

船用燃气轮机变几何动力涡轮大攻角流动特性的三维数值模拟

冯永明¹, 刘顺隆¹, 刘 敏², 王 林²

(1. 哈尔滨工程大学 动力与核能工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001; 2. 哈尔滨·第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036)

摘 要: 采用三维数值模拟技术, 研究了可调导叶转动导致变几何动力涡轮气动性能变化的流场机理。结果表明, 在较小的转角范围内, 采用大转折角设计的可调导叶使涡轮处于大攻角运行。在大正攻角或大负攻角下可调导叶级动叶栅流道内的三维分离流场结构及其产生机理有很大差异, 而且大正攻角造成的吸力面分离流动更使整个涡轮的效率显著地下降。通过系统的机理分析, 提出可调导叶宜采用较小转折角的后部加载叶型, 而变几何动力涡轮可调导叶级动叶栅要采用较大负冲角的气动设计原则。

关 键 词: 船用燃气轮机; 变几何动力涡轮; 大攻角流动特性; 数值模拟

中图分类号: TK47 文献标识码: A

1 引 言

采用变几何动力涡轮技术可以有效调节和优化燃气轮机各部件之间的匹配, 提高燃气轮机的加减速特性。如在起动过程中, 开大可调导叶, 不仅可以使压气机特性图上的共同工作线远离喘振边界, 而且可以把相对更多比例的焓降分配给燃气发生器透平, 让它有更大的扭矩使转子尽快加速, 实现机组的快速起动; 在动力涡轮甩负荷时, 突然开大可调导叶可以立即使动力透平的焓降大幅度降低, 使动力透平的效率急剧下降, 在这种情况下甚至可使燃气作用在动力透平的扭矩变成负的(和旋转方向相反的扭矩), 即成为制动扭矩, 从而有效实现动力涡轮的超速保护。在低工况时, 关小可调导叶, 可降低涡轮的有效通流面积, 从而减小流量和降低功率, 减小压气机耗功, 并维持较高的涡轮进口总温, 从而可获得较高的循环效率, 而将变几何动力涡轮技术与回热循环或间冷回热循环配合使用, 将会获得更大的循环收益^[1~4]。如采用回热循环和变几何动力涡轮技术的 Solar5650 型船用燃气轮机, 它的油耗能减小到中速柴油机的水平^[3]; 而在 WR-21 燃气轮机上, 采

用间冷回热循环加变几何动力涡轮技术使其与简单循环 LM2500 燃气轮机相比约能降低 30%~40% 的燃油消耗^[4]。如今 WR-21 船用燃气轮机已成功应用于英国海军 45 型导弹驱逐舰的电力推进系统 (IEP), 而美法等国家海军则进一步拟将其应用于综合全电力推进系统 (IFEP)^[5]。因此, 船用燃气轮机变几何动力涡轮技术研究具有现实的国防意义和重要的应用前景。

由于工程应用的实际需求, 涡轮叶栅的大负攻角特性研究得到了人们的广泛关注^[6]。但是无论是实验工作, 还是数值模拟, 对级环境中涡轮叶栅正冲角流动特性的机理研究相对较少。对于变几何动力涡轮, 在低工况时, 关小可调导叶减小工质流量和输出功率, 而可调导叶级动叶栅却趋向在较大正冲角下运行; 在启动和加速工况, 开大可调导叶以增大喘振裕度和燃气发生器剩余功率, 而可调导叶级动叶栅却趋向在较大负冲角下运行。因此, 系统地研究多级环境下大攻角流动特性将为变几何动力涡轮的气动设计提供可靠的依据。基于经过验证的叶轮机械三维数值模拟技术, 在先前的研究工作即文献^[7]的基础上, 进一步考虑涡轮与燃气发生器和外特性的匹配要求, 以更精确的模拟可调导叶转动导致变几何动力涡轮处于大攻角运行而使其效率下降的流场机理, 在此基础上探讨船用燃气轮机变几何动力涡轮的气动设计规律。

2 控制方程与数值方法

使用数值模拟方法在求解 Favre 平均三维粘性可压缩 $N-S$ 方程时, 采用了 1994 年 NASA 的 Menter 发展的 BSL 双方程湍流模型^[8]。从理论和计算的观点讲, 实质上 BSL 模型是 $k-\epsilon$ 模型和 $k-\omega$ 模型的复合模型 (Blended $k-\epsilon/k-\omega$ Baseline Model), 它一

收稿日期: 2004-12-10; 修订日期: 2005-03-20

基金项目: 海军装备预研基金资助项目 (40101030104)

作者简介: 冯永明 (1976-), 男, 河南南召人, 哈尔滨工程大学博士研究生。

方面利用了近壁区 $k-\epsilon$ 模型可以给出较高精度的边界条件及保证计算收敛的稳定性特点; 另一方面也充分发挥了远壁区 $k-\epsilon$ 模型对自由流条件具有良好适应性的特点。在求解 $N-S$ 方程时, 对流项数值格式采用线型分布对称迎风格式(LPS)加物理对流修正(PAC), 粘性项采用中心差分格式, 为加快程序的计算速度采用了全隐式多网格耦合求解技术。

计算涡轮进口给定总温、总压, 绝对气流角分布; 出口给定背压; 在叶片内、背弧和上下端壁施加无滑移条件, 并应用了温度的法向梯度为零的条件; 求解叶栅流场还采用了周期性边界条件。计算中动静叶片排轴向间隙未作延伸处理, 叶片排首尾通过“混合平面”相连。本次计算静叶栅网格径向取 46 个网格点; 动叶栅径向取 54 个网格点, 其中叶顶间隙取 9 个网格点; 单列静、动叶栅网格点数分别约 10 万个及 14 万个, 总的计算网格点数约 95 万个。图 1 为整个涡轮的计算网格。设计点和非设计点的全流场最大计算残差均收敛到 10^{-4} 以下, 这说明本次计算采用的数值方法和级间处理对本文算例是合理的。

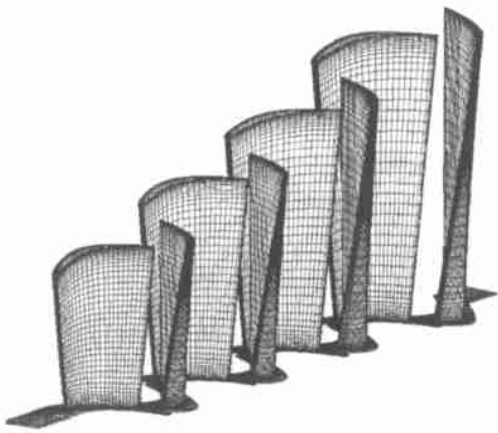


图 1 涡轮计算网格

3 数值计算结果及分析

对于采用后加载技术设计的大转折角可调导叶, 其转角的取值范围相对较小, 同时考虑到与燃气发生器的匹配及发动机运行的外特性要求, 最终确定可调导叶的转角取值如下: 在设计工况时, 可调导叶的转角 $\Delta\alpha=0^\circ$, 而在两个不同的较低负荷工况, $\Delta\alpha$ 依次关小到 -5° 、 -6° , 对于超负荷工况, 开大可调导叶选取了 $\Delta\alpha=+8^\circ$ 。实质上, 当开大可调导叶时, 整个涡轮的通流能力受到了可调导叶级动叶栅的通流能力的制约; 当关小可调导叶时, 整个涡轮的通流能力受到可调导叶的通流特性制约, 并导致涡

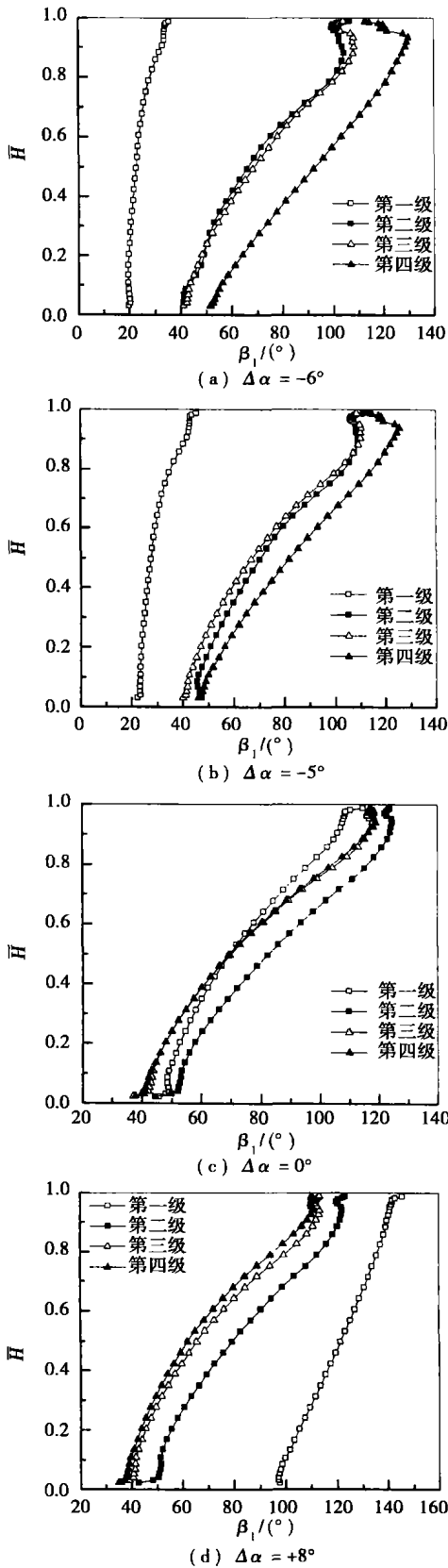


图 2 不同可调导叶转角下变几何动力涡轮各级动叶进口节距平均气流角 β_1 沿叶高的分布

轮的效率更显著地下降。有关实验研究和数值分析得到了变几何动力涡轮的功率特性、效率特性和流量特性,本文的研究结论也与此相一致,故这里不再进一步给出相关结果。

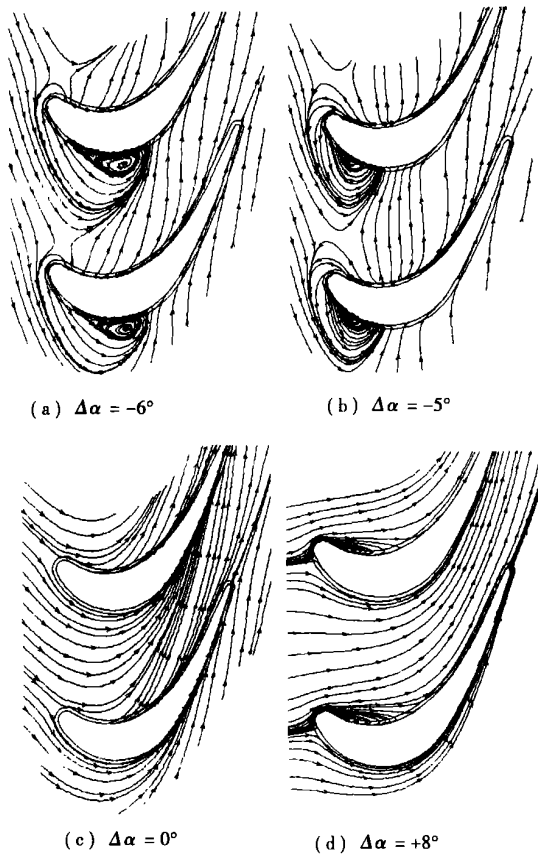


图3 不同可调导转角下可调导叶级动叶片近下端壁的极限流线分布

由图2可见,当可调导叶关小时,第一级(可调导叶级)动叶的相对进气角 β_1 沿径向减小了 $30^\circ \sim 60^\circ$,其趋向在较大正冲角下运行;当可调导叶开大时,可调导叶级动叶的相对进气角 β_1 在径向上增大了 $20^\circ \sim 30^\circ$,其趋向在更大的负冲角下运行;整体而言,开大时沿叶高上半部的变化大,关小时沿叶高下半部的变化大。由图2(a)、(b)可见,对于两种低负荷工况,尽管可调导叶仅仅进一步关小了 1° ,动叶的相对进气角 β_1 在根部减小近 3° ,而沿叶高上半部减小了 $5^\circ \sim 10^\circ$,并且使整个叶高上半部的流动特性显著改变(见图4(a)、(b)),因此数值模拟和试验验证是精确确定可调导叶转角的必要手段。由于涡轮各级静叶采用后部加载叶型,而且又采用了大头圆弧的几何前缘,它们对气流冲角的变化不敏感,所以其

它三级动叶的进气攻角的变化并不太大,相比之下,第四级动叶的相对进气角 β_1 的变化要大一些,而叶高下半部的变化更为显著。

由图3可见,无论是在大正攻角或大负攻角下运行(见图2),可调导叶级动叶栅流道都会发生流动分离。然而两种流动分离的位置明显不同:在大正攻角下运行时,在叶片吸力面上形成大尺度旋涡区,对于大负冲角,则在叶片压力面上形成大尺度旋涡区。众所周知,要想从物面的流谱去推断整个复杂流场状况几乎是不可能的。因此,由图4和图5进一步给出变几何动力涡轮可调导叶级动叶片近壁表面的极限流线分布,以及流道内的空间三维分离涡流场结构。

由图4可以看到,关小可调导叶时在动叶片压力面存在一条分离结点—鞍点—分离结点结构的分离线,这条分离线起始于奇点,因此该分离为闭式分离,并与图3(a)、(b)的泡式分离结构相对应;而由图中动叶片吸力面极限流线分布可以看到,在吸力面也存在一条分离结点—鞍点—分离结点结构的分离线,同样对应于闭式分离结构。在转角 $\Delta\alpha = -6^\circ$ 时,这条分离线更为明显,并位于叶片中部。在转角 $\Delta\alpha = -5^\circ$ 时,分离相对应的分离结点均位于叶片中下部前缘附近,其中有一分离结点为螺旋结点。整体上比较而言,在转角 $\Delta\alpha = -6^\circ$ 时,二次流动的影响范围占据了整个叶片的压力面和吸力面,而在转角 $\Delta\alpha = -5^\circ$ 时,二次流动的影响范围占据了整个叶片的压力面叶高,但只影响了叶片下半部的吸力面。由图4(c)可见:当开大可调导叶时,在动叶片压力面靠近流道中部存在一条分离结点—鞍点—分离结点结构的分离线,这条分离线起始于奇点,因此该分离为闭式分离,并对应于图3(d)的泡式分离结构;而在吸力面上,除近两端壁区域外极限流线从叶片前缘到尾缘平行流过,没有发生分离。两者相比,关小可调导叶导致的分离流动损失将大于开大可调导叶而带来的分离流动损失。

由图5给出的三维分离涡的流场结构可以看出,在可调导叶关小 -5° 时,一个闭式三维分离涡在可调导叶级动叶下端壁前缘吸力面表面产生并做逆时针螺旋上升运动,并与图3(a)、(b)相对应,由于产生时强度较弱,从20%叶高起它的涡心就不明显,在近50%叶高处就耗散掉进入主流,并与图4(b)所揭示的动叶片吸力面的壁面流谱相一致;这里所揭示的三维分离流场结构的演变与著名的Lang-

ston 实验叶栅在 $+11.8^\circ$ 冲角下的分离流场的发展趋势比较吻合^[9]；在可调导叶关小 -6° 时，三维分离涡的强度和尺度范围都很大，自叶片根部向叶顶一直做逆时针螺旋上升运动，并保持封闭的“死区”结构，最后在叶片 95% 叶高处吸力面与一个由脱落涡引起的顺时针强诱导涡强烈相互作用耗散掉进入主流。

在开大可调导叶 $+8^\circ$ 时，由图 5(c) 可以看出，在可调导叶级动叶片下端壁处形成的闭式三维分离涡自叶片根部向叶顶一直做顺时针螺旋上升运动，并与图 3(d) 相对应。值得说明的是，这里所揭示的较大负攻角的流场结构与张宏武博士对 NASA 单级跨音透平设计转速小流量工况下大负冲角运行的三维分离流场结构相一致，这也进一步验证了本文使用的三维数值模拟方法的可靠性和精度。然而张宏武博士的计算却没有考虑间隙的影响，由图 5 图 4 不同可调导转角下可导叶级动叶片压力面、吸力面三维分离涡在到达叶面近壁面的极限流线分布顶部区域时，叶片前缘顶部区域三维分离涡的一部分流体到达相邻叶片的吸力侧与通道涡等相互掺混，而大部分流体则跨过叶顶间隙形成泄漏涡，使泄漏流动显著增强。

无论是关小可调导叶导致的吸力面三维分离流

场结构，还是开大可调导叶导致的压力面三维分离流场结构，在三维分离涡自叶片根部向叶顶一直做逆时针或顺时针螺旋上升运动的过程中，叶片通道中下部和顶部的流体没有被旋涡吸入，而使沿其边界通过叶栅通道。三维分离涡始终保持封闭的“死区”结构。在动叶片下端壁处形成的分离泡的闭式分离特性有效抑制了轮毂处大面积分离流动的发生，而且在叶片表面也没有形成不可再附的开式分离，因此动叶仍能维持正常的气动喉部。对于变几何动力涡轮的气动设计，可调导叶级动叶的压力面、吸力面的型线设计，需要特别的关注。

由图 6 和图 7 可以看出，与开大可调导叶相比，关小可调导叶到某一角度时，四级变几何动力涡轮的各级效率都开始显著下降，并使整个变几何动力涡轮的效率比定几何动力

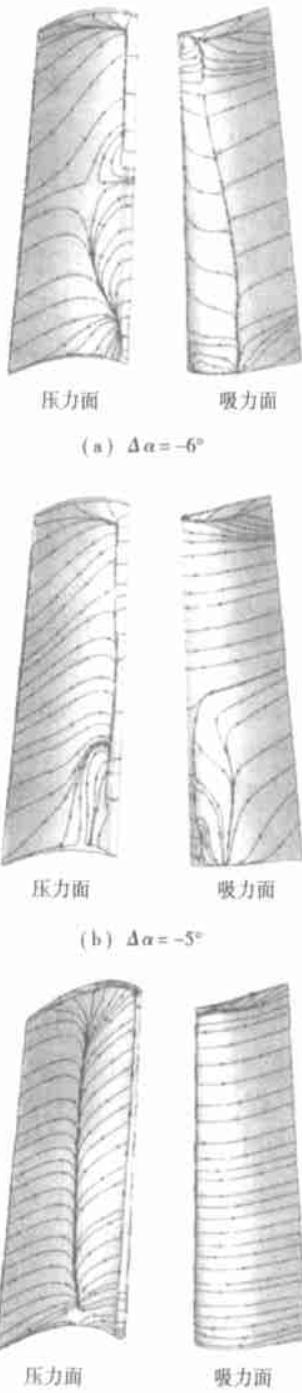


图 5 不同可调导转角下可调导叶级动叶片流道内的空间三维分离涡流场结构

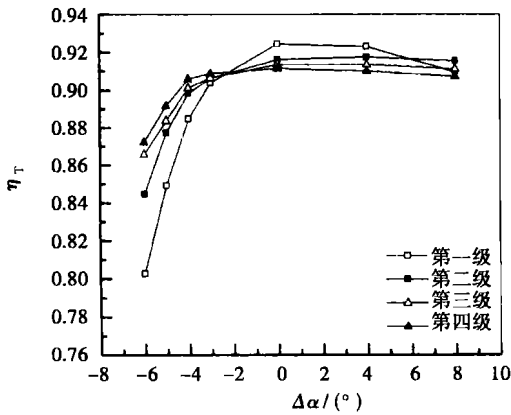


图6 随可调导叶转动变几何动力涡轮各级效率的变化

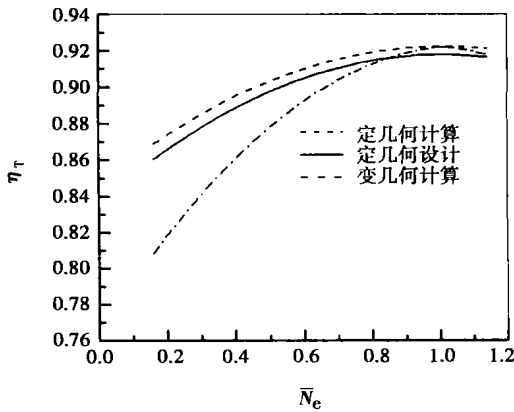


图7 变几何动力涡轮与定几何动力涡轮的性能对比

涡轮的效率下降得更快。因此,至少应对变几何动力涡轮的可调导叶级动叶片采取合理的端壁“修型”(Endwall contouring, 3D Airfoil Design, etc)技术,以有效提高叶片根部的抗分离流动能力,并尽可能降低上端壁的二次流损失。大量的数值分析和实验研究表明^[10],后加载型的涡轮静叶栅的三维通道总损失较低,同时又具有高强度及大范围攻角适应性等优点,所以可调导叶应考虑采用小转折角的后加载叶型。以求随着工况变化和可调导叶的转动,整个变几何动力涡轮的效率下降得较少,从而不过多地抵消机组获得的循环收益。

4 结论

考虑变几何动力涡轮与燃气发生器的匹配,并

在它满足螺旋桨外特性要求的条件下,本文研究了可调导叶转动导致变几何动力涡轮气动性能变化的流场机理,可得到以下结论:

(1)无论是关小可调导叶导致的吸力面三维分离流场,还是开大可调导叶导致的压力面三维分离流场,三维分离涡始终保持封闭的“死区”结构,自叶片根部向叶顶一直做逆时针或顺时针螺旋上升运动。在动叶片下端壁处形成的分离泡的闭式分离特性有效抑制了轮毂处大面积分离流动的发生。由于在叶片表面并没有形成不可再附的开式分离,因此动叶仍能维持正常的气动喉部。两者相比,吸力面三维分离涡流场将导致整个涡轮的效率更显著地下降。

(2)在较小的转角范围内,采用大转折角设计的可调导叶使变几何动力涡轮处于大攻角(大正攻角或大负攻角)运行。考虑强度与攻角的适应性要求,可调导叶易采用较小转折角的后部加载叶型,而变几何动力涡轮可调导叶级动叶栅要采用较大负冲角的气动设计原则。从而使关小可调导叶时,可调导叶级动叶栅仍能在负冲角或近零冲角下运行。可调导叶级动叶的叶型设计将是变几何动力涡轮设计的核心内容之一。采用三维设计叶型,有效避免分离流动发生,实现可调导叶级的良好匹配是变几何动力涡轮设计的关键技术。

参考文献:

- [1] 朱行健,王雪瑜. 燃气轮机工作原理及性能[M]. 北京: 科学出版社, 1992.
- [2] COHEN H, ROGERS G F C, SARAVANAMUTTOO H I T. Gas turbine theory[M]. Third edition. Longman Group UK Limited, 1987.
- [3] KARSTENSEN K W, WIGGINS J O. A variable geometry power turbine for marine gas turbines[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1990, 112: 165-174.
- [4] 闻雪友,李伟. WR-21—新一代的船用燃气轮机[J]. 热能动力工程, 1999, 14(79): 1-6.
- [5] MCCARTHY S J, SCOTT I. The WR-21 intercooled recuperated gas turbine engine: operation and integration into the Royal Navy Type 45 destroyer power system[R]. ASME Paper, GT-2002-30266, 2002.
- [6] 张宏武,袁新,叶大均. 透平级非设计工况气动性能的数值模拟[J]. 工程热物理论, 2001, 22(2): 175-178.
- [7] 刘顺隆,冯永明,刘敏,等. 舰船燃气轮机动力涡轮可调导叶级的流场结构[J]. 热能动力工程, 2005, 20(2): 120-124.
- [8] MENTER F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA Journal, 1994, 32(8): 1598-1605.
- [9] HAH C. A navier-stokes analysis of three-dimensional turbulent flows inside turbine blade rows at design and off-design conditions[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106: 421-429.
- [10] 徐星仲,朱斌,蒋洪德,等. 一种后部加载型透平静叶的设计[J]. 工程热物理论, 1997, 18(1): 48-52.

换热技术从大型化向微小化的发展 = **Development of Heat Exchange Technology from Macro-sized Heat Exchange Units to Miniaturized Ones** [刊, 汉] ZHOU Guo-yan, TU Shan-dong (Mechanical & Power Engineering Institute under the East China University of Science & Technology, Shanghai, China, Post Code: 200237) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(5). — 447 ~ 454

On the basis of analyzing the construction features of traditional heat exchangers a specific analysis was conducted of the construction, performance and applications of now commonly used compact heat exchangers along with an exposition of their development and potential use in micro-sized chemico-mechanical systems. With an ammonia cooler serving as an example the design of a plate-fin heat exchanger and another kind of high-efficiency miniaturized heat exchange unit, the so-called heat-pipe heat exchanger, was respectively carried out. It can be shown that the plate-fin heat exchanger features higher heat-exchange efficiency and a compact structure. This also in a comprehensive way indicates the inevitable development trend of heat exchange technology from macro-sized units to compact and miniaturized ones. The wide prospects of the application of miniaturized heat exchange devices are specifically analyzed by citing as examples such typical miniaturized heat exchange units as micro-channel heat exchangers, micro-channel evaporators and micro-channel heaters. **Key words:** heat exchange technology, miniaturization, micro-channel, micro heat transfer, miniaturized chemico-mechanical system, plate-fin type, heat-pipe type

汽轮机密封技术的应用和发展 = **Application and Development of Steam Turbine Sealing Technologies** [刊, 汉] / WEI Lin-jian, LI Chun-qing, GAO Lei, et al (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(5). — 455 ~ 458

Steam turbine gland seal is a major constituent element of a turbine, which has a direct bearing on the steam leakage of a turbine seal, and thus affects the thermal efficiency of a steam turbine unit. In the light of the sealing mechanism of various kinds of gland seal construction the sealing performance of various turbine gland seals currently in use is analyzed and compared along with a forecast of the development prospects of turbine sealing technology. Described in especial detail is the adjustable gland seal of Brandon type developed by U.S. Brandon Engineering Co. in the recent decade or so and now extensively used worldwide. By using this type of gland seals it is possible to enhance the turbine operational safety and reliability as well as significantly improve its thermal efficiency. However, its use in China has given rise to gland seal rust corrosion and spring plastic deformation. **Key words:** steam turbine, steam gland, application, development

船用燃气轮机变几何动力涡轮大攻角流动特性的三维数值模拟 = **Three-dimensional Numerical Simulation of the Flow Characteristics at a Large Incidence of the Variable-geometry Power Turbine of a Marine Gas Turbine** [刊, 汉] / FENG Yong-ming, LIU Shun-long (Power & Nuclear Energy Engineering Institute under the Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001), LIU Min, WANG Lin (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(5). — 459 ~ 463

By employing three-dimensional numerical simulation techniques a study was conducted of the flow field mechanism of the aerodynamic performance variation of a variable-geometry power turbine caused by the rotation of adjustable guide vanes. The results of the study indicate that within a range of relatively small turning angles the adjustable guide vanes designed by using a large turning angle will enable the turbine to operate at a large incidence. The three-dimensional separation flow field structure and its generation mechanism in the rotating cascade flow channel of an adjustable guide vane stage at a large positive incidence are very different from those of the same vane stage at a large negative incidence. Moreover, the suction-surface separation flow caused by a large positive incidence will significantly reduce the efficiency of the turbine as a whole. Through a systematic mechanistic analysis the authors have proposed the use of a rear loaded blade profile for the adjustable guide vanes using a relatively small turning angle and the adoption of an aerodynamic design principle under which a relatively large negative incidence is employed for the rotating cascade of the adjustable guide vane stage of the variable-geometry power turbine. **Key words:** marine gas turbine, variable-geometry power turbine, flow characteristics at a large incidence, numerical simulation