

锅炉螺纹烟管经验计算式选用问题的探讨

徐士鸣 袁 一

(大连理工大学)

〔摘要〕 螺纹管在工业锅炉及换热器中得到较为广泛的应用。但到目前,尚未能对螺纹管的换热及阻力特性做出完全的数值解,其换热及阻力系数的计算主要还依赖于各种实验所整理出的经验计算式。由于实验的方法、手段及介质的不同,得出不同的经验计算式,这些计算式的形式、适用范围及计算结果都有一定的差异。因此,在选用螺纹管作为锅炉烟管时的热力计算中,采用何种经验计算式,对锅炉烟管的热力计算准确与否有较大的影响。本文对螺纹管的各种经验计算式进行综合评述,以便找出较为合适的,以烟气作为换热介质的螺纹烟管经验计算式。

关键词 螺纹管 换热

分类号 TK222

0 前言

在中、小型工业锅炉中,水烟管锅炉的使用最为广泛。为了强化锅炉烟管管束的对流换热,提高烟气的对流换热系数,目前在该型锅炉中常采用螺纹烟管作为换热元件,来强化烟管内烟气的换热过程。

锅炉烟管采用螺纹管后,不仅可以提高烟管的传热效率,降低烟气出口温度;而且在相同的换热量要求下,还可以减少烟管管束的换热面积,使锅炉的总体尺寸缩小,以便于运输、安装和降低成本。由于螺纹管的结构简单,制作方便,机械性能好,加工精度也容易保证。因此,无论在旧锅炉改造或是在新锅炉设计中,螺纹管均已得到广泛的应用^[1]。

1 螺纹管强化换热机理

流体在管内作湍流运动并与管壁进行换热时,离开壁面距离 y 处的热流密度是由分子的导热和湍流输运所构成,可用公式表述为:

$$q = -(\lambda + \rho C_p \epsilon_n)(\partial T / \partial y) \quad (1)$$

式中, λ 是流体的导热系数; ϵ_n 是流体的湍流扩散系数,它与流体的性质、流动速度、离开壁面的距离和壁面的状况有关。

在近管壁部分,厚度约为 $0.05 R$ 范围内, ϵ_n 的平均值不到其最大值的 10%, 传热主要是依靠分子的导热来实现,边界层中热阻占对流传热总热阻的 70% 左右。可见,在传热壁面上设置扰流装置以增加近壁部分的 ϵ_n , 就可以大大降低这部分热阻,而使烟管的传热系数大幅度提高。

如图 1 所示的螺纹管,一般采用碾压的方法加工而成。在螺纹管外形成连续的螺旋

收稿日期 1995-03-14 收修改稿 1995-05-15

凹槽,管内形成连续的螺旋凸起。烟气在管内流动时,由于凸起物的影响,使流体流过时,产生流动脱离区而形成强度不同,大小不一的漩涡。这些漩涡改变了流体的流动形态,增加了近壁区流体的湍流度,使烟气对管壁的对流换热热阻降低,从而提高了烟气与管壁面的对流换热系数。

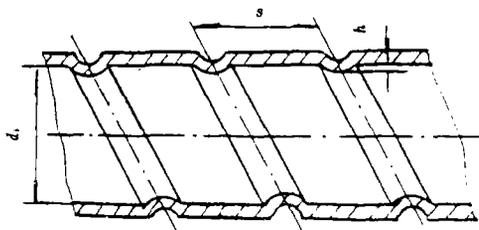


图1 螺纹烟管剖面图

但到目前为止,人们对于流体经过壁面扰流装置时所产生的脱离区内的漩涡结构及与湍流核心的相互作用了解得还很不够,还不能建立起完善的理论模型,也不能实现完全的数值解。对于传热介质流经粗糙表面时的换热计算还有赖于实验资料。虽然有些作者通过基于雷诺比拟的方法,分析、归纳大量实验数据,得出了一些只包含 Re 准则、 Pr 准则和阻力系数 ζ 而不涉及粗糙元几何参数的所谓通用经验公式。但以后大量的实验资料证明,这些公式与大多数其他研究者得出的结果差别很大^[2],因此,在选用螺纹烟管换热及流阻经验计算公式时,必须了解计算螺纹管换热及流阻特性的各经验式的适用范围。

2 常用的螺纹管传热及流阻特性经验计算式

目前各国所研究的螺纹管,按槽深可分

为浅槽($h/d_i \leq 0.1$)和深槽($h/d_i > 0.1$)两种。对于浅槽螺纹管主要是通过流体边界层的分离所产生的涡流和流体与壁面的重新接触来强化管内的换热,流体旋转所起的作用较小。对于深槽螺纹管,由于节距一般选得较大,对流体的换热强化起主要作用的因素是紧贴管壁流体的旋流,边界层分离的影响相对小些。由于壁面流体的旋流以及流体流过凸起物时所产生的涡流起着清扫换热管壁的作用,对于含尘烟气的换热,采用单头或多头螺纹管在防止换热面的污染,减少灰污热阻,比采用横向轧槽管和交叉螺纹管要有利得多。因此,在工业锅炉上基本都是采用螺纹烟管,而不采用其它形式的强化换热管。到目前为止,对于螺纹管的换热性能和阻力特性的研究各国都已做了大量的研究工作,获得了大量的各种实验公式^[3-12]。

Withers^[3,4]对单头和多头螺纹管不同结构参数的39根管子以水为介质进行了试验研究。对流体的流动阻力系数 ζ 所得到的关系式为:

$$(\zeta/8)^{0.5} = - \{2.46 \cdot \ln[r + (7/Re)^m]\}^{-1} \quad (2)$$

式中,系数 r 和指数 m 对于不同的几何参数的单头和多头螺纹管具有不同的数值。而根据流体在湍流运动中的壁面相似规律,对于二维粗糙的螺纹管,摩擦相似函数 R 可写为:

$$R(h^+, s/d_i, Re) = (8/\zeta)^{0.5} + 2.5 \times \ln(2h/d_i) + 3.75 \quad (3)$$

其中, d_i 为管内径; h^+ 为粗糙元的无量纲高度, $h^+ = (h/d_i) \cdot Re \sqrt{f/2}$, f 为摩擦系数。

按照 Dipprey-Sabersky 提出的粗糙壁面传热规律相似性,二维粗糙的螺旋槽管热流相似函数 G 为:

$$G(h^+, s/d_i, Pr) = (\zeta/8)^{0.5}/St + 2.5 \times \ln(2h/d_i) + 3.75 \quad (4)$$

通过对几十种单头和多头螺旋槽管的实验研究,得出下列关联式:

单头螺纹管

$$G(h^+, s/d_i, Pr) = 7.22(h^+)^{0.127} Pr^{0.5} (s/d_i)^{-1/3} \quad (5)$$

$$St = (\xi/8)^{0.5} / [7.22(s/d_i)^{-1/3} Pr^{0.5} (h^+)^{0.127} - 2.5 \ln(2h/d_i) - 3.75] \quad (6)$$

多头螺纹管

$$G(h^+, s/d_i, Pr) = 5.68(h^+)^{0.136} Pr^{0.5} (s/h)^{0.125} \quad (7)$$

$$St = (\xi/8)^{0.5} / [5.68(h^+)^{0.136} Pr^{0.5} (s/h)^{0.125} - 2.5 \ln(2h/d_i) - 3.75] \quad (8)$$

由于上述关联式中包含有与螺纹管结构参数有关的系数 r, m , 实际应用起来并不方便。

Li 等^[5] 在应用 Dipprey-Sabersky 半经验方法研究螺纹管的流动和换热时, 在摩擦相似函数 R 及热力相似函数 G 中都含有螺旋角 β 。在处理大量的实验数据后, 得出

$$R(h/d_i, s/h, \beta, Re) = 1.25(h/d_i)^{-0.057} (s/h)^{0.5} \times (\beta/90)^{1.14} \exp[(s/h)^{1.38} (\ln Re - 9.62)^2 / 1000] \quad (9)$$

相应的阻力系数关联式:

$$(8/\xi)^{0.5} = 3.42 \ln(d_i/2h) - 4.64 + 1.25(h/d_i)^{-0.057} (s/h)^{0.5} (\beta/90)^{1.14} \times \exp[(s/h)^{1.38} (\ln Re - 9.62)^2 / 1000] \quad (10)$$

热力相似函数:

$$G(h^+, h/d_i, \beta/90, Pr) = 0.478(h/d_i)^{-0.621} \times (\beta/90)^{-0.869} Pr^{0.57} (h^+)^{(0.641+0.105\beta/4)} \quad (11)$$

则斯坦顿数为

$$St = (\xi/8)^{0.5} / [3.42 \ln(d_i/2h) - 4.64 + G(h^+, h/d_i, \beta/90, Pr)] \quad (12)$$

华南理工大学在对螺纹管的换热性能实验研究过程中, 得到单头与多头螺纹管的换热准数与阻力系数的关联式^[6]。

$$St = F / (Pr^{2/3} + 0.78) \quad (13)$$

$$F = 0.7(h/d_i)^{0.4338} (s/h)^{-0.1182} \times (\beta/90)^{1.799} \sqrt{\beta/90 - 0.144} Re^n \quad (14)$$

其中

$$n = -0.2216 - 1.304(1.1 - Pr^{-1/3}) \times (h/d_i) Re^{0.8} / 10^4 - 1.08(\beta/90) Re^{-1/2} \quad (15)$$

$$\sqrt{1/\xi} = 2.5 \ln(d_i/2h) - 1.5 + 11.75 (h/d_i)^{-1.87} (s/h)^{-0.519} (\beta/90)^{0.621} Re^a \quad (16)$$

其中

$$a = 0.313 - 0.725(\beta/90)/(s/h)^{0.3} - 1.06 (h/d_i) + 2.11 Re \cdot (\beta/90) / 10^7 \quad (17)$$

上述关联式的适用范围为, $Pr = 0.7 \sim 35$, $Re = 8 \times 10^3 \sim 10^5$, $h/d_i = 0.01 \sim 0.07$, $s/h = 7 \sim 40$, $\beta/90 = 0.46 \sim 0.97$, 螺纹头数 $N = 1 \sim 4$ 。

吉富英明等^[7] 对单头螺纹管在水中的试验数据按另一种形式进行整理, 得到单头螺纹管换热经验式为:

螺纹管的结构参数 $s/d_i \geq 0.4$, $h \leq 0.6d_i^{0.8} Re^{-0.16}$ 时,

$$Re = 2005 \sim 5000$$

$$Nu = 165(h/d_i)^{1/3} (s/d_i)^{-1/2} [(Re - 2000) / 10^4]^{0.8-3.5\beta/4} Pr^{0.4} \quad (18)$$

$$Re = 5000 \sim 1.5 \times 10^4$$

$$Nu = 165(h/d_i)^{1/3} (s/d_i)^{-1/2} [(1.2Re - 3000) / 10^4]^{(0.8-3.5\beta/4)} Pr^{0.4} \quad (19)$$

$$Re \geq 1.5 \times 10^4$$

$$Nu = 165(h/d_i)^{1/3} (s/d_i)^{-1/2} \times [Re/10^4]^{(0.8-3.5\beta/4)} Pr^{0.4} \quad (20)$$

单头螺纹管的阻力系数经验式为:

$$\text{在 } 2 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^4 \text{ 范围内,}$$

$$h \leq 2.5 \text{ mm,}$$

$$\xi = 1.3(h/d_i)(s/d_i)^{-0.7} \quad (21)$$

$$h \geq 2.5 \text{ mm,}$$

$$\xi = 0.273 \cdot h \cdot s^{-0.5} \quad (22)$$

重庆大学对于螺旋角 $\beta = 65 \sim 80^\circ$ 的七种单头螺纹管, 以空气作为介质, 进行了换热实验研究^[8]。得出单头螺旋槽管的换热经验式为:

$$\text{在 } 2 \times 10^4 \leq Re \leq 7 \times 10^4, s/d_i = 0.5$$

~ 1.7, $h/d_1 < 0.07$ 范围内,

$$Nu = 1.138(h/d_1)^{0.478}(s/d_1)^{-0.383}Re^{0.606}Pr^{0.4} \quad (23)$$

在 $6000 \leq Re \leq 3 \times 10^4, s/d_1 = 0.3778 \sim 0.9778, h/d_1 = 0.02778 \sim 0.05556$ 范围内, $Nu =$

$$0.0144(h/d_1)^{0.112}(s/d_1)^{-0.08}Re^{0.9206}Pr^{0.4} \quad (24)$$

单头螺纹管的阻力系数经验式为:

螺纹管结构参数 $0.4444 \leq s/d_1 \leq 0.5778, 0.02778 \leq h/d_1 \leq 0.03778, 6 \times 10^3 \leq Re \leq 3 \times 10^4$ 时,

$$\zeta = \frac{(s/h)^{0.0427}Re}{(1.752Re^2/10^4 + 6.794Re + 23966)} \quad (25)$$

螺纹管结构参数 $s/d_1 = 0.37 \sim 2.22, h \leq 0.05d_1, Re = 2.5 \times 10^4 \sim 5 \times 10^4$ 时,

$$\zeta = 23.1 \cdot (s/d_1)^{-0.7}(h/d_1)^{1.55}Re^{-0.075} \quad (26)$$

东南大学对单头螺纹管内气流的试验研究结果所提供的换热准数和阻力系数的经验公式为^[9]: 在 $h/d_1 = 0.02 \sim 0.05, s/h = 11 \sim 25, Re = 10^4 \sim 10^5$ 范围内,

$$Nu = 0.107Re^{0.837}Pr^{0.4}(h/d_1)^{0.15}(s/h)^{-0.295} \quad (27)$$

$$\zeta = 17Re^{-0.1}(h/d_1)^{0.68}(s/h)^{-0.75} \quad (28)$$

原苏联对螺纹管的强化换热进行了大量的研究工作^[10~12]。有学者认为, 螺纹管的换热工况不仅取决于其几何参数, 而且与流动工况有关, 对于空气和水两种介质, 其换热规律可能不同。文献[11]对比了一些学者的试验数据, 认为以空气为介质时, 文献[10]所推荐的公式

$$Nu = 0.056Re^{0.8}Pr^{0.43}(Pr/Pr_w)^{0.25} \times (h/d_1)^{0.15}(s/d_1)^{-0.3} \quad (29)$$

符合较好。当光管的换热系数按下式计算时

$$Nu_0 = 0.021Re^{0.8}Pr^{0.43}(Pr/Pr_w)^{0.25} \quad (30)$$

则可按换热强化比的形式写成

$$Nu/Nu_0 = 2.667(h/d_1)^{0.75}(s/d_1)^{-0.3} \quad (31)$$

文献[10]所推荐的公式适用于 $h = 0.5 \sim 2.3 \text{ mm}, S = 18 \sim 100 \text{ mm}, Re = 2000 \sim 3 \times 10^5$ 的场合。

3 以烟气作为换热介质时的螺纹管换热与阻力系数各经验式计算结果分析与评述

文献[1]的作者对使用各种燃料的工业锅炉进行了大量的分析计算, 认为烟气在换热管束中流动的 Re 数绝大部分是处于 $6000 \sim 30000$ 范围内。燃油锅炉的烟管多采用 $\phi 51 \times 3$ 的管子, 而燃煤锅炉的烟管多采用 $\phi 63.5 \times 3.5$ 的管子。为了便于分析以烟气作为换热介质时, 所给出的螺纹管换热及阻力系数各经验公式计算结果的差异, 将螺纹烟管的结构参数固定, 取: $s = 40 \text{ mm}, h = 2 \text{ mm}$, 计算 $\phi 51 \times 3$ 和 $\phi 70 \times 3.5$ 两种螺纹烟管, 取烟气的 $Pr = 0.6$, 用各式计算所得的螺纹烟管换热与阻力系数随 Re 数变化的曲线汇总在图 2~5 中。为了便于比较各经验计算式在设定的螺纹管结构参数下的计算结果的差异, 在计算中 Re 数统一从 5000 开始到 45000 结束, 虽然部分 Re 数已超出一些经验式的适用范围, 但仍然可以在一定的 Re 数内进行比较和分析。

从图 2 和图 4 中可见, 在相同的 Re 数下, 螺纹管的换热性能参数 Nu 数总是高于光滑管的 Nu 数, 这说明螺纹管能起到强化烟气对流换热的作用。当螺纹管结构尺寸一定时, 螺纹管的换热特性 Nu 数是随 Re 数的增加而增加, 但由各经验公式计算所得到的 $Nu - Re$ 曲线有一定的差异。对于小管径的螺纹烟管 ($\phi 51 \times 3$), 当 $20000 \leq Re$ 时, 按各经验公式计算所得的 Nu 数值的差距逐渐加大。按吉富英明给出的经验公式计算所得的 Nu 值低于

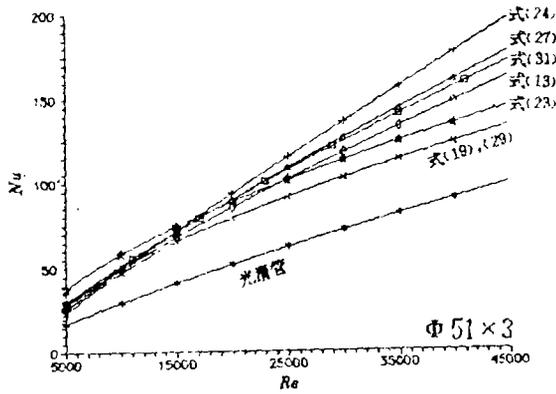


图 2

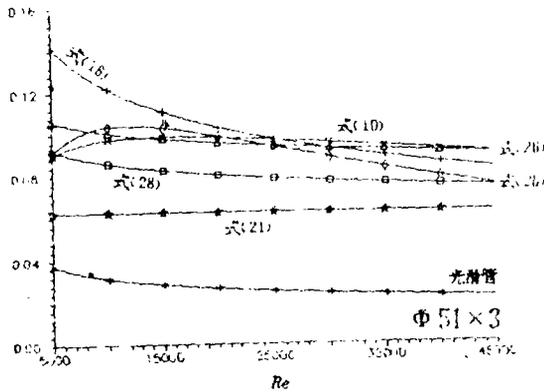


图 3

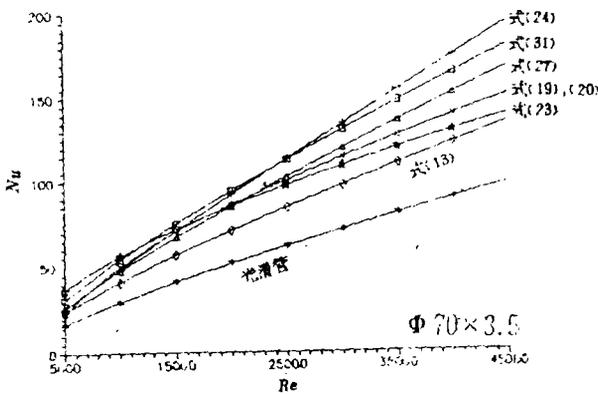


图 4

按其它经验公式计算所得的 Nu 值, 而按式(24) 计算所得的 Nu 值却高于按其它经验公式计算所得的 Nu 值。在 $Re = 30000$ 时, 按这两式计算所得的 Nu 数值相差 33.14。

对于大管径($\Phi 70 \times 3.5$)的螺纹烟管, 在计算所用的全部 Re 数范围内, 按式(13) 计算所得的 Nu 值均小于按其它经验式计算所得的 Nu 值。在 $20000 \leq Re$ 范围内, 按其它经验式计算所得的 Nu 值差别不大, 而当 $Re > 20000$ 后, 按式(24) 计算所得的 Nu 值大于按其它经验式计算所得的 Nu 值。在对锅炉烟管进行对流换热热力计算时, 对流换热系数偏大或偏小均会使所设计的锅炉烟管实际换热面积过小或过大。因此, 在锅炉烟管的热力计算中不能任意选用螺纹烟管的经验公式。根据统计规律, 从图 2 和图 4 及上述分析中可见, 在工业锅炉常用的 Re 数范围内, 选用式(27) 作为烟管对流换热系数计算公式较为合适。同时式(27) 是以气体作为换热介质进行实验所得一的。因此, 用于锅炉烟管的对流换热计算中, 可靠性较高。

从阻力系数的计算情况(见图 3 和图 5) 看螺纹管的阻力系数比光滑管的阻力系数高出许多。虽然螺纹管的阻力系数较大, 但螺纹管的换热系数也较大, 在锅炉烟管的对流换热过程中, 如果对流换热量和烟管根数不变, 由于换热系数提高, 烟管的长度可以减少, 烟气流过螺纹烟管所产生的压力降反而比光滑管来得小。目前工业锅炉应用螺纹烟管的目的是主要是在减少烟管的对流换热面积的同时, 提高换热效率, 依靠引风机所产

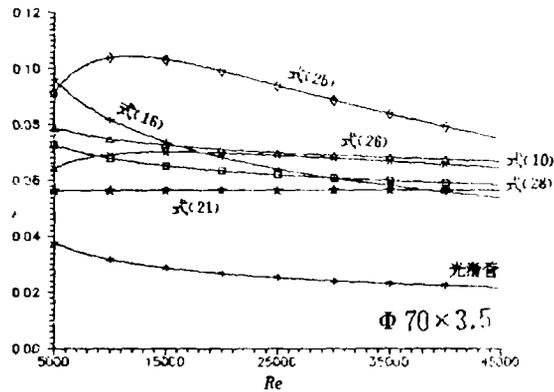


图 5

生较大抽引力来加速烟气在螺纹烟管内的流动。因此螺纹管的阻力系数计算的准确与否对引风机的选用有较大的影响。一般工业锅炉实际运行时,希望风机有富裕的抽引力以便于调节。当在锅炉烟管的阻力计算中采用阻力系数较小的经验公式,可能会使计算所得的烟气阻力降低于实际的烟气阻力降,低于实际的烟气阻力降,使所选用的引风机抽力不足,而影响锅炉的正常燃烧。

从图 3 中可见,螺纹烟管规格为 $\phi 51 \times 3$, $Re = 6000 \sim 30000$ 范围内,按式(10), (25)和(26)计算所得的 $\zeta - Re$ 曲线非常接近,阻力系数数值稍高于按式(28)计算所得的数值。由于式(25)中的阻力系数与管径无关。当螺纹烟管结构尺寸(h, s)一定时,在不同的管径下按式(26)计算所得的 $\zeta - Re$ 曲线相同。因此,当螺纹烟管规格为 $\phi 70 \times 3.5$ 时,按式(25)计算所得的阻力系数数值高出按其它经验式计算出的阻力系数(见图 5)。实际上,在螺纹管结构尺寸(h, s)不变的条件下,管径的变化影响螺纹管的相对粗糙度,管径越大,相对粗糙度越小,管内凸起物对流动阻力的影响就越小,所以式(25)不适宜用于计算较大管径的螺纹烟管。从图

5 还可见,在烟管对流换热的常用 Re 数内,按式(10), (26) 计算所得的 $\zeta - Re$ 曲线非常接近,而且按其它经验式[除式(25)外]计算出的阻力系数数值差值大管径比小管径时缩小许多。尽管文献[8]给出的式(26) Re 数的范围为 $2.5 \times 10^4 \sim 5 \times 10^4$, 大于锅炉烟管常用的 Re 数范围,但从计算所得的结果绘出的 $\zeta - Re$ 曲线的变化趋势和 ζ 的数值大小看,均在较为合理的范围内。经过上述的比较,并出于稳妥考虑,认为在锅炉烟管的阻力计算中选用式(10)和(26)是比较合适的。

参 考 文 献

- 1 张忠铭. 单头螺纹管在工业锅炉中的应用. 机械工业出版社 1992
- 2 顾维藻、神家锐、马重芳、张玉明. 强化传热. 科学学出版社, 1990
- 3 Withers A G. Heat transfer engineering. 1980, 2(1)
- 4 Withers A G. Heat transfer engineering. 1982, 4(2)
- 5 Li H M et al. Investigation on tube-side flow visualization. Friction Factors and Heat Transfer Characteristics of Helical Ridging Tubes, Heat Tuansfer 1982, Hemisphere Pub. Co. . 1982, 3:75
- 6 邓先和、谭盈科、邓颂九. 多头与单头螺旋槽管传热准数方程关联法. 化工学报, 1989, (1)
- 7 吉富英明等. スヘイテル管の伝て压力损失. 火力原子发电, 1976, 27(2), 171
- 8 程俊国、冯俊、薛明聪等. 螺旋管的流阻及传热性能. 重庆大学学报, 1980, (3)
- 9 Zhou Q T et al. , Heat transfer enhancement and energy conservatin, Heat Transfer (1990), Hemisphere pub. Co. . 1990
- 10 Боголюбов Ю Н. и т. д. Теплоэнергетика, 1981, (7)
- 11 Бродов Ю. М. Теплоэнергетика, 1982, (12)
- 12 Боголюбов Ю Н. и т. д. Энергетика, 1980(4)

(渠源 编辑)

power plant constitutes a basic task of power plant economics analysis. Based on the newest theory of thermal economics, i. e. "Symbol Exergy Economics" proposed by a Spanish scholar, the authors have set up a model for the exergy economics analysis of an energy system. The use of the model on a home-made 200 MW unit has brought about satisfactory results. Key words: energy system, exergy, model, thermodynamics

导热规律为 $Q \propto \Delta(\frac{1}{T})$ 时卡诺热机的 $(\eta P)_{\max} = (\eta P)_{\max}$ of Carnot Heat Engine in Case of Heat Conduction Law Expressed by $Q \propto \Delta(\frac{1}{T})$ [刊, 中]/Yuan Duqi, Liu Zongxiu (Baoji Institute of Liberal Arts and Science) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 1996, 11(6): 360~362
The working state $(\eta P)_{\max}$ of Carnot heat engine efficiency and power output is studied in the case of heat conduction law being expressed by $Q \propto \Delta(\frac{1}{T})$ with $\eta_{\max} P_{\max}$ under that state derived. Conducted is a comparison of these values with the maximum power output (P_{\max}) under the same heat conduction law. Key words: heat conduction law, heat engine, performance optimization

流化床扬析速率常数的三相传质模型 = Three-phase Mass Transfer Model for the Elutriation Rate Constant in a Fluidized Bed [刊, 中]/ Chen Hongwei, Jin Baoshen, Xu Yiqian (Southeastern University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1996, 11(6): 363~368

With the help of a fluidized bed three-phase mass-transfer model set up on the basis of bubble assembly theory a simulation was conducted of the fines concentration distribution in a fluidized bed, an thereby the fines elutriation rate constant $K(1/\text{min})$, an important parameter in the design and operation of the fluidized bed, was calculated and discussed. The calculated values have been found to be in good agreement with test results. Key words: fluidized bed, elutriation rate constant, model, boiler

锅炉螺纹烟管经验计算式选用问题的探讨 = An Exploratory Study on the Selection of an Empirical Formula for Helical-ribbed Tubes of Industrial Boilers [刊, 中]/ Xu Shiming Yuan Yi (Dalian University of Science & Technology), // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1996, 11(6): 369~374

Because of their simple construction, ease of fabrication and better heat transfer properties helical-ribbed tubes are used more often in industrial boilers and heat exchangers than bare tubes. But, up to now it is not possible to perform a complete numerical solution of the helical-ribbed tube heat exchange and resistance characteristics, their calculation being based mainly on empirical formulas obtained from various kinds of experiments. Because of the difference in facilities and working medium employed for the experiments the empirical formulas obtained will also be different, thus resulting in certain deviations as to their form, applicable scope and calculation results. Consequently, the selected empirical formulas for the thermal calculation of boiler flue gas tubes in case of using helical-ribbed tubes will have a significant effect on the accuracy of the boiler flue gas tube thermal calculation. In •

this paper a comprehensive review is given for the various empirical formulas for calculating helical-ribbed tubes in order to identify a relatively suitable empirical formula for helical-ribbed tubes when flue gas is used as a heat exchange medium. Key words: helical-ribbed tube, heat exchange

镇海石化总厂 200 t/h 燃油锅炉过热器管壁温度的测试分析=The Measurement and Analysis of Superheater Tube Wall Temperatures of a 200 t/h Oilfired Boiler at Zhenhai Petrochemical Works [刊,中]/Liu Linhua, Yu Qizhong (Harbin Institute of Technology), Liu Zhi (Shangfang Grain Depot of Harbin City)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 1996,11(6):375~378
The superheater tube wall temperature of two units of high-pressure natural-circulation D-shaped boilers was measured. An analysis and comparison were performed of the thermal excursion along the width of the superheater and metal temperatures along its tube length for both a radiation type and convection type superheater. Key words: boiler, superheater, wall temperature, test, calculation

汽轮机实时仿真数学模型=A Mathematical Model for Steam Turbine Real-Time Simulation [刊,中]/Xu Jianqun, Cao Zuqing (Southeastern University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 1996,11(6):379~384

Taking a home-made 125 MW steam turbine as an example, the authors described a method for setting up a model for real-time simulation during its start-up, shut-down, malfunctions and normal operation. The simulation results being basically in agreement with on-site test results, the model setting-up method proposed in this paper is suited for general application and can be used to other types of steam turbine units. Key words: steam turbine, simulation, mathematical model

大型锅炉炉膛三维流场微机数值模拟计算=Numerical Simulation Calculation of Three-dimensional Flow Field of a Large-sized Boiler Furnace by the Use of Microcomputers [刊,中]/Zhu Qing, Pang Lijun (Harbin Institute of Technology)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 1996,11(6):385~390

Based on the study of the internal flow field of a 300 MW boiler, the authors have proposed a three-dimensional flow field calculation method suitable for small and medium-sized computers, which makes it easy to conduct large-scale numerical simulation calculation by using microcomputers. Key words: boiler, numerical simulation, three dimensional flow field, computer

Windows 环境下热网监控系统的设计=Design of a Heating Network Monitoring System Under "Windows" Environment [刊,中]/Qian Danyang, Shi Tingjin (Zhejiang University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 1996,11(6):391~394

On the basis of an in-depth study of the existing computer-based monitoring system for heating networks this paper proposes a software and hardware design philosophy for a heating network monitoring system under a "Windows" environment. Described is a system configuration with basic framework for system software being given. In this regard some progress has been made in the study of application