

# 冷却水流程数对凝汽器热力性能的影响

汪国山<sup>1</sup>, 金春南<sup>2</sup>, 陈玉祥<sup>2</sup>

(1 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200030; 2 哈尔滨\*第七 三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036)

**摘要:** 电站凝汽器可以设计成冷却水双流程和单流程。利用自行开发的凝汽器工作特性数值模拟软件 PPOC3.0 模拟和分析了冷却水流程数对电站凝汽器的热力性能的影响, 结果表明单流程凝汽器比双流程凝汽器有更高的热负荷和更小的汽侧阻力。

**关键词:** 凝汽器; 热力性能; 流程; 汽阻; 过冷度

中图分类号: TK124 文献标识码: A

## 1 前言

电站凝汽器按冷却水流程数可以分为单流程和双流程。单流程布置的凝汽器有陡河电厂引进日本 250MW 机组、大港电厂引进意大利 328 MW 机组、元宝山电厂引进法国 300MW 和 600 MW 机组, 双流程凝汽器可见于大部分国产电站机组中。显然, 不同的冷却水流程对凝汽器的热力性能产生不同的影响。

目前, 国内普遍采用美国的 HEI 标准来设计电站凝汽器。根据 HEI 标准, 平均传热系数是由一些经验公式或标准求得, 然后根据给定的蒸汽流量、冷却水流量及初温就可得出形成设计真空所需要的冷却面积。但是, HEI 估算传热系数的方法仅考虑了冷却水速度、冷却水进口温度、管子壁厚和管子材料、冷却管清洁系数等因素, 而没有考虑管束型式及尺寸、非凝结性气体和冷却水流程以及抽气泵容量等因素的影响, 所以 HEI 方法不能确定这些因素对凝汽器热力性能的影响, 只有采用理论分析和试验方法来进行研究。试验研究费时费力、代价昂贵, 目前国内很少有单位愿意做试验, 因此近年来逐渐发展成熟的数值模拟方法就成为一个重要的手段。本文正是利用作者十多年来发展的凝汽器工作性能数值模拟与后处理软件 PPOC3.0 来分析同一台电站凝汽器当冷却水分别采用单流程和双流程时带来凝汽器热力性能的差别。

## 2 数值模拟方法

凝汽器是一种庞大而且结构非常复杂的壳管式热交换器。凝汽器壳侧蒸汽流动是发生在复杂结构的冷却管束间的多维的、多组分的、多相同时伴有相变的物理过程。要对如此复杂的现象进行模拟, 就必须做某些合理的简化, 来建立适合于凝汽器壳侧蒸汽流动特性计算的物理模型。

凝汽器壳侧管束的汽相流动和传热过程经过简化可被看作蒸汽空气混合物在具有分布阻力和分布质量汇的多孔介质中的单相二维流动。在采用由实验得出的经验关系式来确定分布阻力和分布质量汇大小的前提下, 可将描述该流动模型的控制方程组, 包括连续方程、动量方程和空气组分守恒方程统一地表示为(在  $X-Y$  直角坐标系中):

$$\frac{\partial}{\partial x}(\beta^0 u \varphi) + \frac{\partial}{\partial y}(\beta^0 v \varphi) = \frac{\partial}{\partial x}(\beta \Gamma_{\varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\beta \Gamma_{\varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial y}) + S_{\varphi} \quad (1)$$

式中各变量所代表的含义详见文献[8]。该数值计算中考虑了漏入凝汽器的不凝结气体、凝结水的溢流、流动蒸汽对凝结水的切力、凝汽器壳侧各处不同的压力与温度、冷却水流程和流径等影响因素, 这些都是凝汽器工程设计的 HEI 方法中无法考虑的。

利用该软件, 通过技术合作形式先后分析计算了国内几家主要汽轮机制造厂生产的多种型号的电站凝汽器, 得到了大量的计算结果。这些凝汽器的管束排列形式基本代表了目前国内外的主要管束类型, 其计算精度和可信度得到了厂方的认可, 我们还对其中两台凝汽器的数值模拟结果与试验数据进行比较<sup>5,9</sup>, 这些均表明了本文数值方法和相应计算机程序是正确和可靠的。

### 3 凝汽器壳侧热力特性

#### 3.1 数值计算结果

本文所讨论的电站凝汽器是一种从凝汽器顶部进汽的汽流向侧式(带状管束)的矩形壳体凝汽器。该凝汽器的管排方式如图 1 所示。该凝汽器的主要计算参数见表 1。

表 1 凝汽器的计算参数

凝汽器进汽量/ $t \cdot h^{-1}$	261.844	冷却管管径尺寸/mm	$\varnothing 20/18$
进口蒸汽压力/Pa	5903	冷却管有效长度/m	9
进口蒸汽干度	0.9	管子总根数	10 090
冷却水流量	—	冷却面积/ $m^2$	5 740
冷却水初温/ $^{\circ}C$	20	管材	HSn70-1

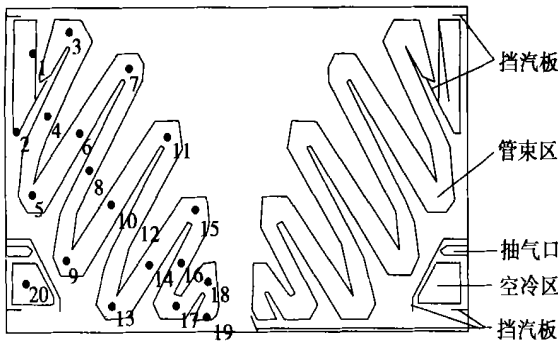
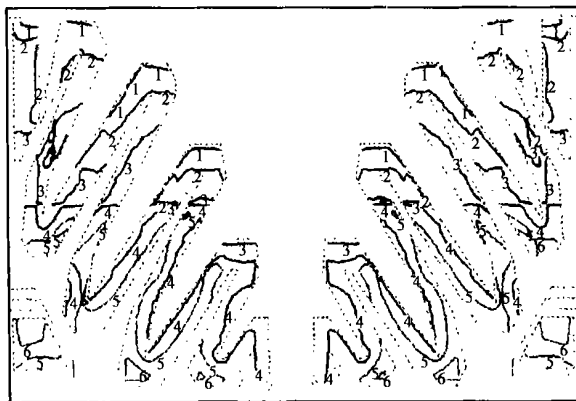


图 1 凝汽器管束布置示意图



1—5623.41400    4—4745.22000    MINIMUM: 215.1349  
 2—5352.85700    5—4102.28400    MAXIMUM: 5790.5520  
 3—5201.15000    6—882.10360    Mean\_HTC: 4502.2840

#### 2 双流程凝汽器壳侧传热系数分布( $W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$ )

双流程时(假设冷却水流径是下进上出)凝汽器冷却水流量为  $9\ 243.3\ m^3/h$ , 单流程时翻倍为  $18\ 486.6\ m^3/h$ , 这样冷却水的流速均为  $2\ m/s$ 。计算时

假设两种情况下的凝汽器进口蒸汽压力相同, 漏入的不凝结性气体流量也相同。当然, 由于凝汽器实际上是与抽气器匹配运行的, 所以实际工作压力会各有不同, 但是在相同的进口压力条件下评价两种不同情况下的凝汽器热力性能则是等效的。除了冷却水的流程数不同外, 在所分析的两种案例中其它条件完全相同, 因此计算结果的差别可以反映流程数对电站凝汽器热力性能的影响。

由于该凝汽器的结构是左右对称的, 工作条件也相同, 因此计算结果的分布也是左右对称的。通过数值计算, 得到了凝汽器壳侧的速度场、压力降分布、空气浓度、温度场、传热系数和热负荷等。本文给出了该凝汽器壳侧的传热系数、空气浓度、热负荷和壳侧压降分布图。表 2 是本次数值计算的汇总结果。

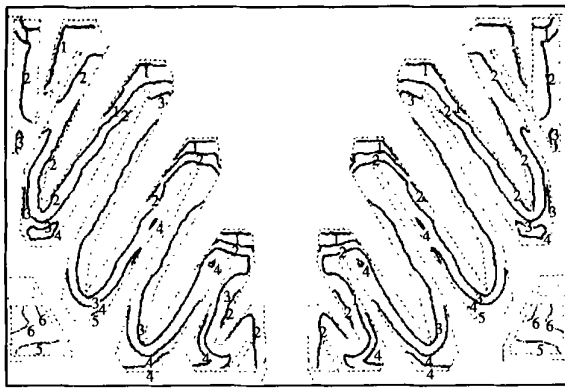
表 2 两种不同流程的数值计算结果

	下进上出双流程	单流程
入口空气浓度(据 HEI 估算)/%	0.01	0.01
抽气口平均空气浓度/%	2.5	65.0
空气浓度范围/%	0.01~16.3	0.01~65.7
总体热负荷/ $kW \cdot m^{-2}$	27.618	27.725
热负荷范围/ $kW \cdot m^{-2}$	2.774~49.219	0.155~52.386
算术平均传热系数/ $W \cdot m^{-2} \cdot ^{\circ}C^{-1}$	4 844.3	2 629.6
传热系数范围/ $W \cdot m^{-2} \cdot ^{\circ}C^{-1}$	215~5 791	60.66~5 338
汽侧压降范围/Pa	-179.5~969.4	-66.8~763
蒸汽进口速度/ $m \cdot s^{-1}$	34.1	34.6
汽侧速度范围/ $m \cdot s^{-1}$	0~124.8	0~126.8
入口蒸汽温度/ $^{\circ}C$	35.9	35.9
汽侧温度范围/ $^{\circ}C$	33.3~38.7	22.2~38.1

#### 3.2 热负荷

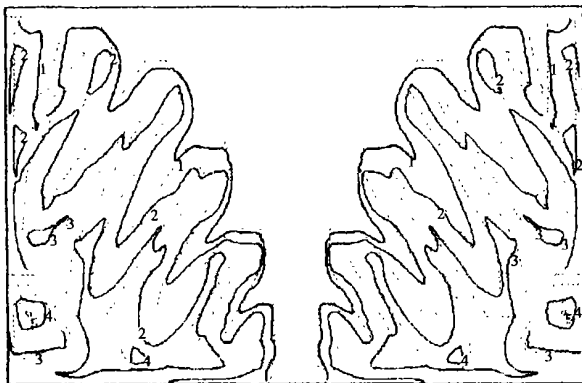
双、单流程凝汽器的算术平均传热系数分别是  $4\ 884.3\ W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$  和  $2\ 629.6\ W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$ , 前者高、后者低。从传热系数的分布图 2 和图 3 来看, 双流程凝汽器空冷区的传热系数下降非常快, 从  $4\ 543\ W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$  下降到最低值  $215\ W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$ 。除了下部管束的几个管束的峰部(即靠近中间蒸汽通道的凸出管束)外, 下部管束的传热系数普遍比上部管束的低, 最高值在上部管束的一个峰上。当冷却水为单流程时, 空冷区的传热系数下降较快, 从  $364\ W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$  下降到最低值  $60.6\ W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$ 。每个管束的峰上和管束外侧传热系数较高, 内侧较低, 整个壳侧的传热系数计算值范围为  $60.66 \sim 5\ 335\ W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$ , 传热系数最高值在最上面的管束的峰部。

从凝汽器壳侧空气浓度分布图 4 和图 5 看, 双流程凝汽器在抽气口平均空气浓度为  $2.5\%$ , 最高点达到  $16\%$ (在抽气口), 除空冷区之外的主凝结区



1 — 5011.30400	4 — 462.01180	MINIMUM: 60.6683
2 — 4586.37400	5 — 148.29640	MAXIMUM: 5338.0680
3 — 2145.65500	6 — 71.71753	Mean - HTC: 2629.6340

3 单流程凝汽器壳侧传热系数分布( $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ )



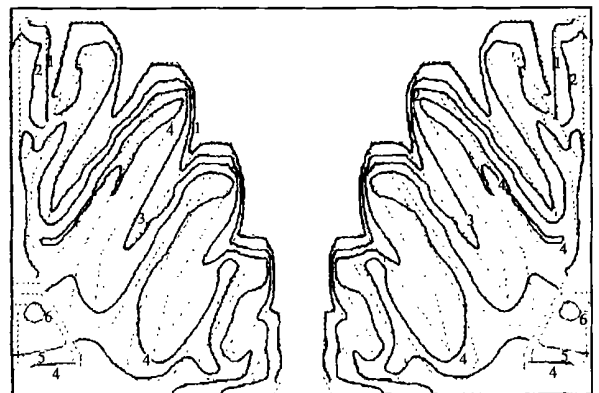
1 — 0.00011	4 — 0.05930	MINIMUM: 0.0001
2 — 0.00016	5 — 0.15980	MAXIMUM: 0.1629
3 — 0.00234		Outlet - Amc: 0.0246

图 4 双流程凝汽器壳侧空气浓度分布

空气浓度低于 1%。蒸汽在凝结区有 99.6% 凝结。而单流程凝汽器抽气口平均空气浓度为 65%，最高点达到 65.7% (在抽气口)，空冷区的空气浓度从入口到出口为 7% ~ 65.7%。在主凝结区有空气积聚点，空气浓度达 14%，除此之外的大部分区域的空气浓度都低于 10%。蒸汽在凝结区有 99.97% 凝结。

其实，凝汽器抽气口的平均空气浓度反映了凝汽器的总体热负荷，没有凝结的蒸汽当然不能计入凝汽器的热负荷内，因此后者的总体热负荷比前者高。计算结果表明，两者的总体热负荷分别为 27.618  $kW/m^2$  和 27.725  $kW/m^2$ 。从热负荷分布图 6 和图 7 上看，当冷却水为双流程时，热负荷在空冷区下降非常快，由空冷区入口的 42.6  $kW/m^2$  一直下降到

热负荷的最低值: 2.77  $kW/m^2$ 。最高热负荷点 (49.219  $kW/m^2$ ) 在从上往下数的第五个管束“峰”上 (处于第一流程中)，可见热负荷的最高点和最低点均在下部管束。除了空冷区外，热负荷在上部管束的计算值分布范围为 11.9 ~ 16.6  $kW/m^2$ ，在下部管束则两极分化，热负荷范围为 6.6 ~ 42.219  $kW/m^2$ 。而当冷却水为单流程时，热负荷在空冷区由其入口的 4.26  $kW/m^2$  一直下降到热负荷的最低点 0.155  $kW/m^2$ 。最高热负荷点 (52.386  $kW/m^2$ ) 在最上面的一个管束“峰”上。除了空冷区外，一般来说，上部管束的热负荷要比下部管束的高，管束外侧的热负荷要比内侧的高，热负荷在上部管束的计算值分布范围为 9.13 ~ 52.386  $kW/m^2$ ，在下部管束则两极分化，热负荷范围为 1.65 ~ 47.87  $kW/m^2$ 。



1 — 0.00011	4 — 0.07820	MINIMUM: 0.0001
2 — 0.00023	5 — 0.34706	MAXIMUM: 0.6570
3 — 0.00350	6 — 0.64886	Outlet - Amc: 0.6467

图 5 单流程凝汽器壳侧空气浓度分布

如何解释以上现象呢？众所周知，热负荷等于传热系数与汽水两侧传热温差的乘积，而传热系数又取决于汽、水两侧的各自温度和速度。温度越高、速度越大，则传热系数越大。由于该凝汽器为顶部进汽，且抽气口在凝汽器下半部，而蒸汽沿着流径是逐步凝结的，所以上部管束中的蒸汽速度往往比下部管束中的要高。对于单流程凝汽器来说，其上、下部管束处于冷却水的同一流程，汽、水侧温度差别不大，所以其热负荷分布主要取决于传热系数，而上半部分管束的传热系数比下半部的高，所以上半部管束的热负荷相对较高 (占总热负荷的 56%)。双流程凝汽器为冷却水下进上出形式，因此它与单流程凝汽器的差别体现在其第二流程即凝汽器上半部的管束中。由于其上半部管束的冷却水温度较高，再考虑到汽侧速度也较高，所以上半部的传热系数

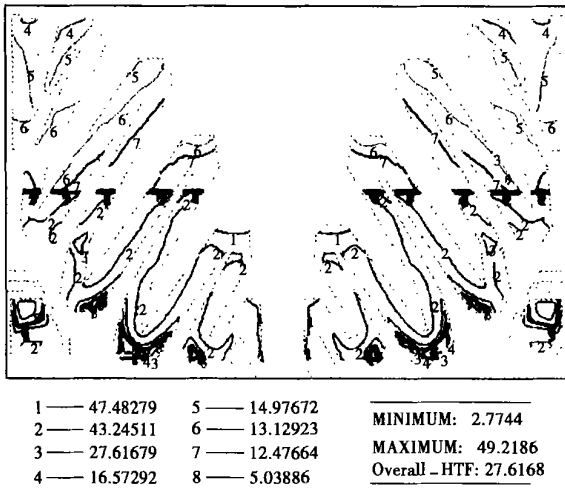


图 6 双流程凝汽器壳侧热负荷分布(kW/m<sup>2</sup>)

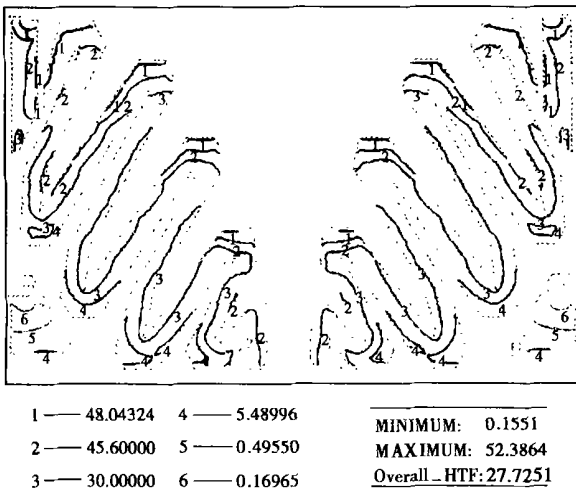


图 7 单流程凝汽器壳侧热负荷分布(kW/m<sup>2</sup>)

非常高,但是,由于汽水两侧的温差减小,其减小幅度比传热系数的增大幅度更大一些,所以其热负荷反而较下半部管束的小得多(占总热负荷的 23%),这样不仅造成整台凝汽器的热负荷分布严重不均,同时造成凝汽器的总热负荷比单流程凝汽器偏低,其未凝结的蒸汽更多,导致壳侧汽流速度更高,总体传热系数要高一些。

### 3.3 凝汽器的汽阻

由于凝汽器的压力为 5 903 Pa, 所以各处实际的压力为此压力加上各点的压力降。

从压降分布图 8 和图 9 上看,当冷却水为双流程时,凝汽器壳侧有一些正压降区,这有两种原因:一是由于挡汽板引起,包括凝汽器进口处和中间蒸汽通道底部的挡汽板,前者引起最高的压力升高到

969 Pa, 后者为 20 多帕斯卡。二是在各管束峰部的上方压力升高涡,显然是由于管束阻滞汽流导致的,压力升高只有几十帕斯卡。在凝汽器的入口挡汽板的压升作用与管束峰部对汽流的阻滞作用相重合时,造成凝汽器入口很大的压力升高区域。其它都是压力下降区,管束区的压力分布有些乱,不过,在各管束的峰部中心有压力下降涡,其中一个压降极大值-147 Pa。全场中的最大压力降-179.5 Pa 在空冷区,因此此即为汽阻。当冷却水为单流程时,整个情况与前者类似,所不同的是各处压降数量级不同,全场压降为-66.8~763 Pa。最大压升在入口挡汽板处,最大压降-67 Pa 在其中一个管束的峰部中心,实际汽阻即从凝汽器进口到抽气口的压降仅约为-30 Pa,并不是全场最低值。

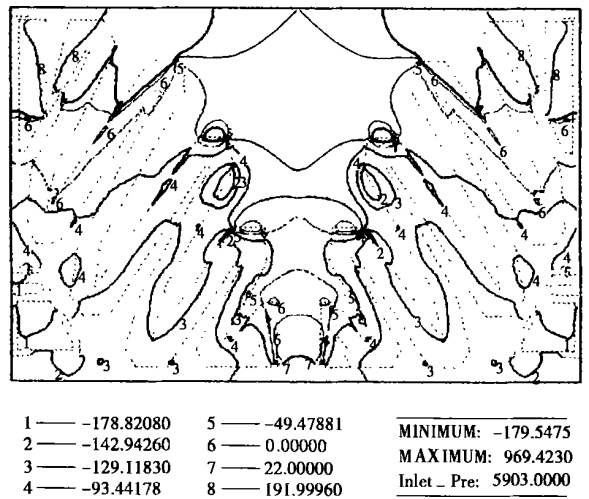


图 8 双流程凝汽器壳侧压降分布(Pa)

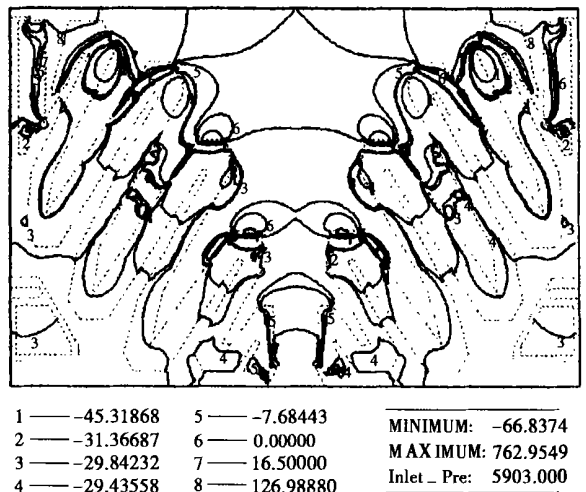


图 9 单流程凝汽器壳侧压降分布(Pa)

由以上计算结果可见,当管束设计相同时,热负

荷越高,汽阻越小。因为蒸汽凝结量越大,各处蒸汽的速度就越低,因此管束对汽流的阻力越小。这一事实也说明,在凝汽器压力相同时,用传热系数来判断凝汽器传热性能的好坏是不合适的,而应当采用热负荷和汽阻的大小来综合判断。实际上,同等条件下,单流程凝汽器的传热系数比双流程还低,但它的热负荷更高,汽阻更小。

### 3.4 凝结水过冷度

由于现代的电站凝汽器都设计了蒸汽通道用来回热凝结水,所以凝结水都能得到回热,如果设计得好,过冷度可以降为零,所以过冷度的问题完全可以解决。

## 4 结 论

(1)从本凝汽器两种不同冷却水流程的数值计算结果来看,采用冷却水单流程的方式不仅可以使热负荷的分布更加均匀,而且可提高凝汽器的有效热负荷,从而增大蒸汽凝结量,减小汽阻,因而可以改善凝汽器的热力性能。反过来,当所要求的热负荷一定时,单流程凝汽器需要更小的传热面积。

(2)在凝汽器压力相同时,不能仅仅从传热系数的大小来判断不同冷却水流程数时凝汽器热力性能的优劣,而应以热负荷和汽阻的大小来判断。

(3)本文没有考虑水侧问题。采用冷却水单流

程时将增大冷却水的流量,从而增加冷却水泵的耗功;而双流程时则增大冷却水的水阻,从而增加水泵耗功。最终究竟采用哪种冷却水流径需要根据具体情况综合考虑汽轮机组出力、冷却水泵耗功等做出方案决定。

### 参考文献:

- [1] MOORE M J, SIEVERDING C H. 低压汽轮机和凝汽器的气动热力学[M]. 翁泽民,译. 西安:西安交通大学出版社,1992.
- [2] ZHANG C. Numerical modeling using a quasi-three dimensional procedure for large power plant condensers[J]. *J Heat Transfer*, 1994, 116: 180-188.
- [3] BECKTT G. The use of computer program to improve condenser performance [A]. *Proceedings of Conference on Condenser Theory and Practice* [C]. Manchester: UMIST, 1983. 71-80.
- [4] 汪国山. 大功率汽轮机凝汽器工作特性的数值模拟[D]. 西安:西安交通大学,1994.
- [5] 俞茂铮,姚秀平,汪国山,等. 大功率汽轮机凝汽器汽相流动与传热特性的数值分析[J]. *动力工程*, 1995, 15(6): 42-48.
- [6] 俞茂铮,姚秀平,汪国山,等. 200MW、空冷200MW、600MW汽轮机凝汽器汽相流动和传热特性数值计算与分析[R]. 四川德阳:西安交通大学,东方汽轮机厂,1993.
- [7] 汪国山. 凝汽器汽相流场与传热特性计算及管束布置合理性研究[R]. 上海:上海交通大学上海汽轮机有限公司,1996.
- [8] 汪国山,毛新青. 凝汽器流场与传热特性数值分析[R]. 北京:上海交通大学,北京重型电机有限公司,2000.
- [9] 汪国山. 125MW汽轮机凝汽器内流体流动和传热特性的数值分析[J]. *动力工程*, 2001, 21(3): 1263-1266.

(何静芳 编辑)

借新春来临之际,我编辑部全体同仁衷心祝愿关心和支持我们工作的各界朋友在新的一年里身体健康,万事如意。

《热能动力工程》编辑部  
二 四年一月二十日

The vortex shedding condition of three rows of staggered circular cylinder with a same diameter was experimentally investigated. The cylinders being tested were made of acrylic glass cylinders with a diameter of 30mm. During the tests the two-phase gap-flow Reynolds number ranges from  $2.0 \times 10^4 \sim 6.0 \times 10^4$  and the range of void fraction, from 0 - 0.3. By way of experimental analyses the Strouhal number of two-phase flows was determined in staggered tube bundles with different layout modes. The test results indicate that the Strouhal number of the two-phase flows decreases with an increase in the void fraction. The characteristic curves of Strouhal numbers are presented for the staggered tube bundles with a rotating regular-triangle layout. It is noted that Weaver curves of single-phase flows can be approximately used as discrimination criteria for the tube bundle vibrations induced by the vortex shedding in rotating-square arranged and regular-triangle arranged tube bundles in two-phase flows. **Key words:** gas-liquid two-phase flow, Strouhal number, staggered cylinder

汽-液相变过程的热力学分析 = **Thermodynamic Analysis of a Vapor-liquid Phase Transition Process** [刊, 汉] / ZENG Dan-ling, HUANG Shuang, WANG De-ming, et al (Power Engineering Institute under the Chongqing University, Chongqing, China, Post Code: 400044) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(1). — 17 ~ 19

By applying a thermodynamic theory a thermodynamic analysis was conducted of the actual vapor-liquid phase transition process commonly encountered in engineering practice. The necessary thermodynamic conditions for realizing the above-mentioned process are discussed along with the laws governing the progress of the process and relevant influencing factors. The authors have focused on the study of boiling phase-transition process, and especially analyzed from a thermodynamic perspective the enhancement of convection heat-transfer factor due to the phase transition and also the related influencing factors. It is stressed that in a phase-transition process the chemical potential difference  $\Delta\mu$  between the two coexisting phases serves as a major generalized thermodynamic driving force of the process. The heat exchange process has been realized under the joint action of  $\Delta\mu$  and  $\Delta T$  and in tandem with the convection movement of fluids. The introduction of the driving force  $\Delta\mu$  makes the above process different from a single-phase convection heat exchange and this also constitutes a main cause leading to an intensification of the phase-transition heat exchange process. **Key words:** phase transition, superheated liquid, subcooled vapor, metastable state, chemical potential

冷却水流程数对凝汽器热力性能的影响 = **The Impact of the Number of Cooling-water Passes on the Thermodynamic Performance of a Steam Condenser** [刊, 汉] / WANG Guo-shan (Institute of Power & Mechanical Engineering under the Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200030), JIN Chun-nan, CHEN Yu-xiang (No. 703 Research Institute, Harbin, China Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(1). — 20 ~ 24

Power plant steam condensers can be designed as single-pass or two-pass ones. By using a self-developed computer program PPOC3.0, a software for the numerical simulation of condenser operation characteristics, the authors have simulated and analyzed the impact of the number of cooling water passes on the thermodynamic performance of power-plant steam condensers. The results of simulation and analysis indicate that a single-pass condenser offers a higher thermal load and smaller steam-side resistance. **Key words:** steam condenser, thermodynamic performance, flow pass, steam resistance, degree of subcooling

压水堆核电机组二回路热力系统计算的研究 = **A Study of the Thermodynamic System Calculations for the Secondary Circuit of a Pressurized Water Reactor** [刊, 汉] / YANG Yu-sen, YAN Jun-jie, LIU Li-cheng (National Key Lab of Power Engineering Multi-phase Flows under the Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049), SHEN Gou-sheng (Shenzhen Daya Bay Nuclear Power Station, Shenzhen, China, Post Code: 518124) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(1). — 25 ~ 28

In the light of the specific features of the secondary circuit of a PWR (pressurized water reactor) nuclear power plant a conception is proposed of the most simplified thermodynamic system of a PWR secondary circuit. Through a method based