

# 电站锅炉鳍片管省煤器鳍片尺寸优化模型

阎维平, 孟雪梅, 吕玉坤

(华北电力大学 动力系, 河北 保定 071003)

**摘 要:** 在电站锅炉省煤器典型工况下, 以矩形直鳍片的高度和厚度优化为目的, 从鳍片管换热机理和传热控制方程出发, 得到了在鳍片金属质量一定条件下换热量最大时的鳍片尺寸选取的数学模型, 并以某一电站锅炉省煤器为对象, 说明了寻优的方法和步骤, 计算分析了烟气流速及污染系数对优化尺寸的影响规律。

**关 键 词:** 电站锅炉; 省煤器; 鳍片管; 尺寸优化

中图分类号: TK223.3 文献标识码: A

## 1 引 言

省煤器对锅炉的安全运行、排烟温度及锅炉效率有很重要的影响。相当一部分服役时间较长的电站锅炉均已经或拟对省煤器受热面进行改造, 为了在有限布置空间内实现减轻磨损和降低排烟温度, 因此常必须采用扩展受热面管圈, 其中绝大部分采用鳍片管。

鳍片管省煤器的设计与光管省煤器的主要差别是需要选取鳍片的几何尺寸(高度和厚度), 这关系到受热面设计的技术经济性。从理论上, 随鳍片尺寸增加, 参与换热的外表面积增加, 但鳍片传热效率将随之降低。因此, 在不同的工况下, 一定存在一个在相同金属消耗量下换热量最大的鳍片几何尺寸。由于鳍片管省煤器的造价较高, 电厂一直很关心鳍片管省煤器设计的最优化, 以探求进一步减少投资的可能性。

本文针对电站锅炉省煤器的典型工况条件, 以矩形直鳍片的几何尺寸优化选取为目的, 在鳍片金属质量(即鳍片横截面积)一定的约束条件下, 根据扩展受热面传热控制方程, 理论推导换热量最大时的鳍片几何尺寸选取的数学模型, 并以某一电站锅炉省煤器为对象, 说明了计算的方法和步骤, 计算分析了烟气流速对优化尺寸的影响规律及优化前后所

节约的金属材料(即减少的投资), 希望所得的结果对省煤器鳍片的优化设计有一定的参考价值。

## 2 优化理论模型

首先从矩形直鳍片管换热机理模型出发, 建立传热控制方程<sup>[1]</sup>, 根据文献[2]的推导思路, 通过参数无量纲化, 将复杂的齐次常微分方程求解转化为求数学极值, 在鳍片横截面积一定条件下, 得到优化尺寸选取函数。

### 2.1 传热控制方程

矩形直鳍片管的物理模型如图 1 所示, 管内水纵向冲刷, 管外烟气横向冲刷。核心管及鳍片为具有相同导热系数  $\lambda$  的均质金属材料,

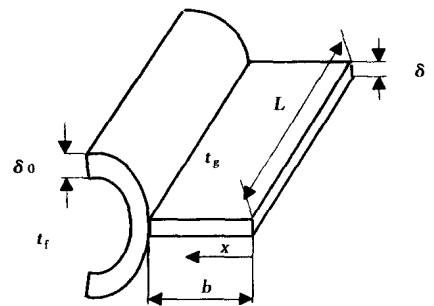


图 1 鳍片管侧视图

鳍片中的传热为沿径向的一维稳态且无内热源导热; 整个鳍片表面与烟气对流换热系数  $h$ 、管内壁与流体的对流换热系数  $h_f$ 、烟气温度  $t_g$  和管内流体温度  $t_f$  均恒定, 且鳍片顶端视为绝热, 暂不计受热面表面的污染。

坐标原点选在鳍片顶端,  $x$  是从顶端到肋基的高度坐标, 对应的温度为  $t$ 。根据传热学的基本原理, 得到传热控制式(1)和相应的边界条件:

$$\begin{cases} \frac{d^2 t}{dx^2} = -\frac{2h(t_g - t)}{\lambda \delta}, 0 < x < b \\ x = 0, \frac{dt}{dx} = 0 \\ x = b, \lambda \frac{dt}{dx} = \frac{t_f - t_b}{1/h_f + \delta/\lambda + R_{tc}} \end{cases} \quad (1)$$

其中:  $R_{tc}$  为鳍片根与管壁的接触热阻, 对焊接良好的鳍片管可忽略不计。

定义以下无量纲参数:

$$\xi = \frac{x}{b}, \theta = \frac{t - t_g}{t_f - t_g}, N_1^2 = \frac{2hb^2}{\lambda \delta}$$

代入式(1)得无量纲微分方程:

$$\begin{cases} \frac{d^2 \theta}{d\xi^2} = N_1^2 \theta, 0 < \xi < 1 \\ \xi = 0, \frac{d\theta}{d\xi} = 0, \\ \xi = 1, \frac{d\theta}{d\xi} = \frac{1 - \theta_b}{\frac{\lambda}{h_f b} + \frac{\delta}{b} + \frac{\lambda R_{tc}}{b}} \end{cases} \quad (2)$$

式(2)为二阶常微分方程形式, 其特解为:

$$\theta = \frac{\text{ch}(N_1 \xi)}{N_1 \left[ \frac{\lambda}{h_f b} + \frac{\delta}{b} + \frac{\lambda R_{tc}}{b} \right] \text{sh}(N_1) + \text{ch}(N_1)} \quad (3)$$

将式(3)分母中代表热阻的部分进一步表示为:

$$\left[ \frac{\lambda}{h_f b} + \frac{\delta}{b} + \frac{\lambda R_{tc}}{b} \right] N_1 = R_1 N_1^{1/3} \quad (4)$$

式中:  $R_1$ —无量纲换热热阻, 表达为:

$$R_1 = \left[ \frac{\lambda}{h_f \sqrt{A}} + \frac{\delta}{\sqrt{A}} + \frac{\lambda R_{tc}}{\sqrt{A}} \right] \left[ \frac{2h\sqrt{A}}{\lambda} \right]^{1/3} \quad (5)$$

其中:  $A = \delta b$ , 即鳍片横截面积, 取单位鳍片长度及单位密度时则表示鳍片的质量。

由鳍片表面传入的热量即等于通过鳍片根截面的热量, 所以, 单位长度鳍片表面的换热量可表示为:

$$Q = \delta \frac{dt}{dx} \Big|_{x=b} = \frac{\delta}{b} \lambda (t_f - t_g)$$

$$\left[ \frac{1 - \theta_b}{\frac{\lambda}{h_f b} + \frac{\delta}{b} + \frac{\lambda R_{tc}}{b}} \right] \quad (6)$$

其中:  $\theta_b$  为  $\xi = 1$  值时, 由式(3)并结合式(5)得:

$$\theta_b = \frac{\text{ch}(N_1)}{R_1 N_1^{1/3} \text{sh}(N_1) + \text{ch}(N_1)} \quad (7)$$

代入式(6)则:

$$Q = \lambda (t_f - t_g) \frac{\left[ \frac{2h\sqrt{A}}{\lambda} \right]^{2/3} N_1^{-1/3} \text{sh}(N_1)}{R_1 N_1^{1/3} \text{sh}(N_1) + \text{ch}(N_1)} \quad (8)$$

定义无量纲传热量  $Q_1$ :

$$Q_1 = \frac{Q}{\lambda (t_f - t_g) \left[ \frac{2h\sqrt{A}}{\lambda} \right]^{2/3}} \quad (9)$$

将式(8)代入式(9), 则得到无量纲传热量  $Q_1$  的表达式:

$$Q_1 = \frac{N_1^{-1/3} \text{sh}(N_1)}{R_1 N_1^{1/3} \text{sh}(N_1) + \text{ch}(N_1)} \quad (10)$$

### 2.2 最大传热量下的鳍片尺寸优化函数

为求得  $Q_1$  的极值函数, 将上式对变量  $N_1$  求导, 并令其值为零, 即:

$$\frac{dQ_1}{dN_1} = 0$$

经推导整理得到换热量最大时的鳍片尺寸应满足的函数关系:

$$4R_1 N_1^{-2/3} \text{sh}^2(N_1) + N_1^{-1} \text{sh}(2N_1) - 6 = 0 \quad (11)$$

当鳍片横截面积  $A$  一定时(且放热系数、材料导热系数等已知), 先根据式(5)求得无量纲换热热阻  $R_1$ , 再由式(11)得到最优无量纲参数  $N_1$  值, 联立求解  $N_1$  与  $A$  的表达式即可得到换热量最大时的鳍片高度与厚度。

## 3 算例与分析

### 3.1 计算对象与工况

以某台 410 t/h 电站锅炉已改造的鳍片省煤器的设计参数为计算示例依据, 根据以上优化模型, 计算分析了在相应工况下鳍片高度和厚度的优化结果, 进一步说明计算步骤。由于省煤器改造设计中, 烟气流速和污染系数是两个重要的设计参数, 因此也讨论了一定范围内变化烟气流速和污染系数对尺寸优化结果的影响。表 1 为主要改造设计参数及计算变量。

表 1 主要改造设计参数

设计系数	数值
管径与壁厚/mm	32 × 4
鳍片高度与厚度/mm	25 × 3
横向节距/mm	95
纵向节距/mm	50
进口烟气温度/℃	335
出口烟气温度/℃	285
给水温度/℃	217
烟气流速/m · s <sup>-1</sup>	7.7
传热面积/m <sup>2</sup>	1927

在优化计算中为了考察有关因素的影响规律, 所选取的计算工况包括 7 m/s、7.5 m/s、8 m/s、8.5 m/s 和 9 m/s 5 个不同的烟气流速, 对应的鳍片尺寸 (即横截面积值  $A$ ) 分别为 20 mm × 3 mm、25 mm × 3 mm 和 25 mm × 4 mm。

### 3.2 迭代计算步骤

省煤器受热面改造是以满足一定的换热量为目标, 同时还要对鳍片的高度和厚度进行优化, 因此, 实际计算过程为一个迭代计算, 具体步骤如下:

首先选定某一鳍片高度和厚度, 然后根据鳍片管换热计算标准<sup>[3]</sup> 推荐的方法依次计算烟气侧的放热系数、污染系数、传热系数和温压等, 可计算得到某一换热量  $Q_1$ 。同时, 根据相同的条件及对应的鳍片横截面积  $A$ , 由上述优化模型计算得到优化的鳍片高度和厚度, 再根据该鳍片高度和厚度计算对应的传热系数和温压等, 计算得到另一换热量  $Q_2$ 。

为了实现分析求解, 将鳍片顶端视为绝热, 为减少该假设所造成的误差将肋片顶端面积铺展到了侧面上, 即用假想高度  $(H + \frac{\delta}{2})$  来代替实际的肋高。

如果  $Q_2 > Q_1$ , 说明优化后的鳍片尺寸能够在相同的截面面积下 (即相同金属消耗量) 传递更多的热量; 如果两换热量数值很接近, 则说明开始选定的鳍片尺寸很接近最优尺寸; 如果出现  $Q_2 < Q_1$  的情况, 可能归于计算鳍片管受热面传热系数关联式的计算误差, 也可能归于优化模型尚不完善的原因。

最后, 采用优化选定的鳍片尺寸, 计算满足一定换热量所需要的受热面数量, 由此可得到鳍片消耗的金属质量。与初始假定的鳍片所消耗的金属质量比较, 即可得到优化后可以节约的相对金属质量。

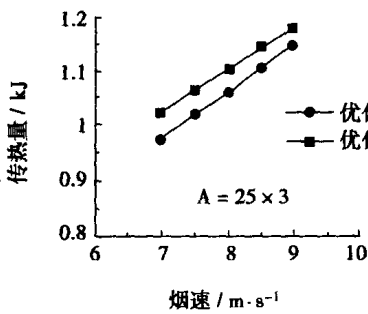


图 2 单位长度鳍片管传热量比较

### 3.3 计算结果与分析

图 2 给出了鳍片尺寸为 25 × 3 mm 之优化前后的换热量比较。优化后的换热量大于未优化的换热量, 且随流速的提高, 换热量增加的幅度不变, 其它两种鳍片尺寸的优化结果与此类似。图 3 为不同鳍

片横截面和不同烟速下的优化鳍片高度。据鳍片横截面积恒定, 可推出优化鳍片厚度随烟速的变化关系。计算表明, 随烟速的提高, 优化的鳍片高度减小, 厚度相应增加。

图 4 所示为在传递相同热量时, 对应于初始选定的鳍片尺寸, 优化后所能节约的金属质量百分比, 其中 25 × 3 mm 鳍片尺寸在优化前后减少管材的消耗最小, 说明该横截面积下选用的鳍片尺寸与最优尺寸较接近。

由于污染系数变化与烟气流速变化对优化结果影响的计算过程类似, 本文仅给出烟速为 7 m/s 时, 随污染系数的变化, 鳍片的优

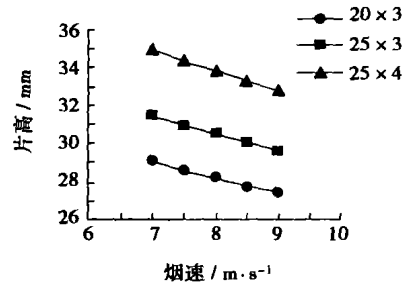


图 3 优化鳍片高度与烟速的关系

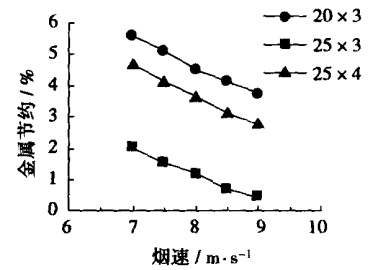


图 4 换热量相同, 优化后节约金属量

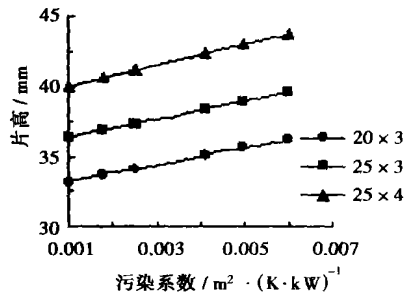


图 5 优化鳍片高度与污染系数的关系

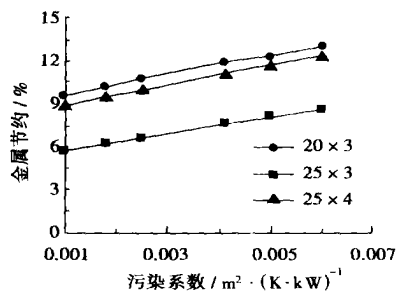


图 6 换热量相同, 优化后节约金属量

化尺寸及节约的金属质量百分比, 如图 5 和图 6 所示。

#### 4 结 论

在电站锅炉省煤器的工况条件下, 经过若干合理简化, 推导了在鳍片金属质量一定条件下换热量最大时的鳍片尺寸选取数学模型, 提出了利用该模型进行实际对象优化的计算步骤, 并以某一台电站锅炉省煤器为计算示例, 给出了优化的结果。在不同的条件下对应一个使换热量最大的鳍片尺寸, 随烟气流速提高或污染系数的减小, 优化鳍片高度降低。目前常选用的  $25 \times 3 \text{ mm}$  的鳍片尺寸结构比较

接近于优化尺寸, 但仍显偏小。实际上, 完全按优化尺寸制造鳍片亦不符合工程实际, 需要根据工程材料并考虑加工条件和磨损等等因素。

#### 参考文献:

- [1] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 第三版, 北京: 高等教育出版社, 1998.
- [2] CHUNG B T F, MA Z, LIU F. General solutions for optimum dimensions of convective longitudinal fins with base wall thermal resistances [A]. Lee J S. Proceedings of the Eleventh International Heat Transfer Conference[C]. Korea: Korean Society of Mechanical Engineers 1998. 357-362.
- [3] 北京锅炉厂. 锅炉机组热力计算标准方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 1976.

## 材料防护与减摩耐磨表面技术

研究了激光处理钛合金 TC11 的微动磨损性能、金相结构、耐腐蚀性和硬度变化规律, 结果和未经处理的钛合金相比, 耐磨性提高 100 倍; 对强酸也有明显的耐腐蚀性; 其硬度提高到 HRC54。该技术可广泛用于人工关节, 航天钛合金齿轮传动等场合。

研究了多种固体润滑涂层在高速下的承载能力和耐磨寿命, 结果表明, 摩擦系数低于 0.08, 在 400 MPa 接触应力下, 耐磨寿命可达 150 min。在应急润滑场合具有广泛的市场。

研究了等离子喷涂层的摩擦磨损性能, 表明该技术可在稀油和干摩擦条件下获得 0.06 的摩擦系数。具有高的耐磨性, 还适应于久零件的改造和修复。

研究了等离子喷涂膜和高能离子注入对金属材料在稀油润滑条件下的摩擦、耐磨性和接触疲劳性能的影响。在航空齿轮上首次采用离子注入法对齿面实施改性, 使其接触疲劳强度和干运转能力得到显著提高。实验表明: 在国内直升机的最大承载状态对应接触应力下, 经 45 min 干运转实验, 齿轮副仍正常运转, 齿面状态良好, 齿面粗糙度没有明显增大, 远优于未改性齿轮。大齿轮齿面磨损为未经改性齿轮的 1/5。实验后的齿轮呈浅蓝色。而未经改性的齿轮干运转 45 min 后, 齿轮呈红褐色, 说明经离子注入后齿轮的温度明显降低。获得了可以支持直升机传动系统干运转要求的关键表面改性技术。

研究证明: 用离子注入方法改性的齿轮具有 45 min 的干运转能力。符合国军标对传动系统干运转的要求(30 min), 因此该项技术能用于提高传动系统齿轮的干运转能力。有很大的实用价值和推广前景。

(翟国臣 供稿)

ergy & Power. — 2004, 19(5). — 495 ~ 497

A new method for realizing an adjustable recirculation zone is proposed along with an investigation of its specific features. On the basis of fluid mechanics theory the possibility of adjusting a recirculation zone is realized in the absence of moving elements and high-temperature components (bluff body) to meet the requirement of various kinds of oil with regard to the recirculation zone during their normal combustion. The above-mentioned features are more pronounced, especially in the case of studying the combustion characteristics of “oil-in-water” type of emulsified oil with different water dilution rates. The present study also provides further support for industrial applications. The test and calculation results indicate that this recirculation zone can adapt to the requirements of various ranks of oil. **Key words:** adjustable recirculation zone, “oil in water” type emulsified oil, burner

电站锅炉鳍片管省煤器鳍片尺寸优化模型 = **Optimization Model for Economizer Fin Size in a Utility Boiler** [刊, 汉] / YAN Wei-ping, MENG Xue-mei, LU Yu-kun (Power Engineering Department, North China University of Electric Power, Baoding, China, Post Code: 071003) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(5). — 498 ~ 501

On the basis of heat exchange mechanism and heat transfer control equations of finned tubes a mathematical model is derived for the selection of fin sizes with the maximum heat transfer under the condition of a given fin-metal mass. The objective is to optimize the height and thickness of rectangular straight fins under the typical operating conditions of a utility boiler economizer. Moreover, with the economizer of a utility boiler serving as an object of study the optimization method and procedures are outlined along with a calculation and analysis of the influence of flue-gas flow speed and pollution factor on the optimized sizes. **Key words:** utility boiler, economizer, finned tube, fin size optimization

内可逆四热源吸收式热泵生态学最优性能 = **Ecological Optimal Performance of Endoreversible Four-heat-source Absorption Type of Heat Pumps** [刊, 汉] / QIN Xiao-yong, CHEN Lin-gen, SUN Feng-rui (Department of Nuclear Science and Engineering, Naval Engineering University, Wuhan, China, Post Code: 430033) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(5). — 502 ~ 505

On the basis of an energy-analysis viewpoint established were the ecological criteria reflecting the optimal compromise between four-heat-source absorption heat-pump heating load and entropy production rate. An analysis is given of the ecological optimal performance of endoreversible four-heat-source absorption heat-pumps under a linear (Newtonian) heat transfer law. The following items were derived: the optimization relationship between the ecological objective and pump heating factor; the maximum ecological objective value and its corresponding pump heating factor; pump heating load and entropy production rate. Ecological optimal selection scope of the cycle main parameters was determined. By way of numerical sample calculations analyzed was the relationship between pump heating rate objective and ecological objective. Calculation results indicate that the ecological criteria are a candidate optimization objective having a long-term effect for the optimal design of absorption heat-pumps. **Key words:** four-heat-source absorption heat-pump, ecological criteria, pump heating load, pump heat production factor, entropy production rate

新型喷嘴结构下蒸汽喷射式热泵性能的数值研究 = **Numerical Study of the Performance of Steam-jet Heat Pumps with an Innovative Nozzle Structure** [刊, 汉] / ZHANG Shao-wei, SANG Zhi-fu (Mechanical and Power Engineering Institute under the Nanjing Polytechnical University, Nanjing, China, Post Code: 210009), XU Hai-tao (Jiangsu Suyuan Environmental Protection Engineering Co. Ltd., Nanjing, China, Post Code: 210024) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(5). — 506 ~ 509

By using a CFD (computational fluid dynamics) numerical simulation method a comparison study was conducted of the influence of a conventional nozzle structure and an innovative one on the operating performance of a steam-jet heat pump.