在吸力面接近尾缘的扩压区变短。

2.2 出口气流角在不同马赫数下随来流冲角的变化

图 13 和图 14 分别给出了原型动叶和改型动叶

的叶栅出口节距平均气流角随冲角的变化曲线。对于原型动叶叶栅来看,在叶栅出口马赫数为 0.46 和 0.58 时,出口气流角随马赫数的变化基本趋势为冲角增加,出口气流角略微减少。叶栅出口马赫数为 0.67 时,除 10° 冲角外,其它冲角情况下叶栅出口气流角基本没有变化。总的来说,叶栅出口气流角对负冲角变化不明显。优化后动叶与原型动叶出口气流角度的分析对比来看,两种方案出口气流角度沿叶高的变化趋势差别较为明显,原型沿叶高逐渐增大,在改型设计中因为采用了可控涡的设计技术^[9],气流出口角度沿叶高逐渐减小。从气流角沿叶高的变化上来

看 改型动叶叶栅出口气流角变化趋势较原型动叶要平缓,没有出现原型动叶那样在叶顶区域出口气流角的突变,说明改型动叶叶栅下游流场的气流方向较原

型动叶要均匀的多,所导致的损失要比原型动叶小。对比各个马赫数条件下的出口气流角随冲角的变化可以看到,随着冲角的增加而略有减小。

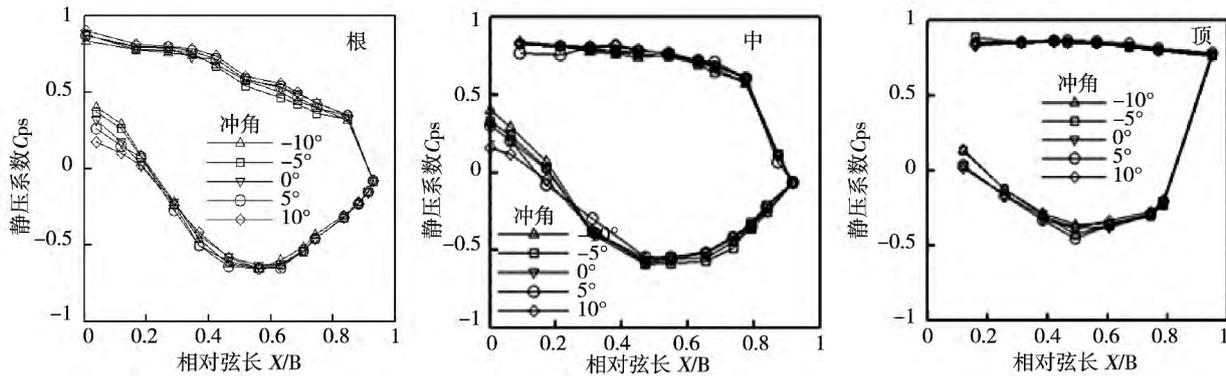


图 11 优化后在 $Ma = 0.58$ 时根、中、顶截面的表面静压系数随来流冲角的变化

Fig. 11 Changes of the static pressure coefficient on the surface of the hub, middle and top section when $Ma = 0.58$ after the optimization with the attack angle of the incoming flow

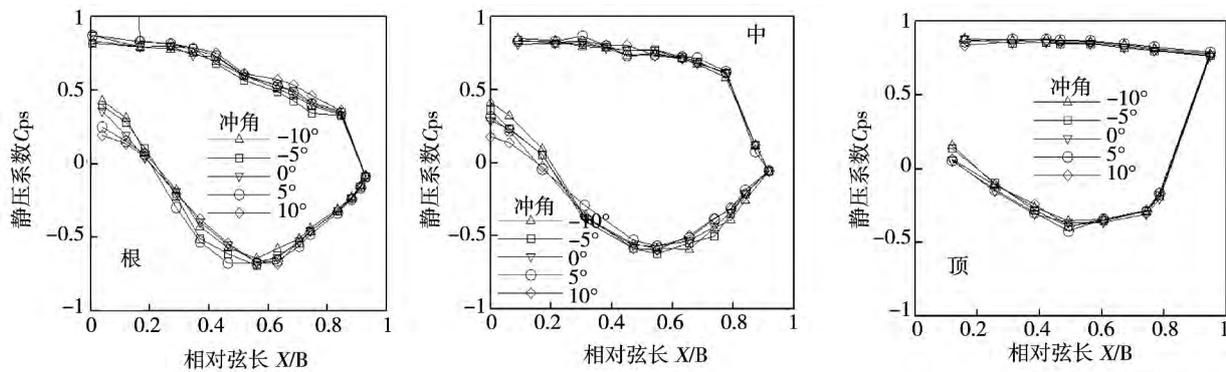


图 12 优化后在 $Ma = 0.67$ 时根、中、顶截面的表面静压系数随来流冲角的变化

Fig. 12 Changes of the static pressure coefficient on the surface of the hub, middle and top section when $Ma = 0.67$ after the optimization with the attack angle of the incoming flow

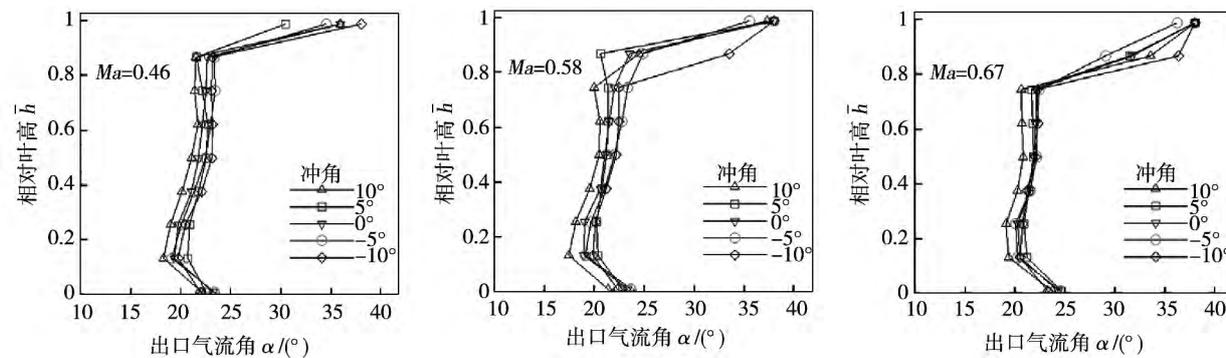


图 13 优化前不同马赫数下出口气流角随冲角的变化

Fig. 13 Changes of the air flow angle at the outlet with the attack angle at various Mach Numbers before the optimization

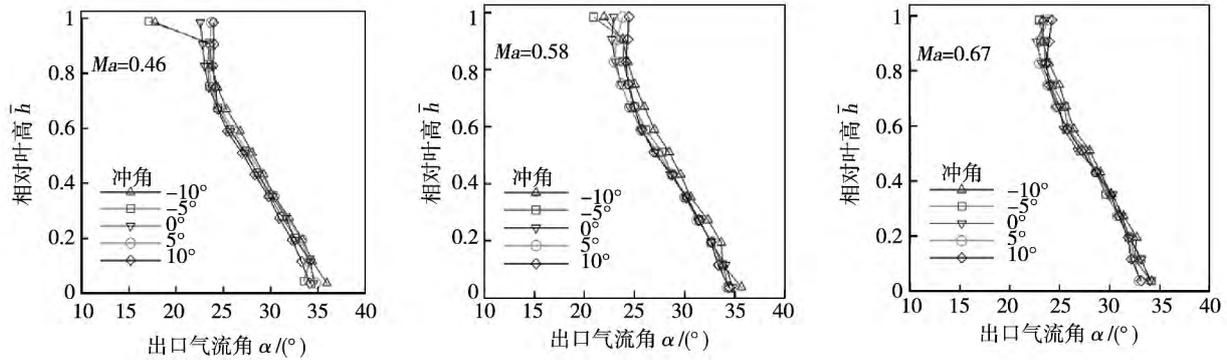


图 14 优化后不同马赫数下出口气流角随冲角的变化

Fig. 14 Changes of the air flow angle at the outlet with the attack angle at various Mach Numbers after the optimization

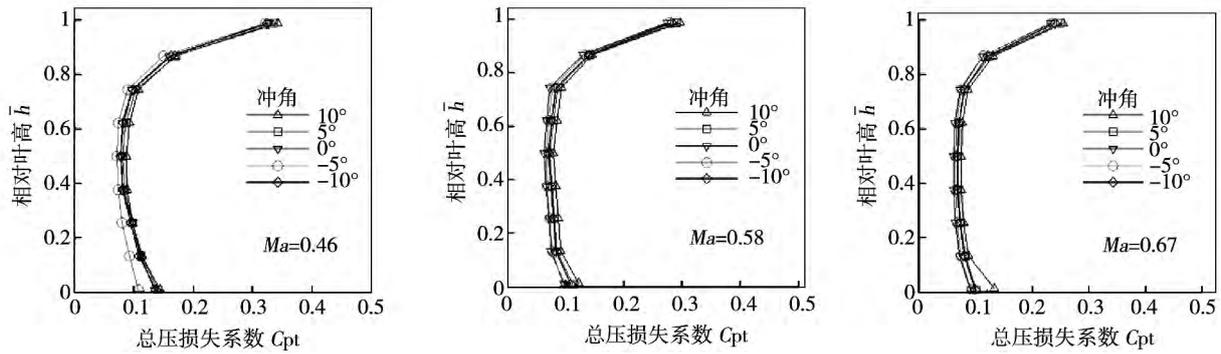


图 15 优化前总压损失随来流冲角的变化曲线

Fig. 15 Curves showing the changes in the total pressure loss with the attack angle of the incoming flow before the optimization

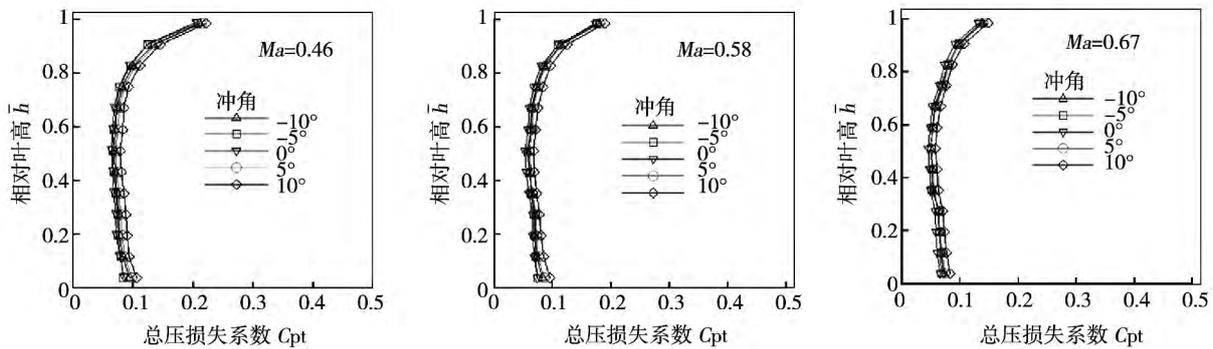


图 16 优化后总压损失随来流冲角的变化曲线

Fig. 16 Curves showing the changes in the total pressure loss with the attack angle of the incoming flow after the optimization

2.3 总压损失随来流冲角的变化

总压损失系数 C_{pt} 定义为: $C_{pt} = (P_0^* - P^*) / (P^* - P)$, 其中 P_0^* 为栅前总压, P^* 为测点总压, P 为测点静压。图 15 和图 16 表示原型动叶和改型动

叶分别在 $M = 0.46$ 、 0.58 和 0.67 工况原型叶栅总压损失系数随冲角的变化曲线。从图 15 和图 16 可以看出, 在任一马赫数条件下, 基本上都是正冲角工况的总压损失系数略高于 0 冲角和负冲角, 其中以

10°冲角总压损失最高,特别是在较高马赫数工况 ($Ma = 0.67$), 10°冲角时叶栅下端壁 10% 总压损失系数显著高于其它冲角,这与该冲角下叶栅边界层低能流体在轮毂区聚集比较严重有关;各马赫数条

件下, -5°冲角总压损失系数最小 特别是较小马赫数条件下, -5°冲角时叶栅总压损失系数减小程度最为明显,且减小程度沿叶高至叶根方向逐渐加大。

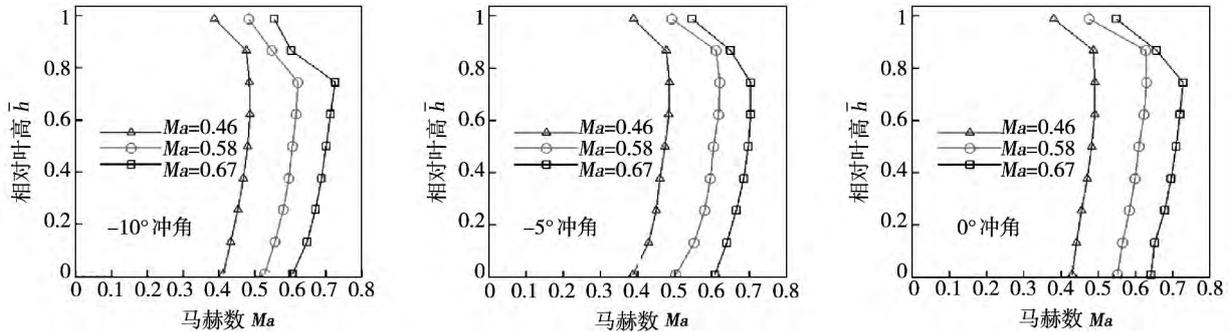


图 17 优化前不同冲角下动叶出口马赫数沿叶高的分布

Fig. 17 Distribution of the Mach number along the blade height at the outlet of the rotor blade at various attack angles before the optimization

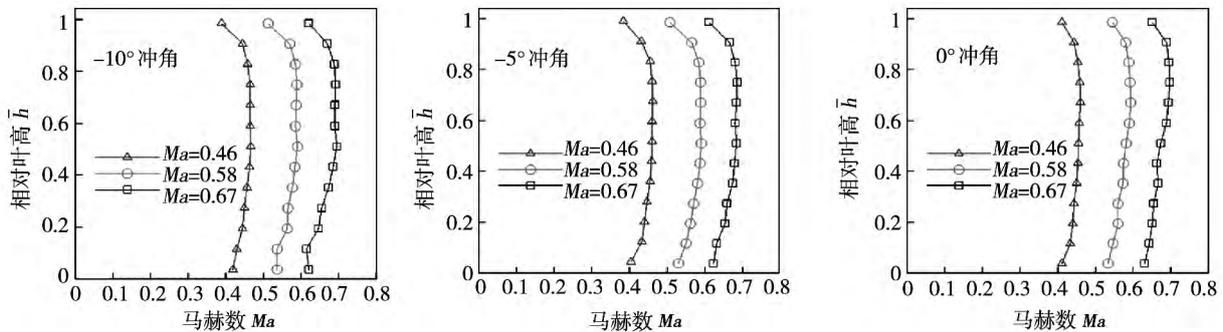


图 18 优化后不同冲角下动叶出口马赫数沿叶高的分布

Fig. 18 Distribution of the Mach number along the blade height at the outlet of the rotor blade at various attack angles after the optimization

在分析叶栅中的流动损失时常常把叶展中部的流动损失看作是叶型损失,冲角按 0°、-5°、-10°、+5°和 +10°排列,叶型损失依次增大;对比改型前后总压损失系数的变化:原型动叶的总压损失沿叶高呈现“C”型趋势,在 $Ma = 0.46$ 时尤为明显,在叶高的大部分范围内,总压损失系数都是在 0.1 左右,在叶顶改型动叶的压力损失明显小于原型,来流冲角由 -10°变化到 -5°至 0°,叶栅总压损失沿叶高的分布随冲角的改变不明显,只有冲角继续增加到 10°后,总压损失系数沿叶高分布变化才较明显。

2.4 出口马赫数沿叶高的分布

图 17 和图 18 分别给出原型动叶和改型动叶周

向平均的出口马赫数沿叶高的分布(限于篇幅,仅给出 -10°、-5°和 0°冲角图,其余两冲角时曲线趋势与上同)。可以看出,随着冲角变化,叶栅出口马赫数的变化不大。从根部往上,有略微增长,原型动叶叶栅到 70% 叶高以上,马赫数开始减小,减小的数值随马赫数的增加而增大。对于栅前马赫数为 0.67 工况,叶栅顶部马赫数减小的相对较剧烈。改型动叶叶栅出口马赫数沿叶高分布较均匀,只有在叶顶和叶根处的马赫数略低于叶高中部。不难看出,改型动叶在顶部流道内的通流情况要比原型动叶好很多,马赫数变化不像原型动叶那么剧烈。

3 结论

(1) 在所有试验工况下, 改型动叶较原型动叶的损失小, 并且改型动叶损失随冲角的变化曲线比原型的平坦, 即伴随冲角由零向正或向负改变时, 冲角损失的增加量的比原型要小, 改型动叶有良好的冲角适应性。

(2) 改型动叶的平均出气角沿叶高的分布较原型动叶的平缓, 改型动叶下游流动比较均匀。

(3) 随着栅后马赫数的增加, 叶片吸力面最低压力点位置后移, 叶栅前半段的降压段增长、顺压梯度增加, 附面层变薄, 降低了叶片的叶型损失。

(4) 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。

(5) 随着来流向正冲角增加, 叶片吸力面进口形成逆压梯度段; 冲角向负冲角增加, 叶片压力面进口形成逆压梯度段; 增加了叶型损失, 叶栅的总损失也有所增加。

(6) 叶栅出口气流角随马赫数的增加略有降低; 总的来说叶栅出口气流角随冲角的变化不明显。

试验结果表明, 动叶的改型设计是成功的。

参考文献:

- [1] 杨其国. 现代大型汽轮机研制[J]. 汽轮机技术, 2003, 45(1): 1-7.
YANG Qi-guo. Research and development of modern large-sized steam turbines[J]. Steam Turbine Technology, 2003, 45(1): 1-7.
- [2] 周逊, 韩万金. 大功率汽轮机静叶栅损失发展的实验研究[J]. 工程热物理学报, 2007, 28(1): 121-124.
ZHOU Xun, HAN Wan-jin, et al. Experimental investigation of the development of the loss in stator blade cascades in large power steam turbines[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(1): 121-124.
- [3] 李宇峰, 黄钢. 空冷汽轮机低压末级系列长叶片的研制[J]. 热力透平, 2007, 36(1): 45-48.
LI Yu-feng, HUANG Gang, et al. Study of a series of long blades for the last stage of air cooled steam turbines[J]. Thermal Tur-

- bine, 2007, 36(1): 45-48.
- [4] 梁俊宇. 某汽轮机长叶片级静叶栅气动性能优化[J]. 热力透平, 2009, 38(2): 82-85.
LIANG Jun-yu. Aerodynamic performance optimization of the stator blade cascade of a long blade stage of a steam turbine[J]. Thermal Turbine, 2009, 38(2): 82-85.
- [5] 周英, 陆伟. 600 MW 等级二缸空冷汽轮机长叶片开发[J]. 热力透平, 2007, 36(1): 41-44.
ZHOU Ying, LU Wei, et al. Development of long blades for a 600MW Class two-cylinder air cooled steam turbine[J]. Thermal Turbine, 2007, 36(1): 41-44.
- [6] 杨其国. 超临界机组末级叶片典型截面的叶型设计[J]. 推进技术, 2009, 30(3): 315-317.
YANG Qi-guo. Design of the typical section of a blade profile in the last stage of a supercritical steam turbine[J]. Propulsion Technology, 2009, 30(3): 315-317.
- [7] 杨其国, 韩万金. 1 200 mm 末级超长叶片全三维工程设计的数值研究[J]. 热能动力工程, 2006, 21(6): 556-560.
YANG Qi-guo, HAN Wan-jin. Numerical study of the full three-dimensional engineering design of 1 200 mm super-long last stage blades[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy & Power.
- [8] 周凡贞, 蒋洪德, 冯国泰. 汽轮机采用高载荷叶片和大焓降级的初步探讨[J]. 汽轮机技术, 2002, 44(1): 16-19.
ZHOU Fan-zhen, JIANG Hong-de, FENG Guo-tai. Preliminary and exploratory study of a steam turbine using high-loaded blades and large enthalpy drop stages[J]. Steam Turbine Technology, 2002, 44(1): 16-19.
- [9] 王仲奇, 秦仁. 透平机械原理[M]. 北京: 机械工业出版社, 1988: 117-122.
WANG Zhong-qi, QIN Ren. Theory of turbomachinery[M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1988.
- [10] 岳国强, 韩万金, 芦文才, 等. 五孔探针实验数据处理的线性插值法[J]. 热能动力工程, 2004, 19(5): 526-529.
YUE Guo-qiang, HAN Wan-jin, LU Wen-cai, WANG Zhong-qi. The linear interpolation method for processing of five hole probe experiment data[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2004, 19(5): 526-529.

(丛敏编辑)

Words: tie-rod rotor ,axial pretightening force ,bending rigidity ,finite element analysis

低压汽轮机末级长叶片改型试验研究 = **Experimental Study of a Retrofitted Long Blade Used in the Last Stage of a LP Steam Turbine** [刊 ,汉] KANG Lei ,YU Jian-feng ,WANG Chao (CSIC No. 703 Research Institute , Harbin ,China ,Post Code: 150078) ,LIANG Yao (China Electric Power Engineering Co. Ltd. ,Beijing ,China ,Post Code: 100048) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29(5) . -483 -491

In the light of such operation characteristics of marine steam turbines as off-design operating conditions and a big wetness in several stages before the last one ,dynamically optimized was the long blades in the last stage of a steam turbine and air-blowing tests were performed of the prototype and retrofitted totaling two cascades on an annular cascade test rig at three mach numbers at the outlet and at five attack angles. It has been found that with an increase of the Mach number after the cascades ,the location of the lowest pressure point on the suction surface of the blades will shift rearwards ,the pressure dropping section in the front half section of the cascades will become longer ,the pressure gradient along the pressure dropping direction increase ,the boundary layer become thinner and the blade profile loss decrease. The secondary flow loss on the outside end wall of the rotating blades after the retrofitting will markedly drop and enhance the applicability to attack angles. The positive and negative attack angles will only affect the static pressure distribution on the suction surface or pressure surface at the leading edge of the blades. At any Mach number ,any increase in the absolute attack angle will all lead to an increase of the loss in the cascades. **Key Words:** off-design operating condition ,long blade ,twisted blade ,wind tunnel test ,total pressure loss coefficient

燃气轮机拉杆转子的轮盘结合面接触模型研究 = **Study of the Contact Model for Joint Surfaces of Wheel Disks on Tie-rod Rotors in Gas Turbines** [刊 ,汉] ZHANG Qing-lei ,CHEN Yan-fang ,ZHAO Bai-yu (College of Mechanical Engineering ,Shanghai University of Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29(5) . -492 -497

To establish a more accurate finite element model for tie-rod rotors of gas turbines ,studied were the mechanic contact models for joint surfaces of wheel disks of tie-rod rotors. By using a spring unit to simulate the contact on the joint surfaces of the wheel disks ,the contact models were improved based on the joint surfaces and the fitting curves showing the relationship between the normal contact rigidity on the joint surfaces and the pretightening force were obtained. It has been found that with an increase of the load normal to the joint surfaces ,the contact rigidity will become bigger ,however ,after the normal load exceeds a certain value ,if keeping on increasing ,the increasing tendency of the contact rigidity will become slower. According to the fitting curves ,the contact rigidity value corresponding