

文章编号:1000-582X(2010)10-057-07

## 湿法脱硫系统中的新型高性能气-气换热器

周 杰<sup>1</sup>,高川云<sup>1</sup>,王 键<sup>2</sup>,谭志明<sup>2</sup>,廖光亚<sup>1</sup>

(1. 重庆大学 城市建设与环境工程学院,重庆 400045;2. 重庆九龙电力股份有限公司,重庆 400053)

**摘 要:**对一种大直径三维内肋管进行了管内对流换热实验研究,实验结果显示,与光滑管相比,其强化换热因子  $h_1/h_s$  在 1.65~1.70 之间,而压降比  $\Delta P_1/\Delta P_s$  在 1.65~1.89 之间;基于对换热和管壁温度影响因素的分析,提出了一种新型气-气换热器,并研究和提出了该换热器的设计计算方法;通过工程实例表明,该换热器管壁温不仅比光滑管换热器明显提高,而且换热能力提高约 20%;另外,与其它类型的换热器比较,具有较高的综合性能。

**关键词:**大直径三维内肋管;强化换热;壁面温度;换热器

中图分类号:TK124

文献标志码:A

### GGH heat transfer enhancement and a new type heat exchanger in the desulphurization system of wet flue gas

ZHOU Jie<sup>1</sup>, GAO Cuan-yun<sup>1</sup>, WANG Jian<sup>2</sup>, TAN Zhi-ming<sup>2</sup>, LIAO Guang-ya<sup>1</sup>

(1. College of Urban Construction and Environment Engineering, Chongqing University, Chongqing 400045, P. R. China; 2. Chongqing Jiulong Electric Power Co Ltd, Chongqing 400053, P. R. China)

**Abstract:** This paper conducts in-tube heat transfer experiments in a three dimensional fin tube with 102 mm outer diameter. Compared with the smooth tube, the heat transfer enhancement ratio is between 1.65 and 1.7, and the pressure drop ratio is between 1.65 and 1.7. Based on the analysis of the heat transfer and tube surface temperature, a new type heat exchanger is put forward. Moreover, the design and calculation method is explored. The engineering example indicate that not only the tube surface temperature is higher than the smooth tube, but also the quantity of heat is increased by about 20% than the smooth tube. Compared with other types, the new type heat exchanger has a overall better performance.

**Key words:** a three dimensional fin tubes; the heat transfer enhancement; the surface temperature; the heat exchanger

气-气换热器(简称 GGH)是燃煤排烟湿法脱硫系统的一个重要设备<sup>[1]</sup>,GGH 分为回转式换热器、管式水媒体换热器及热管式换热器等,目前大量在湿法脱硫系统使用的是回转式换热器,但存在漏风问题,漏风的产生,要求脱硫塔的脱硫效率相应提高

才能满足要求,另外,虽有较高的防腐性能,但结垢、堵灰时有发生,而且清除困难,从而严重影响系统正常运行,且该设备尚不能完全国产化,主要依赖于从国外进口<sup>[2-7]</sup>;管式水媒体换热器不存在漏风问题,目前使用也较多,但管式水媒体换热器占地约为回

收稿日期:2010-05-23

基金项目:重庆大学骨干教师专项经费资助项目(713411001)

作者简介:周杰(1965-),男,重庆大学副教授,博士,主要从事传热、传质及其强化、建筑节能等研究,  
(E-mail)Zhoujie-cqu@263.net。

转式换热器的2倍,价格较回转式换热器高<sup>[8]</sup>,而且存在腐蚀较严重的问题<sup>[9]</sup>;热管式换热器包括分离式和整体式,从换热机理看有一定优势<sup>[10-11]</sup>,分离式热管式换热器同管式水媒体换热器类似,只是水媒体发生了相变,因此都有占地面积大的缺点,整体式热管式虽然占地面积小,但只能针对小型系统<sup>[12]</sup>,目前,均有少量应用,然而,由于同管式水媒体换热器一样采用翅片式,翅片防腐性能差且一旦堵灰、结垢,清除困难,因此其使用效果尚需工程检验。

针对上述换热器缺点,文中提出采用直接气-气换热器,换热管采用大直径( $\Phi 102 \times 2$ ),采用大直径换热管的好处在于即使管内结垢、积灰也不会堵塞管子,而且清洗元件可直接进入管内进行清洗,因此可彻底消除结垢、堵灰带来的问题,但必须解决大直径换热管换热系数低尤其是管内侧以及管内壁温高于原烟气酸露点温度以防腐的问题。为此在管内形成三维肋片,即三维内肋管,该类型换热管可大大地强化管内对流换热系数<sup>[13-14]</sup>,管内换热系数提高的同时其内壁温也可提高,如再采用其它措施,使其内壁温进一步提高,这种新型气-气换热器具有较高的综合性能。

## 1 大直径三维内肋管管内对流换热实验

大直径三维内肋管到目前为止尚未见相关报道,因此对其研究有其实用价值和学术意义。

### 1.1 实验装置

实验采用的三维内肋管( $\Phi 102 \times 2$ )的几何参数如表1所示,肋片排列方式为错排,图1为实拍三维内肋管照片。

表1 三维内肋管实验元件的结构尺寸 mm

肋高	肋宽	轴向间距	周向间距
4	1.5	8	8

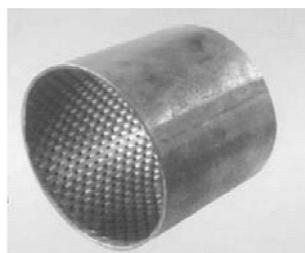
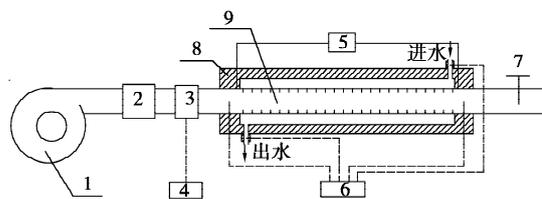


图1 实拍三维内肋管照片

实验段为一套管式换热器,其中内管为实验用三维内肋管,有效管长1.97 m,环形侧通道为冷却水通道,空气和冷却水以逆流方式换热。实验装置如图2所示。



1. 鼓风机; 2. 加热器; 3. LWQ型气体涡轮流量变送器;  
4. XSF流量指示积算仪; 5. YYT-200B斜管压力计; 6. 温度巡检仪;  
7. 流量调节阀; 8. 保温层; 9. 实验用三维内肋管

图2 三维内肋管对流换热实验装置

### 1.2 实验结果与讨论

图3是三维内肋管管内对流换热系数随雷诺数的变化,图中实线为相同管径的光滑管按Dittus-Boelter公式计算的值,图中显示三维内肋管管内对流换热系数显著高于光滑管,在实验范围内其强化因子 $h_1/h_s$ 为1.65~1.70之间,强化因子随雷诺数的增大而稍有增加。

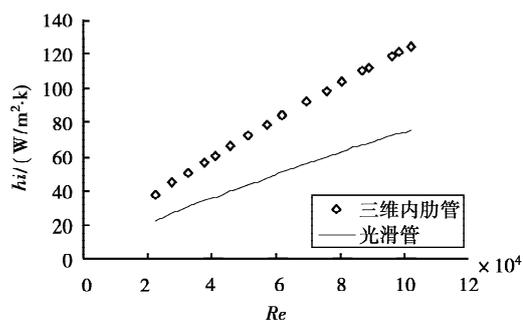


图3 三维内肋管管内对流换热系数随雷诺数的变化

图4是三维内肋管管内压力降随雷诺数的变化,图中实线为相同管径的光滑管按布拉休斯公式计算的值,图中显示三维内肋管管内压力降高于光滑管,实验范围内其压降比 $\Delta P_1/\Delta P_s$ 为1.65~1.89之间,但压降比随雷诺数的增大而有所降低。

根据实验数值,回归得到三维内肋管管内努谢尔特数 $Nu$ 和摩擦系数实验关联式如下。

$$Nu = 0.048Re^{0.791}, \quad (1)$$

$$f = 1.051Re^{-0.32}, \quad (2)$$

实验关联式的适用范围为, $P_r \approx 0.7, 2.2 \times 10^4 \leq Re \leq 1.02 \times 10^5$ ,该实验关联式计算值与实验值比较,误差小于6%,可用于工程设计,因烟气的 $P_r$ 与空气接近,因此该关联式可用于烟气。

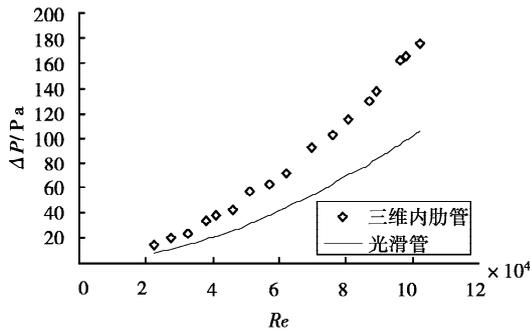


图 4 三维内肋管内压力降随雷诺数的变化

## 2 提高壁温的方法及分析

湿法脱硫系统中,气-气换热器除满足热力性能外,其壁温应高于原烟气的酸露点温度,这样才能保证其安全运行。气-气换热器采用一次交叉流,如图 5 所示,相对于净烟气流动方向的第  $n$  排管束,该排最低的壁温发生在原烟气的出口处,只要此部位壁温高于原烟气的酸露点温度,则整排换热面壁温高于原烟气的酸露点温度,因此,针对此处壁温进行分析。

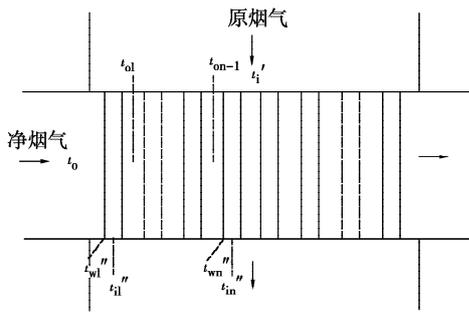


图 5 气-气换热器示意图

对于清洁换热面,因管壁热阻比管内和管外热阻小得多,可忽略不计,管内壁温和管外壁温近似相等,管内外壁温可不加以区分。

在分析中认为管内沿周相烟温均匀一致,而管外烟温在分析时近似采用净烟气来流温度,另外,管内对流换热系数可认为沿周相是近似不变的,而管外对流换热系数沿竖向近似不变,但周相是变化的,特别是第一排管束,为便于分析问题,先假设沿周相也是近似不变的。如图 5,取第  $n$  排管的换热管出口处一微元面积,则由热平衡关系式可得:

$$dQ''_n = k''_n(t''_{in} - t_{on-1})dF_{on} = h_{on}(t''_{un} - t_{on-1})dF_{on}, \quad (3)$$

$$\Rightarrow t''_{un} = t_{on-1} + (t''_{in} - t_{on-1})k''_n/h_{on},$$

$$\text{或 } t''_{un} = t_{on-1} + [1 + (d_o/d_i)(h_{on}/h''_{in})]^{-1}(t''_{in} - t_{on-1}), \quad (4)$$

$$\text{又 } t''_{in} = t'_i - \epsilon_n(t'_i - t_{on-1}), \quad (5)$$

式中:  $\epsilon_n$  为第  $n$  排管束的换热器效能;  $\epsilon_n$  按下式计算(一次交叉流):

$$\epsilon_n = \frac{1 - \exp\{-R_{on}[1 - \exp(-NTC_n)]\}}{R_{on}},$$

式中,  $d_o$ 、 $d_i$  分别为换热管外径和内径,  $m$ ;  $h_{on}$ 、 $h_{in}$  分别为第  $n$  排管外和管内出口对流换热系数,  $\omega/(m^2 \cdot k)$ ;  $dF_{on}$  为第  $n$  排管出口处管外微元面积,  $m^2$ ;  $k''_n$  为第  $n$  排管出口处总传热系数,  $\omega/(m^2 \cdot k)$ 。

$$\text{其中, } NTU_n = \frac{k_n F_{on}}{m_{in} C_p}, R_{cn} = \frac{m_{in}}{m_o},$$

$$k_n = \left( \frac{d_o}{d_i} \frac{1}{h_{in}} + \frac{1}{h_{on}} \right)^{-1},$$

式中,  $m_{in}$  为第  $n$  排管束的管内烟气流,  $kg/s$ ;  $m_o$  为管外侧或净烟气流,  $kg/s$

式(5)带入式(4)可得壁温计算式:

$$t''_{un} = t_{on-1} + (1 - \epsilon_n)[1 + (d_o/d_i)(h_{on}/h''_{in})]^{-1}(t'_i - t_{on-1}), \quad (6)$$

依据上式,对第  $n$  排管束,当只减小管外换热系数,不仅  $[1 + (d_o/d_i)(h_{on}/h''_{in})]^{-1}$  会提高,而且,  $h_{on} \downarrow \Rightarrow k_n \downarrow \Rightarrow NTU_n \downarrow \Rightarrow \epsilon_n \downarrow \Rightarrow (1 - \epsilon_n) \uparrow$ , 因此,减小管外换热系数有利于提高  $t_{un}''$ , 但会导致传热系数的降低,从而要求换热面积增大,换热器投资必然增加,因此,上述方法一般应不采用,除非其它的方法不能满足要求。

只有提高管内对流换热系数既可达到提高壁温以防止腐蚀,又可减小换热面积以降低换热器投资的目的。然而通过式(6)进行分析,会发现如下的问题,对第  $n$  排管束,如换热管内表面相同,当只提高管内对流换热系数,意味着管内平均换热系数  $h_{in}$  和出口局部换热系数  $h_{in}''$  均提高,  $[1 + (d_o/d_i)(h_{on}/h''_{in})]^{-1}$  会提高,但另一方面,  $h_{in} \uparrow \Rightarrow k_n \uparrow \Rightarrow NTU_n \uparrow \Rightarrow \epsilon_n \uparrow \Rightarrow (1 - \epsilon_n) \downarrow$ , 虽总的结果是  $t_{un}''$  有所提高,但管内换热系数提高又会对  $t_{un}''$  的升高有所抑制。

为此提出一种新型气-气换热器,如图 6 所示,又称为 C 型换热器,该换热器是由  $n_1$  排部分肋片管和  $n_2$  排全肋片管组成,部分肋片管是指由内表面上半部分为光滑表面、而下半部分为三维肋片构成的换热管,全肋片管是指内表面为三维肋片的换热管。

采用此方法,对前  $n_1$  排换热管而言,  $[1 + (d_o/d_i)(h_{on}/h_{in})]^{-1}$  有较大提高,但管内平均换热系数  $h_{in}$  只是适当提高,因此,平均换热系数  $k_n$  也是适当提高;另外,根据阻力平衡特性,其阻力较其它全肋

片管小,从而可使管内流量  $m_{in}$  也有一定提高,两因素均使  $NTU_n$  较全肋片管有所降低,而且  $R_m$  有所增大,这些将导致  $\epsilon_n$  较全肋片管减小,因此  $(1-\epsilon_n)$  较全肋片管增大,因此,采用此方法可使  $t_w''$  得到提高。经过  $n_1$  排后,由于净烟气温度已升高到一定水平,可弥补因全肋片管而使  $(1-\epsilon_n)$  减小导致壁温升高不足。通过这种有机的组合,不仅使管壁温度维持较高的水平,而且可有效减小换热面积。

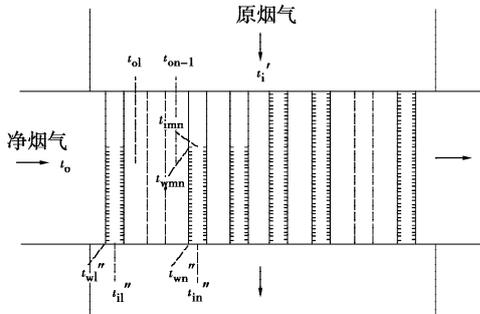


图 6 新型气-气换热器示意图

为了实现上述目的,  $L_m$  和  $n_1$  的选取较为重要,  $L_m$  为光滑表面长度,  $L_m$  选取越大,  $t_{wm}''$  提高越多,但光滑表面出口处壁温  $t_{wmm}$  会下降越多,因此,  $L_m$  的选取应适当,使得  $t_{wmm}$  和  $t_{wm}''$  均较高。  $n_1$  的选取也重要,净烟气经过  $n_1$  排过后,换热管采用的是全肋片管,合理选取  $n_1$  值,以保证后面的全肋片管有较高的壁温。

### 3 新型气-气换热器的设计

C 型换热器的设计首先从采用全光滑管的气-气换热器设计出发,把采用全光滑管的气-气换热器,称为 A 型换热器, A 型换热器由于采用全光滑管,其设计可参考普通空气预热器的设计,应尽量使管内、管外换热系数相当;然后把换热管全部换成三维内肋管,则变成 B 型换热器,由于管内换热系数提高,因此可提高管内壁温度,而管外换热系数可维持较高,并重新计算换热量和压力降,应使设计换热量超过要求换热量以及压力降小于允许值。

在上述基础上,设计 C 型换热器,并取一定富余量以考虑换热器积灰和结垢等的影响。

#### 3.1 C 型换热器设计计算中基本参数的确定和基本计算程序

该换热器是由  $n_1$  排部分肋片管和  $n_2$  排全肋片管组成。对换热器的某排换热管,出现最低壁温的地方应该是换热管出口处,计算最低壁温时,管内换

热系数可选择同类型管内平均换热系数公式计算;但管外换热系数沿周向呈现不均匀性,最低壁温计算时,管外换热系数应选择管外最大局部换热系数;而管外温度应选择进入该排的来流温度。

对于管外最高局部换热系数的确定,可近似采用管束平均换热系数准则关系式计算,但不再考虑管排修正系数,其理由如下,对第一排管,呈现单管特征,管外局部换热系数沿周向变化最大,局部换热系数的最高值采用管束平均换热系数准则关系式计算,当  $Re < 140\ 000$ ,与管外最高局部换热系数较为吻合<sup>[15]</sup>;从第二排管起流动将被前面管子引起的涡旋所干扰,流动状况比较复杂,管外局部换热系数沿周向变化要小得多<sup>[16]</sup>;因此,计算管外最高局部换热系数近似采用管束平均换热系数准则关系式计算但不再考虑管排修正系数,其值是较为准确和可靠的。

C 型换热器的设计计算,涉及如下 3 个程序。

程序 1,管内流速的计算。

前  $n_1$  排管管内平均流速  $\bar{v}_{n_1}$  和后  $n_2$  排管管内平均流速  $\bar{v}_{n_2}$ ,由下列方程组计算得到。

$$\bar{v}_{n_1} \bar{v}_{n_1} \frac{1}{4} \pi d_i^2 n_1 b + \bar{v}_{n_2} \bar{v}_{n_2} \frac{1}{4} \pi d_i^2 n_2 b = m_y,$$

$$\Delta \bar{P}_{in_1} = \left( 0.316 Re^{-0.25} \frac{L_m}{d_i} + 1.05 Re^{-0.31} \frac{L-L_m}{d_i} \right) \cdot$$

$$\frac{1}{2} \rho_{n_1} \bar{v}_{n_1}^2, \Delta \bar{P}_{in_2} = 1.05 Re^{-0.31} \cdot \frac{L}{d_i} \cdot \frac{1}{2} \rho_{n_2} \bar{v}_{n_2}^2,$$

$$\Delta \bar{P}_{in_1} = \Delta \bar{P}_{in_2},$$

式中,  $b$  为每排管数;  $m_y$  为管内侧或原烟气流量, kg/s。定性温度均近似取整个换热器管内平均温度。

当  $n \leq n_1$ ,管内流速近似取前  $n_1$  排管管内平均流速,当  $n > n_1$ ,管内流速近似取后  $n_2$  排管管内平均流速。

程序 2,管内光滑段出口壁温及出口温度计算。

由下列方程组计算得到。

$$R_m = \frac{\rho_{in} v_{in} \frac{1}{4} \pi d_i^2 b}{m_o},$$

式中,  $h_{on}$  由管束平均换热准则关系式确定,定性温度取  $t_{on-1}$ 。

$$h_{in} = 0.023 Re^{0.8} \frac{\lambda}{d_i}, (\text{定性温度取管内平均温度})$$

$$k_n = \left( \frac{d_o}{d_i} \frac{1}{h_{in}} + \frac{1}{\epsilon_z h_{on}} \right)^{-1}, (\epsilon_z \text{ 为管排修正系数})$$

$$NTU_n = k_n \pi d_o L_m b \left( \rho_{in} v_{in} \cdot \frac{1}{4} \pi d_i^2 \cdot C_p \right)^{-1},$$

$$\epsilon_n = \frac{1 - \exp\{-R_{cn} [1 - \exp(-NTU_n)]\}}{R_{cn}},$$

$$t_{umn} = t_{on-1} + (1 - \epsilon_n) [1 + (d_o/d_i)(h_{on}/h_{in})]^{-1} (t'_i - t_{on-1}),$$

$$t_{imn} = t'_i - \epsilon_n (t'_i - t_{on-1}).$$

当  $L_m$  取  $L$  时,可计算 A 型换热器第  $n$  排管出口壁温及出口温度。

程序 3,管内肋片段的出口壁温的计算。

由程序 2 改造得到,把程序 2 中  $h_{in}$  改为由式 (1) 计算,  $L_m$  替换成  $(L - L_m)$  则可得到管内肋片段的出口壁温。

$$t''_{um} = t_{on-1} + (1 - \epsilon_n) [1 + (d_o/d_i)(h_{on}/h_{in})]^{-1} (t_{imn} - t_{on-1})$$

当  $L_m = 0, t_{imn} = t'_i$  时,可计算  $n > n_1$  排管或 B 型换热器的第  $n$  排管的出口壁温。

### 3.2 $L_m$ 及 $n_1$ 的确定方法及步骤

$L_m$  及  $n_1$  的确定方法及步骤如下:

1) 计算 B 型换热器的出口壁温。

调用程序 3,可得 B 型换热器每排的出口壁温。

2) 根据  $t_{um1}'' \geq t_s + \Delta t$ , 确定管排数  $n_1$ 。  $t_s$  为原烟气的酸露点,  $\Delta t$  为设计余量。

3) 确定  $L_m$  的长度。

① 调用程序 1,确定管内流速。

② 调用程序 2,确定第二排管管内光滑段出口壁温及出口温度。

③ 调用程序 3,确定第二排管管内肋片段的出口壁温。

由  $t_{im2} = t_{w2}''$ , 确定出  $L_m$  的长度。

在确定  $L_m$  的长度时,选择第二排管的原因是,通过反复计算发现第二排管的出口壁温为最低,而非第一排管。

## 4 工程实例及讨论

针对重庆九龙发电公司 200 MW 燃煤发电机组湿法脱硫系统,原采用 SGH(即蒸汽-烟气加热器)加热净烟气,由于该设备因蒸汽消耗较大,因此能耗高,另外换热面结垢堵灰和腐蚀较严重,且一旦因换热管腐蚀导致蒸汽泄露均严重影响系统正常运行,因此提出对该系统进行改造,通过充分论证提出采用直接气-气换热器取代原 SGH,并最后采用文中提出的 C 型换热器。表 2 为 GGH 的工艺条件。

表 2 GGH 的工艺条件

项目	壳侧	管侧
流动介质	净烟气	原烟气
流量/(Nm <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> )	890 000	901 750
入口温度/℃	50.6	154
出口温度/℃	77	
酸露点/℃		85.6
总压降/Pa	<800	
设计余量	Q <sub>d</sub> (设计换热量)>1.4Q <sub>o</sub> (要求换热量)	

首先设计出 A 型换热器,其换热器结构参数为:  $d_o = 102$  mm、 $d_i = 98$  mm;管束顺排布置,横向间距  $s_1 = 150$  mm、纵向间距  $s_2 = 150$  mm;换热管长  $L = 6$  m;管排数  $n = 30$ ;每排管数 80 根;换热器管外总面积  $F_o = 4 522$  m<sup>2</sup>。然后把换热管全部换成三维内肋管,得到 B 型换热器。

按 3.2 的方法,确定  $n_1$  和  $L_m$ 。

1) 计算 B 型换热器每排出口壁温并确定  $n_1$ 。

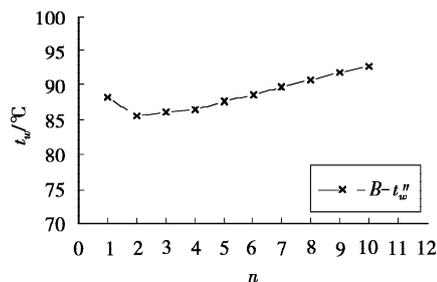


图 7 B 型换热器出口壁温随管排的变化

图 7 是 B 型换热器出口壁温随管排的变化,当第 9 管排时,出口管壁温已超过 90 °C,有较高的安全裕度,因此选取  $n_1 = 8$ 。从图 7 显示,最低的出口壁温是第 2 管排,而非第 1 管排,其原因是第 1 管排的管外平均换热系数较低,导致其出口壁温反而较第 2 管排高,因此,选取第 2 管出口壁温作为优化判据是合理的。

2) 确定  $L_m$  的长度。

图 8 是 C 型换热器第二管排光滑内表面出口壁温  $t_{um2}$  和肋片内表面出口壁温  $t_{w2}''$  随  $L_m$  变化,图中显示,光滑内表面出口壁温随  $L_m$  的增加而减小,而肋片内表面出口壁温随  $L_m$  的增加而增加,当两者均较高时,两者温度相等,由此优化出  $L_m = 3.39$  m。

为了比较,A 管型、B 管型和 C 管型的出口壁温计算值示于图 9 中,图 9 显示,对 A 型换热器,前 7

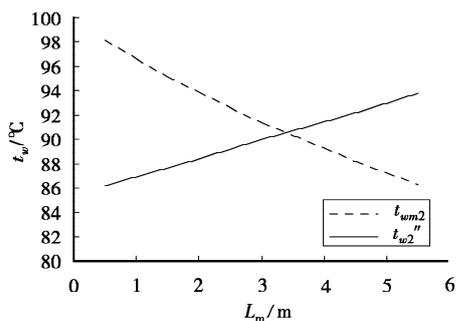


图 8 C 型换热器第二管排  
 $t_{wm2}$  和  $t_{w2}''$  随  $L_m$  的变化

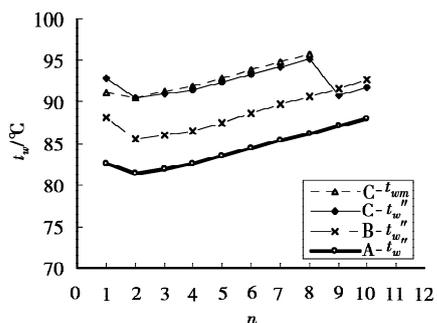


图 9 A 型、B 型、C 型换热器出口壁温比较

排管出口壁温已低于原烟气的酸露点  $85.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 因此采用光滑管换热器不能满足安全性要求; 采用 B 型换热器其出口壁温明显高于 A 型换热器, 前 8 排管平均高  $4.34\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 且出口壁温均高于酸露点; 而采用 C 型换热器, 其前 8 排管的出口壁温又较 B 型换热器高, 平均又提高  $4.77\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 而经过前 8 排管后, 其出口壁温同 B 型换热器几乎相等, 经过计算, 相当于提高净烟气进口温度近  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 因此采用 C 型换热器可较大地提高壁温, 从而进一步提高换热器的安全性能。

表 3 比较了 A 型、B 型、C 型换热器的换热能力和压降值, 表 3 显示, C 型换热器的换热能力较 A 型换热器提高约 20%, 而压力降仅增加 22.5%, 因此, C 型换热器具有较高的综合性能。

表 3 A 型、B 型、C 型换热器热力性能比较

项目	A 型换热器	B 型换热器	C 型换热器
设计余量	1.24	1.51	1.43
压力降/Pa	606	769	745

该换热器已应用于重庆九龙发电公司 200 MW 燃煤湿法脱硫系统中, 换热管采用 ND 钢。经过约

运行 70 天后, 停机检测, 管内轻微积灰; 而管外表面, 迎风部分有一层厚度  $10\sim 15\text{ mm}$  的石膏垢, 但无石膏堆积阻塞通道现象; 停机后用消防水清洗, 管内和管外清洗容易且绝大多数表面能完全清除干净, 维修方便安全。

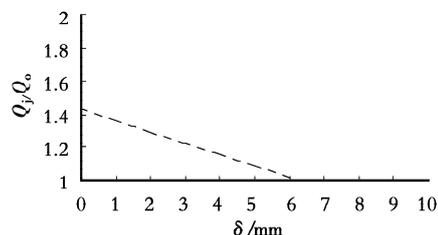


图 10 设计换热余量随管外石膏垢厚度的变化

图 10 是管外石膏垢厚度对设计换热余量的影响, 计算时假设石膏垢沿周向均匀分布, 石膏垢的导热系数近似取水和石膏的导热系数的平均值。图中显示, 石膏垢平均厚度达  $6\text{ mm}$  仍能满足要求。而经运行 2 月后测试, 仍能基本满足要求, 也验证了分析和设计的正确性, 如清洗时间缩短, 设计余量可大大降低。

经过 1 年的运行, 经专业机构检测, 换热管无明显腐蚀, 且尾部钢烟道和烟囱无腐蚀, 对整个燃煤排烟系统无不良影响, 基本解决了困扰业界多年的由 GGH 腐蚀、结垢和堵塞带来的系统安全运行问题。

该设备与当今业内使用广泛的回转式 GGH 在技术上比较, 回转式 GGH 因有运动部件而易产生卡涩故障, 其次因烟气泄露而降低脱硫效率, 另外, 有易结垢和堵灰且检修维护困难等缺点; 而另一种使用也较多的管式水媒体换热器其综合性能又低于回转式 GGH<sup>[8]</sup>。在经济性上, 该设备与回转式 GGH 和管式水媒体换热器比较投资费用更低。因此该技术是值得推广的一项新技术。

## 5 结 论

1) 大直径三维内肋管与光滑管相比, 其强化换热因子  $h_1/h_s$  在  $1.65\sim 1.70$  之间, 而压降比  $\Delta P_1/\Delta P_s$  在  $1.65\sim 1.89$  之间。

2) 新型换热器设计计算方法可用于工程设计。

3) 新型换热器管壁温不仅比光滑管换热器明显提高, 而且换热能力提高约 20%, 而压力降仅增加 22.5%。

4) 新型换热器与其它类型的换热器比较, 具有较高的综合性能。

## 参考文献:

- [1] HELLE G NYGAARD, SOREN KILL, JAN E JOHNSON, et al. Full-scale measurements of  $\text{SO}_2$  gas phase concentrations and slurry compositions in a wet flue gas desulphurisation spray absorber[J]. *Fule*, 2004 (83): 1151-1164.
- [2] 刘毅,张千. 600MW 火电机组湿法烟气脱硫系统 GGH 堵灰治理[J]. *神华科技*, 2009(2): 83-89.  
LIU YI, ZHANG QIAN. GGH clogging prevention of 600MW thermal power unit wet-process flue-gas desulphurization system [J]. *Shenhua science and technology*, 2009(2): 83-89.
- [3] 梁国柱,兰建辉. 烟气脱硫系统换热器常见问题和解决方法[J]. *广西电力*, 2009(1): 50-51.  
LIANG GUO-ZHU, LAN JIN-HUI. Common problems and solutions of flue gas heat exchanger in fuel gas desulfurization system [J]. *Guangxi electric power*, 2009(1): 50-51.
- [4] 顾咸志. 湿法烟气脱硫装置烟气换热器的腐蚀及预防[J]. *中国电力*, 2006(2): 86-91.  
GU XIAN-ZHI. Corrosion and protection on the GGH of flue gas desulphurization equipment [J]. *Electric Power*, 2006(2): 86-91.
- [5] KIN M T, CHANG S Y. Failure analysis of enamel-coated carbon steel heating elements of gas-gas heater for flue gas desulfurization system [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2007(14): 686-693.
- [6] 钟毅,高翔,霍旺,等. 湿法烟气脱硫系统气-气换热器的结垢分析[J]. *动力工程*, 2008(4): 275-278.  
ZHONG YI, GAO XIANG, HUO WANG, et al. Analysis of scaling on gas-gas heater surfaces of wet flue gas desulfurization systems[J]. *Journal of Power Engineering*, 2008(4): 275-278.
- [7] KIM K, YANG S, EOM H. Analysis of the scale formed in FGD facility[J]. *Analytical science*, 2001 (17): 1615-1617.
- [8] 藤斌. 1000MW 机组烟气脱硫工艺及主要选型分析[J]. *华电技术*, 2008(5): 70-75.  
TENG BIN. Analysis of type-selection for FGD equipments of 1000MW ultra-supercritical generating unit[J]. *Huadian Technology*, 2008(5): 70-75.
- [9] 周至祥. 湿式石灰石-石膏法排烟脱硫装置的问题和对策[J]. *四川电力技术*, 2001(1): 19-25.  
ZHOU ZHI-XIANG. The problems and measurements of wet flue gas desulfurization systems[J]. *SICHAN Electric Power Technique*, 2001(1): 19-25.
- [10] KOATAKA. I. Development design and operation of large scale separate type heat transfer[C]. Chongqing: Chongqing University's Publishing House, 1987: 624-628.
- [11] PETERSON G P. An Introduction to Heat pipes[M]. Awiley: Interscience Publication, 1994: 1-7.
- [12] 黄伟,程金明. 火力厂湿法脱硫系统热管式 GGH 的设计与经济分析[J]. *电力环境保护*, 2006(4): 45-47.  
HUANG WEI, CHENG JIN-MIN. Design and economical analysis of gas-gas heat pipe heat exchanger for WFGD in thermal power plant [J]. *Entironment Protect on Electric Power*, 2006(4): 45-47.
- [13] 廖光亚,高川云,王朝素. 三维内肋管换热及流阻的实验研究[J]. *工程热物理学报*, 1990(4): 422-425.  
LIAO GUANG-YA, GAO CHUAN-YUN, WANG CHAO-SU. Experimental investigation of pressure drop and heat transfer of three-dimensional internally finned tubes [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 1990(4): 422-425.
- [14] LIAO Q, XIN M D. Augmentation of forced convective heat transfer in tubes with three dimension extended surface [C]. Birmingham: 1st European Conf on Thermal Sciences, 1992: 735-742.
- [15] GIEDT W H. Investigation of variation of poin uint-heat transfer coefficient around a cylinder normal to an air stream[J]. *ASME*, 1949, 71: 375-382.
- [16] MEYER K E. Experimental and numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in staggered tube bundles [D]. Lyngby: Technical University of Denmark, 1994.

(编辑 陈移峰)