

弯扭叶片的主要研究成果及其应用

(哈尔滨工业大学能源科学与工程学院) 宋彦萍

[摘要] 对弯扭叶片的研究成果及其应用进行了回顾, 并对弯扭叶片未来的研究方向进行了一定的展望。

关键词 弯扭叶片 回顾 展望

中图分类号 TK14

1 前言

由于现代透平机械向高负荷、高效率设计方向的发展, 使得对叶栅二次流问题的研究日趋重要。研究二次流及损失机理的最终目的是为了降低透平机械叶栅的二次流损失, 提高透平机械效率。弯扭叶片自60年代初提出后, 逐渐成为被广为采用的降低二次流损失的一种有效的措施。近四十年来, 有关弯扭叶片能够有效地控制叶栅中二次流损失的结论已被国内外大量的实验研究所证实, 下面对其主要的研究成果进行简要的回顾。

2 研究成果回顾

本世纪60年代初, 王仲奇教授与导师及同事共同提出了采用弯扭叶片来改善气动性能的思想^[1]。

1981年王仲奇教授等^[2]根

据小径高比弯曲叶片环形叶栅的静态吹风实验和数值计算结果, 提出了“附面层迁移理论”。即叶片周向弯曲以后, 叶片表面与气流的作用力在径向的分力不等于零, 从而控制了压力沿叶高的分布, 使得在叶片表面, 尤其是吸力面上形成了两端压力高, 中间压力低的静压分布, 即“C”型压力分布(图1)。在此压力梯度作用下, 两端部的低能流体被吸入主流区, 被主气流带走, 这样就减少了低能流体在两端壁与吸力面组成的角隅处的堆积, 避免了分离的发生, 减少了能量损失。后来的实验结果还表明^[3~9], 叶片弯曲以后, 还可以减小压力面与吸力面的两端的压差, 从而减弱了两端的横向二次流动。所以, 弯曲叶片既可以用于横向二次流损失占主要地位的低展弦比叶栅中, 也可以用于径向二次流损失占主要地位的小径高比的叶栅中。

1985年王仲奇教授等提出了最佳倾斜角的概念^[3]。最佳倾斜角对应的叶栅总能量损失为最小。这个概念的提出, 对倾斜叶片的应用很有意义。在最佳倾斜角范围内采用倾斜叶片, 同时

保持跨叶片截面内的叶型为最佳形状, 可以有效地改善叶栅的气动特性。文献^[6~7]给出了叶栅外壁面扩张角与最佳倾斜角之间的关系。Kobayashi^[8]也提出了类似的最佳积迭角概念。他指出: 静叶的最佳积迭角在 $15^{\circ} \sim 25^{\circ}$ 之间; 对动叶, 因为要考虑强度限制, 最佳积迭角一般在 $5^{\circ} \sim 15^{\circ}$ 之间。

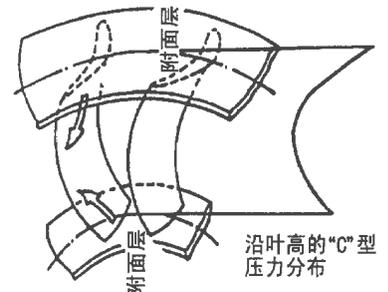


图1 径向“C”型压力分布

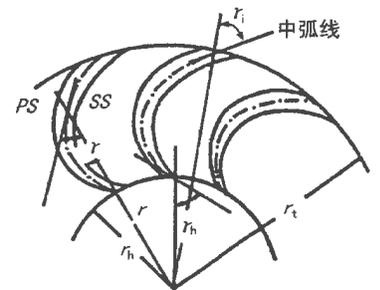


图2 弯叶片侧型面

为了便于分析弯曲叶片的几何参数对能量损失的影响, 王仲奇教授在1989年提出了叶片侧

收稿日期 1998-12-01

作者简介 宋彦萍(1970-), 女, 山东黄县人, 哈尔滨工业大学讲师, 工学博士, 从事热力叶轮机械方面的研究。通讯处: 150001 哈尔滨工业大学 458 信箱

型面的概念^[9]。它是垂直于回转轴的 $Z = \text{const}$ 的平面与叶片相交时所得到的截面（见图2）。侧型面的中线在根部和顶部倾斜角的定义是它在内径和外径处的切线与内径和外径的夹角，并分别用 γ_h 和 γ_i 表示。从内径或外径算起，逆时针组成的锐角为正倾角，顺时针组成的锐角为负倾角。弯曲叶片“侧型面”概念的提出，实现了严格意义上的叶片三维成型，建立了叶片“弯”、“扭”联合气动成型的新设计方法^[10]。

90年代初，王仲奇教授又开始了将倾斜和弯曲叶片应用于大转角导向叶栅与压气机叶栅中的实验研究^[11~22]，开拓了弯曲叶片在叶轮机械中应用的新领域。通过研究，作者^[23]认为：对导向叶栅和扩压叶栅，采用正弯曲叶片对中部损失的影响取决于叶型中部吸力面上沿流向的压力梯度，以及边界层是否分离。如果分离不严重或可以控制，在这两类叶栅中采用正弯曲叶栅是有利的。否则对中部有严重边界层分离的扩压叶栅和导向叶栅，采用反弯曲叶片对降低总能量损失将会有利。虽然采用反弯曲叶片的利弊尚须进一步的研究和探讨，但无论是正弯还是反弯，都可以有效地控制叶栅流道内的径向压力梯度和横向压差，而叶栅中的能量损失主要由流道内的三维压力场（径向、横向和流向的压力变化）决定，所以采用弯扭叶片，以控制三维流场中的静压分布，是降低叶栅能量损失，完善其气动性能的强有力的手段。

这些理论、概念、思想上的成果得到了国内外同行的承认，被广泛地引用和证实^[24~31]。而这些研究成果的发表极大促进和

推动了弯扭叶片在实际中的应用。

3 弯曲叶片在实际中的应用

1990年GEC公司为提高即将投入使用的大型蒸汽轮机的气动性能，措施之一就是采用正倾斜的末级静叶，以改善根部区域的流动状况。单级模型实验结果表明，静叶根部反动度提高，根部总效率也得到了提高^[32]。1991年德国西门子公司开始采用弯扭叶片对过去生产的汽轮机末级隔板进行改进，不仅延长了设备寿命，而且使效率有较大的提高^[33]。德国ABB公司为了提高汽轮机效率在汽轮机次末级和末级叶片开始采用全三维叶片^[34]。日本的东芝公司为降低不久即将在实际中应用的大型蒸汽轮机机组的高压级中两端的二次流损失，采用弯曲导叶设计。理论分析表明，弯曲叶片中流线流向两端，削弱了两端涡的发展。同时透平级实验也证明，在较大的速比范围内，采用弯曲导叶的设计均具有较高的级效率^[35]。流型的概念随着汽轮机设计水平的发展经历了几个阶段，以日本三菱重工生产的700MW蒸汽轮机高、中压缸的反动式叶片为例，从基于自由涡流型的二维设计，到基于可控涡流型的准三维设计，最后是考虑了体积力的用全三维设计方法设计的三维叶片，即弯曲叶片。三菱重工将上述三种设计方法设计的叶片在模化比0.5的三级模型透平上进行了实验，结果表明弯曲叶片与前两种叶片相比，动、静叶中的二次流损失都有较大的降低。在设计工况下基于可控涡流

型的准三维设计叶片比基于自由涡流型的二维设计叶片的级效率提高了2%，而弯曲叶片的级效率比基于可控涡流型的准三维设计叶片又提高了2%^[36]。英国的GEC公司^[37]对其生产的已投入运行的660MW和500MW火力发电机组蒸汽轮机低压缸气动实验表明，末级和次末级出口根部流动恶化，根部低的质量流率和高的出口气流角使得那里的效率较低。GEC公司采用了将末级静叶沿周向正倾斜并加以扭曲的成型方法。模型实验表明，新型叶片的采用提高了根部反动度，由原来的-20%提高到30%（图3），从而降低了动叶根部进口马赫数，减小了根部激波损失及顶部动叶间隙的漏气损失。另外，新型叶片还有效地控制了长叶片级动叶根部气流分离，提高了该区域的气流流量（图4），避免了动叶流道内的气流分离，因而显著地提高了效率（图5）。新型叶片还可以减小长叶片级的余速损失，提高其级效率。这一方面是由于消除了动叶根部区域流动分离，进而增加了气流的有效排气面积，使排气速度降低所致；另一方面也是由于新型叶片使级后的排气方向发生了有利的变化，在根部区域出气角接近90°（图6）。二者作用的结果可明显地降低余速损失，增加长叶片级的有效作功量。由于新型叶片具有这些好处，所以GEC公司已将它应用于660MW和500MW机组的改型中。1992年文献^[38]报道了德国Unterweser核电站130MW汽轮机通过在低压部分装入由西门子公司研制的弯曲叶片来提高功率和效率的情况。装入新的末级后，机组的总功率提高4%，约50MW。由于

该机组自投入使用后效果一直很好, 1995 年, 德国西门子公司已决定该公司生产的 65% 的核发电厂汽轮机全部采用这种新叶片, 而该公司第一台在高压部分采用三维叶片(弯曲叶片)的汽轮机已于 1996 年投入使用^[39]。

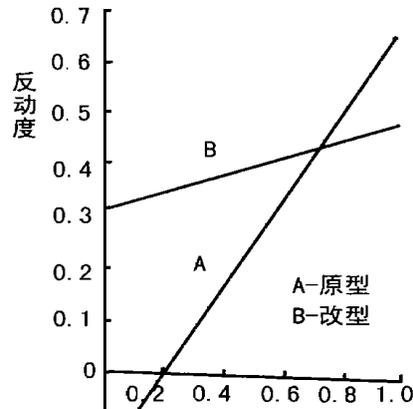


图 3 反动度沿叶高变化

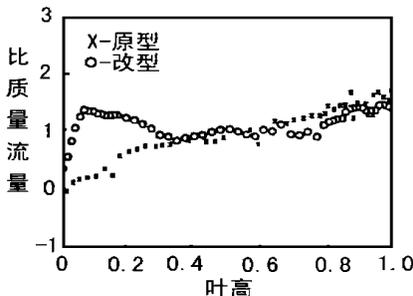


图 4 质量流量沿叶高的变化
由于避免了动叶根部分离
获得的效率的提高

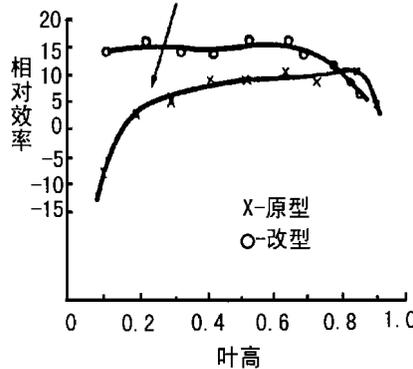


图 5 相对效率的沿叶高变化

弯扭叶片的研究在我国开展得也较早, 并在工程应用方面初见成效。在哈尔滨工业大学的参与下, 已将弯扭叶片应用于哈尔

滨汽轮机厂生产的 5000 千瓦烟气轮机和 30 万千瓦汽轮机低压缸末级、次末级及调节级以及 20 万千瓦的高压缸共八级和低压缸末级的改型设计中, 改型后的机组在实际运行中取得良好的效果^[40]。

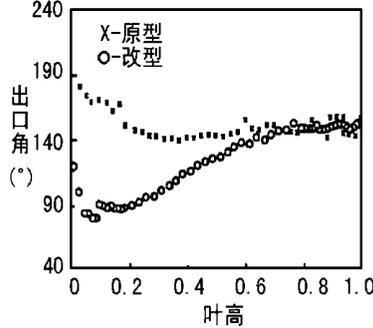


图 6 出气角沿叶高的变化

滨汽轮机厂生产的 5000 千瓦烟气轮机和 30 万千瓦汽轮机低压缸末级、次末级及调节级以及 20 万千瓦的高压缸共八级和低压缸末级的改型设计中, 改型后的机组在实际运行中取得良好的效果^[40]。弯扭叶片成型思想也极大地推动了计算流体力学的发展, 将弯扭成型引入三维设计, 无疑是当今计算流体力学研究的一个热点^[39, 41]。

4 对弯扭叶片研究工作的展望与新进展

虽然经过几十年的发展, 有关弯扭叶片的研究工作取得了令人瞩目的成就, 但有关弯扭叶片的研究仍未终结, 还有许多深层的规律性的问题需要去探索。王仲奇教授指出: “为了揭示叶片弯曲降低流动损失的机理, 应进行弯曲叶片的详细测量和流动显示, 揭示各种涡系结构及尺度的变化, 从而能更自觉地控制边界层和各种涡系的发展。”这无疑为人们从新的角度来认识弯叶片降低二次流损失的机理开辟了途径。从更深和更广的角度对叶片弯曲进行研究, 将是未来弯曲叶片的发展方向。

1990 年, Harrison^[42] 对中等折转角矩形透平叶栅中的叶片倾斜与弯曲进行了研究。通过端

壁油流显示实验得到了倾斜叶片的端壁分离线特性图(图 7)。在正倾斜侧端壁, 分离线清晰, 离前缘较远, 马蹄涡的分离鞍点居流道中心, 马蹄涡、通道涡形成较早, 强度增大。而在负倾斜侧端壁, 分离线很弱, 并且和鞍点一样较正倾斜侧更靠近叶片前缘。虽然流动显示表明在此端壁仍有横向流动, 角涡分离线也清晰可见, 但除前缘外, 却看不到与马蹄涡或通道涡相联的分离线。作者由此推测, 在正倾斜侧大多数的进口附面层沿一条分离线离开端壁, 因此在分离线后产生了新的比较薄的附面层; 而在负倾斜侧由于没有流体分离, 所以大多数入口附面层一直沿端壁发展, 附面层相对较厚。正负倾斜侧端壁流动结构的不同有力地说明了叶片倾斜的作用在前缘就开始了。

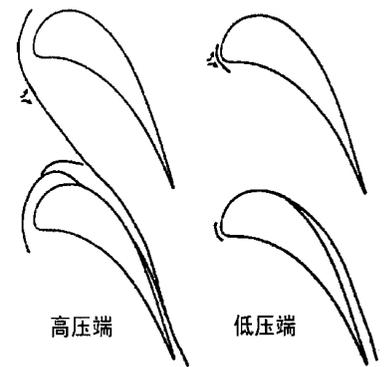


图 7 端壁上的旋涡分离线

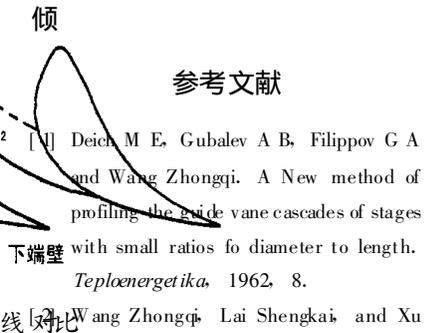
壁油流显示实验得到了倾斜叶片的端壁分离线特性图(图 7)。在正倾斜侧端壁, 分离线清晰, 离前缘较远, 马蹄涡的分离鞍点居流道中心, 马蹄涡、通道涡形成较早, 强度增大。而在负倾斜侧端壁, 分离线很弱, 并且和鞍点一样较正倾斜侧更靠近叶片前缘。虽然流动显示表明在此端壁仍有横向流动, 角涡分离线也清晰可见, 但除前缘外, 却看不到与马蹄涡或通道涡相联的分离线。作者由此推测, 在正倾斜侧大多数的进口附面层沿一条分离线离开端壁, 因此在分离线后产生了新的比较薄的附面层; 而在负倾斜侧由于没有流体分离, 所以大多数入口附面层一直沿端壁发展, 附面层相对较厚。正负倾斜侧端壁流动结构的不同有力地说明了叶片倾斜的作用在前缘就开始了。

韩万今教授等^[18] 在叶栅进口段后安装和不安装大转角导向叶栅以及安装不同型式叶栅情况下, 对进口附面层的厚度进行了测量。实验结果表明, 当不安装叶栅时, 端壁进口附面层厚度相等, 约为 24 mm。当安装常规直叶栅时, 附面层厚度稍有增加, 为 26 mm 左右, 仍保持上、下厚度相等。当安装倾斜叶片叶栅时, 上、下进口附面层厚度不再相等。负倾斜侧附面层厚度

与常规直叶栅比较略微减小，正斜侧附面层厚度则有所增加。为 34 mm。正倾斜侧加厚的进口附面层很容易在鞍点处分离并沿分离线离开端壁，因此进口附面层厚度在正负倾斜侧的不同很可能是导致正负倾斜侧不同流动结构的一个重要因素。这与 Harrison 的结论是吻合的。

本文作者对弯曲叶片环形透平叶栅流场进行了详细的测量^[43]，并根据流场显示结果给出了直叶片与弯曲叶片的壁面分离线对比（图 8）。实验结果表明：叶片弯曲以后，由于来流附面层减速增厚，来流附面层分离线移向前缘，马蹄涡提早生成，因此马蹄涡的压力面分支及早地与相邻叶片的吸力面相交，通道涡也较早生成了，由于形成得早，所以在流道内得到了充分发展，因此弯曲叶片的通道涡与直叶片相比，尺寸大，强度也大。另外，环形叶栅内的压力场是一个三维压力场，具有明显的三维内的三维效应，在此效应影响下，弯曲叶栅内旋涡结构在两端呈明显的不对称分布，说明环形叶栅内叶片的弯曲作用在两端有所不同。这个结论对于将弯曲叶片在实际中的应用具有一定的指导作用。在设计弯曲叶片时考虑这一点，可以采取在两端变倾斜角的设计方案。

如果说“C”型压力分布是从宏观上对弯曲叶片降低二次流损失进行解释，那么探求弯曲叶片栅内的细微结构，从更广阔的角度来阐述降低二次流损失机理，则是从微观角度上对其进行再认识。这无疑是一条拓展弯叶片研究领域的新途径，是非常必要和有前途的。



参考文献

[1] Deich M E, Gubalev A B, Filippov G A and Wang Zhongqi. A New method of profiling the guide vane cascades of stages with small ratios fo diameter to length. *Teplotnergetika*, 1962, 8.

[2] Wang Zhongqi, Lai Shengkai, and Xu Wenyuan. Aerodynamic calculation of turbine stator cascades with curvilinear leaned blades and some experimental results. *5th International Symposium on Air Breathing Engines, Bangalore, India*, 1981.

[3] Wang Zhongqi, Xu Wenyuan and Han Wanjin. An experimental investigation into the influence of the blade leaning on the secondary flow in an annular cascades with small diameter-length ratio. *ASME Paper*, No. 85-WAM-1485, 1985.

[4] 王仲奇, 韩万今, 徐文远, 才大颖, 白杰. 在二维涡轮叶栅中叶片倾斜对控制二次流损失机理的探讨. 中国工程热物理学会热机气动热力学会议, No 872064, 1987.

[5] Wang Zhongqi, Han Wanjin, Xu Wenyuan. An experimental investigation into the influence of diameter-blade height ratios on secondary flow losses in annular cascades with leaned blades. *ASME Paper*, No. 87-GT-131, 1987.

[6] Wang Zhongqi, Han Wanjin, Xu Wenyuan. An experimental investigation into controlling the secondary flow in turbine cascades with leaned blades and divergent outer wall. *87-TOKYO-IGTC-18*, 1987; 131 ~ 137.

[7] 韩万今, 徐文远, 王仲奇. 叶片倾斜对叶栅出口流场的影响. *动力工程*, 1991, 11 (4): 43 ~ 48.

[8] Kobayashi K, Honjo M, Tashiro H and Nagayama T. Verification of Flow Pattern for Three-Dimensional Designed Blades. *IMEchEC423/015*, 1991.

[9] 王仲奇. 一代新型的轴流式透平机械叶片一叶片的弯扭联合成型理论及其实验结果. 工程热物理与能源利用学科气动热力学发展战略研讨会专题报告汇编. 1980 :55 ~ 65.

[10] 黄影虹, 王仲奇, 冯国泰, 杨弘. 燃气透平弯扭静叶的设计方法. 工程

热物理学报, 1992, 13 (3) .

[11] 苏杰先, 冯国泰, 闻杰, 王仲奇. 弯曲叶片在压气机中的应用. 中国工程热物理学会热机气动热力学会议, No. 892012, 1989.

[12] 尚尔兵, 苏杰先, 王仲奇, 徐文远, 石红, 卢文才. 有周向倾斜叶片的压气机叶栅的实验研究. 中国工程热物理学会热机气动热力学会议, No. 912035, 1991.

[13] Shang Erbing, Wang Z Q and Su J X. The experimental investigations on the compressor cascade with leaned and curved blade. *ASME Paper*, No. 93-GT-50, 1993.

[14] Han Wanjin, Tan Chunqing, Shi Hong, Zhou Mochun and Wang Zhongqi. Effects of leaning and curving of blades with high turning angles on the aerodynamic characteristics of turbine rectangular cascades. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1994, 116: 417 ~ 424.

[15] Han Wanjin, Tan Chunqing and Wang Zhongqi. The control of secondary flow by combining the convergent endwall with lean blades. *Chinese Journal of Engineering Thermophysics*, 1991, 3 (3).

[16] 韩万今, 谭春青, 王仲奇. 端壁收敛与倾斜叶片的综合作用. *工程热物理学报*, 1991, 12 (1) .

[17] 王仲奇, 谭春青, 韩万今, 周谟春. 在大转角透平叶栅中叶片反弯曲对流向涡及损失影响的实验研究. *航空动力学报*, 1993, 8 (2) .

[18] 韩万今, 谭春青, 石红, 周谟春, 王仲奇. 叶片倾斜对大转角透平叶栅流道内通道涡和损失发展的影响. *工程热物理学报*, 1993, 14 (3).

[19] 王仲奇, 韩万今, 谭春青, 石红, 周谟春. 大转角透平叶栅弯曲形状对叶栅损失增长和分布的影响. *工程热物理学报*, 1993, 14 (2) .

[20] 谭春青, 王仲奇, 韩万今, 周谟春, 石红. 在大转角透平叶栅中正弯曲对二次流影响的实验研究. 中国航空学会第六届叶轮机学术讨论会, CSAAPT-92-014, 1992.

[21] 谭春青. 透平叶栅定常脱体涡流型. 中国工程热物理学会首届青年年会, No. 928202, 1992.

- [22] Han Wanjin, Tan Chunqing and Wang Zhongqi. An experimental study of blade curving methods in turbine cascades with different turning angles. *Second International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows*, Pragues, September 10, 1993.
- [23] Wang Zhongqi, Su Jiexian and Zhong Jingjun. The effect of the pressure distribution in a three-dimensional flow field of a cascade on the type of curved blade. *ASME Paper*, No. 94-GT-409, 1994.
- [24] Ernst Lindner. Numerical and experimental analysis of secondary flow in modern state-of-the-art low pressure guide vane rows. *ASME Paper*, No. 95-GT-189, 1995.
- [25] Harris D, Welngold, Robert J. Neubert et al. Reduction of compressor stator endwall losses through the use of bowed stator. *ASME Paper*, No. 95-GT-380, 1995.
- [26] Shi Jing, Han Jianyuan, Zhou Shiyong, Zhu Mingfu, Zhang Yaoko, She Mengyu. An Investigation of a highly loaded transonic stage with compound leaned vanes. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1986, 108: 265~269.
- [27] Hourmouziadis J, Hubner N. 3-D design of turbine airfoil. *ASME Paper*, No. 85-GT-188, 1985.
- [28] 蒋洪德, 陆永良, 周凡贞, 王松君. 亚音速复合倾斜透平静叶栅的理论及实验研究. *航空动力学报*, 1993, 8 (1): 41~44.
- [29] Huber F. W., Rowey R. J. Application of 3-D flow computations to gas turbine aerodynamic design. *AIAA Paper*, 1985.
- [30] Matsunaga K, Tanaka A, et al. Application of 3-D Navier-Stokes computation to bowed stacking turbine vane design. *AIAA Paper*, AIAA-90-2129, 1990.
- [31] Vialonga J., Petot B. Assessment of a 3-D Euler code for subsonic turbine vane flows and study of the non radial blade stacking. *ASME Paper*, No. 92-GT-63, 1992.
- [32] Haller B. R. Improvements in the aerodynamics of large steam turbine. *IMechE C368/017*, 1990.
- [33] Bergmann D, Jansen M. and Oeynhausien H. Maßnahmen zur Modernisierung und Lebensdauererlangung an Dampfturbinenkomponenten. *VGB Kraftwerkstechnik*, 1991, 71 (2): 116~122.
- [34] Butikofer J, Winkand U. Moderne Noedendruck-Dampfturbine. *VGB Kraftwerkstechnik*, 1991, 71 (4): 341~346.
- [35] Hisa S, Nomoto H, and Matsuura T. The development of the large fossil-fueled steam turbine with high efficiency. *IMechE C423/053*, 1991.
- [36] Scrivener C T J, Connolly C F, Cox J C and Dailey G M. Use of CFD in the design of a modern multistage aero engine LP turbine design. *IMechE C423/056*, 1991.
- [37] Hesketh J A, Tritthart H and Aubry P. Modernisation of steam turbines for improved performance. symposium on steam turbine and generator. October 12-14, Monaco 1994.
- [38] Neue Turbinenschaufeln Erhoehen Wirkungsgard. *Brennstoff-Warme-Kraft* 1992, 44 (7/8): 332.
- [39] Jansen M, Ulm W. Modern blade design for Improving steam turbine efficiency. *VDI BERICHTE NR*, 1185, 1995: 277~291.
- [40] 王仲奇, 徐大懋等. 30万千瓦汽轮机低压缸次末级弯扭静叶的实验研究. 中国工程热物理学会热机气动学术会议, No. 912022 1991.
- [41] Singh G, Walker P. J and Haller B R. Development of three dimensional stage viscous time marching method for optimisation of short height stages. *VDI BERICHTE NR*, 1185, 1995: 157~181.
- [42] Harrison S. The influence of blade lean on turbine losses. *ASME Paper*, No. 90-GT-55, 1990.
- [43] 宋彦萍. 叶片弯曲对环形透平叶栅流场结构与性能影响的实验研究. 哈尔滨工业大学博士学位论文, 1997. (渠源 编辑)

PFBC 装置投入商业运行

据“Gas Turbine World”1998年9—10月号报道,日本Hokkaido电力公司3号机组新的85 MW燃煤增压流化床燃烧(PFBC)装置于1998年3月开始正式商业运行。在1998年10月初,该装置已记录有9850h工作时间(包括试验),其中2000h是100%负荷运行。

在15℃海平面现场条件下,该装置额定输出功率为85 MW,其中燃机生产11.1 MW,汽轮机73.9 MW。在100%输出功率下,装置热效率为41.2%

PFBC设计结合有汽轮发电机和燃气轮发电机;前者由压力容器内流化床产生的蒸汽驱动,后者由锅炉产生的清洁高温烟气驱动。燃气轮机压气机的抽气也提供锅炉增压的燃烧空气。

单轴MW-151P型燃气轮机是围绕一个不冷却的三级涡轮和19级压气机设计的。有二组热燃气清洁过滤器。每组包含一个第一级机械旋风式过滤器,用来清除燃气中较大的颗粒,后面跟着第二级陶瓷过滤器,用来清除大部分剩余的细小灰尘。(思娟 供稿)

利用车床加工螺纹管技术

(黑龙江省古城内燃机配件厂锅炉分厂) 姜波 王喜林 王录生 陆林
(九三农垦管理局) 魏迅

[摘要] 介绍了利用 C630 车床加工螺纹管的工装结构、工艺及检验方法。

关键词 车床 加工 螺纹管

中图分类号 TG 506 TG62

1 前言

螺纹管是一种新型高效传热元件, 用做锅炉烟

管, 其结构见图 1, 因螺纹管内螺纹的存在, 在烟气流通过程中有效地破坏了烟气的“边界层”, 使得烟管的传热系数有了很大的提高, 一根螺纹管用在锅炉上可以代替 1.8—2.2 根光管烟管, 因而可以节省大量的钢材。但螺纹管的加工比较难, 一般的厂家都采取专机轧制, 本文介绍的是利用 C630 车床, 加一套简单的工装便可以加工出合格的螺纹管。

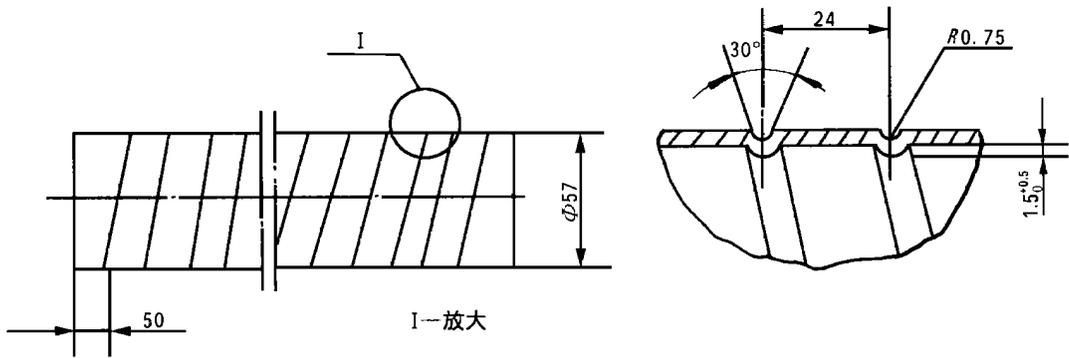
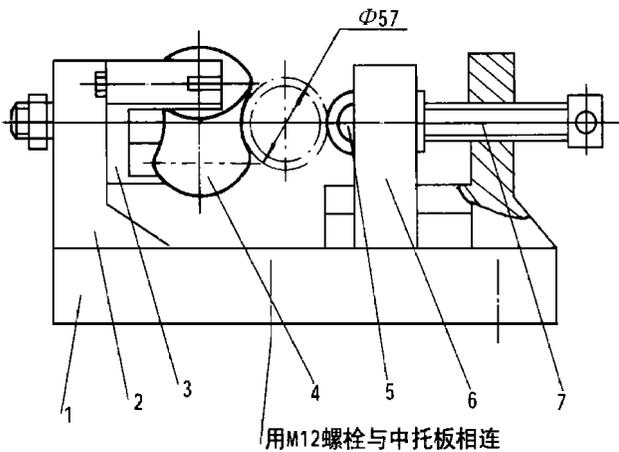


图 1 Φ57 t=24 螺纹管



用 M12 螺栓与中托板相连

1—底板 2—胎体 3—支承轮架 4—摩擦支承轮

5—压轮 6—压轮架 7—进刀丝杠

图 2 螺纹管加工工装示意图

2 工装简介

下面以加工 Φ57 管, 螺距为 24mm 的螺纹管工装为例, 介绍工装结构。

螺纹管加工工装结构见图 2, 此套工装的底板安装在中车床的中托板上, 底板与胎体间用燕尾槽相连, 工作时胎体可以横向滑动。其压轮结构见图 3, 用 T10 钢制造, 表面淬火 HRC60~65, 其刃部与螺旋线外表剖面尺寸一致, 支承轮结构见图 4, 其表面为单叶双曲面结构, 工作时支承在管子上, 以消除压轮工作时的压力。该曲面与管子接触为一条线, 这条线在图 5(b) 中为圆弧 B'C'。

因: 工作时支承轮的中心线在图中的 A—A'