

# 螺纹管中实际冷却水污垢和颗粒污垢的特性研究

朱 华, 庄 博, 李 蔚, 钟昌雄

(浙江大学 机械与能源工程学院, 浙江 杭州 310027)

**摘 要:** 对一根光管和一组含有 7 根不同螺纹高, 不同螺纹角, 不同螺纹数而内径全为 15.54 mm 的铜质内置螺纹管中的污垢特性进行了实验研究, 通过对实际冷却水污垢和颗粒污垢的实验数据的比较和分析, 解释了二者之间存在差异的主要原因, 并得出: 螺纹管与光管中冷却水实际运行污垢热阻的比值随着面积指数和效率指数乘积的增加成线性增加, 但在两个区间内( $p/e > 5.0$  和  $p/e < 5.0$ ) 线性函数表达式不同, 实验中颗粒污垢比值仅在一个区间内随效率指数的增加成线性增加关系。

**关 键 词:** 污垢特性; 螺纹管; 光管; 冷却水; 线性关系

中图分类号: TK124

文献标识码: A

## 符号说明

$A_i$ —名义内表面积/ $m^2$	$P$ —粘附几率, 无量纲
$A_c$ —横截面积/ $m^2$	$C_b$ —单位空间的颗粒浓度/ $kg \cdot m^{-3}$
$A_w$ —内部润湿表面积/ $m^2$	$c_p$ —水的比热容/ $J \cdot kg^{-1}$
$e$ —螺纹高度(平均值)/mm	$k_f$ —污垢的导热系数/ $W \cdot m^{-1}$
$\alpha$ —螺纹角度/ $^\circ$	$\rho_f$ —污垢的密度/ $kg \cdot m^{-3}$
$n_s$ —螺纹数/个	$\zeta$ —污垢的抗分散强度, 无量纲
$p$ —螺纹间距/mm	$u_m$ —管内流体的平均流速/ $m \cdot s^{-1}$
$R_f$ —污垢热阻/ $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	$h$ —表面换热系数/ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$R_f^*$ —渐近型污垢热阻/ $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	$Pr$ —普朗特数, 无量纲
$f$ —摩擦系数, 无量纲	$Sc$ —史密斯数, 无量纲
$\eta$ —效率指数, 无量纲	$\beta$ —面积指数, 无量纲

## 引 言

所谓换热器的污垢是指在与不洁净流体相接触的换热面上沉积的固态物质, 它通常是热的不良导体, 污垢的存在会对换热器的性能产生很大的影响, 由温差效应引起的污垢颗粒热附着凝并作用会使管内污垢系数急剧升高, 严重影响传热效率。而传热系数的大幅度降低, 是导致换热设备最终失效的主要原因之一<sup>[1]</sup>。多年来, 人们为了提高换热器的效率往往采用了传热系数较高的强化管, 而强化管内污垢的沉积速率要大于相同流速下光管内的沉积速率<sup>[2]</sup>, 并且强化管内污垢与壁面的粘附和剥蚀机理

也与光管不同<sup>[3]</sup>。这些都使我们很难准确地掌握强化管内的污垢特性。为了比较强化管与光管的污垢特性的差异, 徐志明等人进行了螺旋槽管的传热性能实验<sup>[4]</sup>, 得出了螺旋槽管管内强制对流换热关联式, 并进行了螺旋槽管及其对应光管管内污垢的对比实验。李蔚等人在对内置螺纹管的阻力特性进行实验研究后得出了摩擦系数  $f$  和  $j$  因子的实验关联式<sup>[5]</sup>, 这都为本文的计算带来了很大的方便。如果我们能对强化管内的污垢特性加以分析和利用, 就能大大改进换热器的性能, 例如, 在换热器表面开设涡状结构以改变其表面流场的办法可以大大降低污垢产生的速率并提高表面换热系数<sup>[6]</sup>。

本文对一组含有 7 根不同螺纹高度, 不同螺纹角, 不同螺纹数而内径全为 15.54 mm 的铜质内置螺纹管的污垢特性进行研究, 实验中采用了 Bergles 和 Somerscales 提出的一种测量污垢热阻的方法<sup>[7]</sup>: 就是将主凝汽器的部分冷却水抽出来并让其通过一个独立的检测凝汽器, 从而测出污垢热阻。然后对实际运行污垢和颗粒污垢的实验数据进行比较, 解释螺纹管内冷却水实际运行污垢数据与实验中加速颗粒污垢数据之间存在差异的主要原因, 并对二者的关系进行分析, 最后得出一些半理论化的结论。由于在解释强化管冷却水实际运行结垢与加速颗粒污垢之间的差异上长期缺乏资料研究, 所以本文在解决和预测实际冷却水在强化管内产生的污垢热阻问题上具有很大的实用价值。

## 1 管道几何参数和实验方法

实验中需要对 7 根螺纹强化管和 1 根光管进行测试, 管 2~8 是内螺纹管, 管 1 是光管, 它用来和其它 7 根螺纹强化管的污垢特性进行对比, 实验所用螺纹管的结构参数为: 螺纹数 (18~45)、螺旋角 (25~45 $^\circ$ )、螺纹高度 (0.33~0.55 mm), 所有管子的内径都是 15.54 mm。所有管子的几何参数均在表 1

收稿日期: 2007-03-01; 修订日期: 2007-06-13

作者简介: 朱 华(1965—) 男, 浙江杭州人, 浙江大学副教授, 博士。

中列出。

表 1 在实验期间颗粒污垢的  $R_f^{Part}/R_{fp}^{Part}$  值和实际冷却水污垢的  $R_f^{PPF}/R_{fp}^{PPF}$  值

管号	$R_f^{PPF}/R_{fp}^{PPF}$	$R_f^{Part}/R_{fp}^{Part}$	$\beta\eta$	$\eta$	$n_s$	$e/D_i$	$\alpha$	$p/e$	$j/j_p$
2	5.15	8.71	1.96	1.18	45	0.021 2	45	2.81	2.32
5	3.40	5.42	1.82	1.04	40	0.030 2	35	3.31	2.26
3	2.26	5.34	1.64	1.05	30	0.025 7	45	3.50	2.33
6	1.57	—	1.54	1.01	25	0.031 5	35	5.02	2.08
7	1.51	—	1.60	1.05	25	0.034 1	25	7.05	1.93
8	1.25	4.40	1.37	0.98	18	0.035 4	25	9.77	1.51
4	1.13	3.76	1.18	0.95	10	0.027 7	45	9.88	1.74
1	1.0	1.0	1.0	1.0	—	—	—	—	1.0

1.1 冷却水实际运行污垢实验

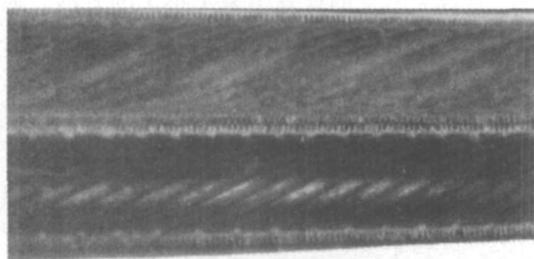


图 1 在实验结束后管 4 中结垢 (上方)与未结垢(下方)情况的对比

实际运行污垢的实验设备平行地与 880 kW 的实际冷凝设备相连接,使冷却塔的凝结水可通过管道流入实验用的检测冷凝器里。为了能够测出污垢热阻,对于每根管子,又准备了与其结构参数完全相同的管子(标号也相同),并同时对其进行加热,用人工清理的办法使其中一根管子不结垢,另一根管为实际运行污垢,实验结束后测出两根管子的传热系数  $K$  和  $K_f$ ,由传热公式  $R_f^{PPF} = 1/K_f - 1/K$  即可得出污垢热阻,这就需要安装 8 对 3.66 m 长的管子,其中 7 对强化管和 1 对光管,实验中要尽量使这些管子中的冷凝系数保持相同。操作条件如下:冷却塔的冷却水以 1.07 m/s 的管侧流速(大约是冷凝设备中正常流速的一半)循环流过凝气器,雷诺数为 16 000,冷却水的钙浓度为 800 mg/L ( $\pm 20\%$ ),pH 值为 8.5。通过测量冷却水在管道中的压降可获得每根管子中冷却水的质量流速,在这种典型的操作条件下,冷却水的压降和温差一般分别为 6.8 kPa 和 2.5 °C,其绝对误差分别在  $\pm 0.03$  kPa 和  $\pm 0.1$  °C 范

围内波动。图 1 为实验结束后管 4 中结垢(上方)与未结垢(下方)情况的对比。

1.2 加速颗粒污垢实验

在加速颗粒污垢实验中,对管 1、2、3、4、5、8 进行测试,采用了可压缩的 R114 气体作为传热工质,先在 1.2 kW 的电加热炉中对 R114 进行加热,然后将其送往加速颗粒污垢的实验设备,使其对螺纹管进行放热,直至 R114 凝结成液体后再将其抽回到电加热炉中再加热,如此循环不断地向实验设备提供热量,直到实验结束。在实验开始和结束时分别对每根管子的传热系数进行测试,最后再由传热公式计算出污垢热阻值。实验中引入氧化铝颗粒(平均粒径为 3.0  $\mu\text{m}$ )悬浮于 pH=8.0 的水中,使其形成颗粒污垢,雷诺数为 16 000,水中的氧化铝颗粒的浓度为 1 300 mg/L,表 1 中列出了 6 根管子的实验数据。

2 污垢的数据分析和讨论

2.1 渐近型污垢热阻公式

按照随时间的变化规律,污垢热阻可分为线性增长型,降率型,幂率型和渐近型 4 种类型<sup>[8]</sup>,本文所涉及到的污垢热阻均按照渐近型污垢热阻的特性进行处理。在 Kim 和 Webb 推导出的渐近型污垢热阻公式中<sup>[9]</sup>:

$$R_f^* = \frac{K_m PC_b \xi}{\rho_f \tau_w k_f} \tag{1}$$

式中: $K_m$ —传质系数,  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ;  $\tau_w$ —壁面的剪切应力,  $\text{N}/\text{m}^2$ 。在计算  $K_m$  和  $\tau_w$  值时必须是对同一根管子即二者对应的名义内表面积  $A_i$  是相同的,  $A_i = \pi D_i L$ ,  $D_i$  为管子内径,  $K_m$  可由下面的传热与传质

相似性公式计算得出:

$$\frac{K_m}{u_m} Sc^{2/3} = \frac{h}{\rho u_m c_p} Pr^{2/3} \quad (2)$$

假设: 在所有污垢与热管内表面的作用力中只有壁面剪切应力  $\tau_w$  对污垢的移动过程起主要作用, 而不考虑强化管内表面粗糙度和结构阻力等因素对污垢移动过程产生的影响, 就可以得出下面的计算公式:

$$\tau_w = 0.5 f \rho u_m^2 \quad (3)$$

将式(2)和式(3)代入式(1)并设  $u_m$  为常数, 就可分别得出强化管与光管内渐近型污垢热阻的表达式, 假设两根管的名义内表面积  $A_i$  值相同, 二者的比值为:

$$\frac{R_f^*}{R_{fp}^*} = \sigma \frac{j/j_p}{f/f_p} = \sigma \eta \quad (4)$$

式中:  $\eta = (j/j_p)/(f/f_p)$  为效率指数, 下标 p 表明是光管,  $j = (h/\rho u_m c_p) Pr^{2/3}$ ,  $\sigma$  是常数, 主要取决于污垢实验过程。

## 2.2 实际运行污垢的数据分析

表 1 列出了有关污垢的数据, 其中  $R_f^{Part}/R_{fp}^{Part}$  为加速颗粒污垢实验中强化管与光管污垢热阻的比值,  $R_f^{PPF}/R_{fp}^{PPF}$  为冷却水实际运行污垢实验中强化管与光管污垢热阻的比值, 图 2 可看出  $R_f^{Part}/R_{fp}^{Part}$  与  $\eta$  之间的关系曲线:

$$R_f^{Part}/R_{fp}^{Part} = 21.36\eta - 16.70 \quad (5)$$

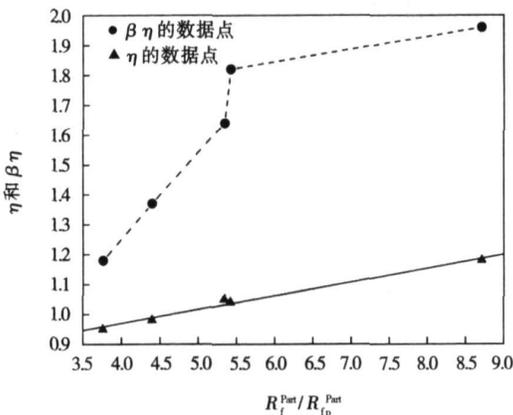


图 2  $R_f^{Part}/R_{fp}^{Part}$  与  $\eta$  和  $\beta\eta$  的关系曲线

通过图表可以看出, 二者数据之间存在着明显差异,  $R_f^{Part}/R_{fp}^{Part}$  值是  $\eta$  的线性函数, 如式(5)所示; 由图 3 可以看出  $R_f^{PPF}/R_{fp}^{PPF}$  值却不能直接与  $\eta$  建立函数关系。下面就来解释二者之间存在差异的主要原因: 式(4)是在传热传质分析的基础上, 假设污垢是由于单个颗粒大量堆积而形成, 并没有考虑到实

际冷却水中的污垢, 并不是像实验中那样只由单纯的颗粒污垢组成, Li 和 Webb 在对污垢样本进行化学分析时得出<sup>[10]</sup>: 59% 的钙沉积物来自于冷却水中的结晶污垢, 40% 来自于非晶体污垢, 也就是由铁锈和灰尘等形成的颗粒污垢, 这说明实际冷却水中的污垢是一种颗粒污垢与结晶污垢组成的混合污垢。实验中的颗粒污垢和结晶污垢与管子内表面之间的粘附机理是不同的<sup>[10]</sup>, 而污垢沉积物对管壁粘附力的大小将直接影响到传热系数的大小, 进而也会对污垢热阻产生影响。

当溶液中只存在一些晶体盐类(如  $CaCO_3$  和  $MgCO_3$  等)时, 它们各自都具有较强的晶体结构约束力和相互之间的粘附力, 实际冷却水中就是含有这样的多种不同的盐类(主要为  $CaCO_3$  和  $MgCO_3$ ), 这些盐类的溶解度随着温度的升高而降低, 冷却水受热时它们就会从中析出。每种盐类都具有自己独特的晶体结构, 它们沉积在一起会形成一种新的不规则的晶体结构, 运行污垢主要就是由这些盐类的沉积物组成, 因此单纯的结晶污垢对管壁的粘附力是很大的。

然而冷却水在进行空冷时, 空气中的灰尘等微小颗粒就会进入冷却水, 另外冷却水自身也含有少量的铁锈和灰尘等颗粒, 由于这些颗粒在冷却水中可以自由运动, 一旦它们进入到污垢结晶沉积物的不规则晶体结构间的凹槽和缝隙中, 就会像催化剂一样使晶体结构变得很松散, 使晶体自身的粘附力和约束力下降, 从而大大降低了混合盐类的晶体沉积物对管壁的粘附作用。我们知道, 实验用的氧化铝颗粒(相当于空气中的微小颗粒)对管壁的粘附力很小, 由它所形成的颗粒污垢大都存在于螺纹之间(少量也存在于螺纹顶部); 而单纯的结晶污垢(只含有  $CaCO_3$  和  $MgCO_3$  等盐类)对管壁的粘附力较大, 所以, 冷却水实际运行污垢即颗粒污垢与结晶污垢的混合物对管壁的粘附力应介于二者之间。另外, 随着温度的变化, 实际运行污垢中盐类沉积物的晶体结构也在不断发生变化, 其物性也就随之改变。这些都说明: 冷却水实际运行污垢数据与实验中加速颗粒污垢数据必然存在差异。

由式(1)的应用条件可知, 式中的  $K_m$  和  $\tau_w$  是对应于相同名义内表面积  $A_i$  而得出的, 但应用此公式求出的污垢热阻只能是一种近似值, 因为它认为不论是在光管还是在强化管内, 污垢主要与管壁发生作用, 而其它作用可以忽略, 因此在计算  $K_m$  和  $\tau_w$  使用的是名义内表面积。但实际的波纹管中, 污垢

除了与管壁作用外,同时还与螺纹表面及螺纹顶部发生粘附及剪切作用,而这些作用的大小将直接影响到式(1)的误差。对于颗粒污垢,由于它的粘附力很小而主要堆积在螺纹之间(少量也存在于螺纹顶部),可以忽略污垢对螺纹表面的粘附作用,所以对应于名义内表面积  $A_i$  而计算出来的  $K_m$  和  $\tau_w$  值是比较准确的,式(1)的误差较小,使得  $R_f^{Part}/R_{fp}^{Part}$  能够像式(4)那样与  $\eta$  成线性函数关系;而对于实际冷却水污垢,由于粘附力的存在使得污垢沉积物广泛存在于螺纹之间,螺纹两侧表面以及螺纹顶部即整个内部表面,它与螺纹表面及螺纹顶部的粘附及剪切作用是不能被忽略的,因此再用式(1)对其进行计算时就会存在较大的误差,代入到式(4)后就更难与实验数据相吻合,这也就是  $R_f^{PPF}/R_{fp}^{PPF}$  值不能与  $\eta$  建立线性函数关系的最主要原因。由此设想:公式产生的误差主要在于实际运行污垢与管内表面相接触的面积并不是假设中的名义内表面积  $A_i$ ,而是螺纹管实际内表面积(即包含了螺纹之间和螺纹表面的总面积),也就是内部润湿表面积  $A_w$ ,那么能否引入一个面积比  $A_w/A_i$ ,使其减小原公式的误差,并使  $R_f^{PPF}/R_{fp}^{PPF}$  重新与  $\eta$  建立函数关系呢?基于这样的考虑,在式(4)的右侧引入一个面积指数  $\beta = (A_w/A_i)/(A_c/A_p)$ ,它是螺纹管实际内表面积与光管内表面积(即名义内表面积)的比值的一种形式, $\beta\eta$  本身并没有物理意义,这在表1中对  $\beta\eta$  数据进行了统计。

图3表明了  $R_f^{PPF}/R_{fp}^{PPF}$  与  $\beta\eta$  的关系,正如我们设想的那样,  $R_f^{PPF}/R_{fp}^{PPF}$  能够与  $\beta\eta$  重新建立起线性函数关系;但另一方面,由于面积比值的引入,  $R_f^{Part}/R_{fp}^{Part}$  也就不能成为  $\beta\eta$  的函数。流体在内置螺纹管中的流动形式主要有两种:一种是在管子中心主流区的正常流动;另外,由于螺纹角的存在,靠近壁面的部分流体就会从主流区分离出来,在螺纹之间产生螺旋流动,但在  $e/D_i$  很小时我们可以对其进行忽略<sup>[11]</sup>。当螺纹间距与螺纹高度比值  $p/e > 5.0$  时,由于螺纹间距较大,流体对螺纹间的污垢会产生较大的冲击,使其发生分散,不利于堆积,从而使管内污垢热阻值变小;而当  $p/e < 5.0$  时,螺距较小,流体对螺纹间的污垢的冲击作用较小,可予以忽略,因此污垢也就易于堆积,其热阻值就会变大。所以  $R_f^{PPF}/R_{fp}^{PPF}$  在区间  $p/e < 5.0$  和  $p/e > 5.0$  内的表达式是不同的,如式(6)和式(7):

$$\frac{R_f^{PPF}}{R_{fp}^{PPF}} = \beta\eta \quad 10.0 > p/e \geq 5.0 \quad (6)$$

$$\frac{R_f^{PPF}}{R_{fp}^{PPF}} = 8.18\beta\eta - 11.11 \quad p/e < 5.0 \quad (7)$$

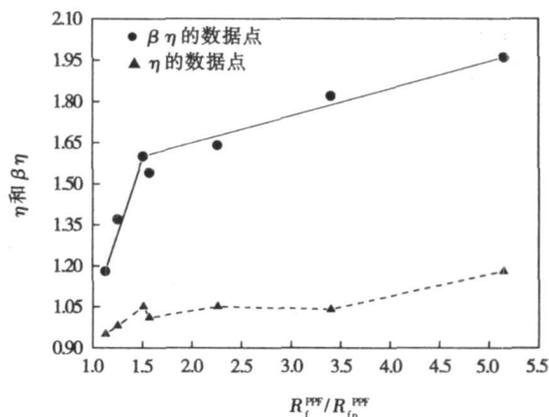


图3  $R_f^{PPF}/R_{fp}^{PPF}$  与  $\eta$  和  $\beta\eta$  的关系曲线

### 3 结 论

(1) 在低雷诺数下(16 000),不论是冷却水实际运行污垢,还是实验中加速颗粒污垢,其在内置螺纹管中热阻值都要大于相同条件下在光管中的热阻。

(2) 对于冷却水实际运行污垢,  $R_f^{PPF}/R_{fp}^{PPF}$  值随着面积指数与效率指数的乘积  $\beta\eta$  的增加成线性增加,在  $p/e > 5.0$  和  $p/e < 5.0$  的范围内二者的线性函数不同:对于管 6、7、8、4 和光管,  $p/e > 5.0$ ,  $R_f^{PPF}/R_{fp}^{PPF}$  与  $\beta\eta$  所形成的直线斜率为 1.0;对于管 2、3、5,  $p/e < 5.0$ ,对应直线的斜率为 8.18。

(3) 对于实验中加速颗粒污垢,  $R_f^{Part}/R_{fp}^{Part}$  值随着  $\eta$  的增加成线性增加,但只在一个区间内是线性函数关系。

### 参 考 文 献:

- [1] 申安琪. 污垢系数对热交换器的影响[J]. 工业安全与环保, 2006, 32(6): 4-5.
- [2] RABAS T J. Comparison of power-plant condenser cooling-water fouling rates for spirally-indent ed and plain tubes[J]. Heat Transfer Engineering, 1993, 14(4): 58-59.
- [3] EISTEIN N. Elements of particle deposition onto nonporous solid surface parallel to suspension flows[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1997, 14(1): 323-334.
- [4] 徐志明, 杨善让, 甘云华. 螺旋槽管传热与污垢性能的实验研究[J]. 热科学与技术, 2003 2(2): 136-137.
- [5] 李 蔚, 胡亚才, 严建华. 内螺纹强化管传热和阻力特性(一) // 中国工程热物理学会传热传质学学术会议论文集[C]. 南京: 中国工程热物理学会, 2006 1824-1827.
- [6] CHUDNOYSKY Y, KOZLOW A. Heat transfer enhancement and fouling mitigation potential due to dimpling the convective surface // Cahane de

- Vahl Davis and Eddie Leonardi and members of the International Scientific Committee. 13th International Heat transfer Conference Proceedings [ C ] . Sydney: Begell House Inc, 2006
- [ 7 ] BERGLES A E, SOMERSCALES E F C. The effect of fouling on enhanced heat transfer equipment[ J ] . Journal Enhanced Heat Transfer, 1995, 2(1): 157—166.
- [ 8 ] 杨善让, 徐志明, 孙灵芳. 换热设备污垢与对策[ M ] . 第二版. 北京: 科学出版社, 2004.
- [ 9 ] KIM N H, WEBB R L Particulate fouling of water in tubes having a two-dimensional roughness geometry[ J ] . International Journal of Heat and Mass Transfer, 1991, 34(11): 2727—2728.
- [ 10 ] LI WEI, WEBB R L. Fouling in enhanced tubes using cooling tower water: Part II: combined particulate and precipitation fouling[ J ] . International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43(19): 3581—3582.
- [ 11 ] LI WEI, WEBB R L. Fouling characteristics of internal helical-rib roughness tubes using low-velocity cooling tower water[ J ] . International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(8): 1685—1691

(编辑 滨)

## 新技术、新材料

## P92 钢管件通过技术鉴定实现国产化

2006年9月21日, 国网北京电力建设研究院和北京国电富通科技发展有限公司研制的P92钢管件, 通过了由中国电力企业联合会组织的技术鉴定, 达到国际先进水平, 从而实现了我国P92钢管件的国产化。P92钢作为在P91钢基础上开发的新型钢种, 在超超临界发电机组上得到广泛应用。面对目前我国超临界、超超临界发电机组管件质量良莠不齐, 2006年9月22日, 国网北京电力建设研究院和北京国电富通科技发展有限公司召开了“P91、P92钢管件研制及焊接工艺研究”介绍会。

超超临界机组被《国家中长期科学和技术发展规划纲要》(2006~2020年)列为重点领域的优先主题。作为超超临界机组配套的P92钢管件的国产化也成为国内装备制造业亟待解决的课题。近两年来, 国电富通公司累计投资300余万元, 对P92钢管件进行了系统深入的研究, 全面掌握了超超临界机组P92钢管件的设计、制造、检验及受力状态等核心技术。

在9月21日鉴定会上, 鉴定委员会听取了研制单位的项目执行情况报告、研究科技查新报告等鉴定资料, 并进行了现场考察。鉴定委员会经过认真讨论, 认为: “P92钢管件研制焊接工艺研究”项目对超超临界机组用P92钢制管件的设计及制造工艺进行了系统深入的研究。通过对P92热压成形和热处理工艺的试验研究及主汽管热压三通和热压弯头的试制, 并采用有限元应力分析爆破试验等, 掌握了超超临界机组P92管件设计、制造、检验及受力状态等核心技术。项目承担单位具有多年多钢种(包括P92)管件的设计、制造经验, 生产设备满足P92钢管件的制造要求, 检验手段齐全, 具备P92钢管件设计制造能力。该公司所研制的P92ID406.4×97热压弯头和ID248×60的热压等径三通在超超临界机组中具有典型性, 各项性能指标均达到ASME的要求。鉴定委员会认为, 该项技术达到了国际先进水平, 同意通过技术鉴定, 可以批量生产。

(赵旺初 供稿)

By utilizing the features of intensified heat transfer of spiral flows to simplify heat exchanger structure and in conjunction with the structural and liquid flow characteristics of spiral-baffle heat exchangers, the authors have developed a spiral-finned self-supported heat exchanger. To have a thorough understanding of the comprehensive performance of the above-cited heat exchanger in respect of heat transfer and pressure drop, a test model and rig have been set up. Under identical test conditions, an experiment to compare the spiral-finned heat exchanger with a baffle rod one has been performed. The results of comparison show that at a Reynolds number of 6000, the total heat transfer coefficient of the spiral-finned heat exchanger will be higher by 13.3% compared with that of a baffle rod one, and the intensified heat transfer effectiveness will become more evident with an increase of the Reynolds number. In the meantime, the pressure gradient will be lowered by 87.5% and the pressure gradient difference between the two types will become bigger with an increase of the Reynolds number. When the Reynolds number is in the range from 2 000 to 6 500, the comprehensive performance  $K/\sqrt{P}$  value of a spiral-finned heat exchanger will be 1.4 to 2 times that of the baffle rod one. It can be seen that the spiral-finned heat exchanger enjoys a relatively high heat transfer coefficient and a relatively low pressure drop, and is thus assured of fine development and application prospects. **Key words:** spiral fin, shell-and-tube heat exchanger, self support, baffle rod, intensified heat exchange

加热器上、下端差对机组煤耗影响的通用计算模型 = A General Calculation Model Featuring the Influence of Upper and Lower Terminal Temperature Difference of a Heater on the Coal Consumption of a Power Plant [刊, 汉] / YAN Shun-lin, LIU Zhen-gang, XU Hong, et al (Education Ministry Key Laboratory on Power Plant Equipment Condition Monitoring and Control, College of Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Baoding, China, Post Code: 071003) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(2). — 161 ~ 164

On the basis of the thermal balance equation, specific inner work equation, cyclic heat absorption equation of a thermal system and the standard coal-consumption calculation formulae of power generation, derived was a general calculation model featuring the influence of lower terminal temperature difference of a heater on the coal consumption of a power plant. Moreover, with the influence of lower terminal temperature difference of a heater being taken into account, the modeling method adopted in the past has been improved. On this basis, a general calculation model of improved type featuring the influence of heater upper terminal temperature difference on the coal consumption of a power plant has also been obtained. Specific case calculations show that both models are characterized by such features as accurate calculation results, ease of use and wide applicability, etc. The models in question can provide a new approach for the analysis of power plant energy-savings and coal consumption reduction, and are thus of major realistic significance. **Key words:** thermal system, heater, upper terminal temperature difference, lower terminal temperature difference, power plant coal consumption

螺旋管中实际冷却水污垢和颗粒污垢的特性研究 = A Study of Practical Cooling Water- and Particulate Fouling Characteristics in Spiral-grooved Tubes [刊, 汉] / ZHU Hua, ZHUANG Bo, LI Wei, et al (College of Mechanical and Energy Source Engineering, Zhejiang University, Hangzhou, China, Post Code: 310027) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(2). — 165 ~ 169

An experimental study has been performed of the fouling characteristics of a bare tube and of a group of 7 brass-made in-built spiral-grooved tubes with different thread heights, angles, and different numbers of thread and an inner diameter of 15.54 mm. Through a comparison and analysis of the test data of practical cooling water and particulate fouling, the main reasons for the difference existing between the bare tube and spiral-grooved one have been explained. The authors have

concluded that the ratio of fouling thermal resistances of cooling water in the practical operation of a bare tube and spiral-grooved one will be linearly increased with an increase in the product of the area index and efficiency index. However, the linear function expressions in the two zones ( $p/e > 5.0$  and  $p/e < 5.0$ ) are different. The particulate fouling ratio assumes a linear ascending relationship with an increase of the efficiency index within only one zone during the experiment.

**Key words:** bare tube, spiral-grooved tube, fouling characteristics, cooling water, linear relationship

电站锅炉强化传热管沾污特性试验研究 = **Experimental Study of the Fouling Characteristics of Intensified Heat Transfer Tubes of a Utility Boiler** [刊, 汉] / JING Yuan-zhuo, DONG Lei, QIANG Ning (Jinan Baichuan Tongchuang Industrial Co. Ltd., Jinan, China, Post Code: 250101), DONG Yu-ping (College of Mechanical Engineering, Shandong University, Jinan, China, Post Code: 250061) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(2). — 170 ~ 173

Fouling characteristics pertain to important parameters in the design calculation of boilers. Through a test rig set up in the flue of a coal-fired utility boiler, a hot state test of the fouling characteristics of spiral-finned tube bundles has been performed. A fitting correlation formula for the fouling factor, effective thermal coefficient and flue gas speed of spiral-finned tube bundles at different relative pitch values in the different transversal and longitudinal directions has been obtained. The test results show that the value of the fouling factor of spiral-finned tube bundles is an order of magnitude lower than that obtained from “Standard method for thermodynamic calculation of boilers” and the results can be used for the design of boiler heating surfaces and the analysis of their operation. **Key words:** boiler design, fouling characteristics, spiral-finned tube bundle, fouling factor, effective thermal coefficient

电站锅炉参数数据分析 = **Data Analysis of Utility Boiler Parameters** [刊, 汉] / LIU Huan-zhang, LIU Ji-zhen, CHANG Tai-hua, et al (Automation Department, North China Electric Power University, Beijing, China, Post Code: 102206) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(2). — 174 ~ 177

In the currently prevailing power-generation process, what attracts attention is no longer limited only to the cost-effectiveness and stability emphasized in the past. Environment protection also plays a decisive role. The authors have taken data analysis as the main method to identify the statistical law governing the relationship among the amount of fuel and air input, load of a turbo-generator unit and the content of various constituents in flue gases, thus realizing an indirect measurement of flue gas constituents through the measurement of fuel and air input as well as plant load. The foregoing can well provide valuable flue-gas reference values for a real-time check and inspection of emissions-compliance performance. **Key words:** utility boiler, flue gas constituent, load, data analysis, emissions performance

基于混沌理论的预测 PID 控制器参数优化研究 = **A Study of the Prediction of Parameter Optimization of a PID Controller Based on Chaotic Theory** [刊, 汉] / MING Xue-xing, WANG Jian-guo, LU Zhen-zhong, et al (College of Energy Source and Environment, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(2). — 178 ~ 182

Realistic industrial processes frequently suffer from an external interference, and tend to assume slow and time-variation features, making it difficult for a traditional PID (proportional-integral-differential) controller to timely track the changes of a system and overcome noise interference. The authors have studied the application of chaos-based optimization theory