

某型船用汽轮机静叶叶型优化的实验研究

高 雷¹, 郑 群¹, 李殿奎², 陈 航¹

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院 黑龙江 哈尔滨 150001;
2. 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘 要: 为提高某型在线运行船用汽轮机的气动性能, 对某型船用高压汽轮机末两级静叶叶型做了优化设计, 并对原型与优化叶型平面叶栅进行了不同马赫数和不同冲角下的气动性能实验。实验结果发现, 优化叶型采用小前缘圆“鱼头”型进气边和后部加载, 提高了冲角的适应性。同时优化的后加载叶型缩短了吸力侧尾缘逆压梯度段的长度, 减小逆压梯度值, 并且采用薄出气边, 降低尾流区宽度, 提高区内基础压力, 使得优化叶型的流动损失都低于原型叶型。

关 键 词: 船用汽轮机; 隔板; 后加载叶型; 气动性能

中图分类号: TK26 文献标识码: A

引 言

蒸汽轮机在电力、化学、能源及交通等领域广泛应用, 能源消耗巨大。为了节能环保, 要求汽轮机具有良好热力性能。由于汽轮机一般使用寿命在数十年以上, 且造价昂贵, 所以在不断提高汽轮机新机组性能的同时, 还必须对大批在线运行汽轮机的优化改造进行研究。一般在线运行汽轮机使用中需要若干次大修, 大修中可更换受损的隔板, 通过对其更换隔板时优化叶型来改进汽轮机热力性能是一项最容易实现的方法^[1]: 该方法是保留汽轮机原有的部件, 仅通过更换了新叶栅的隔板来提高汽轮机的热力性能。汽轮机高压隔板的静叶一般较短, 控制叶型损失是提高叶栅气动性能的关键, 因此对其优化主要是研究平面叶栅降低叶型损失。采用后加载叶栅是优化方法之一。文献 [2 - 11] 报导, 具有后部加载叶型的透平叶片, 其负荷峰值位置明显向下游方向移动。这种负荷分布形式使得具有后部加载叶型的叶片具有良好的攻角适应性, 能有效降低二次流损失等特点。

为此, 针对某气动损失偏大的在线运行某型船用高压汽轮机的后两级静叶叶型进行了优化研究, 设计出优化后的后加载叶型并加工成实验件, 进行气动性能实验, 以便确定优化程度, 为该新型船用汽轮机的开发和在线运行机组的改造提供技术支持。

1 实验叶型及设备

针对某船用汽轮机次末级和末级静叶片改进, 做了原型与改进型的平面叶栅气动性能实验。优化设计时只改变了叶型压力侧和吸力侧型线, 叶型进、出气角与气动负荷保持和原型一致。在平面叶栅风洞上, 在 5 个叶栅出口马赫数与 5 个冲角下, 依据叶栅的 50% 叶高处的叶型制作了平面叶栅实验件四套(次末级和末级的原型与改进), 改型与原型叶型比较如图 1 所示。

采用 5 孔探针与设置在叶型表面上的静压测孔, 测量了出口气动参数沿节距的分布以及静压系数沿叶型的分布, 实验数据的后处理结果以相应的分布曲线来展示, 并分析后得出研究结论。

2 测试参数定义

2.1 静压系数 C_{ps}

$$C_{ps} = \frac{P_i}{P_0^*} \quad (1)$$

式中: P_0^* —栅前总压, Pa; P_i —测点静压, Pa。静压系数的物理意义是表征测点处的静压占栅前总压的比例。

2.2 总压损失系数 C_{pt}

$$C_{pt} = \frac{P_0^* - P_i^*}{P_i^* - P_i} \quad (2)$$

收稿日期: 2012 - 11 - 30; 修订日期: 2013 - 02 - 14

作者简介: 高 雷(1963 -), 男, 黑龙江佳木斯人, 哈尔滨工程大学博士研究生, 现工作在中国船舶重工集团公司第七〇三研究所高级工程师。

式中: P_i^* 一测点总压, Pa。在实验中, 测量截面位于距离叶栅尾缘 10% 弦长位置。

2 给出的是平面叶栅试验系统简图, 图 3 给出了亚音速平面叶栅风洞照片。

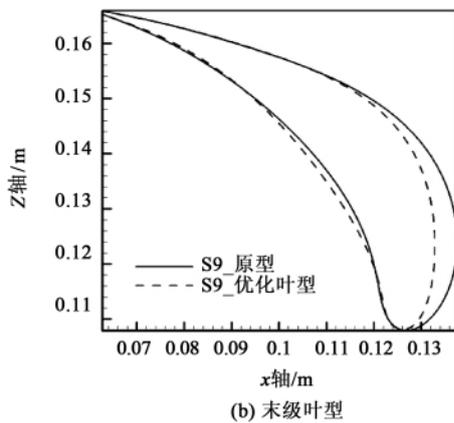
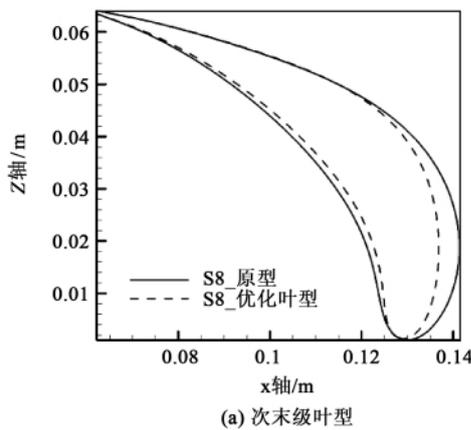


图 1 改型与原型叶型比较

Fig. 1 Comparison of the modified profile and the prototype

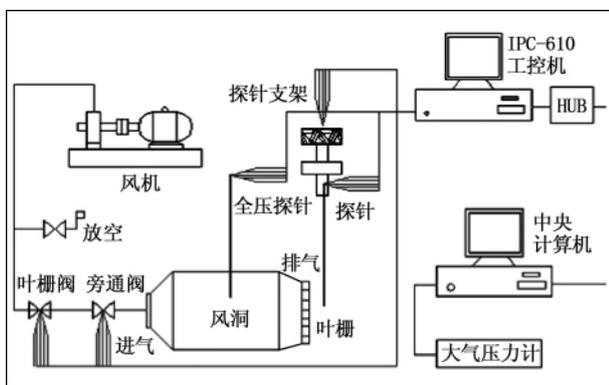


图 2 平面叶栅试验系统简图

Fig. 2 Simplified drawing of the plane cascade test system

试验是在亚音速平面叶栅试验台上进行的。图



图 3 亚音速平面叶栅风洞照片

Fig. 3 Photo of the subsonic plane cascade wind tunnel

3 实验结果和分析

3.1 静叶壁面静压系数分布

实验得到了次末级静叶原型叶型和优化设计后的叶型壁面静压系数分布情况, 如图 4 所示 ($M = 0.659$): 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。在叶型上游的 20% 弦长上, 随着正冲角增加负荷增加; 随着负冲角增加负荷减小。在压力面 40% 轴向弦长之前, 边界层在较小顺压梯度作用下平缓加速膨胀。在 40% 轴向弦长之后, 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, 估计压力面边界层流动产生的叶型损失仅占总叶型损失的 10% ~ 20%。

通过优化设计后, 次末级静叶原型和改型的叶型两者主要差别集中在吸力面处最低压力点的位置, 即负荷峰值位置上, 原型位于 54% 轴向弦长, 优化后位于 63% 轴向弦长。原型为均匀加载叶型, 优化后为后加载叶型。改型后使得吸力面上从最低压力点至尾缘逆压梯度段的压力曲线过度平缓, 在降低尾缘逆压梯度段压力梯度的同时, 还减少了逆压段的长度。由此使得边界层转捩点向后移动, 缩短了湍流区损失较大的逆压流段, 同时降低了逆压梯度就减弱了逆压湍流区的涡流损失程度。由此提高了叶型的气动性能。

在叶型的前缘处,原型叶型的前缘半径明显比改进型叶型的前缘半径大。一般认为前缘半径较大的所谓“大头叶型”能降低冲角变化对叶型气动性能影响的敏感性,所以设计船用汽轮机一般选择前缘半径相对较大的叶型,本机组原型就是利用叶型前缘半径较大能适应冲角变化范围较大的性能而设计。实验测量中发现叶型轴向弦长下游 75% 部分上,不同冲角的静压系数确实基本接近,变冲角适应性很好。

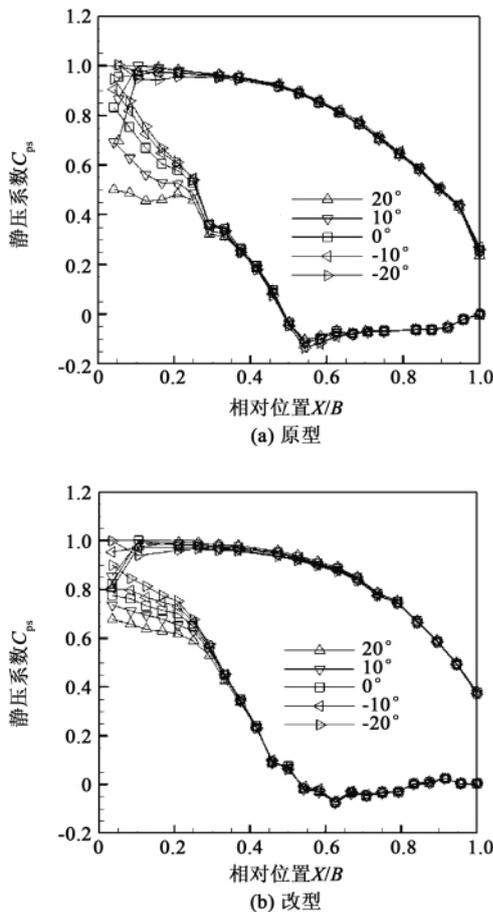


图 4 次末级静叶壁面静压系数分布
Fig.4 Static pressure coefficient distribution on the wall surface of the static blades in the last-but-one stage

优化设计后选取的后加载叶型使得前缘半径明显变小,实验测量中发现叶型轴向弦长下游 75% 部分上,不同冲角的静压系数仍然基本接近,变冲角适应性很好。这取决于两个原因:一是优化后的叶型前缘虽然变小,但设计的流线型能阻止边界层变厚;

二是优化后的叶型采用后加载,使得边界层转捩点移向下游。所以,气流在流动过程中边界层没有发生分离,特别是在正冲角的时候。由此,提高了叶型的变冲角适应性,这将改善变工况性能。

3.2 静叶出口节距平均总压损失系数随冲角与马赫数的变化

实验发现在实验限定的亚音速条件下,相同冲角的同一叶栅,随着马赫数的增加,叶型损失都是降低的,但损失的变化速率是逐渐减小的。

次末级优化后与原型叶型对比,优化后的叶型主要通过变化吸力面型线,将气动负荷峰值移向下游,使叶型成为后加载叶型。通过优化将负荷峰值移向下游,使得吸力面尾缘逆压梯度段长度缩小,逆压梯度降至最低,将促使改型叶型表面边界层产生的摩擦与涡流损失下降。此外,优化后叶型出气边变薄,降低了出气边相对厚度,从而提高了尾流区中心的基础压力,削弱了主流对位流的剪切作用,将能降低尾迹损失即叶型损失。上述因素都使平均总压损失下降。图 5 中优化后的叶型损失随冲角变化曲线比原型平坦,并且在亚音速的实验中相等出口马赫数条件下,随着冲角由负到正增加,优化后的叶型降低的损失越大。在相同冲角下,出口马赫数越高,优化后的叶型减小的损失越小,如图 5 所示。

在优化叶型设计中,由于对两级静叶基本采用了同样的设计方法,末级静叶优化前后与次末级静叶优化前后大致相同。

4 结 论

(1) 优化后,次末级静叶叶型气动负荷峰值由轴向弦长 54% 后移到 63%;末级静叶叶型气动负荷峰值由轴向弦长 52% 后移到 60%;优化叶型为后加载叶型,同时优化叶型采用小直径前缘圆“鱼头”型进气边,提高了优化叶型的冲角适应性。

(2) 优化叶型通过负荷峰值的后移,缩短了吸力侧尾缘逆压梯度段长度与逆压梯度值,采用薄出气边提高尾流区的基础压力并降低尾流区宽度,使得在所有出口马赫数和冲角下优化叶型的流动损失都低于原型。

(3) 出口马赫数为 0.444 时,0°、-20°和 20°冲角下,次末级静叶优化后的叶型损失系数比原型分

别降低 7.9%、6.8% 和 14.6% ,未级静叶优化后的叶型损失系数比原型分别降低 8.8%、13.4% 和 19.7%。

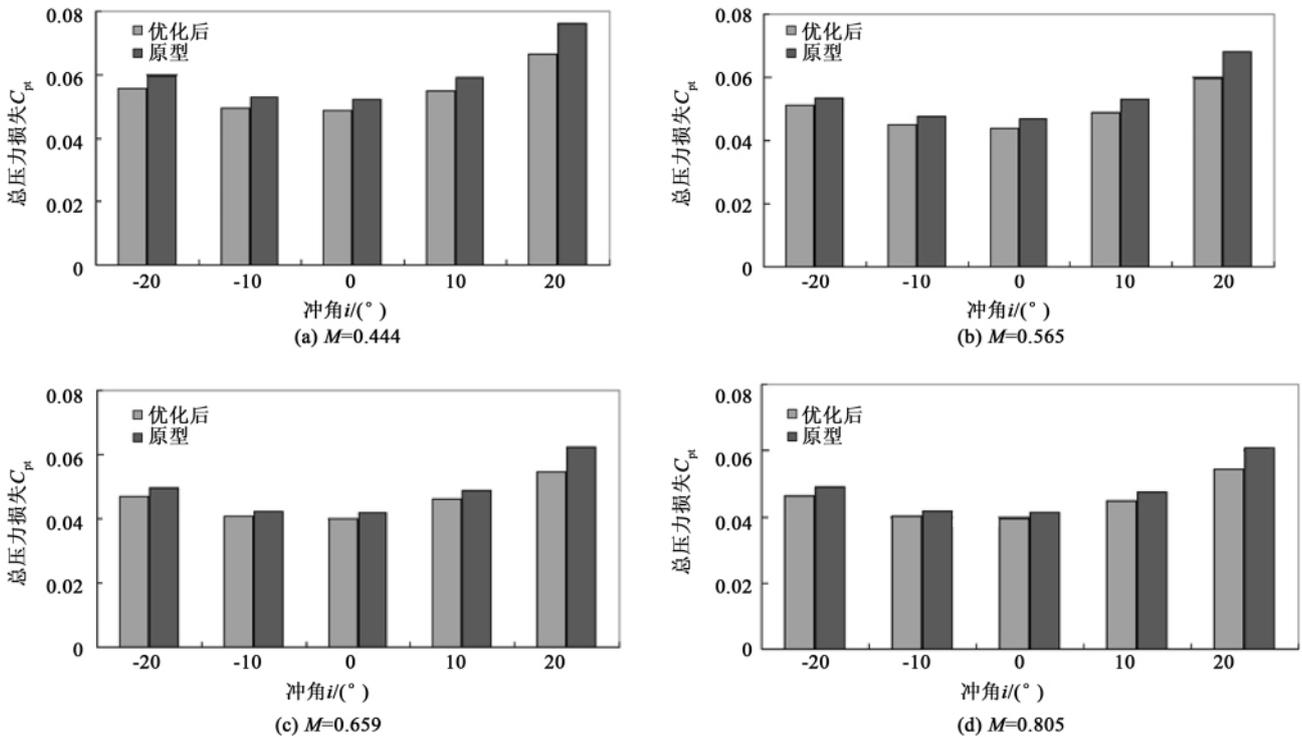


图 5 次末级静叶出口节距平均总压损失系数随冲角的变化

Fig. 5 Change of the outlet pitch-averaged total pressure loss coefficient of the static blades with the attack angle in the last-but-one stage

参考文献:

[1] 秦晓程,高雷,袁祖发. 工业汽轮机增容改造技术研究[J]. 热能动力工程 2000, 15(3): 267-268
 QIN Xiao-cheng, GAO Lei, QIU Zu-fa. Technical Study of a Power Output Updating-oriented Modification of Industrial Steam Turbines [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2000, 15(3): 267-268.

[2] Horlock J H. Axial flow turbines [M]. London: Butterworths Press, 1966.

[3] Lakshminarayana B, Horlock J G. Review: secondary flows and losses in cascades and axial-flow turbomachines [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1963, 5(3): 397-409.

[4] Hesketh J A, Tritthart H, Auby P. Modernisation of steam turbines for improved performance [C] // Symposium on Steam Turbine and Generator. 1997: 1-11.

[5] Singh G, Walker P J, Haller B R. Development of three-dimensional stage viscous time marching method for optimization of short

height stages [R]. Vdi Berichte NR. 1185, 1998: 157-181.

[6] Weiss P, Fottner L. The Influence of load distribution on secondary flow in straight turbine cascades [J]. Journal of Turbomachinery, 1995, 117(1): 101-109.

[7] XU Xing-zhong, ZHU Bin, JIANG De-hong et al. A design of "aft-loaded" steam turbine stator blade [R]. Journal of Engineering Thermophysics, 1997, 18(1): 48-52.

[8] Scralin R B, Henry C. High efficiency steam power plant [R]. CSPE-JSME-ASME-International Conference Paper, 1995. 700-711.

[9] Tyner T M, Sullivan J P. Design and performance of a small, high speed axial compressor [R]. AIAA Paper, 1990. 1-8.

[10] Denton J D. Turbomachinery blade design system: loss mechanisms in turbomachines Part II: loss generation in turbomachines [R]. Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series, 1999-02.

(辉 编辑)

某型船用汽轮机静叶叶型优化的实验研究 = **Experimental Study of the Stator Blade Profile Optimization of a Marine Steam Turbine** [刊 汉] GAO Lei, ZHENG Qun, CHEN Hang (College of Energy Source and Power Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001), LI Dian-xi (CSIC Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150078) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013, 28(2). - 126 ~ 129

To enhance the off-design performance of a high pressure steam turbine, the rear-loaded blade profiles were used to improve the stator blades in the two last stages of the above-mentioned turbine and the aerodynamic performance tests were performed of the prototype and improved blade plane cascade at various Mach numbers and attack angles. The test results show that the improved rear-loaded blade profiles can shorten the length of the counter-pressure gradient section at the outlet of the suction surface of the blade, thus reducing the counterpressure gradient value and enhancing the adaptability of the blades to various attack angles. In the meantime, the thin trailing edges of the rear-loaded blade profiles can reduce the width of the wake zone. In various versions, the blade loss of the improved blade profiles is invariably lower than that of the prototype. The test results show that to optimize the stator blade profiles and replace the diaphragms with new ones can both enhance the off-design condition performance of the high pressure steam turbine and produce better economic benefits. **Key words:** off-design condition, high pressure steam turbine, diaphragm, rear-loaded blade profile, aerodynamic performance

主抽气器工作特性试验研究 = **Experimental Study of the Operating Characteristics of a Main Air Ejector** [刊 汉] XU Heng, SONG Zhi-gang, ZHU Sheng-guo, et al (CSIC Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150078) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013, 28(2). - 130 ~ 133

With a main air ejector having a two-stage steam ejector and cooler serving as the object of study, through a method for performance tests on a test rig, experimentally studied in a comprehensive way were the operating characteristics of the test piece of a main air ejector. The test results show that various test data of the main air ejector designed by using the traditional thermal calculation method can meet the requirements for the design indexes and there exists an optimum spacing between the nozzle and diffuser at which the main air ejector has the biggest extraction capacity. The capacity of the main air ejector will be influenced by the parameters of the system (pressure and temperature of the working steam and cooling water flow rate) and the method for estimating heat transfer coefficient of the cooler as a whole is on the conservative side, thus it is suggested that in the engineering design, the heat transfer coefficient of the stage I cooler should be chosen as $450 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ and the stage II cooler as $380 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. **Key words:** main air ejector, operating characteristics, experimental analysis