

脉动热管换热器传热性能的研究

倪兵^{1,2}, 郝玉刚¹, 吴秀杰¹, 徐建炎¹

(1. 中国恩菲工程技术有限公司, 北京 100038; 2. 大连理工大学, 辽宁 大连 116024)

[摘要] 通过脉动热管的理论基础及实验,研究了脉动热管的启动特性、准稳态运行特性以及换热工质为含不凝汽的蒸汽时,脉动热管换热器温度的变化规律。同时以传统重力热管换热器的计算为依据,结合脉动热管自身特点,针对工程常见的烟气进行设计计算。通过实验数据分析,确定了脉动热管换热器在实验条件下,设备响应较快,启动性能较好。通过设计计算,提供了脉动热管换热器的结构尺寸。

[关键词] 脉动热管换热器; 运行特性; 余热回收; 设计计算

[中图分类号] TK121 **[文献标志码]** B **[文章编号]** 1003-8884(2023)04-0041-07

DOI: 10.19611/j.cnki.cn11-2919/tg.2023.04.008

0 引言

余热利用对节约能源、增加产量、提高产品质量和降低生产成本等方面起着越来越大的作用,已成为工业生产中不可分割的组成部分。但由于生产方法、生产工艺、生产设备以及原料、条件的不同和工艺上千变万化的需要,给余热回收利用带来很多困难。

脉动热管换热器作为一种先进的换热装置,已被应用于电子冷却、空调余热回收、太阳能集热器等领域,并且可实现对废水及废气进行余热回收,是一种高效相变传热元件。在相同温差下,管内流体以汽化潜热的方式传递热量,并且脉动热管适用于不同加热方式和加热位置。将脉动热管技术应用于余热回收水处理装置中,不仅能降低废水及废气的温度,还能将热量回收利用,达到节能减排的目的^[1-2]。

20 世纪 40 年代初,美国 Gaugler 就已经提出热管这个理论。1963 年第一个热管问世,至此热管才进入现实生活中,并不断受到人们的重视,成为一种具有高传热效率的元件。热管的理论阶段一直持续

到 20 世纪 70 年代后才进入应用阶段,但仍然存在技术不成熟、成本较高的问题。所以只有航天、核能等一些高端领域范围得以应用^[3]。到 80 年代后,由于技术不断成熟,使成本降低,热管技术才逐渐进入不同的生产领域。

影响脉动热管传热性能的因素有很多,但其工作原理无法很明确的被解释,运行机理非常复杂,涉及到的因素较多,带有很大的随机性。自从脉动热管的概念提出以来,国内外研究者进行较多的研究。已有文献显示,研究人员研究了各种工作液体的脉动热管^[4-8],从他们的研究结果中可知,直径并不是影响脉动热管传热性能的唯一参数。脉动热管的管长、弯头数、每段长度(加热段、绝热段和冷凝段)、工作液体的热物理特性、加热/冷却的范围和模式^[9-13]等都会影响脉动热管的传热性能。

在余热回收领域中,Rittidech 等^[14]将脉动热管应用到空气预热器中,用于干燥尾气回收,通过实验可知,当热空气温度从 60 °C 升高到 80 °C,热传递效率逐渐上升;工作液体由水换成 R123,热传递速率升高。Khandekar^[15]研究了脉动热管换热器在余热处理中的应用。通过实验显示,脉动热管换热器可以在较高热流密度条件下应用,但在实际应用中,需要更系统和详细的研究来建立该系统。Meena 等^[16]针对干燥循环系统设计了闭合环路脉动热管空气预热器,用于降低尾气湿度并回收其热量。脉动热管的内径为 2 mm,蒸发及冷凝段长为 0.19 m,

[收稿日期] 2023-05-16

[第一作者] 倪兵(1984—),吉林长春人,博士,主要从事余热回收及废水处理相关的设备研发工作。

[引用格式] 倪兵,郝玉刚,吴秀杰,等.脉动热管换热器传热性能的研究[J].有色设备,2023,37(4):41-47.

绝热段长为 0.08 m,总长度为 3.58 m。实验过程中,热空气的流速为 0.5~3 m/s,温度为 50~80 ℃,相对湿度为 100%,热管内填充的工作液体为 R134a,充液率为 50%。实验结果显示,随热空气温度上升,传热速率增大,相对湿度由 89%~100% 降至 54%~72%。经过对脉动热管传热特性的不断研究,我国脉动热管技术已经应用到加热炉余热再生利用系统——辽河油田 10 吨注汽锅炉烟气余热回收系统,该系统用于加热注汽炉的进水,可以将注汽炉进水温度提高 20 ℃ 左右,排出烟气温度降低 100 ℃,燃料节约 5%,在采用脉动热管进行余热回收后,每台注汽炉每年节约燃料费用可达到 30 万元以上^[2]。

本文对脉动热管换热器进行运行特性的研究和设计计算。结果可应用于余热回收及水处理装置中,为化工、石化、电力、冶金等重点耗能行业推广提供设计方法。

1 实验说明

1.1 实验系统

根据实验原理建立脉动热管测试实验系统,其示意图如图 1 所示。实验系统由脉动热管、蒸汽发生器、空气加热器、空气压缩机、数据采集仪、流量计、阀门、管道及管件等组成,实验图片如图 2 所示。实验冷热水箱均选用聚丙烯材质,壁厚为 10 mm,水箱尺寸长×宽×高为 800 mm×80 mm×300 mm。

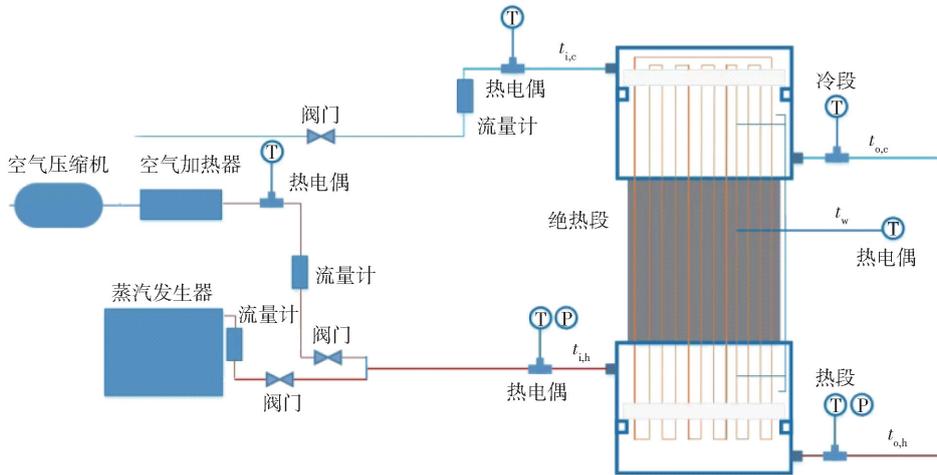


图 1 实验系统示意图

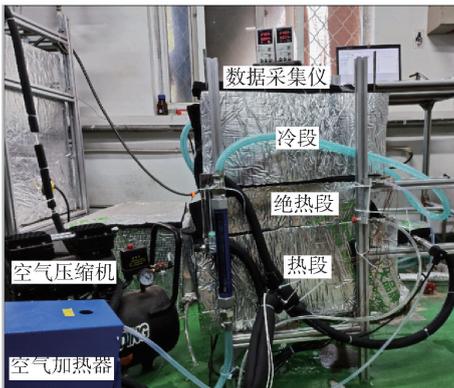


图 2 实验系统图片

脉动热管换热器内部安装一组铜—水闭合回路脉动热管。本实验中选用铜作为管壳材料。管内封装的工作液体为去离子水,充液率为 50%,绝对压力为 1×10^{-2} Pa。管外径为 4 mm,为保证强度,管壁厚

0.5 mm。脉动热管分为加热段、绝热段和冷凝段三部分,其长度分别为 250 mm、200 mm 和 150 mm。

系统安装了蒸汽发生器,为了得到预期的热风进口温度,在热风管空气入口前,安装了电加热器。两个气体流量计分别连接空气和蒸汽管上,用以监测其流量。蒸汽与经空气加热器加热过的空气混合后进入热管换热器的热段,与冷段的冷却水通过脉动热管进行热交换,冷却水的流量由转子流量计进行测量,混合气体中不凝汽的含量可通过调节蒸汽和空气的流量来控制。

1.2 实验方法

实验前确定脉动热管热负荷范围,在负荷范围内实验,确定启动功率和启动时间。在不同输入功率时,观察壁面温度曲线的跳跃现象,当壁面温度发生急剧跳跃现象时,系统启动并监测对应启动温度、

启动功率、启动时间等。启动后,运行约 10 min,使热管达到稳定运行状态,稳定后进行实验数据监测,时间约 10 ~ 30 min。

开启蒸汽发生器,通过蒸汽流量计观察流量大小,调节蒸汽发生器出口阀门,使流量达到所需大小。运行稳定后开始测量各测点的温度和压力。启用空气压缩机和加热器,通过空气流量计观察流量大小,调节空气压缩机使流量达到所需大小。经加热器加热后的热空气和蒸汽混合后进入换热器热段。

1.3 结果与讨论

对于实际工程项目应用过程,目前主要通过启动性能和传热性能两方面来对脉动热管性能进行评价。通常将脉动热管从开始加热到进入稳定振荡运行定义为启动过程,反映的是热管对工作环境温度变化做出反应的过程。传热性能作为热管在一定条件下传热能力的体现,是热管制作研究的重要目标。

当脉动热管壁面温度曲线第一次出现波峰、波谷振荡就说明脉动热管开始启动。但在低热负荷下,有时工质开始流动,但并未发生明显相变过程,这样在温度曲线上不会出现波峰和波谷的变化。因此,在温度曲线光滑上升阶段,如果 $dt/d\tau$ 的值出现明显改变时,同样可以认为脉动热管开始启动。

脉动热管进入稳态运行前的阶段包括脉动热管的启动、间歇振荡和准稳态振荡阶段。在脉动热管启动后,脉动热管要经历升温过程,所以在进入稳态运行后,不能完全避免间歇振荡。

在分析启动特性和准稳态运行特性时,选择启动时温度跳跃幅度相对较大,稳定性相对较差的实验组数据进行分析。图 3 是冷水流量为 80 L/h,蒸汽流量为 4.4 m³/h 时,脉动热管壁面温度的变化趋

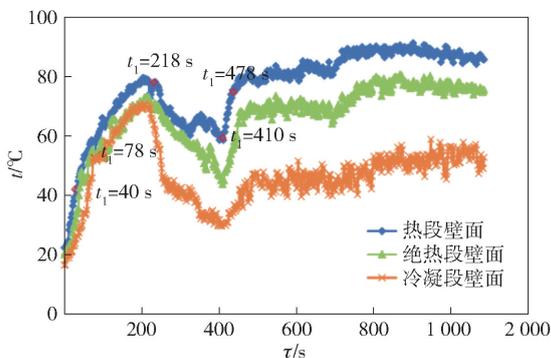


图 3 脉动热管壁面温度变化趋势

势。当系统运行后,脉动热管壁面温度随时间 τ 的增长而升高。当 τ_1 达到 40 s 后,脉动热管壁面温度发生震荡。在此之前,脉动热管并未启动,内部工质处于静止状态,对比图中相同时间,热段、绝热段和冷凝段的壁面温度,温度沿脉动热管的轴向略有升高,这是通过铜管导热作用使热量进行传递。当时间达到 40 s 后,蒸发段管内液体工质吸收热量发生相变,产生气泡,气泡被输送到冷凝段被冷却,释放汽化潜热,此时脉动热管启动。受压差作用,脉动热管内部工质发生剧烈震荡,从而造成启动时温度跳跃。

间歇性振荡是脉动热管启动后出现的反复“停止-启动”的现象。当 τ_1 分别达到 78 s、218 s 和 410 s 后,脉动热管震荡停止,温度呈平滑变化后再次震荡。随着实验的进行,脉动热管内部工质不断积累热量,直到工质能连续震荡。间歇震荡会影响脉动热管传热过程的稳定性。当脉动热管倾角为 90 ° 或热负荷较大时会减少间歇震荡,本组实验输入热负荷较小,所以实验过程出现间歇震荡。在实际工程应用中热负荷相对较大,因此,可以减少间歇震荡对传热过程稳定性的影响。

当时间达到 478 s 后,脉动热管进入准稳态震荡阶段。在此条件下,脉动热管的启动时间为 40 s,启动时温度跳跃幅度(启动时最高温度和最低温度的差值)为 4 °C,跳跃幅度较小,间歇震荡时间为 7 min,在此阶段出现了温度急剧跳跃的现象,冷凝段壁面温差达到 30 °C。但在此阶段停留时间较短,所以设备响应较快,启动性能较好。

在热源工质中含有硫化物时,为防止低温腐蚀,将工质的温度控制高于露点 20 °C 左右,因此换热器壁面温度和流体平均温度的温差直接影响了换热器

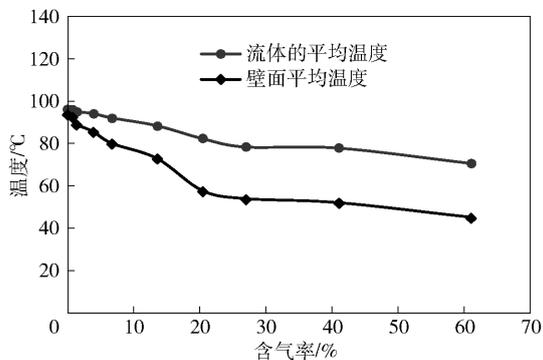


图 4 不同含气率时流体和壁面的平均温度变化趋势

的应用。图 4 为不同含气率时流体和壁面温度的变化趋势。随着含气率的增大,壁面平均温度和流体平均温度的温差逐渐升高。当含气率高于 20% 后壁面平均温度和流体平均温度的温差高于 20 ℃,当含气率高于 40% 后其温差趋于稳定,为 26 ℃。

2 脉动热管设计计算

2.1 脉动热管的设计原理

以冷源侧水和热源侧烟气换热为例。

1) 换热量计算

热端放出热量 Q_a 计算式见式(1)。

$$Q_a = \rho_1 q_1 C_{v1} (t'_1 - t_1) \quad (1)$$

冷端吸收热量 Q_b 计算式见式(2)。

$$Q_b = (1 + \zeta) Q_a \quad (2)$$

定性温度计算式见式(3)。

$$t_{m1} = \frac{t_1 + t'_1}{2} \quad (3)$$

式中: ρ_1 和 C_{v1} 分别为热端定性温度 t_{m1} 时,烟气的密度(kg/m^3) 和比热($\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$); q_1 为烟气流量, kg/s ; t_1 和 t'_1 分别为烟气进出口温度, $^\circ\text{C}$; ζ 为散热器散热损失,取 5% ~ 10%

2) 热端换热系数计算

烟气侧雷诺数 Re_1 计算式见式(4)。

$$Re_1 = \frac{u_1 d_0}{\nu_1} \quad (4)$$

烟气侧努谢尔特数 Nu_1 计算式见式(5)。

$$Nu_1 = C Re_1^m \quad (5)$$

对流换热系数 h_1 计算式见式(6)。

$$h_1 = Nu \frac{\lambda_1}{d_0} \quad (6)$$

式中: ν_1 和 λ_1 分别为热端定性温度 t_{m1} 时,烟气的黏度(m^2/s) 和导热系数($\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$); d_0 为脉动热管的直径, m ; u_1 为烟气侧的迎风速度, m/s 。

3) 冷端换热系数计算

冷端定性温度计算式见式(7)。

$$t_{m2} = \frac{t_2 + t'_2}{2} \quad (7)$$

水侧雷诺数 Re_2 计算式见式(8)。

$$Re_2 = \frac{u_2 d_0}{\nu_2} \quad (8)$$

烟气侧努谢尔特数 Nu_2 计算式见式(9)。

$$Nu_2 = C Re_2^m \quad (9)$$

对流换热系数 h_2 计算式见式(10)。

$$h_2 = Nu \frac{\lambda_2}{d_0} \quad (10)$$

式中: t_2 和 t'_2 分别为水侧进出口温度, $^\circ\text{C}$; ν_2 和 λ_2 分别为热端定性温度 t_{m2} 时,水的黏度(m^2/s) 和导热系数($\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$); u_2 为水侧的迎风速度, m/s 。

4) 换热系数计算

管外流体与管外壁的换热量 Q_1 计算式见式(11)。

$$Q_1 = h_0 A (t_f - t_{wo}) \quad (11)$$

管外壁到管内壁的到热量 Q_2 计算式见式(12)。

$$Q_2 = 2\pi\lambda_w l \frac{(t_{wo} - t_{wi})}{\ln(d_0/d_i)} \quad (12)$$

管内壁与管内工质的换热量 Q_3 计算式见式(13) ~ (15)。

$$Q_3 = h_i A (t_{wi} - t_n) \quad (13)$$

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = KA(t_f - t_n) \quad (14)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_0} + d_0 \frac{\ln(d_0/d_i)}{2\lambda_w} + \frac{1}{h_i}} \quad (15)$$

式中: h_0 和 h_i 分别为管内、外流体的换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$; λ_w 为脉动热管导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; d_i 为脉动热管内径, m 。

管内流体的换热系数 h_i 较大,所以忽略 $1/h_i$,传热公式简化为式(16)。

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_0} + d_0 \frac{\ln(d_0/d_i)}{2\lambda_w}} \quad (16)$$

5) 换热温差计算

脉动热管壁面的温度 t_w 计算式见式(17)。

$$t_w = \frac{h_0 A_1 t_{m1} + h_1 A_2 t_{m2}}{h_0 A_1 + h_1 A_2} \quad (17)$$

6) 换热面积计算

根据公式 $Q = KA\Delta t$ 计算换热面积。

热端换热面积 A_1 计算式见式(18)。

$$A_1 = \frac{Q_1}{K_1 \Delta t_1} \quad (18)$$

冷端换热面积 A_2 计算式见式(19)。

$$A_2 = \frac{Q_2}{K_2 \Delta t_2} \quad (19)$$

总换热面积 A 计算式见式(20)。

$$A = A_1 + A_2 \quad (20)$$

7) 脉动热管结构计算

热端迎风面积 A_{y1} 计算式见式(21)。

$$A_{y1} = \frac{q_1}{u_1} \quad (21)$$

冷端迎风面积 A_{y2} 计算式见式(22)。

$$A_{y2} = \frac{q_2}{u_2} \quad (22)$$

式中: q_1 和 q_2 分别为冷热端流体的流量 kg/s。

迎风面宽 E 计算式见式(23)。

$$E = \frac{A}{L} \quad (23)$$

迎风面上管排数 B 计算式见式(24)。

$$B = \frac{E}{P_l} \quad (24)$$

式中: L 为热管长度; P_l 为脉动热管迎风面上管间距。

8) 脉动热管尺寸计算

$$0.7 \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}} \leq D \leq 2 \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}} \quad (25)$$

2.2 脉动热管的设计结果

2.2.1 冷源无相变

本案例工质:冷源侧为水,热源侧为烟气,初始参数如表1所示。

表1 初始参数

参数	热端	冷端
工质	烟气	水
入口温度	200/°C	60/°C
出口温度	120/°C	80/°C
流量	65 000/Nm ³ /h	—

脉动热管的初始设计参数如表2所示,脉动热管换热器的初始计算参数如表3所示,脉动热管设计计算结果如表4所示。根据计算,管脉动热管换热器尺寸长×宽×高为1.73 m×0.93 m×1.7 mm。

表2 脉动热管初始参数

参数	直径	充液率	壁厚	Pl/d0	迎风距离	工作流体
值	4/mm	50%	0.6/mm	2	8/mm	去离子水

表3 脉动热管换热器初始参数

参数	热端长	冷端长	绝热段长	热端迎风风速	冷端迎风风速
值	1 m	0.2 m	0.2 m	6 m/s	0.5 m/s

表4 脉动热管换热器设计计算参数

器件	参数	蒸发端	冷凝端
换热器	平均温差	73.7/°C	11.2/°C
	迎风面积	2.25/m ²	0.03/m ²
	换热系数	216/W/(m ² ·K)	5 670/W/(m ² ·K)
脉动热管	总长	23 768/m	5 645/m
	面积	309/m ²	73.5/m ²

2.2.2 冷源有相变

在低温多效蒸发中,低温蒸汽可以直接做为热源。因此,本案例将脉动热管换热器冷源室设置于真空条件下,按冷端出口为蒸汽进行设计计算。工质:冷源为水,热源为烟气,初始参数如表5所示。

表5 初始参数

参数	热端	冷端
工质	烟气	水/汽
入口温度	200/°C	60/°C
出口温度	120/°C	80/°C
压力	0.1/MPa	0.047/MPa
流量	65 000/Nm ³ /h	—

脉动热管的初始设计参数如表6所示,脉动热管换热器的初始计算参数如表7所示,脉动热管设计计算结果如表8所示。根据计算,管脉动热管换热器尺寸长×宽×高为1.73 m×0.58 m×1.7 mm。

表6 脉动热管初始参数

参数	直径	充液率	壁厚	Pl/d0	迎风距离	工作流体
值	4/mm	50%	0.6/mm	2	8/mm	去离子水

表7 脉动热管换热器初始参数

参数	热端长	冷端长	绝热段长	热端迎风风速	冷端迎风风速
值	1/m	0.2/m	0.2/m	6 m/s	0.5 m/s

3 结论

本文建立了脉动热管测试实验台,分析了脉动热管的启动特性和准稳态运行特性,并分析了

表 8 脉动热管换热器设计计算参数

器件	参数	蒸发端	冷凝端
换热器	平均温差	73.5/°C	11.5/°C
	迎风面积	3/m ²	0.01/m ²
	换热系数	242/W/(m ² ·K)	9353/W/(m ² ·K)
脉动热管	总长	21254/m	58/m
	面积	277/m ²	0.8/m ²

在换热工质为水和蒸汽含不凝汽时脉动热管换热器的温度。根据脉动热管的理论基础,通过已有文献的数据及相关项目的参数,对脉动热管换热器进行了结构尺寸的设计计算,主要结论如下:

1)在实验条件下,脉动热管在启动过程中可能会产生较大的跳跃温度,间歇震荡明显,但间歇震荡时间较短,设备响应较快,启动性能较好,在实际工程中选用脉动热管换热器回收余热,流体平均温度和壁面平均温度的温差较小,有效减小腐蚀对换热设备的影响。

2)脉动热管换热器在设计计算条件下,烟气侧的换热系数最高可达 242 W/(m²·K),相比传统换热设备,脉动热管换热器的换热系数可以达到普通换热设备的 2 倍以上。

3)以传统重力热管为基础,针对热源侧为烟气的工程实例设计脉动热管换热器,计算了脉动热管及换热器内部结构尺寸。

[参考文献]

- [1] 柴本银. 振荡流热管换热器换热性能及其在干燥系统中的应用研究[D]. 济南:山东大学, 2010.
- [2] 韩雅芳. 脉动热管及其换热器传热特性研究[D]. 北京:北京工业大学, 2013.
- [3] 马永昌, 张宪峰. 热管技术的原理、应用与发展[J]. 变频器世界, 2009(7): 70-75.
- [4] Burban G, Ayel V, Alexandre A, et al. Experimental investigation of a pulsating heat pipe for hybrid vehicle applications[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 50(1): 94-103.
- [5] Liu S, Li J, Dong X, et al. Experimental study of flow patterns and improved configurations for pulsating heat pipes [J]. Journal of Thermal Science, 2007, 16(1): 56-62.
- [6] Moghari R M, Mujumdar A S, Shariat M, et al. Investiga-

tion effect of nanoparticle mean diameter on mixed convection Al₂O₃-water nanofluid flow in an annulus by two phase mixture model[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2013, 49: 25-35.

- [7] Saha M, Feroz C M, Ahmed F, et al. Thermal performance of an open loop closed end pulsating heat pipe[J]. Heat and Mass Transfer, 2012, 48(2): 259-265.
- [8] Tseng C Y, Yang K S, Chien K H, et al. Investigation of the performance of pulsating heat pipe subject to uniform/alternating tube diameters[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2014, 54: 85-92.
- [9] Yang H, Jiang S, Shen W, et al. Certificateless Provable Group Shared Data Possession with Comprehensive Privacy Preservation for Cloud Storage[J]. Future Internet, 2018, 10(6): 49-60.
- [10] Nikolayev V S. Effect of tube heat conduction on the single branch pulsating heat pipe start-up[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 95: 477-487.
- [11] Pachghare P R, Mahalle A M. Thermo-hydrodynamics of closed loop pulsating heat pipe: an experimental study [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014, 28(8): 3387-3394.
- [12] Charoensawan P, Terdtoon P. Thermal performance of horizontal closed-loop oscillating heat pipes[J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(5): 460-466.
- [13] Pastukhov V G, Maydanik Y F. Development of a pulsating heat pipe with a directional circulation of a working fluid[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 109: 155-161.
- [14] Rittidech S T P, Tantakon P, et al. effect of inclination angles, evaporator section lengths and working fluid properties on heat transfer characteristics of a closed-end oscillation heat pipe[C]. 6th International Heat Pipe Symposium, Chinag Mai, Thailand, 2000.
- [15] S. Khandekar. Pulsating heat pipe based heat exchangers [C]. The 21st International Symposium on Transport Phenomena, Kaohsiung City, Taiwan, 2010.
- [16] Meena P, Rittidech S, Poomsa-Ad N. Closed-loop oscillating heat-pipe with check valves (CLOHP/CVs) air-preheater for reducing relative humidity in drying systems [J]. Applied Energy, 2007, 84(4): 363-373.

Study on Heat Transfer Performance of Pulsating Heat Pipe Heat Exchanger

NI Bing, HAO Yu-gang, WU Xiu-jie, XU Jian-yan

Abstract: The start-up characteristics, quasi-steady operation characteristics, and the temperature variation regular of pulsating heat pipe heat exchanger when working fluid containing non condensable steam in steam were studied and experimented on. The pulsating heat pipe heat exchanger were designed and calculated using flue gas as the working fluid. Pulsating heat pipe heat exchangers with flue gas as working fluid were design and calculation, based on the calculation of traditional gravity heat pipe heat exchangers and combined with the characteristics of pulsating heat pipes themselves. Experimental data by analysis, it is found that under experimental conditions, the pulsating heat pipe heat exchanger has a fast response and good start-up performance. The design dimensions of pulsating heat pipes are provided by design calculations.

Key words: pulsating heat pipe heat exchanger; starting characteristics; design calculation



(上接第 19 页)

Automated Repair Solution for the Full Process of Anode Guide Rod Assembly

WU Dao-lin, LI Meng, WU Zu-huai, ZHANG Ye, ZHOU Bing

Abstract: The anode guide rod component is one of the important components in the production of electrolytic aluminum. At present, the anode guide rod components are mostly repaired manually. This method has problems such as high labor intensity, low repair efficiency, and unstable quality, which can lead to detachment, cracking, or reduced lifespan of the anode guide rod components during the production stage. This article introduces a full process automated repair solution for anode guide rod assembly. This plan covers narrow gap full section welding process and equipment, anode steel claw repair technology and equipment based on resistance thermal pressure welding, and automation technology and equipment for the entire process of aluminum guide rod repair. The application of this solution can repair more than 40 sets of components per day, extend the service life by more than half, reduce the labor intensity of operators, and save more than 15 kW·h of electricity per ton of aluminum in the electrolytic aluminum industry.

Key words: electrolytic aluminum; anode guide rod; narrow gap full section welding; resistance thermal pressure welding

