

变管径空冷凝汽器空气侧换热特性研究及优化

赵兰萍^{1,2}, 顾夕涛^{1,2}, 杨志刚²

(1. 同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804; 2. 同济大学 上海市地面交通工具空气动力与热环境模拟重点实验室, 上海 201804)

摘要: 针对四排等管径圆管直接空冷凝汽器冬季因换热不均匀易产生冻结的情况, 提出了采用变管径翅片管束的思想。用计算流体力学(CFD)方法, 对变管径翅片管束的流动换热特性进行数值模拟。研究发现, 变管径翅片管束相比于等管径翅片管束, 换热均匀性大幅提升, 综合性能也有所提高; 为提高该类换热器换热性能, 将管束排布方式由近等边变化到近等速, 凝汽器综合性能增大而换热均匀性变化不明显; 在近等速排列变管径管束的翅片上加装涡发生器, 综合性能进一步提高, 换热均匀性对雷诺数的敏感性有所改变。

关键词: 变管径; 换热均匀性; 综合性能; 近等速排布方式; 涡发生器

中图分类号: TK172

文献标志码: A

Research and Optimization of Air Side Heat Transfer Characteristics of Air-Cooled Condenser with Variable Diameter Tube

ZHAO Lanping^{1,2}, GU Xitao^{1,2}, YANG Zhigang²

(1. College of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Shanghai Key Laboratory of Vehicle Aerodynamics and Vehicle Thermal Management Systems, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: In view of the freeze due to the uneven heat transfer of the four-row-tube direct air-cooled condenser, the idea of using variable diameter finned-tube bundles was put forward. Using the method of computational fluid dynamics (CFD), the numerical simulation of heat transfer characteristics of a variable diameter finned-tube bundles was conducted. It is found that the comprehensive performance and heat transfer uniformity of variable diameter finned-tube bundles are improved compared with the equivalent diameter finned-tube bundles. At the same time, in order to improve the poor thermal performance of this type of heat exchanger, the condenser performance increases but heat transfer uniformity does not change significantly when finned-tube bundles changes from nearly equilateral arrangement to nearly

isokinetic arrangement. Moreover, the comprehensive performance of air-cooled condenser is further improved and the sensitivity of heat transfer uniformity to Reynolds number changes after the addition of vortex generator.

Key words: variable diameter finned-tube; heat transfer uniformity; comprehensive performance; nearly isokinetic arrangement; vortex generator

火力发电机组中的直接空冷系统核心部件是空冷凝汽器^[1]。空冷凝汽器发展经历了四排等管径圆管连续翅片结构、双排椭圆管矩形翅片结构、三排椭圆管椭圆形翅片结构及单排扁管蛇形翅片结构四个阶段。现有关于翅片管换热器的研究侧重空气侧流动换热规律及其性能强化, 其中针对空冷凝汽器着重研究椭圆管结构和单排扁管蛇形翅片结构。Rocha等^[2]对平翅片圆管以及椭圆管换热器进行了试验分析, 得到了翅片管束的换热系数; 屠珊等^[3]采用稳态的恒壁温法对工程上常用的3种椭圆翅片管换热器以及1种圆翅片管换热器进行了试验, 得到了翅片管空气侧的传热和流动性能, 得出在相同的迎面风速情况下, 椭圆管空气侧的换热系数比圆管大3~7倍; 胡汉波^[4]针对直接空冷电站所使用的蛇形翅片单排管展开换热和流动特性的试验研究, 将试验与数值模拟相结合, 讨论了翅片长度对翅片管换热性能的影响, 得到了翅片管换热量纲准则式; 申微波^[5]对扁平管蛇型翅片散热器空气侧的流场进行了数值模拟, 并与试验结果进行了对比分析, 得到了迎面风速、环境温度、翅片厚度和翅片间距对换热和流动的影响; 王从飞等^[6]对椭圆翅片管管束进行数值模拟分析, 结果表明随着横掠进口风速增加, 换热系数相应增大, 阻力系数也随着增大, 同时前排管束的换热效果要比后排管束的好。空冷凝汽器要克服的另一个问题是管内结冰, 席新铭等^[7]通过试验得到换热

收稿日期: 2016-04-29

基金项目: 国家国际科技合作专项(2014DFA10610)

第一作者: 赵兰萍(1967—), 女, 副教授, 工学博士, 主要研究方向为汽车空调及环境试验设备。E-mail: lanpingzhao@tongji.edu.cn

系数;对空冷翅片管内的凝结、冻结过程进行了研究,得到温度达到 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时翅片管内凝结水的冻结规律.蛇形翅片扁平管具有蒸汽侧流通面积大、阻力小、防冻性能好、传热系数高的优势^[8],但此种结构成本昂贵.

四排等管径连续翅片结构由于制造成本较低,中小型发电厂仍然较多采用这种结构的空冷凝汽器.此种空冷凝汽器常见问题是由于换热效果差和换热不均导致冬季结冰^[9].为了改善换热不均,通常的做法是采用变翅片间距来增大后排的换热面积以弥补由于传热温差减小带来的前后排换热不均,但这种做法却增大了空气侧的流动阻力.空冷凝汽器中的内壁面换热是含不凝性气体的水蒸气凝结换热过程.不凝性气体的存在是冬季结冻现象产生的根源.理论上,沿空气流动方向采用变管径管束,换热强的前排分配较多的蒸汽流量,换热较差的后排则承担较少的蒸汽流量,管内蒸汽流动更加畅通,不凝性气体的积聚程度降低,产生结冻的几率也将减小^[10].波纹翅片、间断翅片等可提高翅片管束换热系数,但同时阻力损失增加较大,综合效果不理想.带纵向涡发生器的翅片管束,可有效强化换热,同时阻力损失增加较少^[11].

本文将对四排等管径圆管结构进行适当简化,建立物理模型并进行数值模拟,分析其空气侧流动和换热特性,在此基础上给出变管径、变管束排布方式和加涡发生器等措施对其阻力和换热性能的影响规律,为四排等管径空冷凝汽器的优化和改进提供参考.

1 计算模型

1.1 物理模型

在四排等管径空冷凝汽器结构基础上,融入变基管直径的思想,提出如图 1 所示的变管径圆管翅片管束,以四排基管、叉排近等边形式布置.图中 P_t 为横向管间距, P_l 为纵向管间距.

在平行于流动方向上,计算单元如图 1 阴影部分所示,垂直于空气流动方向取翅片厚度方向,计算单元为中心截面与翅片通道的中心面之间的部分^[12].为了避免进、出口效应对结果的影响,进、出口计算域分别延长翅片宽度的 1.5 倍和 2.0 倍.

1.2 数学模型及数值方法

实际应用中,换热器的空气流动雷诺数较小,但是气体在流动过程中有湍流或者过渡时期的特征,

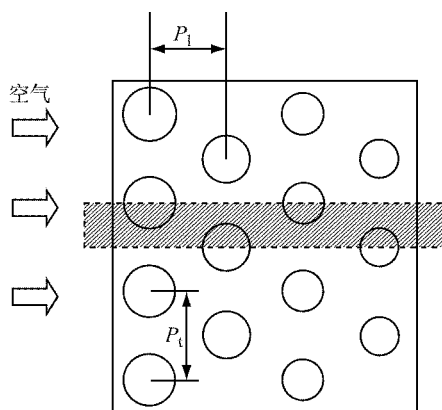


图 1 变管径翅片管束结构

Fig.1 Variable diameter finned-tube bundle structure

不能单纯地看作是层流,因此采用 SST (shear-stress transport) $k-\omega$ 湍流模型^[13].固体壁面网格由第一层网格质心到壁面的量纲为一的距离 (y^+) 值控制.本次网格划分的计算得到 y^+ 值都小于 2, 满足模型计算要求^[14].

计算域部分网格如图 2 所示.翅片中心面、空气流道中心面和基管列中心面都设置成对称边界条件;基管内壁面设为定壁温;其他所有的固体表面(即翅片表面、换热管外表面)为无滑移耦合边界条件.进口设为速度入口,出口设为压力出口.计算时给定空气进口速度和温度以及管内壁温度,空气物性参数考虑随温度的变化.基管的材料是钢,翅片材料是铝.

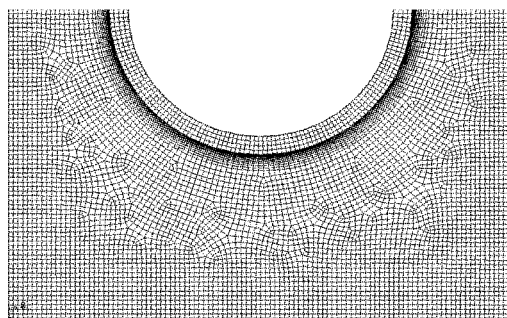


图 2 网格划分

Fig.2 Grid painting

采用有限体积法对控制方程进行离散,分离求解器隐式求解.压力和速度的耦合采用标准 SIMPLE 方法.为提高计算精度,对动量方程和能量方程采用二阶迎风差分格式进行离散.

1.3 数据处理

(1) 以外表面为基准的平均传热系数 k

$$k = \frac{Q}{A\Delta T} \quad (1)$$

$$\Delta T = T_w - \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (2)$$

式(1),(2)中: Q 为换热量, W ; A 为总的换热面积, m^2 ; T_w 为管内壁温度, $^{\circ}C$; T_{in} 为空气进口温度, $^{\circ}C$; T_{out} 为空气出口温度, $^{\circ}C$.

(2) 水力直径 d_h

$$d_h = \frac{4A_0L}{A_p + A_f} \quad (3)$$

式中: A_0 为由光管计算的最小流通面积减去被翅片厚度方向覆盖部分的面积, m^2 ; L 为翅片在流动方向的宽度, m ; A_p 为总的光管外表面积减去翅片覆盖部分的面积, m^2 ; A_f 为翅片的总外表面积, m^2 .

(3) 雷诺数 Re 和努塞尔数 Nu

$$Re = \frac{\rho u_m d_h}{\mu} \quad (4)$$

$$Nu = \frac{h d_h}{\lambda_a} \quad (5)$$

式(4),(5)中: ρ 为空气的密度, $kg \cdot m^{-3}$; u_m 为空气流经管束最小截面处的速度, $m \cdot s^{-1}$; μ 为空气的动力黏度, $Pa \cdot s$; λ_a 为空气的导热系数, $W \cdot (m \cdot K)^{-1}$.

(4) 传热因子 j , 摩擦因子 f 和综合因子 $jf^{-1/3}$

$$j = \frac{Nu}{RePr^{1/3}} \quad (6)$$

$$f = \frac{\Delta P d_h}{2\rho_m u_m^2 L} \quad (7)$$

式(6),(7)中: Pr 为空气的普朗特数; ΔP 为进、出口空气压降, Pa ; ρ_m 为进、出口空气平均温度对应的空气密度, $kg \cdot m^{-3}$.

(5) 换热均匀性指标 H

$$H = \sqrt{\sum \left(\frac{Q_i}{\varphi_i} - a \right)^2} \quad (8)$$

$$a = \sum \frac{Q_i}{\varphi_i} / 4 \quad (9)$$

式(8),(9)中: Q_i 为第*i*排基管的换热量占总换热量的百分比; φ_i 为第*i*排基管的内横截面积占总体内横截面积的百分比($i=1,2,3,4$). H 值越小,表明四排基管的换热量与其本身所该承担的换热量比值越相近,换热均匀性越好.

1.4 网格无关性检验和模型验证

CFD数值模拟计算结果依赖于网格质量和数量. 经网格无关性检验,网格数量为70万、97万、119万时,计算模拟所得压降和传热系数的偏差都不超过1%,表示网格数量超过70万时,对网格进一步加密对计算结果没有影响. 因此为了节约计算时间和减小对计算机的要求,本结构采用网格数量为70万进行模拟计算.

性能测试在标准热交换器试验台上进行,压力

损失可以通过测量试样前后静压得到. 保持管内蒸汽和空气入口温度基本不变,改变入口空气流速. 具体试验测量方法和注意点可参考文献[15],这里不详细说明.

图3是试验采用的凝汽器试样外形,翅片宽度为215 mm,翅片厚度为0.25 mm,翅片间距为2.5 mm,基管壁厚为2 mm,逐排管外径分别为40,36,32,28 mm,横向管间距(P_t)为68 mm,纵向管间距(P_l)分别为57.1,53.7,50.3 mm.

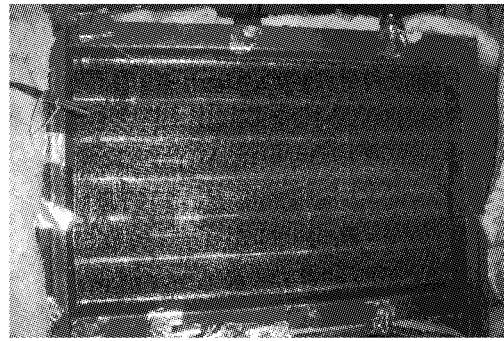


图3 试样外形

Fig.3 Shape of sample

用试验结果对计算模型的正确性进行验证. 模拟时凝汽器结构参数、进风条件和基管内壁温度与试验保持一致. 图4是模拟结果和试验结果对比. 引起误差的主要原因有模拟假设误差、测量误差、计算误差等. 平均对流换热系数试验值与模拟值最大误差为9.4%,压降试验值与模拟值最大误差为14.8%,平均对流换热系数和压降的最大误差均小于15%,表明模拟可靠,可以进行后续的计算研究.

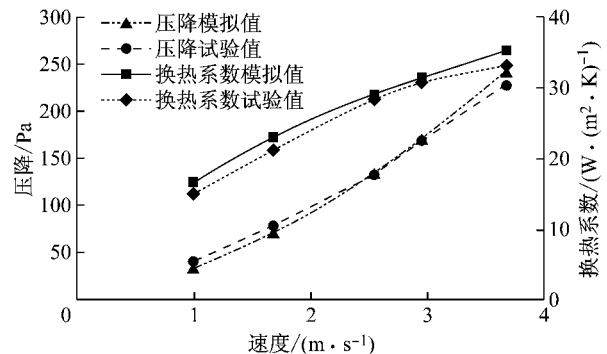


图4 模拟值与试验值对比

Fig.4 Comparison of simulated and experimental values

2 结果与分析

2.1 变管径结构对管束换热性能的影响

为了保证两种结构的可比性,变管径管束结构

和等管径管束结构的凝汽器应承担相同的凝汽量,即两种结构的管内横截面积总和相等。

由图 5 和图 6 可知,随着雷诺数增大,两种结构的管束综合性能呈下降趋势,而换热均匀性越来越好。空气流动雷诺数相同时,变管径管束结构的综合因子和换热均匀性要比等管径管束结构的好,分别提高了 3.0%~4.5%和 37.4%~61.8%。同一种结构,随着空气流动雷诺数的增大,换热器的阻力损失增大比换热量的提高更加明显,从而导致综合性能降低。

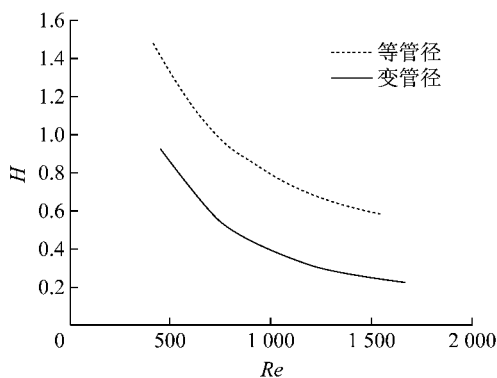


图 5 换热均匀性和雷诺数的关系

Fig. 5 Uniformity of heat transfer versus Reynolds number

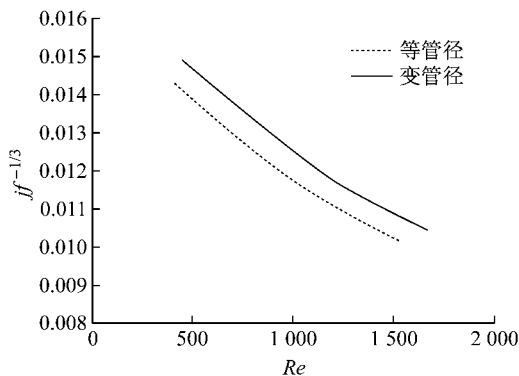


图 6 综合因子和雷诺数的关系

Fig. 6 Comprehensive factor versus Reynolds number

2.2 管束排布方式对换热性能的影响

工程应用中,近等边的管束排布方式是最常见的。如图 7 所示,近等边管束排布是指着对于整个管束,垂直于空气流动方向的横向管间通道宽度与斜边管间通道宽度近似相等,空气流过时,速度近似减半,速度变化会引起能量损失。近等速管束排布方式是指垂直于空气流动方向的横向管间通道宽度近似是斜边管间通道宽度的两倍,忽略温度对空气物性参数的影响,空气流动速度近似不变,理论上由于速

度变化引起的能量损失可以减小。由 CFD 计算的流场结果可知,对于管束近等速排布,当管束迎面风速为 $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,垂直于空气流动方向的第一排横向管间通道和第一、二排管之间斜边管间通道空气平均流速分别是 2.75 和 $2.69 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,可以认为近似相等。管束排布方式的变化实质是管束纵向行间距的变化。为了更加细致地研究管束排布方式对管束结构性能的影响,本文研究时采用了包括近等边排布方式和近等速排布方式共 5 种模型。定义近等边排布方式模型编号为 M1,近等速排布方式模型编号为 M5,其余 3 种结构 M2, M3 和 M4 为从近等边变化到近等速的中间结构。各种排列方式的纵向管间距如表 1 所示,其他结构参数保持一致。

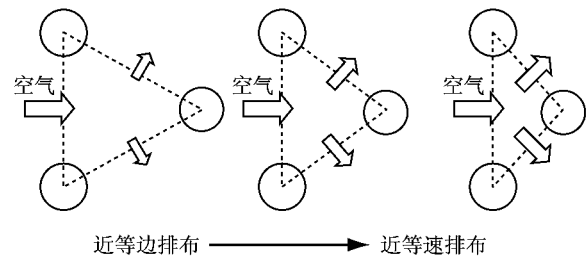


图 7 变管束排布结构

Fig. 7 Variable bundle arrangement

表 1 不同管束排布方式的逐排纵向管间距

Tab. 1 Longitudinal tube pitches of different tube bundle arrangements

模型编号	逐排纵向管间距/mm
M1	58.9, 58.9, 58.9
M2	54.5, 53.9, 53.3
M3	50.0, 48.8, 47.6
M4	45.4, 43.5, 41.6
M5	40.7, 38.0, 35.3

由图 8 可知,管束排布方式由近等边布置变化到近等速布置,均匀性对雷诺数的敏感性降低且变化不大。当雷诺数较低(大约低于 750)时,近等边管束排布方式换热均匀性比近等速管束排布方式差;当雷诺数较高(大约高于 750)时,近等边管束排布方式换热均匀性比近等速管束排布方式好。

如图 9 和图 10 所示,管束排布方式由近等边排布逐渐变化到近等速排布,管束的换热能力变强,管束的综合性能变好。管束排布方式从近等边排布变化到近等速布置,管束换热因子 j 和综合因子分别提高了 66.1%~88.8%和 18.1%~24.4%。

当管束排布方式由近等边布置逐渐变化到近等速布置,由于翅片宽度减小,整个管束结构换热量呈现下降趋势。管束近等速排布方式比近等边排布方

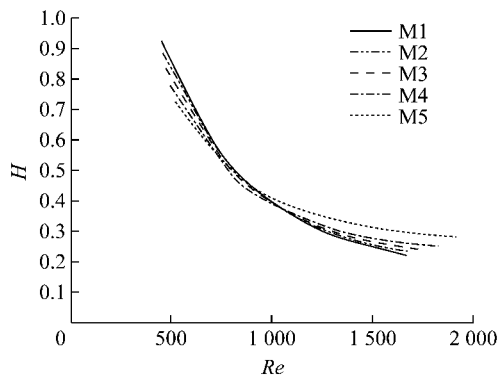


图 8 变管径管束排布方式的换热均匀性
Fig.8 Heat transfer uniformity of different arrangements of variable diameter tube

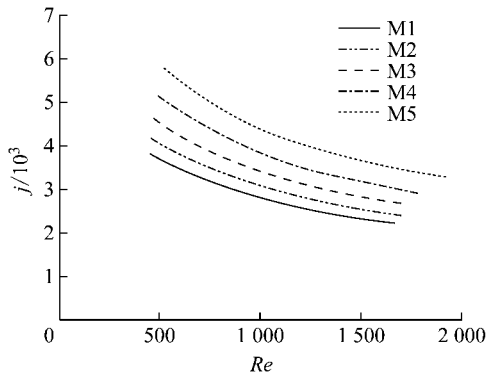


图 9 变管径管束排布方式的换热因子
Fig.9 Factor of heat transfer of different arrangements of variable diameter tube

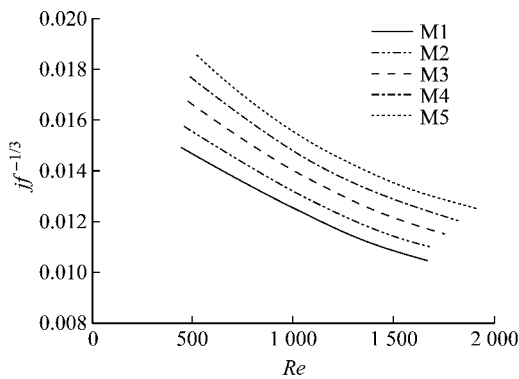


图 10 变管径管束排布方式的综合因子
Fig.10 Comprehensive factor of different arrangements of variable diameter tube

式空气侧换热面积减少了 43.4%，而在研究的速度范围内换热量只减少了 8.9%~12.1%。相对于换热面积，换热量降低速率更慢，在满足工程要求的同时，也有效节省了材料，提高了材料的利用效率。

2.3 涡发生器对换热性能的影响

如图 11 所示，三角形涡发生器的攻角 α 为 30° ，位置角 θ 为 135° ，位置距离 $L/R=1.36$ ，弦高比 b/a

为 8。

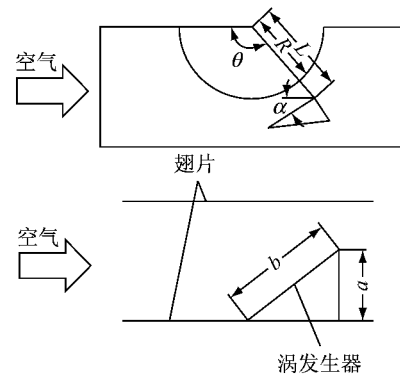


图 11 涡发生器结构与位置示意图

Fig.11 Structure and position of vortex generators

加涡发生器之后的空冷凝汽器的网格模型见参考文献[15]，数值计算模型同上采用 SST $k-\omega$ 湍流模型。

由图 12 可知，加涡发生器之后，改变了凝汽器换热均匀性对雷诺数的相对敏感性且依然差别不大。管束排布方式由近等边变化到近等速，换热均匀性有小幅度提高。

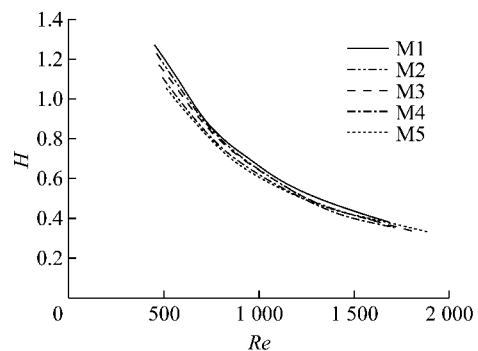


图 12 变管径管束加涡发生器的换热均匀性
Fig.12 Heat transfer uniformity of variable diameter bundles with vortex generators

由图 13 和 14 可知，对于近等边排布结构，加涡发生器之后， j 因子提高了 9.2%~28.5%；对于近等速排布结构， j 因子提高了 23.3%~44.2%。同一种结构相比较，加了涡发生器之后，随着空气流动雷诺数的增大，凝汽器的综合性能减小的速度放缓。

2.4 各种优化方法结果对比

由图 15~17 可知，与空冷凝汽器初始结构相比较，变管径、变管束排布方式和加涡发生器都能有效提高其综合性能和换热均匀性。加涡发生器可以有效提高各排基管换热量，尤其是前两排管束的换热量。前排管束的换热量本来就大，与相同结构没加涡发生器的凝汽器相比，换热均匀性有所下降。

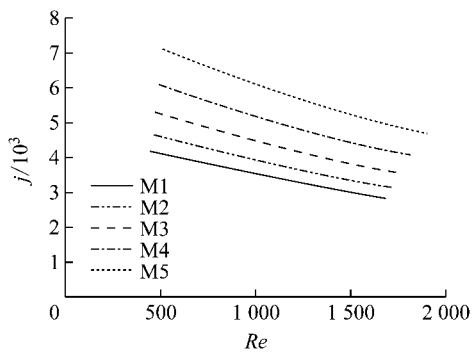


图 13 加涡发生器管束的换热因子

Fig.13 Factor of heat transfer of variable diameter bundles with vortex generators

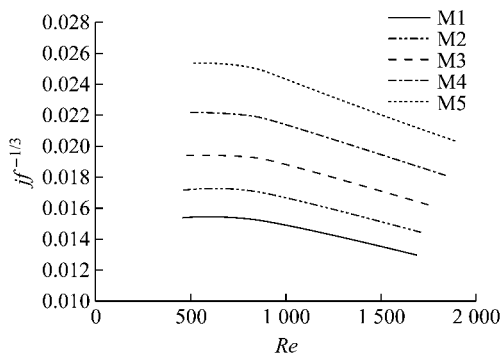


图 14 加涡发生器管束的综合因子

Fig.14 Comprehensive factor of variable diameter bundles with vortex generators

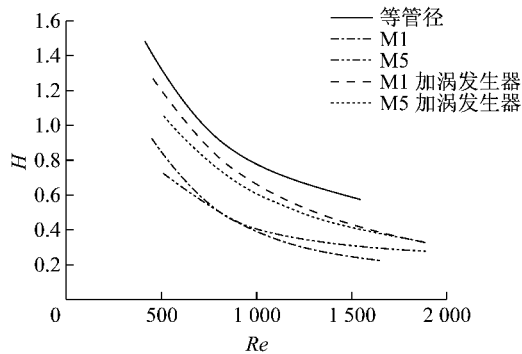


图 15 各优化方案的换热均匀性

Fig.15 Uniformity of heat transfer of various optimization schemes

由图 16 和图 17 可知,在所研究的结构中,变管径近等速排布加涡发生器结构的空冷凝汽器的换热能力和综合性能是最好的,换热因子 j 和综合因子比初始的等管径凝汽器分别提高了 66.1%~88.8% 和 78.2%~100.3%。在研究的速度范围内,变管径近等速排布加涡发生器结构的空冷凝汽器相比于初始等管径结构的空冷凝汽器,换热量提高了 3.4%~12.3%。

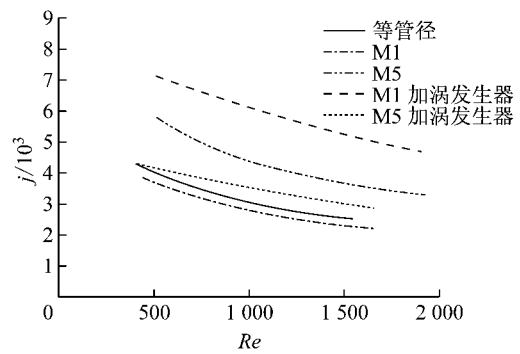


图 16 各优化方案的换热因子

Fig.16 Factor of heat transfer of various optimization schemes

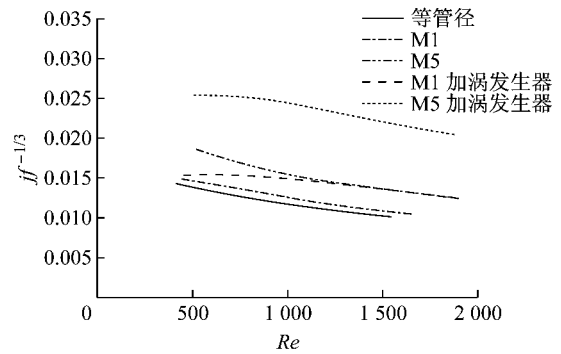


图 17 各优化方案的综合因子

Fig.17 Comprehensive factor of various optimization schemes

3 结论

(1) 对于近等边平直翅片结构,变管径管束相比于等管径管束具有更好的综合性能和换热均匀性.在本文所研究的风速范围内,凝汽器综合因子提高了 3.0%~4.5%,换热均匀性则大幅度改善。

(2) 变管径平直翅片凝汽器管束排布方式由近等边排布变化到近等速排布,综合因子进一步提高了 18.1%~24.4%。换热均匀性与空气流动雷诺数有关,相比于近等边管束排布方式,近等速管束排布方式在低雷诺数(大约低于 750)时均匀性较好,而在高雷诺数(大约高于 750)时均匀性较差.总体来说,换热均匀性变化不大。

(3) 对于变管径近等速管束凝汽器结构,在平直翅片上加涡发生器,换热能力得到了明显提升.对于变管径近等速管束排布的凝汽器,翅片上加涡发生器的凝汽器比平直翅片凝汽器的换热因子, j 提高了 23.3%~44.2%,综合因子提高了 37.0%~63.7%。加涡发生器之后管束换热均匀性有所降低。

(4) 相比于工程中常见的等管径近等边管束排

布方式的凝汽器,变管径近等速管束排布方式加涡发生器的凝汽器换热均匀性提高了 28.7%~43.2%,换热因子 j 提高了 66.1%~88.8%,换热量提高了 3.4%~12.3%。

参考文献:

- [1] CHEN Lei, YANG Lijun, DU Xiaoze, *et al.* A novel layout of air-cooled condensers to improve thermo-flow performances [J]. *Applied Energy*, 2016, 165:244.
- [2] ROCHA L A O, SABOYA F E M, VARGAS J V C. A comparative study of elliptical and circular sections in one-and two-row tubes and plate fin heat exchangers[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1997, 18(2): 247.
- [3] 屠珊,杨冬,黄锦涛,等. 椭圆翅片管空冷器流动传热特性的研究[J]. *热能动力工程*, 2000, 15(5):455.
TU Shan, YANG Dong, HUANG Jingtao, *et al.* Experimental study on heat transfer performance of direct air-cooled condenser in power plant [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2000, 15(5):455.
- [4] 胡汉波. 直接空冷式凝汽器翅片散热器流动传热性能及单元流场特性研究[D]. 重庆:重庆大学, 2006.
HU Hanbo. Research on flow and heat transfer of finned heat exchanger of direct-cooled condenser and flow characteristic of condenser unit[D]. Chongqing:Chongqing University, 2006.
- [5] 申微波. 直接空冷器空气侧传热和流动的数值模拟[D]. 武汉:华中科技大学, 2008.
SHEN Weibo. Numerical simulation for heat transfer and flow characteristics in air-side of direct air coolers[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2008.
- [6] 王从飞, 刘斌, 范薇, 等. 直接空冷系统椭圆翅片管束传热与流动性能的数值分析[J]. *制冷*, 2012, 31(2):17.
WANG Congfei, LIU Bin, FAN Wei, *et al.* Numerical stimulation of the heat transfer and flowing property of triple row tube bundle[J]. *Refrigeration*, 2012, 31(2):17.
- [7] 席新铭, 宋艳峰, 刘赞, 等. 基于波形翅片扁平管传热性能的直接空冷凝汽器低温冻结规律研究[J]. *中国电机工程学报*, 2014, 34(26):7.
XI Xinming, SONG Yanfeng, LIU Yun, *et al.* Study on freezing characteristics of direct air-cooling condenser based on heat transfer performance of wavy-finned flat tube[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2014, 34(26):7.
- [8] 王佩璋. 大型火电直接空冷机组散热器在各国应用分析[J]. *热机技术*, 2006 (3):42.
WANG Peizhang. Radiator of larger thermal power direct air-cooling units on the applied analysis in each country[J]. *Heat Power Technics*, 2006(3):42.
- [9] 杨立军, 杜小泽, 杨勇平, 等. 火电站直接空冷凝汽器性能考核评价方法[J]. *中国电机工程学报*, 2007, 27(2):59.
YANG Lijun, DU Xiaoze, YANG Yongping, *et al.* Performance evaluation for direct air-cooled steam condensers in power plant [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2007, 27(2):59.
- [10] 陈腾达. 新型空冷凝汽器散热翅片管束性能研究[D]. 上海: 同济大学, 2009.
CHEN Tengda. The research on performances of new type finned-tube bundle for heat dissipation in the air-cooled condenser[D]. Shanghai:Tongji University, 2009.
- [11] 宋亚军. 纵向涡发生器在翅片管束中的优化[D]. 上海: 同济大学, 2015.
SONG Yajun. Optimization of the location of vortex-generator on fin-tube heat exchangers[D]. Shanghai:Tongji University, 2015.
- [12] HE Yaling, CHU Pan, TAO Wenquan, *et al.* Analysis of heat transfer and pressure drop for fin-and-tube heat exchangers with rectangular winglet-type vortex generators[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 61(2):770.
- [13] LOPATA S, OCLON P. Numerical study of the effect of fouling on local heat transfer conditions in a high-temperature fin-and-tube heat exchanger[J]. *Energy*, 2015, 92:100.
- [14] TALER D, OCLON P. Determination of heat transfer formulas for gas flow in fin-and-tube heat exchanger with oval tubes using CFD simulations [J]. *Chemical Engineering and Processing(Process Intensification)*, 2014, 83:1.
- [15] 赵兰萍, 杨志刚. 管间距对矩形翅片椭圆管换热管束性能的影响[J]. *同济大学学报(自然科学版)*, 2016, 44(1):150.
ZHAO Lanping, YANG Zhigang. Effect of tube pitches on performance of rectangular finned elliptical tube bundles[J]. *Journal of Tongji University (Natural Science)*, 2016, 44(1):150.