

再析 N-11220-1 型凝汽器热力特性与改造措施

汪国山, 毛新青

(上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200030)

摘 要: 利用自行开发的最新凝汽器数值模拟软件 PPOC3.0 对国产的 N-11220-1 型电站凝汽器设计工况的热力特性重新进行了数值计算和分析。针对该型凝汽器存在汽阻较大这一问题而进行了多次数值模拟, 实验表明, 造成凝汽器壳侧汽阻较大的主要原因是凝汽器蒸汽通道的布置不合理。然后, 通过进一步数值计算和分析, 对已投运的该型凝汽器进行了改造, 要么加大凝汽器管束周围蒸汽通道的尺寸, 要么更换新型更先进的管束才能有效改善其运行性能。

关 键 词: 电站凝汽器; 热力性能; 数值分析; 改造

中图分类号: TK264.11 文献标识码: A

1 前 言

在凝汽式汽轮机组的热力循环中, 凝汽器的主要任务是将汽轮机排入凝汽器的蒸汽凝结下来, 从而在汽轮机的排汽口建立并保持一定的真空度。如果凝汽器的运行真空度降低, 不仅会大大降低其经济性, 而且还可能带来汽轮机组安全可靠性的问题。

造成凝汽器运行真空达不到设计值的原因有很多, 但均可以归结为在凝汽器壳侧的蒸汽流动和换热状况不理想, 而冷却管束和蒸汽通道的布置方式对此有很大的影响, 设计合理的管束排列形式是凝汽器建立良好真空的必要条件。

N-11220-1 型电站凝汽器是国内较早年代设计生产的凝汽器, 其技术水平比较落后, 这一问题已直接影响到汽轮发电机组运行的安全性和经济性。因此, 对该凝汽器的热力特性进行仔细分析, 并针对其存在的问题进行改进设计或现场改造, 就成为提高其热力性能, 改善其运行的经济和安全性的紧迫任务。

由于试验研究的局限性, 电站凝汽器的设计又是基于经验性的 HEI 标准, 所以采用适用的数值方法和相应的计算机程序用于凝汽器的设计和改造就

成为一种有效的手段^[1-8]。文献[7]采用数值方法分析了该凝汽器的热力性能, 文献[8~9]中提出了对该凝汽器进行电厂现场结构改造的设想。然而, 本文应用自行发展的最新凝汽器数值模拟软件 PPOC3.0 对 N-11220-1 电站凝汽器进行的热力特性数值分析, 所得到的计算结果的分布与前文的有所不同, 本文对此进行了讨论和分析, 然后针对该型凝汽器所存在的问题, 通过多次的数值实验找出导致这些问题的原因, 并进而讨论了可采取的改造措施。

2 物理模型及数值计算方法

电站凝汽器是一种庞大而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多维、多组分和多相同时伴有相变的物理过程。要对如此复杂的凝汽器的工作特性进行模拟, 必须通过某些合理的简化, 来建立适合于电站凝汽器壳侧蒸汽流动特性计算的物理模型。

在凝汽器壳侧管束区中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):

$$\frac{\partial}{\partial x}(\beta \rho u \varphi) + \frac{\partial}{\partial y}(\beta \rho v \varphi) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\beta \Gamma_{\varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\beta \Gamma_{\varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right] + S_{\varphi} \quad (1)$$

式中各变量所代表的含义详见文献[6]。

3 N-11220-1 型凝汽器的数值分析

3.1 凝汽器概况

N-11220-1 型电站凝汽器是一种 3 壳体 and 单压的双流程凝汽器。该凝汽器的管排方式如图 1 所示, 是一种汽流向心式(卵形管束)结构。该凝汽器的主要设计参数见表 1。

表 1 N-11220-1 型凝汽器的设计参数

	数值		数值
凝汽器进汽量/ $t \cdot h^{-1}$	130	冷却管管径尺寸/mm	$\Phi 25/23$
进口蒸汽压力/Pa	5 250	冷却管有效长度/m	8.46
进口蒸汽干度	0.9	管子总根数	5 669
冷却水流量/ $m^3 \cdot h^{-1}$	8 348.3	冷却面积/ m^2	3 767.4
冷却水初温/ $^{\circ}C$	20	管材	HSn70-1

3.2 凝汽器设计工况的数值分析结果

采用上述方法对凝汽器的热力特性进行了数值分析, 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参数。本文给出了该凝汽器壳侧的速度矢量分布、空气浓度、热

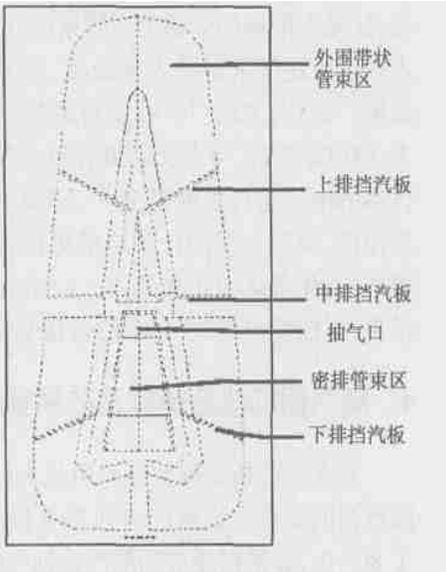


图 1 凝汽器管束布置示意图

负荷和壳侧压降分布图。表 2 为数值计算结果汇总。计算时, 对于漏入凝汽器的空气量, 按照 HEI 标准估计为 11.5 kg/h 。

图 2 是壳侧汽相流场图。由图可见, 凝汽器壳侧的上、中、下集水板和空冷区罩壳将管束区分割成一个个的子管束区。进入凝汽器的蒸汽一部分直接进入上部管束, 其余部分则以较高的速度(最高处可达 130 m/s)沿着管束与壳体之间的蒸汽通道流往管束的四周, 并从各子管束区的外侧进入管束区凝结。从管束区外围至空冷区, 随着蒸汽的凝结, 汽流速度降低, 没有凝结的气体最后流至空冷区时, 速度已极低。

图 3 给出了凝汽器壳侧的空气浓度分布。由图可见, 最高的空气浓度在空冷区, 随着蒸汽空气混合

物由入口向抽气口流动, 空气浓度由 4.5% 急剧上升到 58.9% 左右, 这说明空冷区起到了最后冷却的效果。除了空冷区之外, 各子管束区空气浓度较高的区域都处在其内侧(即偏空冷区罩壳一侧), 空气聚集点也即是涡流区, 其中的空气浓度达到了 4.5% 以上。除空气聚集区之外, 绝大部分管束中空气浓度一般不大于 1% , 并且从管束的外围到内侧, 空气浓度逐步升高。

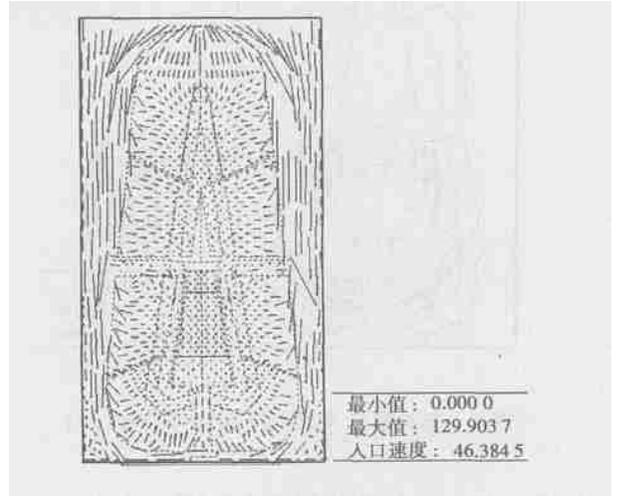


图 2 凝汽器壳侧蒸汽流场 (m/s)

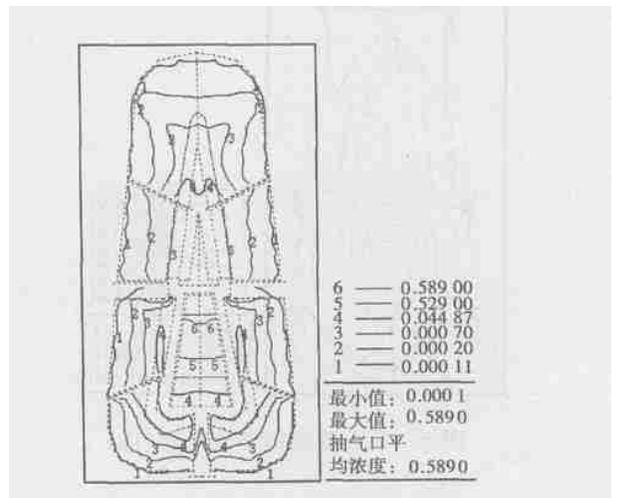


图 3 凝汽器壳侧空气质量百分比浓度

图 4 给出了凝汽器内热负荷的分布。由图可见, 由于绝大部分的蒸汽已经在主凝结区凝结, 所以空冷区的热负荷很低, 热负荷在 5 kW/m^2 以下。在主凝结区, 一般来说, 从管束的外围到内侧热负荷逐步降低, 在几个空气聚集点的热负荷达到极低值。如果不考虑空冷区, 热负荷在第二流程管束的计算值分布范围为 $4.8 \sim 28.5 \text{ kW/m}^2$, 在第一流程管束

的分布范围为 4.8 ~ 34.5 kW/m²。最高热负荷点 (38 kW/m²) 在下部管束的外边缘上。第一流程的蒸汽凝结量占凝汽器总凝结量的 52.4%。

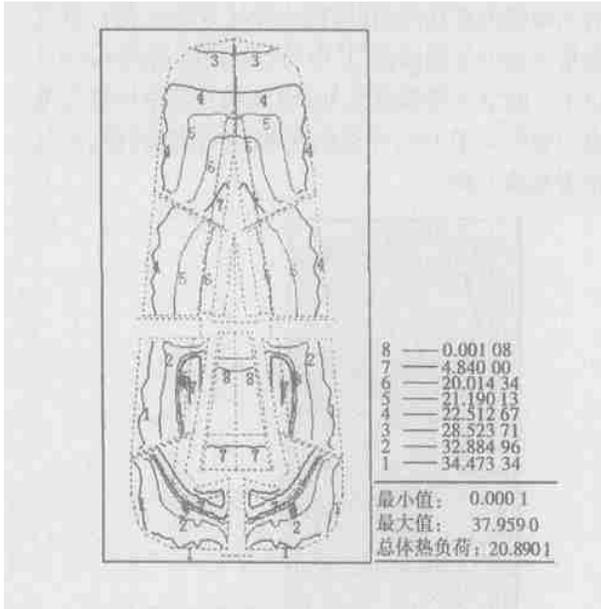


图 4 凝汽器管束区热负荷分布(kW/m²)

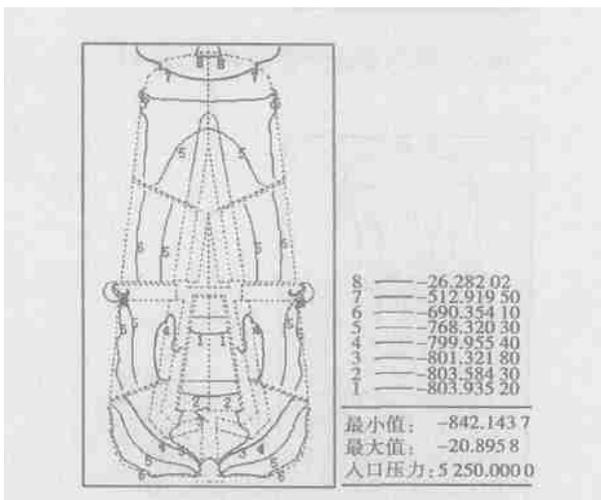


图 5 凝汽器壳侧压降分布(Pa)

图 5 给出了该凝汽器壳侧的压降分布图。由于凝汽器的压力为 5 250 Pa，所以凝汽器壳侧各处实际的压力等于此压力加上各点的压降。由图可见，该凝汽器从其入口到抽气口的汽阻竟达到了 803 Pa，如此大的汽阻会极大增加凝结水的过冷度，同时它也说明了蒸汽对管束的冲刷非常严重，必然导致凝汽器入口处冷却管的较大磨损。但主要压降并不在管束区，而是在凝汽器的入口处，实际上纯粹在管束区的压降约为 290 Pa 左右。

从图 2 ~ 图 5 可以看出，这种管束的各种等势线总体上是围绕管束的中心区域分布的，而速度方向则大致与等势线方向垂直。数值计算结果显示，该凝汽器总体热负荷为 20.9 kW/m²，抽气口空气浓度 58.9%，算术平均传热系数 3 572.2 W/(m²·°C)。从总体上看，该凝汽器主凝结区热负荷分布较为均匀，空冷区起到了最后的冷却效果，没有出现大的空气积聚，因此可以说该凝汽器的管束布置方案有其合理之处。

在这里将本文的计算结果与文献[7~8]中计算结果做一比较。在文献[7~8]的计算结果中，从管束的外围到内侧空气浓度不是逐渐升高的，其涡流区和空气聚集点处在中间集水板的下方靠外侧的区域，这是不准确的。因为在管束的外侧，蒸汽刚刚进入管束区还没来得及大量凝结，应当不会产生空气聚集。另外，文献[7~8]所得的凝汽器壳侧汽阻均为 300 Pa 左右，与本文结果有较大的差异。但该凝汽器的电厂运行数据表明^[10]，该凝汽器的运行真空度很低，说明本文的计算结果更接近实际。经过数值试验，作者认为在文献[7~8]中之所以得到这种结果，可能是由于式(1)中的多孔率处理不当所致。

4 凝汽器的改造措施及效果预测

现在再分析该凝汽器汽阻过大的原因。既然该凝汽器的蒸汽凝结量已达到 99% 以上，汽阻却达到了 803 Pa，如果再考虑到凝汽器抽气管道内的压损，则凝汽器的整体压降将是非常大的。这样，在满足抽气器工作要求的情况下，必然引起凝汽器工作压力的大幅度上升，不仅导致真空度降低，还会产生过大的凝结水过冷度。

导致该凝汽器壳侧汽阻过大的原因可以从管束布置和数值计算方法两方面来解释。首先可能是管束的设计和布置不太合理，比如凝汽器管束上方或两侧的蒸汽通道设计不合理或者管束的内部区域布置不合理等；其次，在凝汽器入口处的蒸汽速度分布本来应当作为已知条件给定，但实际上又很难给出，因此在数值模拟时假设凝汽器入口参数是均匀分布的，由于蒸汽在进入凝汽器管束之前需要经过结构复杂的喉部，所以在蒸汽到达管束时的速度等参数的分布不会是均匀的，速度均匀分布的假设必然与实际有出入，从而导致计算的壳侧汽阻与实际有偏差。尽管如此，803 Pa 的壳侧汽阻仍远远高于作者所计算分析的其它电站凝汽器的汽阻。如果将凝汽器中的管束布置得离凝汽器入口

的距离更远一些, 或者说加长在凝汽器管束上方的入口蒸汽通道的长度, 就可能有效减小凝汽器的壳侧汽阻。因此作者在改变凝汽器外形尺寸的情况下对该凝汽器的传热特性进行了数值模拟。在此分别做了 3 个方案:

- (1) 将凝汽器管束上面的入口段长度加长 300 mm;
- (2) 将凝汽器管束两侧的蒸汽通道拓宽 200 mm;
- (3) 采取联合措施, 在将管束左右两侧的蒸汽通道各加宽 200 mm 的同时, 将管束顶部的蒸汽通道加长 300 mm, 底部的蒸汽通道加宽 200 mm。

3 种情况下的数值模拟结果与原设计的比较见表 2。

表 2 3 种方案的数值计算结果汇总表

	原设计	加长入口通道	加宽两侧通道后	联合措施
抽气口空气浓度/%	58.9	64.1	63.1	64.8
总体热负荷/ $kW \cdot m^{-2}$	20.890 13	20.890 41	20.890 36	20.890 44
算术平均传热系数/ $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$	3 572.2	2 972.9	3 300.6	2 895.9
壳侧汽阻/Pa	803	282	568	202
蒸汽进口速度/ $m \cdot s^{-1}$	46.4	43.6	39.1	37.3
汽侧最大速度范围/ $m \cdot s^{-1}$	129.9	106.7	98.3	80.1
改造后是否消除原空气聚集	—	依旧	依旧	依旧

表 2 中的计算结果可以说明两个问题: (1) 该凝汽器壳侧汽阻过大的重要原因是凝汽器蒸汽进口部分的蒸汽通道的设计不合理。无论是加长管束上方的蒸汽通道还是加宽管束左右两侧的蒸汽通道都可以有效减小汽阻, 尤其是前一种方法的效果更明显。这样改变蒸汽通道后汽阻之所以能够减小的原因, 是因为蒸汽在到达管束之前可以更多地实现分流, 从而可以减小凝汽器入口处的管束对蒸汽的阻滞作用。(2) 空气等不凝结性气体在管束区的聚集与蒸汽通道的尺寸没有关系, 而是管束自身的原因。汽阻偏大和空气聚集是两个独立的问题。因此, 要消除空气聚集和涡流区, 只能从管束自身想办法。

以上关于改变凝汽器管束周围的蒸汽通道的措施因为要改变凝汽器的外形尺寸及其与外部的接口位置, 所以在已经投运的凝汽器上是难以实施的, 因而现实意义不大。在这种情况下, 为了探求其它改进措施

对凝汽器热力性能的影响, 本文做了以下几种改进方案的分析: (1) 下移下集水板; (2) 取消全部 3 块集水板; (3) 在取消全部 3 块集水板同时改造凝汽器的底部管束。这些方案的示意图见图 6, 数值计算的结果见表 3。各方案的壳侧空气浓度分布分别见图 7~图 9, 从该图中可以看到改造后空气聚集区的变化。

表 3 数值计算结果汇总表

	原设计	方案 1	方案 2	方案 3
抽气口空气浓度/%	58.9	58.9	59.2	59.2
总体热负荷/ $kW \cdot m^{-2}$	20.890 13	20.890 13	20.890 14	20.890 14
算术平均传热系数/ $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$	3 572.2	3 558.2	3 538.9	3 539.9
壳侧汽阻/Pa	803	802	784	778
汽侧最高速度/ $m \cdot s^{-1}$	129.9	130	120.7	120.7
改造后的空气聚集区	—	聚集区形状有变	聚集区形状有变	聚集区形状有变

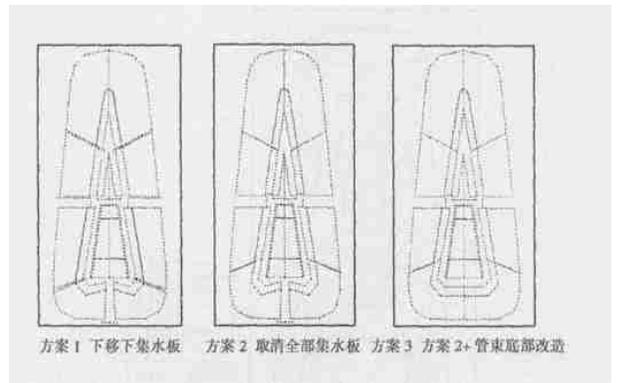


图 6 凝汽器管束结构改造方案

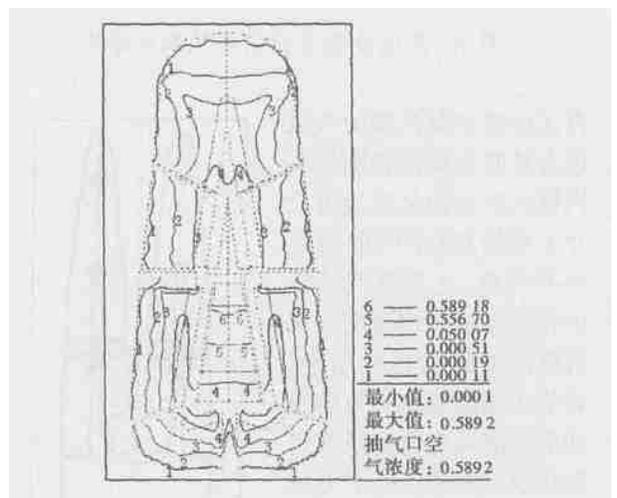


图 7 改造方案 1 壳侧空气浓度分布

从以上 3 个方案的数值模拟结果可以看出: 无论哪种方案均不能有效降低凝汽器的壳侧汽阻, 这

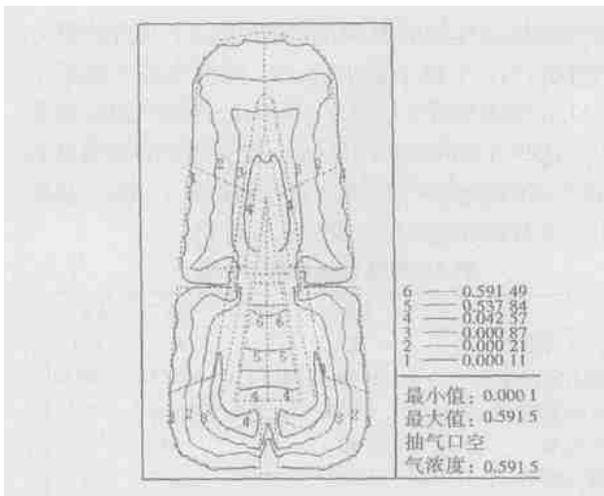


图 8 改造方案 2 壳侧空气浓度分布

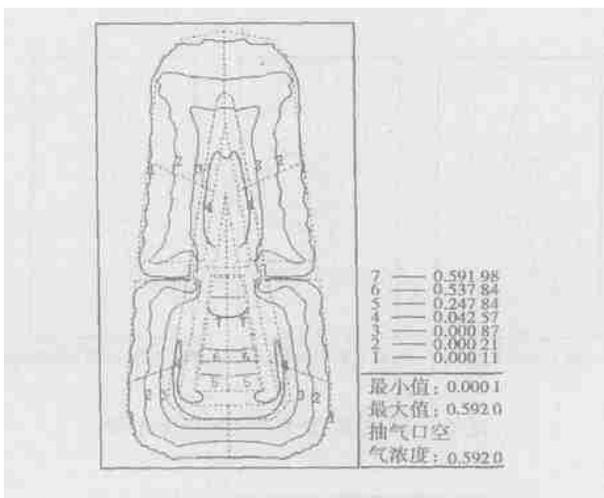


图 9 改造方案 3 壳侧空气浓度分布

再次说明该凝汽器的汽阻过大是管束周围特别是凝汽器入口处的蒸汽通道尺寸不够所致；空气的聚集并不严重，它是蒸汽从管束外围穿过一定深度管束后蒸汽凝结的自然结果，对集水板或局部管束的改动虽然能局部改善空气聚集状况，但不会也不可能消除在中心管束的空气高浓度区。因此，文献[8~9]建议的改造方案本文认为是不可行的。

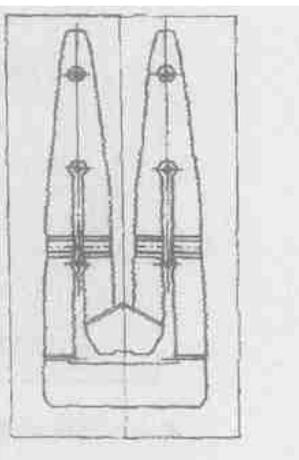


图 10 BD 排管方式

既然在改造该类型凝汽器时改变凝汽器的外形尺寸很难实施，而对管束局部的改动又达不到效果，那么就只有在改造时更换新的管束类型，如改用 BD 排管就是一种不错的选择，见图 10。作者 1994 年曾经对这种管束类型进行过数值分析^[1]，这种管束入口蒸汽通道较大，因此壳侧汽阻不会很大，热负荷分布均匀。东方汽轮机厂采用这种完全新型的管束改造了大量的老型的 N-11220-1 凝汽器，取得了较好的效果^[10]。

5 结 论

从以上关于 N-11220-1 凝汽器热力性能的数值分析和改型探讨可以归纳出以下两点：

(1) N-11220-1 凝汽器汽阻过大的原因在于凝汽器蒸汽进口部分的蒸汽通道过短过窄所致，如果在设计阶段加长或加宽入口处的蒸汽通道，可以有效减小凝汽器的汽阻，从而改善该凝汽器的热力性能。

(2) 对于已经投运的凝汽器，要想在不改变该凝汽器的外形尺寸的情况下对凝汽器进行改造，除非完全改成另外一种全新的更好的管束类型，否则很难使凝汽器的运行性能获得根本改善。

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] BECKETT 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] 杨善让. 电站凝汽器性能的数值模拟[J]. 中国电机工程学报, 1990, **10**(增刊): 92-97.
- [5] 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.
- [6] 汪国山. 电站凝汽器内流场和传热的准三维数值计算程序 PPOC3.0 的开发研究[J]. 动力工程, 2001, **21**(6): 1450-1454.
- [7] 黄兴华. 电站凝汽器蒸汽流动和换热的数值模拟[J]. 动力工程, 1998, **18**(3): 79-86.
- [8] 张 莉. 准三维数值仿真方法在凝汽器改造中的应用[J]. 动力工程, 1999, **19**(3): 65-70.
- [9] 彭虎芳. 200 MW 空冷汽轮机凝汽器管束布置优化设计[J]. 热力发电, 1995, **6**: 26-35.
- [10] 姬广勤. 胜利发电厂国产 200 MW 机组凝汽器改造[J]. 中国电力, 2000, **33**(8): 25-27.
- [11] 俞茂铮, 姚秀平, 汪国山, 等. 200 MW 空冷, 200 MW、600 MW 汽轮机凝汽器汽相流场和传热特性数值计算与分析[R]. 德阳: 东方汽轮机厂, 1994.

ing conditions the impact of the flow rate and temperature of steam injected into a turbocharger turbine on the performance of the turbocharger and turbo-charged diesel was identified along with an analysis of the results. The effectiveness of the steam-injected turbo-charged diesel in improving its part load performance has been verified. **Key words:** turbo-charged diesel, steam-injected turbocharger

再析 N-11220-1 型凝汽器热力特性与改造措施 = **A Renewed Analysis of the Thermodynamic Characteristics and Measures Taken at the Retrofitting of a N-11220-1 Condenser** [刊, 汉] / WANG Guo-shan, MAO Xing-qing (College of Mechanical and Power Engineering under the Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200030) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(1). — 80~84

By using the latest edition of self-developed software PPOC3.0 designed for the numerical simulation of condensers a renewed numerical calculation and analysis was conducted of the thermodynamic characteristics of a power-plant Chinese-made condenser (Model N-11220-1) at its designed operating condition. Numerous numerical simulation tests aimed at addressing the problem of a relatively great steam flow resistance in this type of condenser indicate that the relatively great steam flow resistance at the condenser shell-side was mainly caused by a irrational layout of the steam passage of the condenser. Further numerical calculations and analyses have shown that for such condensers already put into operation there exist two methods of retrofitting to improve their operating performance. They are either an increase in steam passage dimensions around the condenser tube bundles or a replacement of the old tube bundles by new and more advanced ones. **Key words:** power plant condenser, thermodynamic characteristics, numerical analysis, retrofitting

湿法烟气脱硫吸收塔循环氧化槽的改进 = **An Improvement on the Circulation Oxidation Tank of an Absorption Tower for Wet Flue-gas Desulfurization** [刊, 汉] / DU Qian, WU Shao-hua, LIU Hui, et al (College of Energy Science & Engineering under the Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(1). — 85~88

After the three towers of a wet flue-gas desulfurization system was grouped into one, there emerged the problem of a decrease in desulfurization efficiency and gypsum quality. To cope with this problem, an improved scheme was put forward, which consists in dividing the circulation oxidation tank at the bottom of the absorption tower into an oxidation tank and a material-feed tank. Moreover, tests were conducted on a parallel-flow falling-film wet desulfurization plant before and after the implementation of the improved scheme. The results of the tests indicate that the improved desulfurization plant has alleviated the contradiction between the desulfurization efficiency and the gypsum quality. The high pH value of the material-feed tank makes it possible to maintain a high desulfurization efficiency in the tower, while the low pH value of the oxidation tank is favorable to the dissolution of limestone and the oxidation of SIV, thereby enhancing the quality of gypsum. **Key words:** wet flue-gas desulfurization, oxidation tank, material-feed tank, gypsum

煤粉浓缩预热调节燃烧系统在 150 t/h 煤粉炉上的应用 = **The Application of a Combustion System of Pulverized Coal Concentration and Preheating Regulation on a 150 t/h Pulverized Coal-fired Boiler** [刊, 汉] / ZHANG Jian-sheng, LU Jun-fu, ZHANG Hai, et al (Department of Thermal Energy Engineering, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(1). — 89~92

A description is given of a combustion system newly developed by Tsinghua University, which comprises an automatic control unit for concentrating primary pulverized coal and preheating primary air. The combustion system utilizes a primary-air pipe bend to carry out dense/lean separation of the pulverized coal, and features a simple construction and good separation efficiency. Through temperature measurements it is possible to control the opening degree of a preheat-regulat-