

新型板式凝汽器传热特性及优化研究

田梦雨, 吴俐俊, 白书诚

(同济大学机械与能源工程学院, 上海 201804)

摘要: 为了提高板式凝汽器的换热效果, 设计了一种椭圆通道板式凝汽器, 入口蒸汽进入4个椭圆管束通道, 在相变冷凝过程中, 体积不断减少, 先后进入3个椭圆管束通道、2个椭圆管束通道, 随后从单个椭圆管束通道中排出凝结液, 简称为4-3-2-1型。通过 FLUENT 软件在蒸汽流量 $68.3 \text{ m}^3/\text{h}$ 、温度 $140 \text{ }^\circ\text{C}$ 、循环冷却水流量为 $3\,487.14 \text{ kg/h}$ 及温度 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 条件下, 模拟并分析了短长轴比和板间距对传热性能的影响。结果表明, 对于4-3-2-1型椭圆通道板式凝汽器, 板束椭圆通道短长轴比为0.6、板间距为10 mm 时, 其综合传热性能最佳。为了验证新型板式凝汽器通道布置的合理性, 对比了4-3-2-1型、4-2-2-2型和4-4-1-1型3种凝汽器的传热性能, 当循环冷却水流速在 $0.08 \sim 0.32 \text{ m/s}$ 范围内, 4-3-2-1型板束通道结构传热性能优于其他两种板束结构, 更易使水蒸气发生相变凝结。

关键词: 新型板式凝汽器; 数值模拟; 结构优化

中图分类号: TK172 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2021.12.015

[引用本文格式] 田梦雨, 吴俐俊, 白书诚. 新型板式凝汽器传热特性及优化研究[J]. 热能动力工程, 2021, 36(12): 94-101. TIAN Meng-yu, WU Li-jun, BAI Shu-cheng. Research on heat transfer characteristics and optimization of new type plate condenser[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(12): 94-101.

Research on Heat Transfer Characteristics and Optimization of New Type Plate Condenser

TIAN Meng-yu, WU Li-jun, BAI Shu-cheng

(College of Mechanical and Energy Engineering, Tongji University, Shanghai, China, Post Code: 201804)

Abstract: In order to improve the heat transfer effect of the plate condenser, an elliptic type channel plate condenser was designed. The inlet steam entered four oval tube bundle channels. During the phase change condensation process, the volume decreased continuously, and entered three oval tube bundle channels and two oval tube bundle channels successively, and then the condensate was discharged from a single oval tube bundle channel, which was referred to as 4-3-2-1 type. The Fluent software was used to simulate and analyze the influence of the short-long axial ratio and plate spacing on the heat transfer performance under the conditions of steam flow of $68.3 \text{ m}^3/\text{h}$, temperature of $140 \text{ }^\circ\text{C}$, circulating cooling water flow rate of $3\,487.14 \text{ kg/h}$ and temperature of $20 \text{ }^\circ\text{C}$. The results show that the 4-3-2-1 type of elliptic channel plate condenser has the best comprehensive heat transfer performance under the conditions of the short-long axial ratio of plate and bundle elliptic channel of 0.6 and the plate spacing of 10 mm. In order to verify the rationality of the new plate condenser channel layout, the heat transfer performances of the three types of condensers, such as 4-3-2-1 type, 4-2-2-2 type and 4-4-1-1 type, were compared. The heat transfer performance of the 4-3-2-1 type of plate bundle channel structure is better than the other two types of plate bundle structures when the circulating cooling water flow rate is in the range of 0.08 m/s to 0.32 m/s , which is easier to make water vapor phase change con-

densation.

Key words: new type plate condenser, numerical simulation, structure optimization

引言

凝汽器是保证火电机组稳定运行及发电效率的重要组成部分,凝汽器性能的优劣不仅与系统真空严密性等外部因素有关,还与内部的传热元件有关。传热元件性能决定了凝汽器的传热性能,进而影响凝汽器真空度^[1]。板式换热器^[2-4]因其换热元件由金属板代替热管而得名。传统的板式换热器由多个金属薄板叠放在一起组成,其内部一般通过橡胶圈进行密封。由于其结构非常紧凑,因此相对换热效率高且同时可以实现多种介质的换热^[5]。石友妮^[6]从典型板式换热器的性能实验和机组冷端设备热力特性计算两方面着手进行了深入的分析,为板式凝汽器替代传统的管壳式凝汽器提供了理论依据。韩宇^[7]对板式凝汽器取代传统管壳式凝汽器的优势进行了分析,并从理论上证明了板式取代管壳式换热器对提供凝汽器真空度的可行性。徐磊等人^[8]结合实际机组运行方式,对板式凝汽器的流程进行了设计研究,探讨了采用板式凝汽器的可行性,并对换热板形式、板片间距等参数对凝汽器传热和流动性能的影响进行了分析。周耕宇^[9]不仅从传热和阻力方面对凝汽器改造为板式凝汽器的方案进行了可行性研究,还从机组运行经济性方面进行了论证,研究表明,将传统的管壳式凝汽器改造为板式凝汽器有着较大的优势。

传统板式凝汽器比管式凝汽器具有明显优势^[10-11],传统板式凝汽器换热系数高,能够大大降低凝汽器体积,也能够减少真空泵耗功和设备整体投资。然而传统板式凝汽器用于火电机组仍然存在蒸汽侧流动阻力太大、易结垢、系统难以保持较高真空度等问题。因此,目前火电机组上仍没有应用案例,需要对传统板式凝汽器进一步改进,才能用于火电机组节能降耗中。

本文提出一种新型焊接型板式凝汽器,将两块平板对叠后使用激光焊接机将两板片焊接出预设的焊缝,向板片通入高压气体形成中间椭圆通道板束。

椭圆介质通道由多到少布置,具有良好的传热传质作用,解决了传热过程中介质由于相变导致体积急剧减少而使流速下降的问题。同时,通过 FLUENT 软件模拟和实验方式对新型板式凝汽器进行优化。

1 新型板式凝汽器模型建立

1.1 几何模型

新型板式凝汽器板片与板片叠放后采用激光焊接出预先设计的焊缝,向板束中通入高压气体形成中间椭圆介质通道,在板束两侧焊接上预先切割出的水蒸汽进出口管路。板束布置为图中所示的 4-3-2-1 型结构,入口蒸汽进入 4 个椭圆管束通道,在相变冷凝过程中,体积不断减少,依次进入 3 个椭圆管束通道、2 个椭圆管束通道,最后从单个椭圆管束通道中排出凝结液。板式凝汽器中蒸汽在板束内凝结换热,体积急剧变小,同时板束通道变少,使得凝结液能够充满板束,这样的结构能够有效地降低凝结液的过冷度,保证凝结液尽量从管束内流出,最终达到提高其传热性能的目的。板片布置如图 1 所示,蒸汽通过椭圆通道,冷却水通过板间通道。通道截面如图 2 所示。

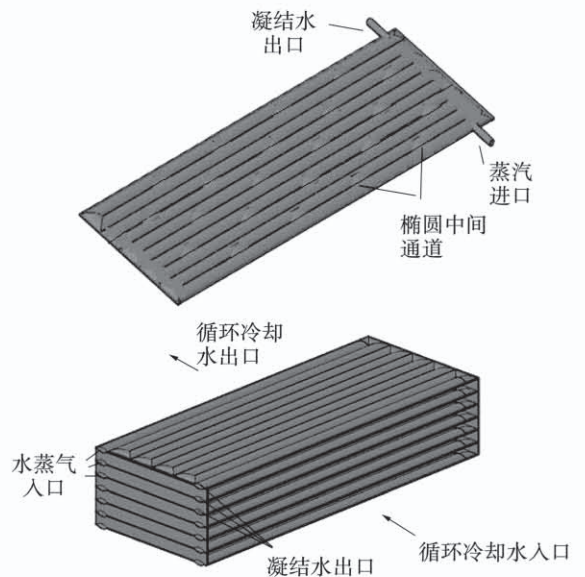


图 1 板式凝汽器模型

Fig. 1 Plate condenser model

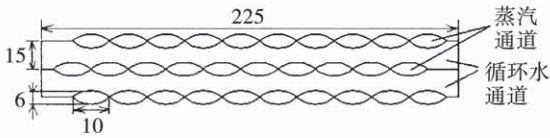


图2 新型板式凝汽器通道截面(mm)

Fig.2 Channel section of new plate condenser(mm)

1.2 数学模型及计算方法

在板式凝汽器数值模拟过程中需要对数学模型进行简化:忽略由于温差引起的辐射换热,计算区域的流动和传热是稳态的;忽略省煤器边界与外部环境换热,即无滑移边界条件设为无热流密度;循环冷却水入口^[12]采用质量流量为入口边界条件,出口采用压力出口边界条件;水蒸气采用进口质量流量入口边界条件,凝结水出口采用压力出口边界条件;换热面采用无滑移边界,设置成耦合换热面,上下两个边界采用周期性边界条件;其他边界采用无滑移边界条件。

在计算条件下,由于在凝汽器换热过程中椭圆通道存在相变换热,所以计算采用VOF多相流模型,在该模型计算单元中各相的体积分数总和为1^[13]。设置初始的气体体积分数为1,当气体体积分数降低时,水蒸气开始发生冷凝。根据汽水转化公式设定气液两相质量与能量的转化,在FLUENT软件中导入自定义UDF函数,实现气液两相质量和能量在模拟计算中的转化。

连续性方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i) = 0 \quad (i = 1, 2, 3) \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_i v_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \rho v_i v_j \right) \quad (i, j = 1, 2, 3 \text{ 且 } i \neq j) \quad (2)$$

能量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (v(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{\text{eff}} \Delta T - h_j + (\tau_{\text{eff}} \cdot v)) \quad (3)$$

循环冷却水及湍流流动采用标准 $k-\varepsilon$ 模型:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

式中: ρ —密度,由于温度相差不大忽略了温度对密度的影响,直接取平均值, kg/m^3 ; v_i, v_j —气体在 x_i, x_j 方向上的速度, m/s ; j —扩散流量, kg/s ; ∇ —那勃勒算子,定义为 $\sum_{i=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_i}$; E —气体比内能, J/kg ; $h = \int_{T_{\text{ref}}}^T c_p dT$; T_{ref} —参考温度,取 298.15 K ; T —流体温度, K ; $k_{\text{eff}} = k + k_f$ —有效传热系数; k —层流传热系数; k_f —湍流传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; τ_{eff} —应力张量, Pa ; ε —耗散率; $G_k = -\rho v_i v_j \frac{\partial v_j}{\partial x_i}$ —由于平均速度梯度而产生的湍动能, J ; σ_k —对于 k 的湍流普朗特数; σ_ε —对于 ε 的湍流普朗特数; $u_t = \rho C_{2\varepsilon} \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$, 计算系数 C_u 为常数; $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$ 均为常数。

2 新型板式凝汽器模拟可行性分析

2.1 板片结构布置合理性

根据凝汽器的运行工况,分别设置蒸汽进口流量 $68.31 \text{ m}^3/\text{h}$,蒸汽温度 $140 \text{ }^\circ\text{C}$,循环冷却水进口流量 $3487.14 \text{ kg}/\text{h}$,循环冷却水进口温度为 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 。图3是水蒸气相变冷凝水体积分数云图。可以看出,随着水蒸气在管内的流动,冷凝水的体积分数不断增加,出口处达到最大,为 1.65×10^{-3} 。进口水蒸气的质量流量和出口冷凝水的质量流量近似相等,说明进口的蒸汽经过板束外部循环冷却水冷凝换热过后,蒸汽在板束内全部发生冷凝相变。

图4为板束内水蒸气温度变化情况。可以看到,板束中心水蒸气及凝结水平均温度维持在 $140 \text{ }^\circ\text{C}$ 左右,这表明板式凝汽器换热均匀,在水蒸气相变凝结的过程中,没有出现由于局部温度过低,凝结水过冷现象。

图5为板束内压力分布的情况。可以看到,水蒸气相变过程中,扰动剧烈,板束内部压降要比单纯的水蒸气无相变冷却和凝结水过冷压降变化剧烈。从模拟结果看出,板内水蒸气在出口处全部冷凝并

且没有过冷,这表明了板式冷凝器 4-3-2-1 型结构设计的合理性。

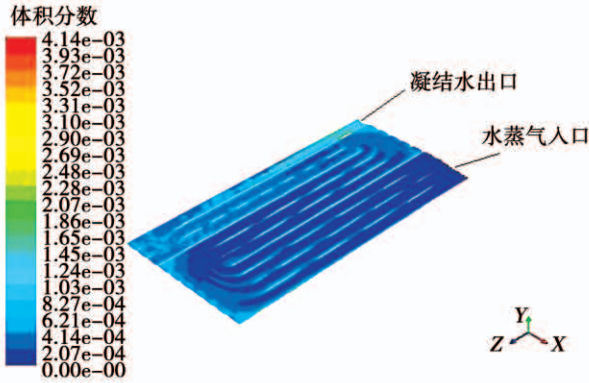


图 3 凝结水体积分数云图

Fig. 3 Cloud chart of condensed water volume fraction

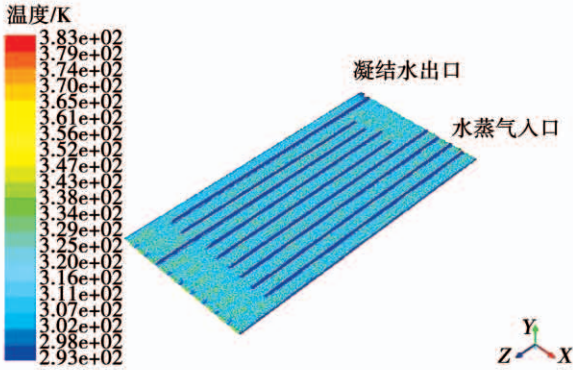


图 4 水蒸汽温度云图

Fig. 4 Cloud chart of water vapor temperature

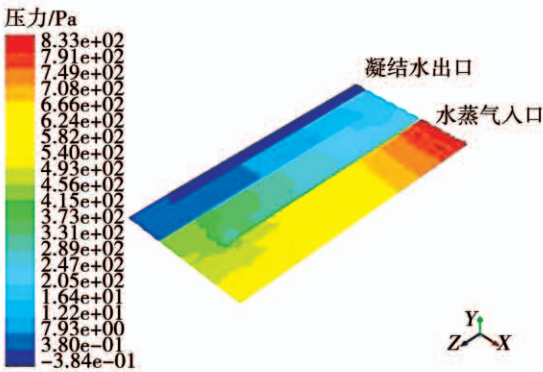


图 5 水蒸汽压力云图

Fig. 5 Cloud chart of water vapor pressure

2.2 模拟结果可行性分析

为了进一步验证模拟结果的可行性,进行了实验验证。采用所建立的凝汽器模型,板束数为 3,中

间有 2 个循环冷却水通道,板束与板束之间通过预先加工好的管板焊接后形成新型板式凝汽器,板间循环冷却水通道设有 4 个挡板,循环冷却水能够在板间折流换热,蒸汽与循环冷却水叉流换热。板束与板束之间错开半个椭圆通道叠放,板片长短轴及板间距如表 1 所示。

表 1 新型板式凝汽器基础参数

Tab. 1 Basic parameters of new plate condenser

参数	数值
长轴 a/mm	10
短轴 b/mm	6
板间距 d/mm	15
板长 L/mm	500
板片厚度/ mm	1
椭圆通道数	10

新型板式凝汽器的传热性能及流动性能试验系统如图 6 所示,该系统由 3 个分系统组成,分别为蒸汽系统、循环冷却水系统以及新型板式凝汽器数据采集系统。图 7 为新型板式凝汽器实验系统的实物图。由于实验室条件下难以获取真实情况下火电机组凝汽器中做完功的 5 ~ 10 kPa 的低压排汽,因此采用了电锅炉制取低压蒸汽的方式,通过低压蒸汽与循环冷却水换热来测试新型板式凝汽器的传热及流阻性能。同时,在板式凝汽器后装有凝结水冷凝器,水蒸气被板式凝汽器冷凝成高温饱和水后通过冷凝器冷凝到 50 °C 以下排入环境中。

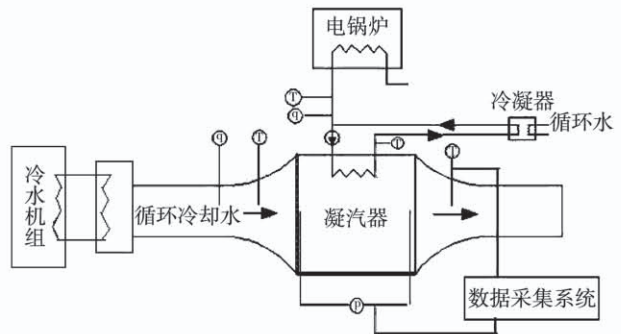


图 6 新型板式凝汽器试验系统示意图

Fig. 6 Schematic diagram of new plate condenser test system



图7 新型板式凝汽器试验系统实物图

Fig. 7 Physical diagram of new type plate condenser test system

水蒸气的冷凝过程分为3段,过热段、冷凝段和过冷段,其中冷凝温度为 t_0 ,冷凝潜热为 γ 。依据水的定性温度查物性参数表获取其物性参数。

板式冷凝器的传热系数计算:

蒸汽侧的传热量:

$$Q_1 = q_{m1} c_{p1} (t'_1 - t_0) + q_{m1} \gamma + q_{m2} c_{p2} (t_0 - t''_1) \quad (6)$$

冷侧的传热量:

$$Q_2 = q_{m2} c_{p3} (t'_2 - t''_2) \quad (7)$$

平均传热量:

$$Q = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (8)$$

传热系数:

$$K = \frac{Q}{A \cdot \Delta t_m} \quad (9)$$

式中: c_{p1} 、 c_{p2} 、 c_{p3} —定性温度下过热气体、过冷液体和冷水的比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; A —板片换热面积, m^2 ; t'_1 、 t''_1 —热流体(水蒸气)进、出口温度, $^{\circ}\text{C}$; t'_2 、 t''_2 —冷流体(冷水)进、出口温度, $^{\circ}\text{C}$; q_{m1} 、 q_{m2} —水蒸气和循环冷却水的质量流量, kg/h 。

由于条件有限,仅实验研究了相同蒸汽量($68.31 \text{ m}^3/\text{h}$),循环冷却水为 20°C 时,不同循环冷却水流速对板式凝汽器传热系数的影响。图8为不同循环冷却水流速($0.08, 0.12, 0.16, 0.24$ 和 0.32 m/s , Re 分别为 $2\ 174, 3\ 457, 4\ 348, 6\ 627$ 和 $8\ 496$)下,板式凝汽器传热系数实验结果与模拟结果的对比。板式凝汽器总传热系数模拟值与实验值的最大误差为 3.8% ,最小误差为 1.6% ,模拟值与实验值之间误差很小,在允许范围之内。这表明建立的板

式凝汽器数学模型和物理模型的可行性。

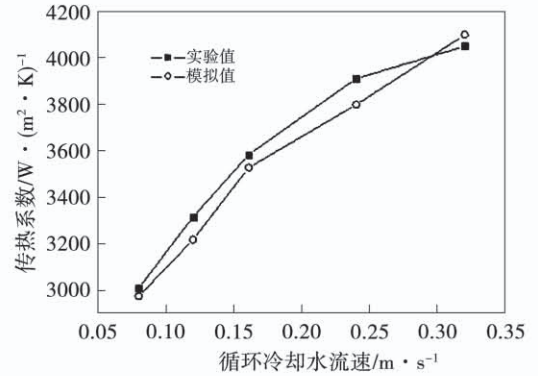


图8 相同工况下板式凝汽器传热系数实验值与模拟值对比

Fig. 8 Comparison between experimental and simulated values of heat transfer coefficient of plate condenser under the same working conditions

3 结果与分析

运用控制变量法,通过改变椭圆通道的短长轴比、板间距以及通道分布中的一个变量,来研究单个因素对板式凝汽器的影响,从而获得最优的设计参数,优化换热器的结构。

3.1 通道短长轴比对换热特性的影响

对于板式凝汽器传热特性,需要综合阻力特性进行研究,从而确认冷却水流量不变的情况下板式凝汽器换热能力的增强是否大于阻力的增大。采用科尔本因子 j 与摩擦系数 f 的比值 j/f 作为评价指标来评估两种增强传热板片结构的综合性能^[14-16]。

$$j = St \cdot Pr^{\frac{1}{3}} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{\frac{1}{3}}} \quad (10)$$

$$f = \frac{2\Delta p}{\rho v^2} \cdot \frac{A}{L} \quad (11)$$

式中: j —科尔本因子; St —斯坦顿数,用于测量传递到流体中的热量与流体的热容量之比; Pr —由流体的物性参数构成的一个无因次数; f —摩擦系数; Δp —流体的压降, Pa ; v —流体的速度, m/s ; A —流道面积, m^2 ; L —水力直径, m 。

凝结水侧热阻为板式凝汽器主要传热热阻,因此优化板式凝汽器的传热能力主要集中在凝结水侧

传热强化。将板片参数长轴设置为 10 mm,板长为 500 mm,板间距为 10 mm;将水蒸气进口流量设置为 68.31 m³/h,水蒸气温度 140 ℃;循环冷却水质量流量为 3 487.14 kg/h,循环水温度 20 ℃,在短长轴比为 0.4,0.5,0.6,0.7 和 0.8 情况下,运用控制变量法计算板式凝汽器循环冷却水侧的传热系数和压降,计算结果如图 9 所示。

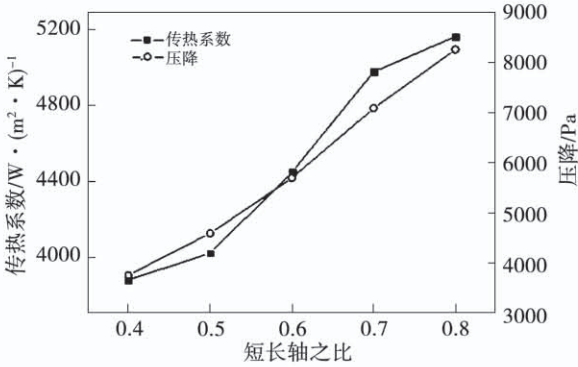


图 9 循环冷却水侧传热系数及压降随短长轴比的变化
Fig. 9 Variations of heat transfer coefficient and pressure drop of circulating cooling water side with short-long axial ratio

由图 9 可以看出,随着板片短长轴比的增加,循环冷却水侧传热系数和压降也从逐渐提高,这是由于板束短长轴比的增加导致通道截面当量直径变化,能够不断破坏凝结水层流边界层,提高湍动能,从而有效提升传热性能。同时,在短长轴比为 0.6 时,传热系数增量出现拐点,传热系数增加幅度放缓。而随着短长轴比的增加,板式凝汽器循环冷却水侧的压降呈持续增大趋势。这是因为在循环冷却水侧流体的流动过程中,流道截面变小,局部流速增加,同时循环冷却水与壁面碰撞频率增加,造成了循环水流动损失的增加。

图 10 为板式凝汽器循环冷却水侧 j/f 因子随着短长轴之比的变化趋势。随着短长轴比的增加, j/f 因子先增大后减少,短长轴比在 0.4~0.6 之间时循环冷却水侧传热能力的提升超过了流动阻力的增加,而短长轴比在 0.6~0.8 之间时循环冷却水侧传热能力的提升要小于流动阻力的增长,这表明在短长轴之比为 0.6 时板式凝汽器综合传热性能达到

最佳。

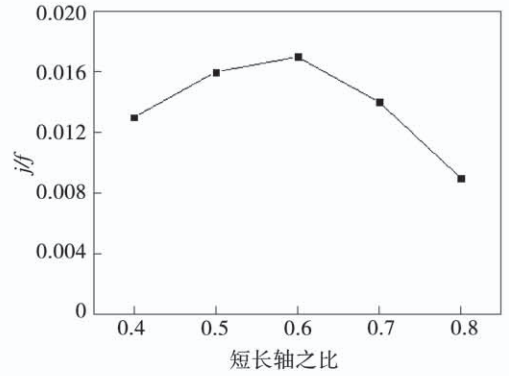


图 10 j/f 因子随短长轴比的变化
Fig. 10 Variation of j/f factor with short-long axial ratio

3.2 板间距对传热特性的影响

换热器模型设定为:长轴 10 mm,短长轴比 0.6,板长为 500 mm,板间距分别为 5, 10, 15, 20 和 25 mm。同板束间距下板式凝汽器循环冷却水侧换热系数及压降的变化趋势如图 11 所示。

从图 11 可以看出,循环冷却水传热系数逐渐降低,这是由于板束间距的增加,造成空气通道截面不断变化,减缓了空气流动的湍流强度。在中间通道间距为 10 mm 时,传热系数减少幅度呈下降趋势。凝结水侧压降随着板束间距的增加呈现减少趋势,这是由于循环冷却水侧通道截面变大,局部流速减少,造成空气流动阻力减少。

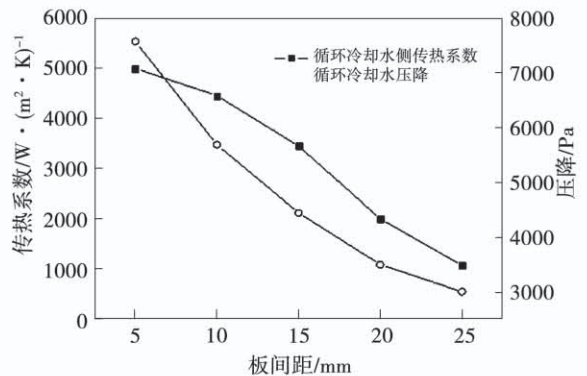


图 11 循环冷却水侧传热系数及压降随板间距变化
Fig. 11 Variations of heat transfer coefficient and pressure drop of circulating cooling water side with plate spacing

图 12 为 5 组不同板束间距下板式凝汽器循环冷却水侧 j/f 因子随板间距变化趋势。从图中可以看到, j/f 因子随着板间距增大先增后减, 板间距在 5 ~ 10 mm 之间时, 循环冷却水传热系数的增加幅度低于压降的增加幅度, 而板间距在 10 ~ 25 mm 之间, 循环冷却水传热系数的增加幅度高于压降的增加。综合考虑流动阻力和换热效果, 在满足工程压降情况下尽量降低板间高度, 所以板间距为 10 mm 时最合适。

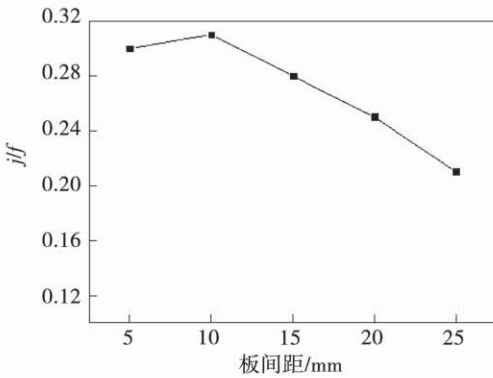


图 12 循环冷却水侧 j/f 因子随板间距变化

Fig. 12 Variation of j/f factor of circulating cooling water side with plate spacing

3.3 通道布置对传热特性的影响

为了对比不同的通道布置对换热特性的影响, 选用优化后的板束椭圆通道, 短长轴比为 0.6, 板间间距为 10 mm。水蒸气进口流量设置为 68.31 m³/h, 水蒸气温度为 140 °C, 循环冷却水流速分别为 0.08, 0.12, 0.16, 0.24 和 0.32 m/s, 循环水温度 20 °C 时, 计算 4-2-2-2 型和 4-4-1-1 型板式凝汽器传热性能, 并与 4-3-2-1 型对比。

图 13 为不同的板束通道分配对板式凝汽器传热性能的影响。从图中可以看到, 3 种板束通道布置中 4-3-2-1 型传热性能最佳, 其次是 4-2-2-2 型, 最差是 4-4-1-1 型。这是由于蒸汽在相变凝结过程中体积大幅度减少, 通道尺寸按比例减小能够提高水蒸气在管束内流速, 强化水蒸气相变传热, 4-3-2-1 型板束结构更易使水蒸气凝结。

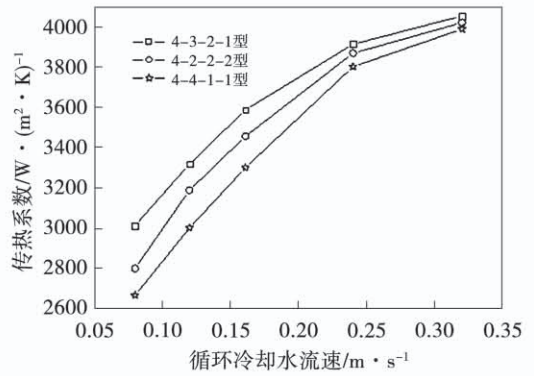


图 13 板束通道分配对板式凝汽器传热性能的影响

Fig. 13 Influence of plate bundle channel allocation on heat transfer performance of plate condenser

4 结论

(1) 板式凝汽器板束内部凝结水体积分数、温度场以及压力场数值模拟情况表明, 板内水蒸气在出口处全部冷凝并且没有过冷, 说明 4-3-2-1 型板式凝汽器结构设计的合理性。

(2) 板式凝汽器循环水侧传热系数和压降随着板束椭圆通道短长轴之比的增加而增加, 在短长轴之比为 0.6 时, 板式凝汽器传热性能最佳。

(3) 板式凝汽器循环水侧传热系数和压降随着板束板间距的增加而增加, 综合考虑阻力和换热效果, 板式凝汽器之间存在最佳板间距为 10 mm。

(4) 4-3-2-1 型板束通道结构传热性能优于 4-4-1-1 型和 4-2-2-2 型板束结构。循环冷却水流速较低时, 3 种板束通道型式传热系数相差较大, 随着循环冷却水流速的增加, 3 种板束通道型式板式凝汽器传热性能基本一致。

参考文献:

[1] 何金桥, 肖波, 汤盛萍, 等. 基于多孔介质模型的电厂凝汽器汽侧流动特性[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2013, 44(5): 2113-2117.
HE Jin-qiao, XIAO Bo, TANG Sheng-ping, et al. Steam flow characteristics of shell side of condenser based on porous medium model[J]. Journal of Central South University (Science and Technol-

- gy), 2013, 44(5): 2113 - 2117.
- [2] 李 浙. 板式冷凝器在氨制冷系统中的应用探讨[J]. 冷藏技术, 2000(1): 36 - 38.
- LI Zhe. Discussion on application of plate condenser in ammonia refrigeration system [J]. Cold Storage Technology, 2000 (1): 36 - 38.
- [3] 靖 宇, 马学虎, 兰 忠, 等. 板式冷凝器传热性能的研究进展[J]. 化工进展, 2009, 28(S1): 346 - 348
- JING Yu, MA Xue-hu, LAN Zhong, et al. Research progress on heat transfer performance of plate condenser[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2009, 28(S1): 346 - 348.
- [4] 吴俐俊, 袁志成, 王小柳, 等. 板式省煤器通道结构对换热特性的影响[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2016, 44(8): 1248 - 1252.
- WU Li-jun, YUAN Zhi-cheng, WANG Xiao-liu, et al. Effect of channel structure for board economizer on heat transfer characteristics[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2016, 44(8): 1248 - 1252.
- [5] SAGAR S G, JYESHTHARAJ B J, MANISH S S, et al. CFD analysis of flow pattern and heat transfer in direct contact steam condensation[J]. 2006, 61(16): 5204 - 5220.
- [6] 石友妮. 火电机组板式凝汽器的可行性研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2009.
- SHI You-ni. The feasibility study of applying plate condenser in power unit [M]. Beijing: North China Electric Power University, 2009.
- [7] 韩 宇. 应用板式凝汽器来提高凝汽器真空与电厂效率的优势分析[J]. 城市建设理论研究(电子版), 2012(16): 8 - 10.
- HAN Yu. Advantage analysis of using plate condenser to improve condenser vacuum and power plant efficiency[J]. Urban Construction Theory Research(Electronic Version), 2012(16): 8 - 10.
- [8] 徐 磊, 张 涛, 杨立军, 等. 汽轮发电机组板式凝汽器流程设计研究[J]. 动力工程学报, 2013, 33(8): 625 - 632.
- XU Lei, ZHANG Tao, YANG Li-jun, et al. Study on flow path design of plate condenser for turbo-generator units [J]. Journal of Chinese Society Power Engineering, 2013, 33(8): 625 - 632.
- [9] 周耕宇. 板式换热器在电厂冷端系统中应用的可行性分析[J]. 郑州轻工业学院学报(自然科学版), 2008, 23(1): 63 - 66
- ZHOU Geng-yu. Feasibility analysis of the plate heat exchange applied in cold end system [J]. Journal of Zhengzhou University of Light Industry (Natural Science), 2008, 23(1): 63 - 66.
- [10] 吕 凯, 彭兆春, 刘文华. 板式蒸发式凝汽器在 300 MW 直接空冷机组中的应用[J]. 热力发电, 2015, 44(10): 77 - 81.
- LYU Kai, PENG Zhao-chun, LIU Wen-hua. Application of plate evaporative condenser on a 300 MW direct air-cooling unit [J]. Thermal Power Generation, 2015, 44(10): 77 - 81.
- [11] 吴 丹. 板式换热器板片换热和阻力性能的数值模拟[D]. 济南: 山东大学, 2014.
- WU Dan. Numerical simulation of heat transfer and resistance performance of plate heat exchanger [D]. Jinan: Shandong University, 2014.
- [12] 李代强. 内燃机余热回收 CO₂ 动力循环滚动转子膨胀机 CFD 模拟[M]. 天津: 天津大学, 2017.
- LI Dai-qiang. CFD simulation of CO₂ power cycle rolling rotor expander for waste heat recovery of engines [M]. Tianjin: Tianjin University, 2017.
- [13] 尚少文, 荣来誉, 朱 晨, 等. R22、R410A 和 R290 在水平圆管内冷凝数值模拟[J]. 沈阳建筑大学学报(自然科学版), 2021, 37(1): 156 - 163.
- SHANG Shao-wen, RONG Lai-yu, ZHU Chen, et al. Numerical simulation study on condensation of R22, R410A and R290 in horizontal circular tube [J]. Journal of Shenyang Jianzhu University (Natural Science), 2021, 37(1): 156 - 163.
- [14] 王 树, 吴俐俊, 鞠贵冬. 板式空气加热器传热特性及优化研究[J]. 能源研究与利用, 2014(4): 32 - 34, 37.
- WANG Shu, WU Li-jun, JU Gui-dong. Study on heat transfer characteristics and optimization of plate air heater [J]. Energy Research & Utilization, 2014(4): 32 - 34, 37.
- [15] 李丽君. 传热强化评价依据及其进展研究[J]. 冶金动力, 2015(12): 71 - 73.
- LI Li-jun. A study on the evaluation basis for heat transfer enhancement and its development [J]. Metallurgical Power, 2015(12): 71 - 73.
- [16] 邱长亮, 吴俐俊, 吴世锋. ORC 系统中板式蒸发器传热特性的研究[J]. 节能技术, 2020, 38(1): 9 - 15, 37.
- QIU Chang-liang, WU Li-jun, WU Shi-feng. Numerical study of evaporator's heat transfer characteristics in ORC system [J]. Energy Conservation Technology, 2020, 38(1): 9 - 15, 37.