

复合型热管长度比的优化计算

(浙江大学 能源工程系 浙江 杭州, 310027) M. 阿迪尔 胡亚才 袁海 屠传经

摘要: 具有两种冷却流体的重力热管组成的换热器, 在工程实际中有一定的应用特色。本文介绍确定这类热管加热段与冷却段长度比的方法, 并给出了计算实例。

关键词: 复合型热管; 热管; 长度比

中图分类号: TK17 文献标识码: A

1 引言

热管换热器的加热段和冷却段长度比是一个重要的设计参数。对于两段式热管换热器, 前人利用不同的方法导出加热段和冷却段的最佳长度比^[1-2], 其中文献[1]求解了传热总热阻为最小值时的经济及安全长度比。

本文对复合型三段式热管提出了长度比计算的方法。图 1 示出复合型热管换热器。

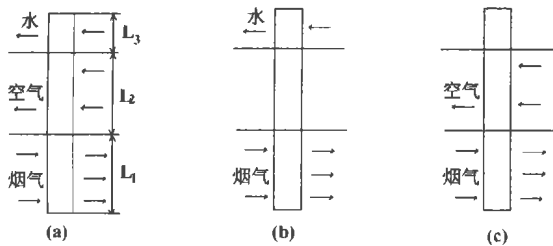


图 1 热管换热器工作示意图

2 第一种应用情况

在 4 t/h 工业锅炉尾部烟道中, 有一台具有两种冷却流体(空气、水)的热管换热器, 用以回收烟气余热。得到的热空气通入炉膛助燃; 热水供生活用, 见图 1(a)。在低负荷时热管仅用一种冷却流体工作, 保持烟温以避免换热器低温腐蚀(图 1(b)和(c))。

2.1 经济长度比

三段式热管热阻关系如图 2。 $Q_1 = Q_2 + Q_3$ 。对热阻 R_1 作变换, 变换后的热管热阻关系示意图如图

3,

$$\frac{1}{R_1} = \frac{Q_1}{t_1 - t_v} = \frac{Q_2}{t_1 - t_v} + \frac{Q_3}{t_1 - t_v} = U_{12}L_1 + U_{13}L_1 = \frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{13}} = U_1L_1 \quad (1)$$

$$\text{其中 } R_{12} = \frac{1}{U_{12}L_1}, R_{13} = \frac{1}{U_{13}L_1}$$

各式中, U_1 —从加热段外表面到工质的传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; U_2 —从工质到冷却段 1 外表面的传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; U_3 —从工质到冷却段 2 外表面的传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; Q_1 —单根热管输入热量, W ; Q_2 —单根热管向冷流体 1 侧输出热量, W ; Q_3 —单根热管向冷流体 2 侧输出热量, W 。

通过以上变换, 复合型热管的长度比计算就可以化成两个二段式热管的长度比的计算来加以解决。根据文献[1]、图 2 和图 3,

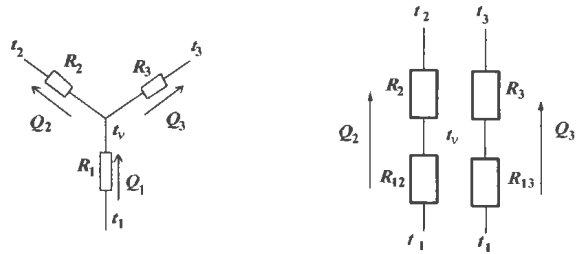


图 2 复合型热管热阻关系图

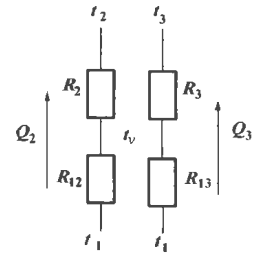


图 3 变换后的复合型热管热阻关系图

$$\frac{L_2}{L_1} = \sqrt{\frac{U_{12}}{U_2}} ; \quad \frac{L_3}{L_1} = \sqrt{\frac{U_{13}}{U_3}} \quad (2)$$

$$t_v = \frac{U_1L_1t_1 + U_2L_2t_2 + U_3L_3t_3}{U_1L_1 + U_2L_2 + U_3L_3}$$

设 $L_2^* = L_2/L_1, L_1^* = L_2/L_1, t_2^* = t_2/t_1, t_3^* = t_3/t_1, t_v^* = t_v/t_1, U_{13}^* = U_{13}/U_1, U_2^* = U_2/U_1, U_3^* = U_3/U_1$, 可得下列方程组:

收稿日期: 1999-05-05; 修订日期: 1999-08-23

作者简介: M. S. Adel (1968-), 男(阿拉伯), 利比亚人, 浙江大学留学博士研究生。

$$\begin{cases}
 U_{13}^* = \frac{1}{\frac{U_2^*}{U_3^* \left[\frac{(1-t_2^*) + (t_3^* - t_2^*) \sqrt{U_{13}^* \cdot U_3^*}}{(1-t_3^*) + (t_2^* - t_3^*) \sqrt{U_2^* (1-U_{13}^*)}} \right]^2} + 1} & \text{(a)} \\
 L_2^* = \sqrt{\frac{-U_{13}^*}{U_2^*}} & \text{(b)} \\
 L_3^* = \sqrt{\frac{U_{13}^*}{U_3^*}} & \text{(c)}
 \end{cases} \quad (3)$$

2.2 安全长度比

选择热管换热器长度比, 应保证热管工作温度不超过许用温度 $[t_v]$ 。用 $[L_2^*] = L_2/L_1$ 和 $[L_3^*] = L_3/L_1$ 表示安全长度比, 它们与热管工作温度关系可从热平衡式推出。

$$[L_2^*] = \frac{(t_1 - [t_v])}{([t_v] - t_2)} \cdot \frac{U_1}{U_2} + \frac{(t_3 - [t_v])}{([t_v] - t_2)} \cdot \frac{U_3}{U_2} [L_3^*] \quad (4)$$

$$[L_3^*] = \frac{(t_1 - [t_v])}{([t_v] - t_3)} \cdot \frac{U_1}{U_3} + \frac{(t_2 - [t_v])}{([t_v] - t_3)} \cdot \frac{U_2}{U_3} [L_2^*] \quad (5)$$

综上所述, 确定复合型三段式热管换热器的长度比, 先确定经济长度比, 再求出安全长度比, 如 L_2^* , L_3^* 分别小于 $[L_2^*]$ 和 $[L_3^*]$, 需修改设计参数, 重新计算。

2.3 实例计算

表1为图1所示热管换热器的设计参数和额定负荷工况。加热段的传热系数 $U_1 = 30 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$, 两个冷却段的传热系数分别为 $U_2 = 30 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ 和 $U_3 = 300 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$, 为了保证热管安全工作, 希望管内蒸气温度不过 300°C 。

表1 热管换热器设计参数及额定负荷工况

热管外径 d_0/mm	32	热管加热段长 L_1/m	待求
热管全长 L/m	1.87	热管冷却段长 L_2/m	待求(空气) 待求(水, 无翅片) L_3
翅片外径 mm	60	热管绝热段长 m	0.04
翅片厚度 mm	1	热管横向节距 mm	76
烟气侧翅片节距 mm	8	热管纵向节距 mm	66
空气侧翅片节距 mm	3	热管数量	52
排数	7	排列方式	叉排
	进口温度 $^\circ\text{C}$	出口温度 $^\circ\text{C}$	流量 kg/h
烟气 t_1	220	170	8076
水 t_3	20	45	2000
空气 t_2	20	75	3800

2.3.1 经济长度比的计算

代入式3(a), 得到 $U_{13}^* = 0.719$

由式3(b)、(c) 计算得出 $L_2^* = 0.530$ $L_3^* = 0.268$

2.3.2 安全长度比校核

设定 $[L_3^*] = 0.268$, 由式(4) 可算得 $[L_2^*] < L_2^*$, 经济长度比符合安全长度比的要求。故所求得的长度比是 $1 : 0.530 : 0.268$ 。

3 第二种应用情况

此种热管换热器用于排烟温度周期性瞬间剧烈变化(上升)的工业炉尾部余热回收。在正常温度下, 热管换热器使用一种冷却流体(空气), 产生的热空气用于工业炉助燃, 如图4(a)所示。在热流体温度超过设计值时, 需要启动冷却段2(水), 见图4(b)。用两种冷却流体的目的是为了避开热管(碳钢—水)的工作温度超过许可值。表2为设计参数和额定、超温负荷时的工况。

表2 热管换热器设计参数及额定、超温负荷工况

热管外径 mm	32	热管加热段长 m	待求(无翅片)			
热管全长 m	1.84	热管冷却段长 m	待求(空气) 待求(水, 无翅片)			
热管横向节距 mm	65	热管绝热段长 m	0.04			
热管纵向节距 mm	65	热管数量	315			
排数	21	排列方式	顺排			
	进口温度 $^\circ\text{C}$	出口温度 $^\circ\text{C}$	流量 kg/h^{-1}			
	额定工况	超温工况	额定工况	超温工况	额定工况	超温工况
烟气	600	800 ~ 1 100	235	235	1 684	1 684
水		20	≤ 100		$< 3 000$	
空气	20	20	150	≤ 150	4 730	$< 12 930$

在这种三段式热管的长度比计算中, 同样分为两个步骤:

3.1 正常运行时长度比

正常运行时可由二段式热管经济长度比($L_{\text{经}}^* = \sqrt{\frac{U_1}{U_2}}$)和安全长度比($L_{\text{许}}^* = \frac{U_1}{U_2} \cdot \frac{t_1 - [t_v]}{[t_v] - t_2}$)得到冷却段1与加热段的长度比 $L_2^* = L_2/L_1$, 并同时确定 t_v (热管工作温度)。

3.2 超温时用式(5) 确定冷却段2与加热段的安全长度比 $[L_3^*] = L_3/L_1$

已知热流体最高温限 $(t_1)_{\text{max}}$, 确定安全长度比也就是保证在热流体达到最高温限时, 换热器能及时把多余热量带走。此时只须考虑其安全长度比。

(下转 255 页)

及其方法是行之有效的。

风帽中部受水冷布风板冷却程度较强, 其温度基本不受其它因素影响; 风帽上部温度主要受床温影响, 下部温度由风室烟温所控制; 风室烟速对风帽温度影响较小。

风帽材料 RQTSi5.0 在 900 °C 以下有优良的抗氧化性和抗热生长性, 能够长期使用; 用该种材料制成的风帽在短时间内承受住了 1 100 °C 以上床内高温的考验。

参考文献

[1] Moodie J, Vickers M A. Some consideration of startup in the design of fluidized bed boilers. *International Journal of Energy Research*, 1985, 9 (4): 203 ~ 209.

[2] 杨加林. 流化床锅炉床下点火装置的设计. *热能动力工程*, 1998, 13(6): 432 ~ 433.

[3] 秦永烈. 表面温度测量. 北京: 中国计量出版社, 1989.

[4] 毛鸿禧. 沸腾锅炉. 长沙: 湖南科学技术出版社, 1979.

[5] 史美堂. 金属材料及热处理. 上海: 上海科学技术出版社, 1988.

(渠 源 编辑)

(上接 248 页)

3.3 实例计算

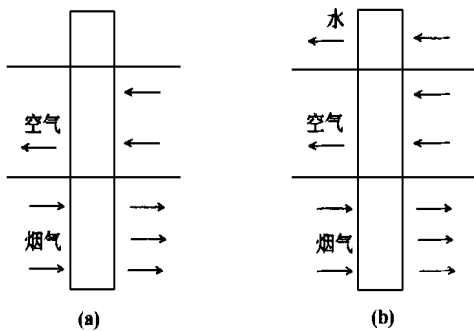


图 4 热管换热器的工作示意图

启用第二种冷却流体(常压水), 如图 4(b) 所示。排烟温度最高可达 1 100 °C, 冷却空气的温度 t_2 为 150 °C, 设计时认为水很快达到沸腾, 取 $t_3 = 100$ °C。热管(碳钢-水)的许可工作温度 300 °C。加热段的传热系数 $U_1 = 30$ W/(m · °C), 两个冷却段的传热系数分别为 $U_2 = 35$ W/(m · °C) 和 $U_3 = 300$ W/(m · °C)。

3.3.1 冷却段 1 与加热段长度比的计算

(a) 经济长度比的计算

由 $L_{经}^* = \sqrt{\frac{U_1}{U_2}}$, 可得 $L_2^* = 0.926$

(b) 安全长度比较核

$[L_2^*] = \frac{U_1}{U_2} \cdot \frac{t_1 - [t_v]}{[t_v] - t_2} = 1.714 > L_2^*$

故不能选用 L_2^* , 即在正常运行的情况下单纯考虑经

济性是不安全的。考虑一定的裕度, 取

$[L_2^*] = 2.0$

热管工作温度 t_v 为:

$t_v = \frac{U_1 L_1 t_1 + U_2 L_2 t_2}{U_1 L_1 + U_2 L_2} = 285$ °C

3.3.2 冷却段 2 与加热段长度比的计算

由式 (5) $[L_3^*] = \frac{((t_1)_{max} - [t_v])}{([t_v] - t_3)} \cdot \frac{U_1}{U_3} + \frac{(t_2 - [t_v])}{([t_v] - t_3)} \cdot \frac{U_2}{U_3} [L_2^*] = 0.435$

因此本例提到的超温应急冷却用的复合型热管, 其冷却段长度比为 1: 2: 0.435。

4 结论

(1) 对于同时加热两种冷流体的复合型热管, 其经济长度比由方程组 (3) 确定, 用式 (4) 或式 (5) 计算其安全长度比用以校核。

(2) 对于超温应急冷却用的复合型热管, 其长度比可分两个步骤加以确定, 其中冷却段 2 与加热段的长度比由式 (5) 计算。

参考文献

[1] 刘纪福. 热管换热器加热段和冷却段长度比的选择. *石油炼制* 1982, (6).

[2] 郎 逵. 热管换热器换热面积的优化. *东北工学院学报*, 1983 (2).

(渠 源 编辑)

Meanwhile, an investigation was conducted of the effect of blade curving on the location of horseshoe vortex and passage vortex formation. A positive curving of the blades has been found to be conducive to a decrease in the transverse pressure gradient at the end wall and a weakening of the end wall secondary flows. Moreover, the blade positive curving will lead to a shift of the initial separation point of the horseshoe vortex to the middle of the flow passage, bringing about a generation of the passage vortex ahead of the anticipated time. The differential scheme selected in this paper is a Godunov one of the third-order precision with TVD properties. The turbulent flow model is a B-L algebraic one after a correction. **Key words:** positive-curved blade, flow field parameter, numerical simulation

中心扩口对径向浓淡旋流煤粉燃烧器出口气固流动特性的影响 = **The Effect of a Central Flared Angle on the Gas-solid Flow Characteristics at the Outlet of a Radial Bias and Pulverized-coal Swirl Burner** [刊, 汉] / Wang Le, Wu Shaohua, Hao Jinbo, *et al* (College of Energy Science and Engineering under the Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2000, 15(3). — 243 ~ 246, 263

Under the condition of different central flared angles and through the cold-state particle dynamic analyzer (PDA) testing of a radial bias and swirl burner a study was conducted of the burner outlet velocity, pulverized coal particle diameter and concentration distribution. As a result, obtained was the mechanism of the effect of the central flared angle on the gas-solid flow characteristics at the burner outlet. Also analyzed was the influence on the burner performance of the central flared angle. All the above work can provide some reference data and serve as a basis for the engineering application and optimized design of the above-mentioned burners. **Key words:** pulverized-coal swirl burner, pulverized-coal combustion, gas-solid dual-phase flow, particle dynamic analyzer (PDA)

复合型热管长度比的优化计算 = **Optimization Calculation of Length Ratios for a Composite Heat Pipe** [刊, 汉] / Adel M, Hu Yacai, Yuan Hai, *et al* (Energy Source Engineering Department, Zhejiang University, Hangzhou, Zhejiang, China, Post Code 310027) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2000, 15(3). — 247 ~ 248, 255

A heat exchanger composed of gravity heat pipes with two kinds of cooling fluids has some specific features and merits in engineering applications. This paper presents a brief description of the method for determining the length ratios between the heating and cooling sections. In addition, several calculation examples are also given. **Key words:** composite heat pipe, heat pipe, length ratio

燃煤循环流化床模型与试验研究 = **Experimental Study and Simulation of a Coal-fired Circulating Fluidized Bed** [刊, 汉] / Shen Laihong (Thermal Energy Engineering Research Institute under the Southeastern University, Nanjing, Jiangsu, China, Post code 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2000, 15(3). — 249 ~ 251, 259

Based on the basic research results concerning the gas-solid dual-phase flow of a circulating fluidized-bed and an in-bed gas-solid bias flow model the author has set up a circulating fluidized-bed combustion model suited for different construction parameters. The model has taken into account the return mixing and the circulation process of gas and solid particles in the bed. Also considered are such a variety of factors as coal burning, the generation and dissolution of nitrogen oxides and particle wear action, etc. The results of the experimental study and model simulation on a circulating fluidized-bed combustion test rig are in good agreement with the experimental data. This fully demonstrates that the circulating fluidized-bed combustion system set up on the basis of the gas-solid dense-lean flow model can accurately simulate the combustion process of a circulating fluidized bed. **Key words:** coal, circulating fluidized bed combustion, mathematical model, experimental study

流化床风帽温度分布及其耐热性的试验研究 = **Experimental Study of the Temperature Distribution of a Nozzle Button in a Fluidized Bed and Heat Resistance of the Nozzle Button** [刊, 汉] / Wu Xin, Zhao Changsui, Duan Yufeng, *et al* (Thermal Energy Engineering Research Institute under the Southeastern University, Nanjing, Jiangsu,