

文章编号: 1671-6612 (2022) 06-835-08

重力式气-气型热管换热器的设计与应用

王嘉浩¹ 强天伟¹ 向俊¹ 刘家雷¹ 江鑫²

(1. 西安工程大学 西安 710048;

2. 北京德天地兴科技发展有限公司 北京 102200)

【摘要】 重力热管通过工质蒸发和冷凝等作用进行传热, 具有结构简单、加工容易、造价低廉、低热阻、高效的传热性能及可靠性强等特点。为对重力式热管换热器在余热回收方面的优势进行研究, 针对阿勒泰某乳业公司喷雾干燥塔高温排气进行余热回收, 依据设计要求, 采取常规设计方法, 完整具体地阐述了重力式气-气型热管换热器的选型设计。通过选型设计, 最终选取 579 根长度为 3050mm 的热管, 按照 13 排叉排布管组装成重力式热管换热器, 根据经济性计算分析, 该设备投入使用一年可回收热量约为 100.06 吨标准煤资源的消耗, 可节省约 75043.64 元。设备前期的投资成本可在第三年第三季度收回。为响应国家号召, 对节能减排政策和可持续发展战略进行推进, 该设备具有很显著的节能效益并产生良好的经济效益。

【关键词】 重力热管; 换热器; 余热回收; 选型设计; 经济性计算; 节能效益

中图分类号 TK172 文献标识码 A

Design and Application of Gravity-type Gas-gas Heat Pipe Exchanger

Wang Jiahao¹ Qiang Tianwei¹ Xiang Jun¹ Liu Jialei¹ Jiang Xing²

(1. Xi'an Polytechnic University, Xi'an, 710048;

2. Beijing Detian Dixing Technology Development Co., Beijing, 102200)

【Abstract】 The gravity heat pipe conducts heat transfer through evaporation and condensation of working medium, it has the characteristics of simple structure, easy processing, low cost, low thermal resistance, efficient heat transfer performance and strong reliability. In order to study the advantages of gravity heat pipe heat exchanger in waste heat recovery, this paper aims at the waste heat recovery of the high-temperature exhaust from the spray drying tower of a dairy company in Altay, according to the design requirements and adopting the conventional design method, the selection and design of gravity gas-gas heat pipe heat exchanger are introduced in detail. Through type selection and design, Finally, 579 heat pipes with a length of 3050 mm are selected and assembled into a gravity heat pipe heat exchanger according to 13 rows of forked pipes. According to the economic calculation and analysis, the recoverable heat of the equipment in one year of operation is about 100.06 tons of standard coal, which can save about 75043.64 yuan. The investment cost of the equipment in the previous period can be recovered in the third quarter of the third year. In order to respond to the national call to promote the policies of energy conservation and emission reduction and sustainable development strategies, the equipment has significant energy saving benefits and good economic benefits.

【Keywords】 Gravity heat pipe; Heat exchanger; Waste heat recovery; Lectotype Design; Economic calculation; Energy saving benefit

作者简介: 王嘉浩 (1994.05-), 男, 在读硕士研究生, E-mail: 3071077654@qq.com

通讯作者: 强天伟 (1970.11-), 男, 教授, 硕士研究生导师, E-mail: 254599797@qq.com

收稿日期: 2022-05-26

0 引言

把管内抽成负压，充入适量的工质，再进行密封便形成热管。热管是依靠自身内部工作液体相变来实现传热的传热元件^[1]，它通过自身内部的工质蒸发、冷凝的方式进行热量传递。热管原理最早由 R S Gaugler 在 1944 年提出，1963 年 G M Grover 再度独立创造了类似于 R S Gaugler 传热元件，并正式命名其为热管 “Heat pipe”，1965 年 Cotter 首次提出了较完整的热管理论^[2]，为以后的热管理论研究奠定了基础。自 80 年代初我国的热管研究及开发的重点转向节能及能源的合理利用^[3]，热管技术的研究和应用领域随着科技水平的进步而不断拓宽，遍及电子元件、动力、化工、能源、航天和冶金等领域。

Wongwise S 等对翅片管换热器的翅片间距和翅片厚度等参数进行研究，得出翅片间距对换热影响较小，翅片厚度对阻力因子的影响几乎可以忽略^[4]。辛公明^[5]，通过改变加热功率，对影响重力热管传热特性的内螺纹进行研究，发现内螺纹重力热管在相同热功率下，传热极限比普通重力热管大。Ong K S 通过对以水为工质的热管进行研究发现小充液率、小倾角的热管具有很好的导热性^[6]。徐晓萍等以水为工质，采用三相流沸腾传热的办法，加强重力热管的传热作用，表明在汽液两相流中加入固体颗粒，将会对封闭式重力热管的传热起到一定的强化作用^[7]。另有学者通过研究表明通过螺旋化，等效对流换热系数会提高 10%~20%。槽深和螺距也会对热管传热性能的大小造成影响^[8]。在热管的蒸发面增加浅槽划痕、可大幅度改进热管的传热性能^[9]。

综上，国内外学者对影响热管换热器换热的热管结构、入口流速、充液率、工质类别、管内流体流态、倾角等主要因素不断进行深入研究，为热管换热器的设计及强化热管的换热能力提供理论支持。本文将对热管换热器选用常规设计方法进行选型设计，根据实际工程的工况参数以及生产需求即提高喷雾干燥塔工作效率，带来节能效益，设计出相匹配的重力式气-气型热管换热器对喷雾干燥塔产生的排气进行余热回收，以此提供重力式气-气型热管换热器在节能领域广泛应用的设计参考。

1 热管换热器的介绍

1.1 工作原理

重力式气-气型热管换热器是由许多单根热管组成的热交换器，通过这类换热器进行热交换的两种流体均是气体。在冷热流体间加设隔板，排风侧在下，上侧为送风侧。高温排气所携带热量通过热管加热段时，管内工质受热蒸发汽化，蒸汽经绝热段传递热量至冷却段，冷流体受热，工质放热凝结为液体，靠重力及毛细力的作用，向加热段回流，这样周而复始，完成热量传递。图 1 为热管换热器基本构造图，图 2 为热管原理图。

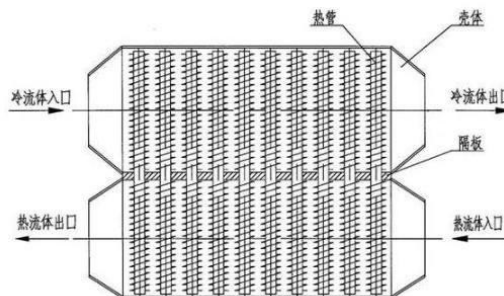


图 1 重力式气-气型热管换热器基本构造图

Fig.1 Basic structure diagram of gravity gas-gas heat pipe heat exchanger

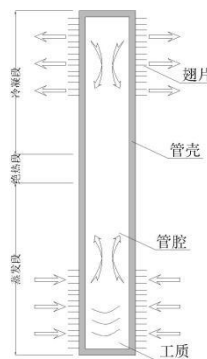


图 2 重力热管原理图

Fig.2 Schematic diagram of gravity heat pipe

1.2 安装位置

将重力式热管换热器就近在喷雾干燥塔排气出口处安置，选取逆流换热方式安装，将干燥塔排气口经引风机与换热器排风侧采用风管法兰连接，确保密封不漏气，高温排气通过换热器后被冷却，再经排气管道排出；将干燥塔送风口径引风机与换热器新风侧采用风管法兰连接，一次侧新风进口处采用风管法兰通向室外，保证密封不漏气，新风被

高温排气加热后,经新风出口在引风机牵引下送入喷雾干燥塔,以此构成一个循环。在换热器新风侧、排气侧进出口位置预留测孔(温度检测点),以便检测设备探头的安装。

2 工程项目概况及设计要求

2.1 工程概况

新疆阿勒泰某乳业公司选用锅炉作为热源,对喷雾干燥塔进行供热。喷雾干燥塔的排气采用自然排气法直接排放到空气中,无动力辅助设备。因为喷雾干燥塔排风中含有的大量热量并没有再次利用,而是直接排出室外,这造成生产能源利用率低,能源消耗量巨大。为此,设计换热器以回收排气中的热量。

2.2 换热器设计要求

在确保系统正常运作的前提下,采用气-气型重力式热管换热器,对喷雾干燥塔产生的排气进行余热回收,用于一次侧新风的加热。设备安装且运行后,保证密不漏风,在换热器新风侧,避免因换热器所造成的压损影响干燥塔系统正常进气。在换热器排气侧,要求换热器所造成的压损不影响干燥塔系统正常排气,避免出现阻力过大从而影响干燥塔正常开车,在保证系统正常运作情况下,换热器新风侧与排气侧压降控制在500Pa以内。气-气型热管换热器设计参数及设计要求如表1所示,其中包括排气侧、新风侧设计要求,及压降要求。

表1 换热器设计参数

Table 1 Heat exchanger design parameters

参数名称	单位	设计参数
排气侧流量/ V_1	m^3/h	31500
排气侧入口温度/ T_1'	$^{\circ}\text{C}$	70
排气侧出口温度/ T_1''	$^{\circ}\text{C}$	29.4
新风侧入口温度/ T_2'	$^{\circ}\text{C}$	12
新风侧出口温度/ T_2''	$^{\circ}\text{C}$	/
新风侧流量/ V_2	m^3/h	31500
压降/Pa	Pa	<500

3 热管换热器的设计计算

3.1 设计思路及方法

热管换热器设计计算的主要任务在于求取总传热系数 U ,然后根据平均温差及热负荷求得总传

热面积 A ,从而定出管子根数。由此可见,热管换热器的设计和常规换热器设计有相似之处^[10],但应考虑适当的迎面风速(2~3m/s),选择合适的翅片管参数,对于重要的工程及缺少经验的前提下,应核实原始设计参数及验证计算公式。

热管换热器的设计方法主要有常规设计法、离散型设计法和定壁温设计法^[11]。本文对重力式气-气型热管换热器进行研究,根据实际工程参数,以及实际生产需求采用常规算法,即把整个热管换热器看成是一块热阻很小的“间壁”,热流体通过“间壁”的一侧不断冷却,冷流体通过“间壁”的另一侧不断被加热^[10]。以蒸发段外表面积为基准的换热系数作为设计依据^[12]对热管换热器进行选型设计计算。

3.2 传热量计算和物性参数选择

排气侧质量流量:

$$M_1 = V_1 \rho_1 = 31500 \times 1.029 = 32413.5 \text{ kg/h}$$

新风侧质量流量:

$$M_2 = V_2 \rho_2 = 31500 \times 1.247 = 39280.5 \text{ kg/h}$$

由表1所列参数对排气侧放热量 Q_h 进行计算^[13]:

$$Q_h = M_1 C_{p1} (T_1' - T_1'') = 367.38 \text{ kW}$$

根据热量传递质量守恒计算出热量从加热段传递至冷却段的热量 Q_c ,考虑热量传递过程中存在热量损失值,由文献[1]取热损值为6%,传递至冷流体侧的热量为 Q_c :

$$Q_c = Q_h \times (1 - 6\%) = 345.34 \text{ kW}$$

新风侧出口温度 T_2'' :

$$T_2'' = T_2' + \frac{Q_c}{M_2 C_{p2}} = 43.5^{\circ}\text{C}$$

式中, C_{p1} 为排气侧比热容, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$; ρ_1 为排气侧气体密度, kg/m^3 ; C_{p2} 为新风侧比热容, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$; ρ_2 为新风侧气体密度, kg/m^3 。

排气侧定性温度 T_1 :

$$T_1 = \frac{T_1' + T_1''}{2} = \frac{70 + 29.4}{2} = 49.7^{\circ}\text{C}$$

新风侧定性温度 T_2 :

$$T_2 = \frac{T_2' + T_2''}{2} = \frac{12 + 43.5}{2} = 27.8^{\circ}\text{C}$$

换热器设计参数下流体热物理性参数由文献[1]查得见表2。

表 2 冷热流体热物性参数

Table 2 Thermal physical parameters of cold and hot fluids

	温度 $t/^\circ\text{C}$	密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	比热容 $C_{pi}/[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})]$	热导率 $\lambda\times 10^2/[\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})]$	动力粘度 $\mu\times 10^6/[\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})]$	运动粘度 $\nu\times 10^6/(\text{m}^2/\text{s})$	普朗特数 Pr
排	70	1.029	1.009	2.96	20.6	20.02	0.694
气	29.4	1.165	1.005	2.67	18.6	16.00	0.701
侧	49.7	1.093	1.005	2.83	19.6	17.95	0.698
新	12	1.247	1.005	2.51	17.6	14.16	0.705
风	43.5	1.128	1.005	2.76	19.1	16.96	0.699
侧	27.8	1.165	1.005	2.67	18.6	16.00	0.701

3.3 工质与管材选择

热管工质的选择主要取决于热管的工作温度，根据表 1 数据参数，计算热管的工作温度 T_v ，从而确定工质管材的匹配。 T_v 计算方法如文献[13]所述，因为该设备为气-气型热管换热器，两侧流量和管长接近时，可选取 $n=1$ ，进行设计计算。

热管管内工作温度 T_v ：

$$T_v = \frac{T_1' + nT_2''}{1+n} = \frac{70+1\times 43.5}{1+1} = 56.8^\circ\text{C}$$

该换热器处于低温热管换热器范畴，根据客户意见及换热器成本，选取 R134a 做工作介质，选取铝管作为基管管材，翅片采取直接切削挤压一次成型。排气侧与新风侧均采用翅片管，所用的热管规格尺寸见表 3。热管在换热器内采用正三角形叉排布管（见图 3），横向管排间距 $S_1=52\text{mm}$ ，纵向间距 $S_2=45.03\text{mm}$ 。

表 3 管外扩展表面参数

Table 3 Parameters of external expansion surface

光管内径 d_i/mm	光管外径 d_0/mm	翅片管外径 d_f/mm	翅片高度 H/mm	翅片厚度 δ/mm	翅片间距 b/mm	翅片间隙 Y/mm	管材种类
20	25	45	10	1	2.1	1.1	铝管

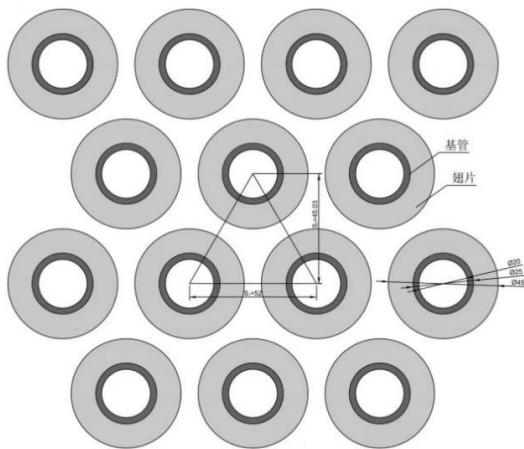


图 3 热管平面叉排布置图

Fig.3 Heat pipe plane fork row layout drawing

3.4 热管翅化比计算^[13]

每米热管长的翅片数目： $n_f=1000/2.1=476$ 片
每米长热管的翅片表面积 A_f ：

$$A_f = n_f \times \left[2 \times \frac{\pi}{4} (d_f^2 - d_0^2) + \pi d_f \delta \right] = 1.114 \text{m}^2$$

每米长翅片间的光管面积 A_i ：

$$A_i = n_f \times \left[2 \times \frac{\pi}{4} (d_f^2 - d_0^2) + \pi d_f \delta \right] = 1.114 \text{m}^2$$

每米热管管外总表面积： $A_h = A_f + A_i = 1.114 + 0.041 = 1.155 \text{m}^2$

每米管长上的光管面积 A_0 ：

$$A_0 = \pi d_0 \times 1 = 0.079 \text{m}^2$$

翅化比 β ：

$$\beta = \frac{A_f + A_i}{A_0} = 14.6$$

3.5 参数设定及结构设计

加热段与冷却段长度比选择，由文献[13]计算热管经济长度比值：

$$L_{\text{经}} = \frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{M_1}{M_2} \right)^{-0.538} = \left(\frac{32413.5}{39280.5} \right)^{-0.538} = 1.11 \approx 1$$

所选用的热管,由于管内许用温度大于该热管换热器工作环境温度最高处,即排气入口温度 $T'_1=70^\circ\text{C}$,因此热管处于安全工作温度,无需验证其安全长度比^[13]。所以设计中拟采用长度比为1。

设计中选用的排气侧迎面风速为 $w=2.5\text{m/s}$,管间距为52mm,进行设计计算,由文献[14]知该参数条件下热管换热器导热能力最佳。计划采用3050mm的管材制作热管,根据长度比及加热工艺,加热段长度 $l_e=1470\text{mm}$,冷却段长度 $l_c=1470\text{mm}$,绝热段长度 $l_o=30\text{mm}$,预留加工耗损80mm。实际长度比为1。

排气侧迎风面积 A'_1 :

$$A'_1 = \frac{V_1}{w} = \frac{31500}{2.5 \times 3600} = 3.5\text{m}^2$$

则选取热管设计迎风面宽度为 E'_1 :

$$E'_1 = \frac{A'_1}{l_e} = \frac{3.5}{1.47} = 2.38\text{m}$$

设计选取正三角叉排布管,横排热管间距为 $S_1=52\text{mm}$,纵向间距 $S_2=45.03\text{mm}$,第一排管子根数为 $m=2.38/0.052=45$ 根。

设计选取第一排管为45根。则实际宽度为 $44 \times 52 + 45 = 2333\text{mm}$,则实际定型宽度 E_1 取值为2350mm。

实际排气侧质量流速为 G_1 :

$$G_1 = \frac{M_1}{A_1} = \frac{32413.5}{2.35 \times 1.47 \times 3600} = 2.61(\text{kg/m}^2 \cdot \text{s})$$

新风侧质量流速为 G_2 :

$$G_2 = \frac{M_2}{A_1} = \frac{39280.5}{2.35 \times 1.47 \times 3600} = 3.16(\text{kg/m}^2 \cdot \text{s})$$

式中: A_1 为实际迎风面积, m^2 。

3.6 管外表面换热系数的计算

管束最窄出流通截面积 NFA_i 及最大质量流速 G_{imax} 如文献[1]所述方法计算。

排气侧最窄流通面积 NFA_1 :

$$NFA_1 = [(S_1 - d_0) - 2(H\delta\eta_f)]l_e B = [(0.052 - 0.025) - 2 \times (0.01 \times 0.001 \times 476)] \times 1.47 \times 45 = 1.16\text{m}^2$$

式中: S_1 为垂直于气流方向相邻两管中心间距, m ; B 为迎风面上热管数目,支。

排气侧最大质量流速 $G_{1\text{max}}$:

$$G_{1\text{max}} = \frac{M_1}{NFA_1} = \frac{32413.5}{1.16} = 7.76(\text{kg/m}^2 \cdot \text{s})$$

新风侧最窄流通面积 NFA_2 :

$$NFA_2 = NFA_1 = 1.16\text{m}^2$$

新风侧最大质量流速 $G_{2\text{max}}$:

$$G_{2\text{max}} = \frac{M_2}{NFA_2} = \frac{39280.5}{3600 \times 1.16} = 9.41(\text{kg/m}^2 \cdot \text{s})$$

雷诺数 Re_i 如下式^[1]计算:

排气侧 Re_1 :

$$Re_1 = \frac{G_{1\text{max}} \cdot d_0}{\mu_1} = \frac{7.76 \times 0.025}{19.6 \times 10^{-6}} = 9898$$

新风侧 Re_2 :

$$Re_2 = \frac{G_{2\text{max}} \cdot d_0}{\mu_2} = \frac{9.41 \times 0.025}{18.6 \times 10^{-6}} = 12648$$

翅片热管管外的换热系数 h'_i 如下式^[1]计算:

排气侧:

$$h'_1 = 0.137 \left(\frac{\lambda_1}{d_0} \right) (Re_1)^{0.6338} pr_1^{\frac{1}{3}} = 0.137 \times \left(\frac{0.0283}{0.025} \right) \times (9898)^{0.6338} \times 0.698^{\frac{1}{3}} = 46.87\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

新风侧:

$$h'_2 = 0.137 \left(\frac{\lambda_2}{d_0} \right) (Re_2)^{0.6338} pr_2^{\frac{1}{3}} = 0.137 \times \left(\frac{0.0267}{0.025} \right) \times (12648)^{0.6338} \times 0.701^{\frac{1}{3}} = 51.73\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

翅片热管管外的有效换热系数 h_i :

排气侧:

$$h_1 = h'_1 \frac{A_i + \eta A_f}{A_h} = 46.87 \times \left(\frac{0.041 + 0.95 \times 1.114}{1.155} \right) = 44.61\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

新风侧:

$$h_2 = h'_2 \frac{A_i + \eta A_f}{A_h} = 51.73 \times \left(\frac{0.041 + 0.95 \times 1.114}{1.155} \right) = 49.24\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

式中: η 为翅片效率,由文献[1]取 $\eta=0.95$ 。

3.7 总传热系数的计算

热管材质选用铝管。取铝管导热系数 $\lambda_w=204\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$,排气侧与新风侧金属管壁热阻分别为 R_1 和 R_2 ,由下式^[1]计算:

$$R_1 = R_2 = \frac{\delta_w}{\lambda_w} = \frac{0.0025}{204} = 1.23 \times 10^{-5}(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}$$

式中: δ_w 为管壁厚度, m 。

因为乳制品烘干过程要求空气洁净,所以在计算热阻时,可忽略污垢热阻。

排气侧传热面积: $A'_h = A_h \cdot l_e = 1.70\text{m}^2$

排气侧中径传热面积: $A'_i = \pi d_i \cdot l_e = 0.104\text{m}^2$

排气侧内径传热面积: $A'_f = \pi d_f \cdot l_e = 0.092\text{m}^2$

由下式计算总传热系数 U :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + 2 \frac{\delta_w}{\lambda_w} \frac{A_h'}{A_r'} + \left(\frac{1}{h_{HP}^h} + \frac{1}{h_{HP}^c} \right) \frac{A_h'}{A_i'} + \frac{1}{h_2} = \frac{1}{44.61} + 2 \times 1.23 \times 10^{-5} \times \frac{1.70}{0.104} + \left(\frac{1}{5810} + \frac{1}{5810} \right) \times \frac{1.70}{0.092} + \frac{1}{49.24} = 0.0495 (\text{m}^2 \cdot \text{C})/\text{W}$$

则有 $U=20.20\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$

式中: h_{HP}^h 为以管子加热段内表面积为基准的热管内部蒸发传热系数, h_{HP}^c 为以管子冷却段内表面积为基准的热管内部冷凝传热系数, 由文献[1]取经验值 $h_{HP}^h=h_{HP}^c \approx 5.8\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

3.8 传热面积及管根数的计算

对数平均温差 ΔT 由下式^[13]计算:

$$\Delta T = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(70-43.5)-(29.4-12)}{\ln \frac{(70-43.5)}{(29.4-12)}} = 21.6 \text{C}$$

传热面积 A' :

$$A' = \frac{Q_h}{U \Delta T} = \frac{367.38 \times 10^3}{20.20 \times 21.6} = 842 \text{m}^2$$

则管根数 N_1 及排数 N_p 确定如下:

$$N_1' = \frac{A'}{A_h \cdot l_e} = \frac{842}{1.155 \times 1.47} \approx 496 \text{根}$$

考虑 10% 的设计余量: $N_1=496 \times 1.1=546$ 根, 以及热管排列(叉排)方式, 实际热管选取 579 根, 采取 45/44/45/44/45/44/45/44/45/44/45/44/45 式 13 排分布。

实际传热面积:

$$A_1 = A_h \cdot l_e \cdot N_1 = 1.155 \times 1.47 \times 579 = 983.06 \text{m}^2$$

单根热管传热量 q :

$$q = \frac{Q_h}{N_1} = \frac{367.38}{579} = 0.635 \text{kW} = 635 \text{W}$$

4 设计校核及换热器规格定型

4.1 总传热量计算

通过公式 $Q=UA\Delta T=20.20 \times 983.06 \times 21.6=428.93 \text{kW} > 367.38 \text{kW}$, 即 $Q > Q_h$, 可知所设计的换热器能满足传热需求。

4.2 阻力计算

摩擦系数 f_i 如下式^[13]计算:

排气侧:

$$f_1 = 18.93 \left(\frac{d_0 G_{1\max}}{\mu_1} \right)^{-0.316} \left(\frac{S_1}{d_0} \right)^{-0.927} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{-0.515} = 0.487$$

新风侧:

$$f_2 = 18.93 \left(\frac{d_0 G_{2\max}}{\mu_2} \right)^{-0.316} \left(\frac{S_1}{d_0} \right)^{-0.927} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{-0.515} = 0.451$$

阻力损失 ΔP_i 如下式^[13]计算:

排气侧:

$$\Delta P_1 = f_1 \cdot \frac{N_p G_{1\max}^2}{g \rho_1} = 37.81 \text{mmH}_2\text{O}$$

阻力验证: $\Delta P_1=37.81 (\text{mmH}_2\text{O})=370.79 (\text{Pa}) < 500 (\text{Pa})$, 则单排压降为 2.91mmH₂O 约为 28.54Pa。

新风侧:

$$\Delta P_2 = f_2 \cdot \frac{N_p G_{2\max}^2}{g \rho_2} = 42.48 \text{mmH}_2\text{O}$$

阻力验证: $\Delta P_2=42.48 (\text{mmH}_2\text{O})=416.58 (\text{Pa}) < 500 (\text{Pa})$, 则单排压降为 3.27mmH₂O 约为 32.04Pa。

即阻力符合设计要求。

4.3 管壁温度计算

最低管壁温度 T_{wo} 发生在排气侧出口和新风侧入口处, 即对末排热管的管壁温度进行校核计算^[15], 由下式^[13]可得:

$$T_{wo} = T_1'' - \frac{q}{A_{1o} \cdot \alpha_1} = 29.4 - \frac{635}{0.12 \times 618.74} \approx 20.8 \text{C}$$

式中: A_{1o} 为单根热管排气侧光管外表面积, m^2 ; α_1 为排气侧以光管外表面积为基准的管外换热系数, $\alpha_1 = \eta \cdot \beta \cdot h_1 = 618.74 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$; 由最低管壁温度计算结果, 考虑到热管换热器运行温度与阿勒泰室外存在温差, 应在热管换热器四周增设岩棉保温。

4.4 换热器规格的定型

依据设计要求, 定型所有参数, 选取中点温度所对应热物理性参数进行设计计算, 设计风速为 2.5m/s, 迎风口规格为 2350mm×1470mm (宽×高)。结合校核计算, 最终选定以 3050mm 铝管做基管, 总计 579 根热管, 采用正三角形叉排布管, 13 排管排列。加热段长度为 1470mm, 冷却段长度为 1470mm, 长度比为 1, 蒸发段与冷凝段有效换热面积均为 983.06m², 排气侧压降为 370.78Pa, 新风侧压降为 416.58Pa。图 4 为热管换热器平面设计图, 图 5 为热管换热器立体设计图, 图 6 为换热器实物图, 图 7 为现场安装图。

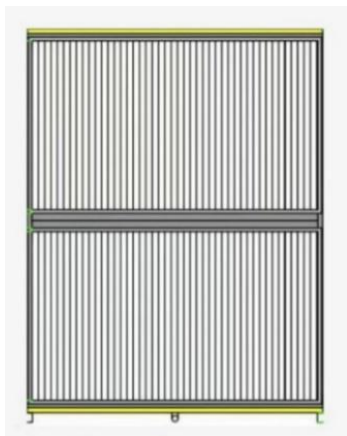


图4 热管换热器平面设计图

Fig.4 Plane design drawing of heat pipe heat exchanger

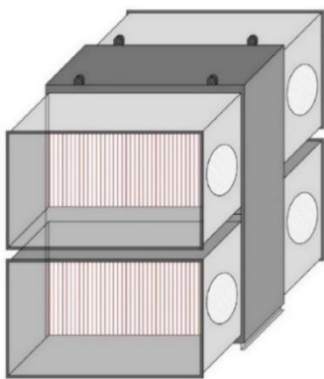


图5 热管换热器立体设计图

Fig.5 Three-dimensional design drawing of heat pipe heat exchanger

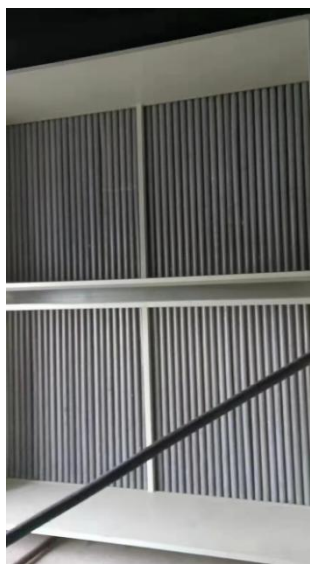


图6 换热器实物图

Fig.6 Physical map of heat exchanger



图7 现场安装图

Fig.7 Site installation drawing

5 节能及经济性分析

喷雾干燥塔产生的排气温度 70°C ，该排气原本直接排入大气中，现利用重力式热管换热器对 70°C 排气进行余热回收。该重力式热管换热器的总投资为 200000 元，对该设备采取全年 250 天，每天 8h 运行进行计算。结合实测数据，对设备运行实测数据进行统计，喷雾干燥塔排气温度春季全天平均降低 56.4°C ，夏季全天平均降低 37.8°C ，秋季全天平均降低 35.7°C ，冬季全天平均降低 51.5°C ，则取其算术平均值，即排气全年全天平均回收 45°C ，由此计算每小时排气余热回收可节约的热量 Q ： $Q=1.005 \times 31500 \times 1.029 \times 45=1465900.54\text{kJ/h}=350203.64\text{kcal/h}$ 。以燃煤锅炉作为喷雾干燥塔热源，标准煤以 7000 大卡/千克的发热量进行计算，则每小时节约燃煤量： $350203.64/7000=50.03\text{kg}$ ，该换热器运行一年可节约 100.06 吨标准煤，按煤单价 750 元/吨，则一年可节省 75043.64 元。热管系统运行不需外加动力，且不用专人维护，第三年第三季度即可收回设备前期投资成本。

6 结语

本文根据实际工程项目，具体的阐述了热管换热器的选型设计，提供了解决类似工程问题的设计思路。结合整个设计计算过程，发现热管换热器的各个参数之间相互关联影响，在设计估算出热管的基础上，进行校核计算，以检验选型设计的合理性，进行热管的规格定型。

本文设计的 13 排重力式气-气型热管换热器对喷雾干燥塔的高温排气进行余热回收，提高锅炉

对喷雾干燥塔的热效率, 对该设备采取全年 250 天, 每天 8h 运行天计算可知, 全年回收余热所带来的节能效益可达 75043.64 元, 该设备前期总投资 200000 元, 第三年第三季度即可收回设备投资成本, 实现节能效益与经济效益双赢的局面。

经现场安装测试, 发现排气出口温度普遍偏高, 这是因为高温排气与热管之间的换热不充分及热管排数过少。所以, 在设计中应适量加大迎风面风速, 在原来设计方案的基础上, 换热器外观采用长窄型设计, 保证原管束数目不变, 改变布管情况, 增加热管排数; 在满足安全长度比情况下, 增加热管排气侧换热长度。以此尽量优化热管换热器结构设计, 增强换热效果。

参考文献:

- [1] 庄骏, 张红. 热管技术及其工程应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2000.
- [2] Cotter T P. Theory of heat pipes[R]. Los Alamos Scientific Lab: Report No.LA-3246-MS, 1965.
- [3] Ma T Z, Jiang Z Y. Heat Pipe Research and Development in China[C]. Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf. Tsukuba, Japan: 1984.
- [4] Wongwises S, Chokeman Y. Effect of fin pitch and number of tube rows on the air side performance of herringbone wavy fin and tube heat exchangers[J]. Energy Conversion and Management, 2005,46(13-14): 2216-2231.
- [5] 辛公明, 王鑫煜, 张鲁生, 等. 内螺纹重力热管变功率运行特性[J]. 工程热物理学报, 2013,34(11):2116-2119.
- [6] Ong K S, Tong W L, Gan J S, et al. Axial temperature distribution and performance of R410a and water filled thermosyphon at various fill ratios and inclinations[J]. Frontiers in Heat Pipes, 2014,5(2):1-7.
- [7] 徐晓萍, 史金涛, 姜峰, 等. 三相流闭式重力热管的强化传热[J]. 化学工程, 2011,39(6):16-28.
- [8] 方书起, 赵凌, 史启辉, 等. 螺旋槽重力热管强化传热实验研究[J]. 化学工程, 2008,36(6):19-21.
- [9] 张广孟. 封闭有限空间内沸腾-凝结共存相变换热的研究[D]. 北京: 北京工业大学, 2014.
- [10] 庄骏, 徐通明, 石寿椿. 热管与热管换热器[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1989,5.
- [11] 张红, 杨峻, 庄骏. 热管节能技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2009.
- [12] 王磊. 热管换热器的设计计算[J]. 纯碱工业, 2001,(3): 39-43.
- [13] 方彬. 热管节能减排换热器设计与应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2012.
- [14] 王丹. 中低温热管换热器的理论分析与实验研究[D]. 北京: 北京工业大学, 2013.
- [15] 董其伍, 王丹, 刘敏珊. 余热回收用热管及热管式换热器的研究[J]. 工业加热, 2007,(4):37-40.
- [16] 王昭俊, 孙晓利, 赵加宁, 等. 利用夜间通风改善办公建筑热环境的实验研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2006(12):2084-2088.
- [17] 元晓琳. 夜间通风建筑热工设计研究[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2013.
- [18] Ji W, Luo Q, Zhang Z, et al. Investigation on thermal performance of the wall-mounted attached ventilation for night cooling under hot summer conditions[J]. Building and Environment, 2018,146:268-279.
- [19] Ji W, Wang H, Du T, et al. Parametric study on a wall-mounted attached ventilation system for night cooling with different supply air conditions[J]. Renewable Energy, 2019,143:1865-1876.
- [20] 季文慧. 办公建筑竖壁贴附射流夜间通风动态热过程研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2018.
- [21] Li Y, Ji W, Jiang F, et al. Investigation of the influence of jet supply configurations on the thermal and flow behaviors of the wall-attached night ventilation system[J]. Sustainable Cities and Society, 2022:103957.
- [22] 朱颖心. 建筑环境学[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2016.
- [23] GB50176-2016, 民用建筑热工设计规范[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2016.

(上接第818页)