

文章编号: 1005-0329(2011)10-0072-06

# 蒸发式凝汽器的设计优化

区志江<sup>1</sup>, 朱冬生<sup>1,2</sup>

(1 华南理工大学亚热带建筑科学国家重点实验室, 广东 广州 510641;

2 华东理工大学机械与动力工程学院承压系统与安全教育部重点实验室, 上海 200237)

**摘要:** 本文着眼于采用蒸发式凝汽器代替传统发电系统凝汽器和冷却塔, 以总传热系数  $\alpha_{tot}$  最大为目标函数, 以总换热量和空气侧压降作为约束条件, 以板间距  $S_a$ 、高度  $H$  和长度  $L$  为优化变量对其进行了结构优化, 编写了板壳蒸发式凝汽器的结构优化程序。优化结果表明, 蒸发式凝汽器板间距的选择 11 ~ 22.5mm, 换热板高度 0.7 ~ 1.6m, 长度选择大于 7m 是合适的; 本文优化结果为在  $L=8m$ ,  $S_a=22mm$ ,  $H=0.8m$  时总传热系数最大为  $578.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ ; 在总传热量一定的情况下, 在影响板壳蒸发式凝汽器总传热系数的三个结构变量当中, 敏感系数由大到小依次为  $L > H > S_a$ 。

**关键词:** 板壳蒸发式凝汽器; 传热传质; 多相流; 结构优化

中图分类号: TB657.5

文献标识码: A

doi: 10.3969/j.issn.1005-0329.2011.10.017

## Design Optimization of Evaporative Condenser

OU Zhing-jiang<sup>1</sup>, ZHU Dong-sheng<sup>1,2</sup>

(1. Supported by State Key Lab of Subtropical Building Science, South China University of Technology, Guangzhou 510641, China;

2. Key Laboratory of Safety Science of Pressurized System, Ministry of Education, School of Mechanical and Power Engineering, East China University of Science and Technology, Shanghai 200237, China)

**Abstract:** The maximum heat transfer coefficient was present as the objective function, total heat exchange quantity and air-side pressure drop as constraint conditions, plate space  $S_a$ , height of plate  $H$  and length of evaporative condenser  $L$  as variables to optimize, composing the structural optimization process and providing reference to engineering design. The results show that suitable choice are plate spacing 11 ~ 22.5mm, plate height 0.7 ~ 1.6m, length more than 7m; when  $L=8m$ ,  $S_a=22mm$ ,  $H=0.8m$  the heat transfer coefficient becomes the max of  $578.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ ; when the the heat transfer coefficient is constant, the sensitivity of coefficient is  $L > H > S_a$ .

**Keywords:** plate shell evaporative condenser; heat and mass transfer; multiphase flow; structure optimization

## 1 前言

蒸发式凝汽器作为一种节能、节水、结构紧凑的新型高效换热设备,已经在制冷装置和石油化工等行业有广泛的应用<sup>[1,2]</sup>,近年来也越来越多地被用于电厂冷却系统中<sup>[3,4]</sup>。

图1为板壳蒸发式凝汽器内换热单元示意。在运行过程中,汽轮机排汽进入板壳蒸发式凝汽器后在换热板表面凝结,凝结热量传递给换热板,

在板的另一侧,冷却水沿壁面形成水膜流动,并与同向或者逆向流动的空气进行热量、质量的传递,最后由空气将热量带走。

在一定的环境条件下,板壳蒸发式凝汽器的结构参数是决定凝汽效果的主要因素<sup>[5]</sup>,本文主要通过结构参数的优化设计,在保证汽轮机工作的前提下,使板壳蒸发式凝汽器的传热系数最大。本文的研究成果将为蒸发式凝汽器在电站凝汽系统的应用提供优化设计数据,具有一定的参考价值。

收稿日期: 2011-03-19 修稿日期: 2011-09-15

基金项目: 广东省科技厅广州市科技局联动项目(2007A04020004, 2007C13G0161); 华南理工大学亚热带建筑科学国家重点实验室自主研究课题项目(2009ZC13)

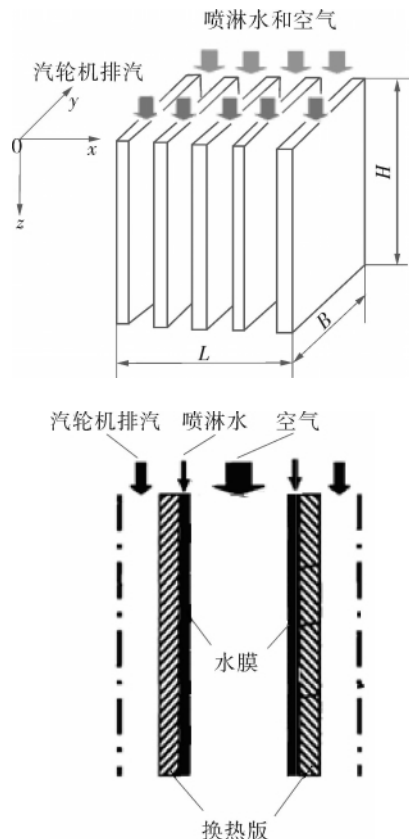


图1 板壳蒸发式凝汽器内换热单元示意  
L、B、H. 换热板组的长、宽、高。

## 2 优化设计的基本原理

### 2.1 数学描述

优化设计就是在若干外部因素一定的情况下,以某一或多个性能指标为目标函数,以某些设计变量作为未知变量,通过对未知变量的优选,最终使目标函数达到最优。最优化设计的数学模型,可以归纳为:

目标函数:

$$\min f(X) \quad (1)$$

约束方程:

$$\begin{aligned} h_i(X) &= 0 \quad (i=1, 2, 3, \dots, m) \\ g_j(X) &< 0 \quad (j=1, 2, 3, \dots, n) \end{aligned} \quad (2)$$

设计变量:

$$X = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T \quad (3)$$

在以上数学模型所描述的最优化问题中,根据 $f(X)$ 、 $h_i(X)$ 、 $g_j(X)$ 与变量 $X$ 之间的函数关系的不同及变量 $X$ 的变化不同,可以分为不同类型的最优化问题,因而其数学求解的方法也不相同。热质交换设备的优化设计问题一般都是约束(非线性)最优化问题(也可称为约束规划问题)。

### 2.2 优化算法

尽管人们对离散变量结构优化设计的研究进行得比较早,但是由于无法克服离散变量优化本身所固有的困难特性,以致至今还没有一种十分有效的通用解法。目前,求解离散变量优化问题的常用方法主要有随机枚举法、分支界定法、割平面法、动态规划法、枚举法<sup>[6]</sup>。

本文选用的枚举法是通过逐个列举所有的可行解及其目标函数值来选出最优解。这种方法不论离散变量规划的非线性程度有多大,多复杂,用完全枚举法总可以求出正确的最优解。其缺点是计算量大,只能解决小规模问题,但高速计算机技术的发展为这种方法的应用提供了条件。

## 3 结构优化

### 3.1 目标函数的建立

优化的目的是实现一定条件下的性能最大化,由于影响因素众多,而一些因素之间又互相影响,因此选择适宜的评价指标对于结构优化十分重要,目前主要采用从热交换和耗能角度的指标<sup>[7]</sup>:

(1) 采用单一热性能指标,例如采用热交换效率、传热系数、压力降、设备大小、运行费用等作为性能指标。这些指标可以直观地从能量利用或消耗角度,描述热交换器的传热或阻力性能,具有极强的实用性,易为用户所接受;

(2) 传热量与流动阻力损失相结合的热性能评价法:单一地或同时用传热量和流动压力降的绝对值的大小,难于比较不同热交换器之间或热交换器传热强化前后的热性能的高低。为此选择把传热量与功耗结合在一个指标中加以考虑,即以消耗单位的消耗功率 $P$ 所得传递的热量 $Q$ , $Q/P$ 作为评价热交换器性能的指标<sup>[8,9]</sup>。

### 3.2 优化变量的选择<sup>[10]</sup>

在优化设计问题中,变量是影响优化设计质量的关键因素,变量选的太多,会将问题复杂化,而变量选的太少,设计的自由度少,优化的效果就差,甚至得出不正确的结论。所以应结合具体问题,合理地选定变量,在满足设计要求的前提下,应尽量减少次要的变量,使问题简化。影响板壳蒸发式凝汽器性能的主要因素有状态参数和结构参数:

状态参数包括汽轮机排汽流量和温度、环境干

球、湿球温度、冷却空气流量以及循环水喷淋密度。

影响板壳蒸发式凝汽器换热性能和能耗的结构参数包括机组的换热面积、长度、宽度和板间距。

### 3.3 约束条件设定

约束条件是变量取值范围的限制条件,它是评定设计方案可行性的标准。本文把板壳蒸发式凝汽器优化的约束条件归纳为以下几项:

- (1) 进口空气的干、湿球温度的限制  $\text{con}(t_a)$  和  $\text{con}(t_{a,wb})$ ;
- (2) 机组结构参数的限制  $\text{con}(L)$  (长度),  $\text{con}(H)$  (高度),  $\text{con}(S_a)$  (板间距) 等;
- (3) 工艺流体进口温度和流量的限制  $\text{con}(t_s)$ ,  $\text{con}(m_s)$ ;
- (4) 换热量与功耗之比限制  $\text{con}(Q/P)$ ;
- (5) 喷淋密度和空气流量的限制  $\text{con}(\Gamma)$ ,  $\text{con}(m_{da})$ 。

## 4 算例分析

本文以应用于广东某钢铁厂冲渣水余热发电项目的板壳蒸发式凝汽器优化设计为例,在整个项目发电系统原则性热力设计的基础上,采用板壳蒸发式凝汽器作为发电系统的凝汽设备,其设计工况:凝汽压力  $p_s = 7380 \text{ Pa}$ ,对应的蒸汽饱和温度为  $t_s = 40^\circ\text{C}$ ,汽轮机排汽量  $m_s = 0.8 \text{ kg/s}$ 。

### 4.1 优化模型

#### 4.1.1 目标函数

将传热系数最高作为优化的目标,即目标函数为:

$$f(X) = \alpha_{tot} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_w} + \frac{1}{\alpha_{aj}}} \rightarrow \max \quad (4)$$

#### 4.1.2 优化变量

取板壳蒸发式凝汽器长度  $L$ 、换热板高度  $H$  和板间距  $S_a$  作为结构优化的变量。

#### 4.1.3 约束条件

(1) 空气的干、湿球温度的限制:设计气象参数为:干球温度和湿球温度分别为  $t_a = 34.5^\circ\text{C}$ ,  $t_{a,wb} = 30.5^\circ\text{C}$ 。

(2) 汽轮机排汽温度、流量和传热量的限制:根据发电系统原则性热力设计的要求,单台板壳蒸发式凝汽器换热量  $Q_s$  为  $2000 \text{ kW}$ 。

(3) 喷淋密度的限制:本文在优化设计的过程中把喷淋密度取为  $0.18 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ 。

(4) 冷却空气压降的限制:考虑到风机选型和风机安全运行的因素,实际工程应用中,对冷却空气侧降有一定的限制:  $80 \text{ Pa} < \Delta p_a < 200 \text{ Pa}$ 。

(5) 结构尺寸的限制:换热板采用  $0\text{Cr}18\text{Ni}9$  (不锈钢 304) 加工制造,按板材规格系列,选择换热板厚度为  $0.0008 \text{ m}$ ,宽度  $B$  为  $1.2 \text{ m}$ 。考虑到板壳蒸发式凝汽器的运输尺寸和板材强度限制,将换热板高度  $H$  限制在  $0.5 \sim 2 \text{ mm}$ 。考虑到生产厂家压片与工艺方面的因素和换热器结构强度的要求,板片间距  $S_a$  限制为  $0.005 \text{ m} \sim 0.025 \text{ m}$ ,换热面积  $L$  的范围为  $6 \sim 12 \text{ m}$ 。

#### 4.1.4 算法与步长

枚举法由于能逐个列举所有的可行解及其目标函数值,为计算结果的分析 and 处理提供大量的有用信息,因此本文选用此种方法来作为结构优化的计算方法。换热板高  $H$  的步长取  $0.05 \text{ m}$ ,板间距  $S_a$  的步长取为  $0.0002 \text{ m}$ ,蒸发式凝汽器长度  $L$  的步长取为  $0.5 \text{ m}$ 。

### 4.2 结构优化设计

用 MATLAB7.0 编制枚举法优化设计的计算程序,计算流程如图 2 所示。

## 5 优化结果分析

由于采用枚举法时,需通过逐个列举所有的离散点及其目标函数值来选出最优解,因此本文仅截取部分计算结果如表 1 所示。喷淋水平衡温度仅作为监督信号显示,从表中可以看出,最佳长度、高度和板间距的组合为  $L = 8 \text{ m}$ ,  $H = 0.8 \text{ m}$ ,  $S_a = 0.022 \text{ m}$ ,此时总传热系数最大为  $578.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

为了设计出传热系数高、结构紧凑的蒸发凝汽器,必须了解各结构参数对蒸发凝汽器性能的影响。为此,本文对板壳蒸发式凝汽器进行了结构参数的灵敏性分析,敏感系数定义为目标值变动百分比  $\Delta(f(X))/f(X)$  与参量值变动百分比  $\Delta X/X$  之比。

#### 5.1 板间距 $S_a$ 变化对性能的影响

在总传热量一定的前提下,保持换热板片高度  $H$  为  $0.8 \text{ m}$ ,板壳蒸发式凝汽器长度  $L$  为  $8 \text{ m}$ ,改变板间距  $S_a$ 。板间距对总传热系数和压降的影响如图 3 所示。

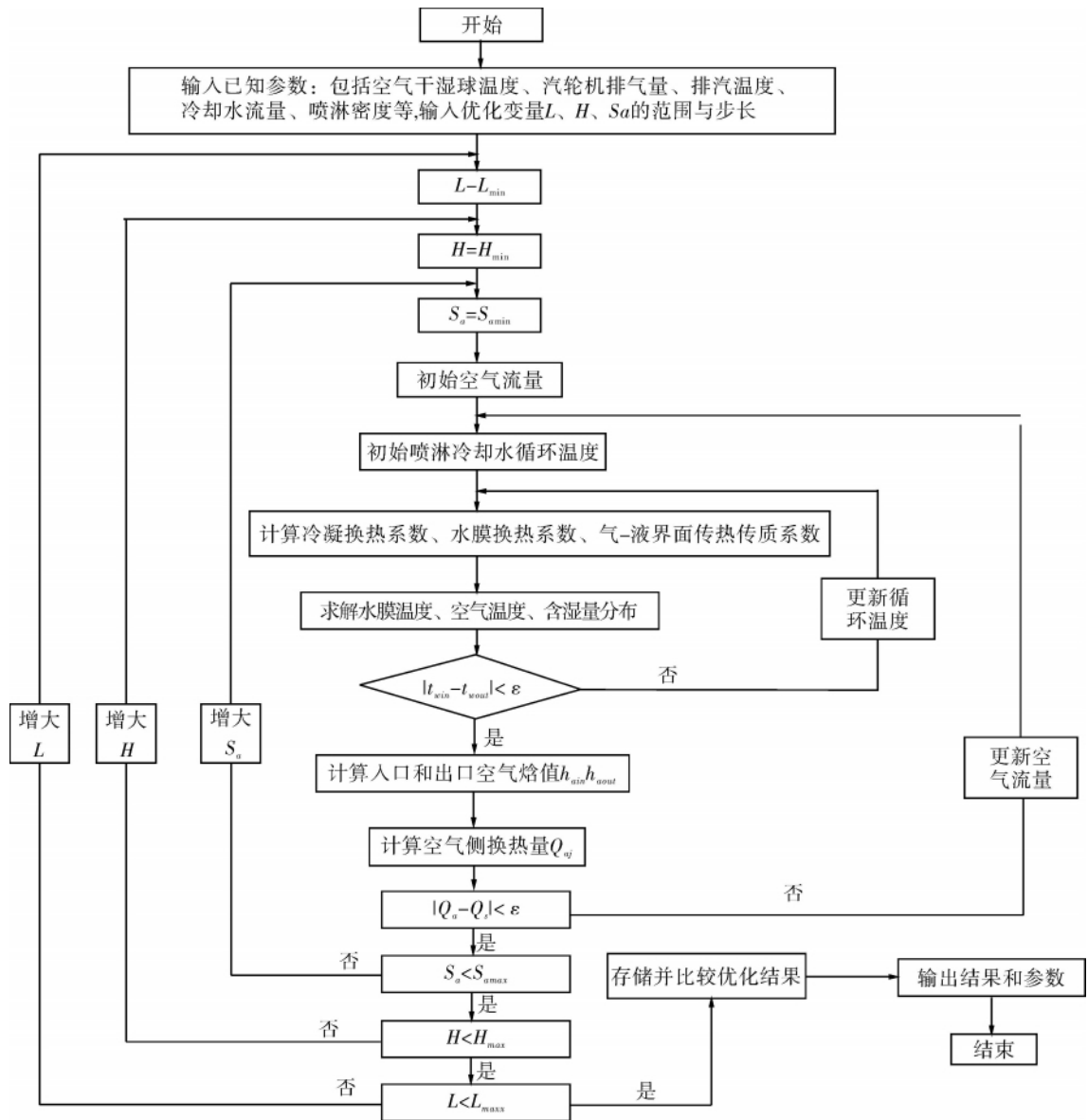


图 2 结构优化程序流程

表 1 结构优化计算结果节选

$L$ (m)	$H$ (m)	$S_a$ (m)	总传热 系数 [W/ ( $m^2 \cdot ^\circ C$ )]	压降 (Pa)	喷淋水 平衡温度 ( $^\circ C$ )	$L$ (m)	$H$ (m)	$S_a$ (m)	总传热 系数 [W/ ( $m^2 \cdot ^\circ C$ )]	压降 (Pa)	喷淋水 平衡温度 ( $^\circ C$ )
6	0.8	0.008	383.12	49.5225	39.105	8	1	0.008	260.495	20.82	39.543
6	0.8	0.016	568.35	175.725	37.527	8	1	0.02	441.69	78.3015	38.087
6	1.6	0.008	263.88	30.5655	39.744	8	1.6	0.008	205.905	26.545	39.823
6	1.6	0.02	397.65	72.7725	38.552	8	1.6	0.02	307.87	44.11	38.957
8	0.5	0.008	408.865	44.4555	38.807	10	1	0.008	213.685	22.67695	39.647
8	0.8	0.008	296.98	24.9615	39.353	10	1	0.02	358.66	41.6085	38.5
8	0.8	0.02	534.7	131.7315	37.53	10	1.6	0.008	169.215	20.3521	39.867
8	0.8	0.022	578.3	176.94	37.181	10	1.6	0.02	251.785	29.5555	39.19

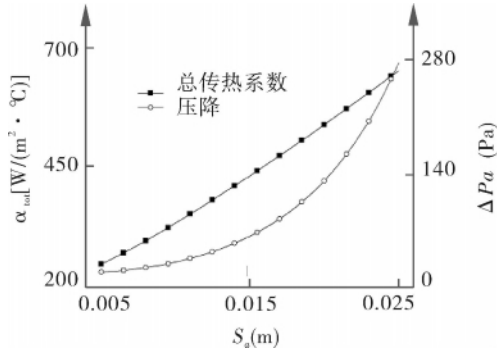


图3 板间距对总传热系数和压降的影响

从图3可以看出,随着板间距的增大,板壳蒸发式凝汽器的总传热系数和空气侧压降均有显著增大的趋势,分析原因为,在总传热量一定的情况下,由于板间距的增大,相应L长度内可摆放的换热板数量n减小,使得总传热面积减小,因此必然需要较高的操作参数来获得所需传热量,即所需空气流量增大和空气雷诺数增加,总传热系数和压降增大。当 $S_a > 0.0225\text{m}$ 时,空气侧压降大于200Pa,超出限值,是不可取的。

为了便于比较各结构参数对性能的影响,将曲线拟合为幂的形式 $y = ax^b$ ,则敏感系数 $\frac{\Delta y/y}{\Delta x/x} = b$ ,拟合图3曲线得:

$$\alpha_{tot} = 7277.89S_a^{0.67} \quad (5)$$

$$\Delta p_a = 5.37 \times 10^6 S_a^{2.696} \quad (6)$$

从图4可以看出,空气出口相对湿度和喷淋水温度均随板间距 $S_a$ 的增大而减小,当 $S_a < 0.011\text{m}$ 时,空气出口状态为饱和状态,因此板间距应大于0.011m。因此合适的板间距 $S_a$ 范围为0.011~0.0225m。

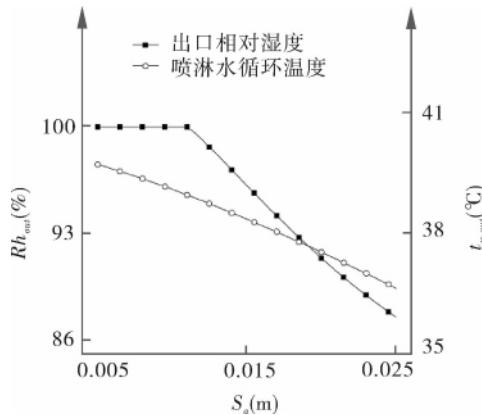


图4 板间距对出口相对湿度和喷淋水平衡温度的影响

按照乘幂的形式拟合图3、4中曲线,其中出口相对湿度仅拟合非饱和段:

$$Rh_{out} = 46S_a^{-0.174} \quad (7)$$

$$t_{w,out} = 30.8S_a^{-0.052} \quad (8)$$

### 5.2 高度H变化对性能的影响

在总传热量一定的前提下,换热板间距 $S_a$ 为0.022m,凝汽器长度L为8m,改变高度H。

从图5可以看出,随换热板高度的增大,总传热系数和压降都呈减小的趋势。这是因为在一定的换热器长度和板间距下,要达到指定的换热量,换热板高度越小,则需要的空气流量越大,即需要较高的冷却空气流速,因此总传热系数变大。但同时由于流速提高,空气压降变大,当 $H < 0.7\text{m}$ 时,空气侧压降 $\Delta p_a$ 大于200Pa,超出了压降的要求范围。

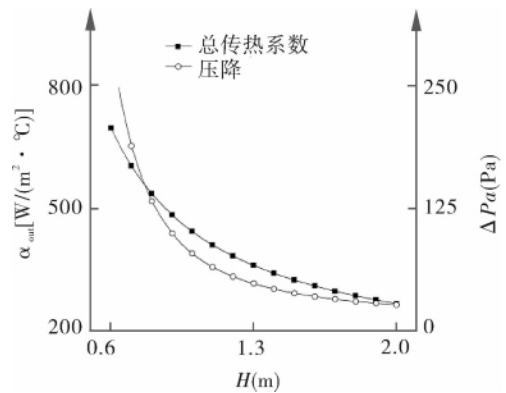


图5 板高度对总传热系数和压降的影响

从图6可以看出,随着板高度的增大,喷淋水平衡温度逐渐升高,空气出口相对湿度逐渐增大,当 $H > 1.6\text{m}$ 后,出口相对湿度达到饱和状态,此时再增大换热板高度,反而浪费了传热面积,增加了初投资。综上可知,换热板高度的选择范围为0.7~1.6m之间是比较合适的。

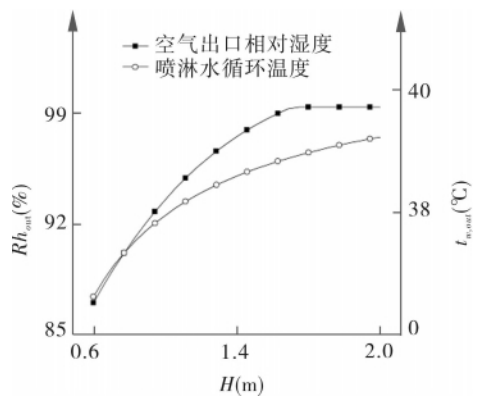


图6 板高度对出口相对湿度和喷淋水平衡温度的影响

按照乘幂的形式拟合图5和图6中曲线得:

$$\alpha_{tot} = 448.9H^{-0.815} \quad (9)$$

$$\Delta p_a = 83.6H^{-2.37} \quad (10)$$

$$Rh_{out} = 94.3H^{0.145} \quad (11)$$

$$t_{w, out} = 38H^{0.05} \quad (12)$$

### 5.3 长度 L 变化对性能的影响

在总传热量一定的前提下,保持换热板间距  $S_a$  为 0.022m,板壳蒸发式凝汽器高度  $H$  为 0.8m,改变长度  $L$ 。

从图 7 可以看出,总传热系数和压降均随长度  $L$  的增大而降低,这是因为在板间距一定的情况下,随着蒸发式凝汽器长度的减小,则换热板片数量变小,相应换热面积降低,而传热量不变时则需要更高的空气流量和流速,空气流速的增大导致总传热系数和压降的增大,当  $L < 7m$  时,虽然总传热系数较大,但此时空气压降超出要求的压降范围,因此是不可取的。

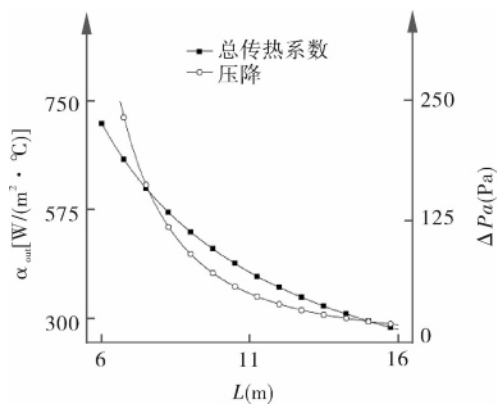


图 7 长度  $L$  对总传热系数和压降的影响

从图 8 可以看出,随着板壳蒸发式凝汽器长度的增大,出口相对湿度和喷淋水平衡温度均增大。综上可知,对所要求的传热量,板壳蒸发式凝汽器长度应大于 7m。

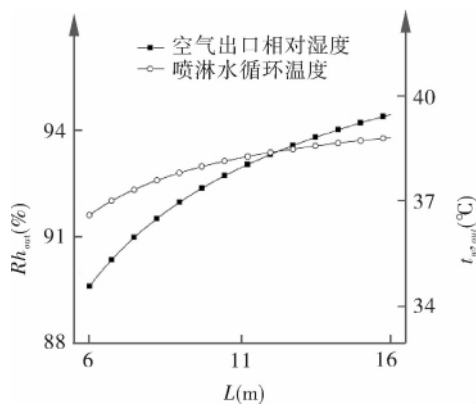


图 8 长度  $L$  对出口相对湿度和喷淋水平衡温度的影响  
按照乘幂的形式拟合图 7 和图 8 中曲线得:

$$\alpha_{tot} = 3869L^{-0.94} \quad (13)$$

$$\Delta p_a = 1.15 \times 10^5 L^{-3.24} \quad (14)$$

$$Rh_{out} = 81.8L^{0.05} \quad (15)$$

$$t_{w, out} = 33.3L^{0.056} \quad (16)$$

根据以上结构参数  $S_a$ 、 $H$  和  $L$  对  $\alpha_{tot}$ 、 $\Delta p_a$ 、 $Rh_{out}$  和  $t_{w, out}$  的敏感性分析,并结合拟合公式的幂指数,即敏感系数,可以得到各结构参数对目标函数敏感性的强弱次序如表 2 所示。

表 2 结构参数对目标函数敏感性的比较

目标函数	敏感系数比较
总传热系数	$L > H > S_a$
压降	$L > S_a > H$
出口相对湿度	$S_a > H > L$
喷淋水平衡温度	$L > S_a > H$

## 6 结论

(1) 以广东某钢铁厂冲渣水余热发电项目为例,对蒸发式凝汽器进行优化,优化结果表明,蒸发式凝汽器板间距为 11 ~ 22.5mm,换热板高度为 0.7 ~ 1.6m,长度选择大于 7m 是合适的;

(2) 本文优化结果为在  $L = 8m$ ,  $S_a = 22mm$ ,  $H = 0.8m$  时总传热系数最大为 578.3 W/(m<sup>2</sup> · °C);

(3) 对结构参数的敏感性分析表明:在总传热量一定的情况下,在影响板壳蒸发式凝汽器总传热系数的三个结构变量当中,敏感系数由大到小依次为  $L > H > S_a$ 。

## 参考文献

- [1] 朱冬生,钱颂文,马小明,等. 换热器技术及进展 [M]. 中国石化出版社,2008.
- [2] California Energy Commission. Comparison of alternate cooling technologies for California power plants economic, environmental and other tradeoffs [R]. CONSULTANT REPORT(500-02-079F),2002.
- [3] 曾淼,叶水泉,陈永林,等. 利用中水降低直接空冷电站凝汽器背压的蒸发式冷却系统 [J]. 制冷空调与电力机械,2005 (02): 23-25.
- [4] 郭常青,朱冬生,闫常峰. 蒸发式凝汽器在发电冷却系统中的研究与应用 [J]. 电站系统工程,2010, (11): 27-30.

守恒,进入的水量和排出的水量相同。因为设备的散湿量是一定的,改造前后新风带入的湿量是相同的,改造前加湿量多,排湿量也必然多,改造后加湿量少,必然排湿量少。因此:

$$M_{cw1} - M_{hw1} = M_{cw2} - M_{hw2} \quad (8)$$

$$Q_{hw1} - Q_{cw1} = C(M_{cw1} - M_{hw1}) \Delta T_1 \quad (9)$$

$$Q_{hw2} - Q_{cw2} = C(M_{cw2} - M_{hw2}) \Delta T_2 \quad (10)$$

式中  $M_{cw1}, M_{cw2}$ ——改造前和改造后冷凝排水量  
 $M_{hw1}, M_{hw2}$ ——改造前和改造后加湿用水量  
 $\Delta T_1, \Delta T_2$ ——改造前和改造后冷凝排水和加湿用水的温度之差

因为改造前和改造后的冷凝水排水温度相差不大,所以改造前后加湿用水和冷凝排水之间的温差相差不多,而冷凝水量也比较小,由式(8)近似可得:

$$(M_{cw1} - M_{hw1}) \Delta T_1 = (M_{cw2} - M_{hw2}) \Delta T_2 \quad (11)$$

将式(11)代入式(9)和(10)得:

$$Q_{hw1} - Q_{hw2} - Q_{cw1} + Q_{cw2} = 0 \quad (12)$$

将式(12)代入式(7)得:

$$Q_{ct1} - Q_{ct2} = Q_{ec1} - Q_{ec2} \quad (13)$$

即耗电量之差约等于冷凝排热量之差,把表1数据代入:  $Q_{ct1} - Q_{ct2} = 18.3 \text{ kW}$ 。因此减少了  $18.3 \text{ kW}$  的冷凝排热量,另外也减少了冷却水泵的流量和冷却塔工作时间。

## 2.6 改造效益

耗电量从原来的  $22.8 \text{ kW}$  降到  $4.5 \text{ kW}$ ,节约了  $18.3 \text{ kW}$ ,耗电量不到原来的  $20\%$ ,节电量达  $80\%$ ,经济效益非常可观。按电价  $1 \text{ 元}/(\text{kW} \cdot \text{h})$  机组每天  $24 \text{ h}$  运转,单台一个月节约的电费为  $13176 \text{ 元}$ 。因此,在一个季度内就能完全收回投资。而该公司一共改造了  $30$  台这样的机组,每个月可以节省  $395280 \text{ 元}$ ,一年可以节约

$4743360 \text{ 元}$ 。上述没有计算由于冷凝排热量减少而节约的费用,实际节省费用比这个更高。

## 3 总结

(1) 恒温恒湿空调机组的冷凝热可以回收,用来代替部分电加热器和加湿器的热量;

(2) 在实际操作中,具体项目具体分析,不同的项目方案有所不同,同样的方案也可能产生效果完全不一样;

(3) 有些数据是不方便测量,因此要通过现有条件来推算有无节能潜力,以及节能改造后的性能,确保改造后的效果;

(4) 要充分考虑现有改造条件,包括结构可行性,系统稳定性,控制精度等;

(5) 只要节能改造方案合理,即使是局部改造,少量的投资也能够带来意想不到的收益。

## 参考文献

- [1] 赵荣义,范存养,薛殿华,等. 空气调节[M]. 上海:中国建筑工业出版社,1994.
- [2] 陈沛霖,岳孝芳. 空气与制冷技术手册[M]. 上海:同济大学出版社,1990.
- [3] 吴业正. 制冷原理及设备(第二版)[M]. 西安:西安交通大学出版社,1997.
- [4] 沈维道,郑佩芝,蒋淡安. 工程热力学(第二版)[M]. 高等教育出版社,1983.

作者简介:曾华文(1973-),男,主要从事空调节能技术和产品的研究,通讯地址:230031 安徽合肥市长江西路888号合肥通用机械研究院。

(上接第77页)

- [5] Jiang Xiang, Zhu Dongsheng. Heat Transfer Enhancement in Evaporative Condenser[J]. The 3rd International Symposium on Heat Transfer and Energy, 2004, (02): 1025-1031.
- [6] 施光燕,董加礼. 最优化方法[M]. 北京:高等教育出版社,2003.
- [7] 孙毅,陈维汉. 从约束条件的角度简化换热器优化过程[J]. 华中理工大学学报,1997, (10): 103-112.
- [8] 秦秋星,李维. 换热器能效评定统一标准评价指标

的研究[J]. 数字石油和化工,2009, (05): 44-48.

- [9] 吴菲,张红,李维,等. 工业换热设备能效评定方法的研究[J]. 冶金能源,2009, (02): 54-56.
- [10] 罗海燕. 大型工业用板式 IEC 的计算机仿真及优化研究[D]. 上海:同济大学,2007.

作者简介:区志江(1987-),男,硕士研究生,主要从事强化传热与节能方面的研究,通讯地址:510640 广东广州市华南理工大学逸夫工程馆221。