

研究论文

倾角及充液率对并联式脉动热管传热性能的影响

梁玉辉, 李惟毅, 史维秀
(天津大学热能系, 天津 300072)

摘要: 以超纯水为工质, 在不同的充液率 (35%、50%、70%) 和倾角 (60°、90°) 下, 对并联式脉动热管的传热特性进行实验研究, 分析在不同加热功率下充液率和倾角对并联式脉动热管壁面温度、加热端与冷凝端温差、传热量及传热热阻的影响, 并对传热热阻进行不确定度计算。实验结果表明, 充液率和倾角对脉动热管的传热特性影响显著。倾角为 90°时, 3 种充液率条件下, 充液率为 35% 和 50% 时的壁面温度脉动稳定性要优于充液率为 70% 的情况, 并且充液率为 50% 的传热热阻最小, 加热端与冷凝端温差最小, 充液率为 70% 的传热热阻最大, 加热端与冷凝端温差最大。充液率为 50%, 倾角为 60°和 90°时, 在相同的加热功率下, 倾角为 60°的壁面温度的脉动幅度较大, 传热热阻较高, 传热极限变窄, 传热效果明显差于倾角为 90°的情况。

关键词: 并联式脉动热管; 倾角; 充液率; 传热性能

DOI: 10.3969/j.issn.0438-1157.2011.z2.008

中图分类号: TK 124

文献标志码: A

文章编号: 0438-1157 (2011) S2-046-06

Effect of inclination angle and liquid filling ratio inclination on heat transfer characteristics of parallel type pulsating heat pipe

LIANG Yuhui, LI Weiyl, SHI Weixiu

(Department of Thermal Energy and Refrigeration Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: With ultrapure water as working medium, the heat transfer characteristics of parallel type pulsating heat pipe with three different liquid filling ratios (35%, 50% and 70%) and two different inclination angles (60° and 90°) were investigated experimentally and analytically. On the basis, the effect of liquid filling ratio and inclination angle with different heating powers on the properties of parallel type pulsating heat pipe, namely wall temperature, temperature difference of heating section and condensing section, heat transfer quantity and thermal resistance were studied. Meanwhile, the uncertainty of thermal resistance was also calculated. The experimental results show that liquid filling ratio and inclination angle can effectively influence heat transfer characteristics of pulsating heat pipe. When the inclination angle was 90°, on the condition of different liquid filling ratios, pulsation stability of wall temperature with liquid filling ratios of 35% and 50% were superior to that of 70%. When the liquid filling ratio was 50%, the thermal resistance and temperature difference of heating section and condensing section were the smallest. On the contrary, when the liquid filling ratio was 70%, the corresponding thermal resistance and temperature difference were the largest. In addition, with liquid filling ratio of 50% and inclination angle of 60° and 90°, pulsation range of wall temperature and thermal resistance with 60° were large, and the corresponding heat transfer limitation became narrow with the same heating power compared

2011-06-23 收到初稿, 2011-10-20 收到修改稿。

联系人: 史维秀。第一作者: 梁玉辉 (1985—), 男, 硕士研究生。

基金项目: 天津市科技发展战略研究计划项目 (06YFGZX18300)。

Received date: 2011-06-23.

Corresponding author: SHI Weixiu, shiweixiu 1983@163.com

Foundation item: supported by the Development Strategy Research Programs of Tianjin Science and Technology (06YFGZX18300).

with inclination angle of 90° . Therefore, heat transfer effect with liquid filling ratio of 60° was obviously worse than that with liquid filling ratio of 90° .

Key words: parallel type pulsating heat pipe; inclination angle; liquid filling ratio; heat transfer characteristic

引 言

脉动热管是 20 世纪 90 年代由日本的 Akachi^[1-3]最早提出的一种新型热管，由于其体积小、结构简单且传热性能好等优点，受到国内外学者的普遍关注。其工作原理为：在抽成真空的细管中充入部分工质，工质在一个密封的真空空间受热蒸发产生气泡，气泡膨胀升压推动液柱和汽柱由蒸发段向冷凝端运动，气泡在冷凝端遇冷放热，收缩并破裂，被冷凝成液体，在压差作用下回流至蒸发端。另外受热产生的蒸汽和冷凝产生的液体在表面张力的作用下，将在管内产生汽塞和液塞随机分布的脉动状态。

自脉动热管提出以来，各国学者就对典型的循环式脉动热管的运行机理、实验和应用等方面进行了研究。张显明等^[4]发现倾角为 $30^\circ\sim90^\circ$ 时，加热端温度及热阻始终保持在较低的水平。Charoensawan 等^[5]的实验发现，脉动热管在 90° 倾角底部加热的时运行性能最好， $60^\circ\sim90^\circ$ 为较理想的倾角范围。马永锡等^[6]通过实验也得出了相近结论。杨蔚原等^[7]对回路型脉动热管的运行进行了可视化实验研究，研究了其传热性能与充液率，冷却方式，加热端与冷却端相对位置等各因素的关系。Groll 等^[8]观察到随着加热功率的增加，工质流型变为环状流，此时热阻更小，传热方式也由以显热传热转化为以潜热传热。Zhang 等^[9]在实验中观察到液塞在管内流动过程中，工质在管内壁形成液膜。Miyazaki 等^[10-11]研究发现：在不同的加热方式下，脉动热管对应不同的最佳充液率。本文针对脉动热管的结构形式，将典型的循环式脉动热管的管路调整为并联式结构，如图 1 所示。目前已有学者对并联式脉动热管展开研究。王宇等^[12]选用丙酮和无水酒精作为工质，研究表明并联式脉动热管的启动及运行稳定性优于典型的回路型脉动热管，并具有较高的传热极限。

本文主要研究并联多通道式脉动热管在不同充液率、倾角及加热功率工况下的传热特性，实验工况为：以超纯水为工质，充液率分别为 35%、50%、70%，倾角为 60° 、 90° 。

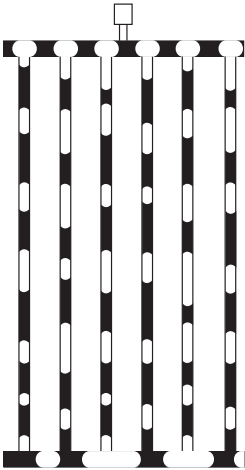


图 1 并联式脉动热管结构

Fig. 1 Structure of parallel type pulsating heat pipe

1 实验装置

本实验中并联式脉动热管选取铜管制作，由于选用超纯水作为工质，故内径选为 2 mm 的铜管。图 2 为脉动热管实验装置，由脉动热管试件测试装

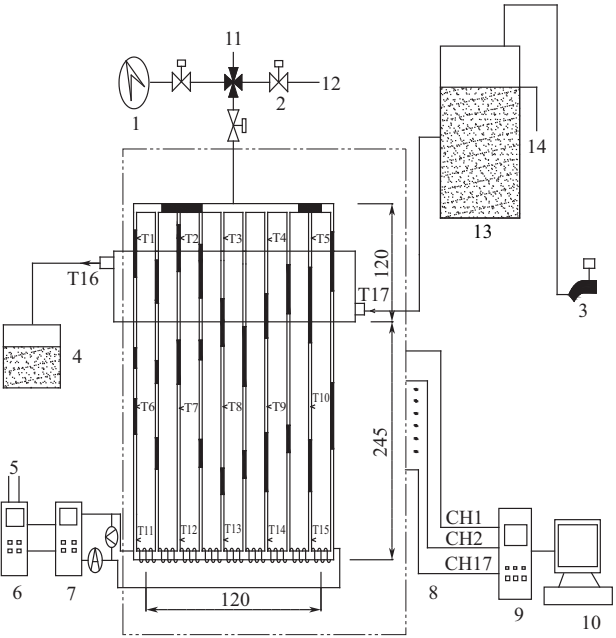


图 2 脉动热管实验装置

Fig. 2 Experiment set-up of pulsating heat pipe
1—vacuum meter; 2—control valve; 3—faucets; 4—pool; 5—AC; 6—voltage stabilizer; 7—transformer; 8—thermocouple; 9—data acquisition; 10—PC; 11—working medium injection mouth; 12—vacuum mouth; 13—constant pressure tank; 14—overflow pipe

置、电加热装置、冷却水循环装置、冷却水流量称重计量装置和温度数据采集系统等组成。脉动热管顶部设有螺纹接口,通过四通连接件与真空表、充液阀以及真空泵连接,便于试件充灌工质,试件上部密封在铜制的夹套中,预留进出口与冷却水路连接。自来水流经夹套对其进行冷却,通过恒压水箱稳定冷却水进口压力,通过调节阀门确定冷却水流量,冷却水的质量流量通过称重法测量。

试件加热段由镍-铬合金加热丝均匀地缠绕在毛细管底部外表面,以模拟热源均匀加热,经自耦调压器调节加热功率,在电路中接入电流、电压测试仪表计量输入加热功率。实验中采用 T 型高精度的铜-康铜热电偶(测温精度 0.2℃),锡焊固定于铜管外部,在蒸发段、冷凝段和中间段分别设置 5 个温度测点,用于测试试件运行温度均匀,在冷却水管上打孔,将热电偶与冷却水直接接触,测量冷却水的进出口温度。温度测点如图 2 所示,用符号“T”表示。真空泵采用双级旋片式,可将系统的最高绝对压力抽至 0.2 Pa。如图 3 所示,整个脉动热管系统固定在旋转平台上,通过控制旋转平台与水平面的角度来控制脉冲热管的倾角,其中倾角定义为脉动热管所在平面与水平面之间的夹角。在实验过程中通过由 Agilent34970A 高速数据采集器与计算机组成的高速动态数据采集系统,显示并存储脉动热管的传热特性曲线。

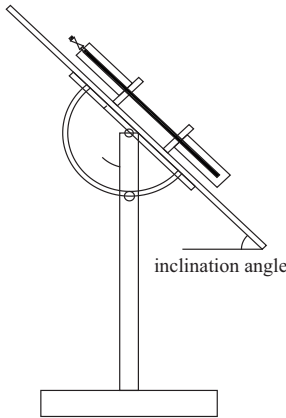


图 3 旋转平台结构

Fig. 3 Structure of rotational platform

实验过程中首先对脉动热管抽真空并充液,而后打开水龙头向恒压水箱注水,待溢流管有水流流出后,连接冷却水管路并调节冷却水量,大概 30 min 冷却水流量稳定后连接电加热装置,通过调压器调整输入电压,进而控制加热功率,开启高速动

态数据采集系统记录存储测点温度,适时称量冷却水量。

实验测试工况如表 1 所示,通过对比的方法来分析倾角与充液率对多通道并联回路脉动热管传热特性的影响。

表 1 脉动热管试验工况
Table 1 Testing working conditions of PHP

Test procedure	Input power/W	Inclination angle / (°)	Liquid filling ratio / %
1	115—489	60	35
2	115—415	60	50
3	168—400	60	70
4	115—456	90	35
5	115—415	90	50
6	115—405	90	70

2 数据处理原理及不确定度计算

本文对同一工质在不同的加热功率、倾角及充液率情况下的传热性能进行了一系列的实验研究。热管加热端与冷却端的温差、传热热阻是衡量其性能的重要参数,因此本文重点对传热量、传热温差和整体热阻进行了系统讨论。

脉动热管运行时,其整体热阻为

$$R = (T_e - T_c) / Q \tag{1}$$

式中 R 为整体热阻,℃·W⁻¹; T_e 和 T_c 分别为加热端和冷却端平均温度,℃; Q 为传热量(扣除散热损失后的加热功率),W。

传热量根据冷凝端冷却水的进出口温差和质量流量来计算

$$Q = cm(T_o - T_i) \tag{2}$$

式中 c 为冷却水比热容,J·(kg·℃)⁻¹; m 为质量流量,kg·s⁻¹; T_i 和 T_o 分别为冷却水进口和出口温度,℃。

$$m = M / t \tag{3}$$

式中 M 为冷却水质量,kg; t 为获得冷却水的时间,s。

由式(1)~式(3)可将 R 用直接测量的量表示为

$$R = \frac{t(T_e - T_c)}{cM(T_o - T_i)} \tag{4}$$

不确定度的测量分为直接测量和间接测量,直接测量可分为 A 类不确定度、B 类不确定度和合成不确定度,间接测量的不确定度需要由各直接测量的不确定度通过传递公式计算出来。本文不确定

$$U_R=R\sqrt{\left(U_T\frac{\partial \ln R}{\partial T_e}\right)^2+\left(U_T\frac{\partial \ln R}{\partial T_c}\right)^2+\left(U_t\frac{\partial \ln R}{\partial t}\right)^2+\left(U_M\frac{\partial \ln R}{\partial M}\right)^2+\left(U_T\frac{\partial \ln R}{\partial T_o}\right)^2+\left(U_T\frac{\partial \ln R}{\partial T_i}\right)^2}=\\R\sqrt{2\left(\frac{U_T}{T_e-T_c}\right)^2+\left(\frac{U_t}{t}\right)^2+\left(\frac{U_M}{M}\right)^2+2\left(\frac{U_T}{T_o-T_i}\right)^2}$$

(5)

度的计算采用间接测量，热电偶的测温精度 U_T 为 0.2°C ，电子秤的质量精度 U_M 为 0.001kg ，秒表测量的精度 U_t 为 0.01 s ， R 的不确定度 U_R 可以通过式(5) 得到。

热阻 R 的不确定度计算结果显示于实验结果分析图中。

3 实验结果

3.1 倾角 90° 不同充液率下的传热性能

图 4 反映了加热功率为 115 W 、倾角 90° 时，充液率分别为 35% 、 50% 和 70% 时加热端与冷凝端的壁面平均温度变化情况。从图中可以看出，充液率为 35% 和 50% 时脉动热管壁面温度脉动情况较好，能够稳定运行，充液率为 70% 时加热端温度呈无规律变化，脉动幅度很大，此时不能稳定运行。充液率为 50% 和 35% 时两端的传热温差要明显小于充液率 70% 时的情况。加热端和冷凝端的温差较大，说明热端的能量无法及时传输到冷凝端，传热效果不好。这主要是由于在高充液率时，脉动工质较多，需要的启动功率和稳定运行功率就相对较高，液塞的增多影响气泡的生成，相邻管路之间的压力不平衡性变弱，脉动热管运行的压力驱动力变小，所以在较低的加热功率下脉动热管不能稳定运行。

图 5 表明随着加热功率的增大，脉动热管的传

热量增加。主要是由于随着输入功率的增加，工质的循环速度增加，单位时间内就会有更多的工质参与传热，热端的能量被工质快速地传向冷端，实现能量的输送。由图 6 可知，在充液率为 35% 和 50% 的情况下，加热端与冷凝端的平均温差随加热功率的增加变化范围约为 3°C ，而充液率为 70% 的平均温差呈递增趋势，最大温差可以达到 22°C 。这说明了在高充液率下，热端的能量不能及时传递到冷凝端，导致热端温度过高或冷凝端温度过低，两端温差较大，脉动热管的运行情况变差。

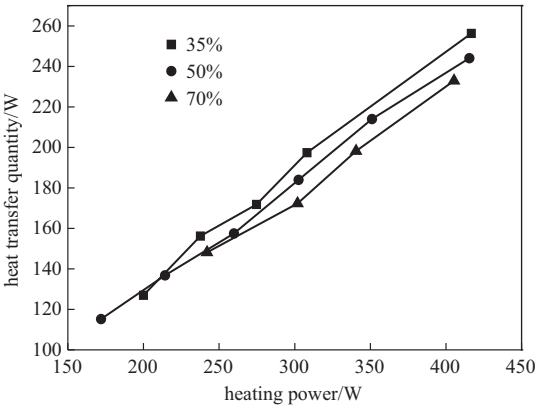


图 5 传热量随着加热功率的变化
Fig. 5 Variation of heat transfer quantity with heating power

从图 7 可以看出，热阻随加热功率的增加先下降，然后趋于稳定，此时脉动热管已经接近传热极

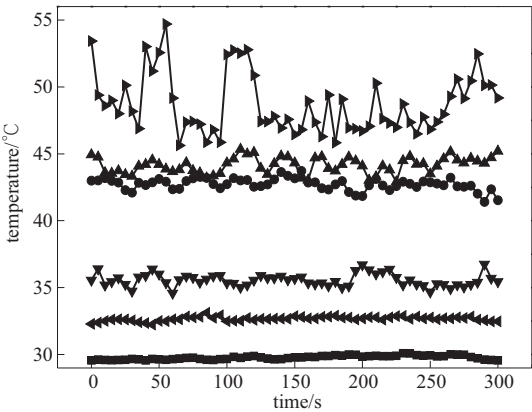


图 4 不同充液率下壁面的平均温度

Fig. 4 Average wall temperature with different liquid filling ratios

■ 35% condensing; ● 35% heating; ▲ 50% heating;
▼ 50% condensing; ◆ 70% condensing; ► 70% heating

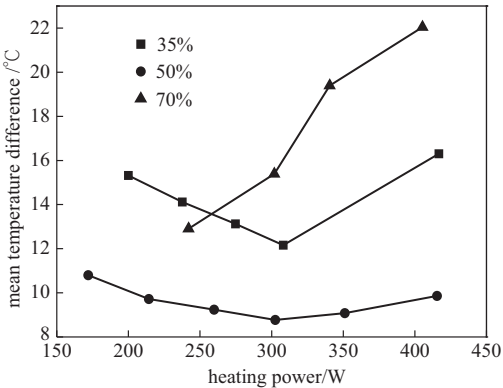


图 6 加热端与冷凝端的平均温差随加热功率的变化
Fig. 6 Variation of average temperature difference between heating section and condensation section with heating power

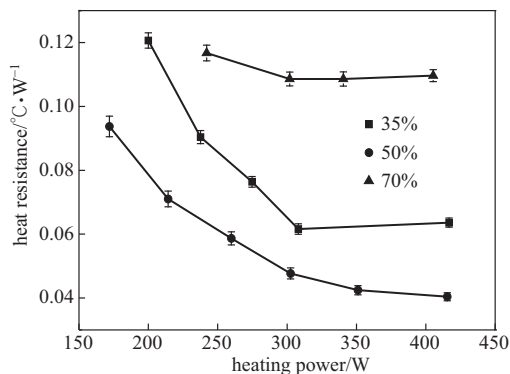


图 7 不同充液率下热阻随加热功率的变化

Fig. 7 Variation of heat resistance with heating power of different liquid filling ratios

限。胡朝发^[13]的研究表明当传热接近传热极限,管内工质稳定流动时呈现出环状流。杨洪海等^[14]通过对单回路闭式脉动热管内流型的实验研究得出当管内为环状流时,脉动热管的运行性能最好,热阻最小。根据以上分析,当并联式脉动热管接近传热极限时管内流型存在环状流。

充液率为 35% 和 50% 时,热阻下降的速度要明显快于充液率为 70% 的情况,并且在相同的加热功率下,充液率为 70% 时,热阻最高,50% 时热阻最小,为 0.04~0.09 °C·W⁻¹。这是由于充液率相对较低时,气泡有足够的空间生成、脱离、破裂,能够产生较强的压力不平衡驱动工质的循环运行,有利于脉动热管的高效运行。充液率相对较高时,会有较多的工质参与换热,提高传热效率,如果充液率过高,将会导致气相空间很小,气泡的生成和运行严重受阻,运行驱动压力减小,液体流动阻力增加,传热变差。综合以上因素,50% 为脉动热管运行的最佳充液率,70% 时运行最差。

3.2 充液率 50% 不同倾角下的传热性能

图 8 为加热功率约为 115W,充液率 50% 倾角为 60° 和 90° 时,加热端与冷凝端的壁面的平均温度变化情况。从图 8 可以看出,两种倾角工况下,冷凝端温度都比较稳定,分别位于 30°C 和 32°C 附近,这说明倾角范围从 60° 到 90° 时,倾角对冷凝端温度的稳定性影响较小。倾角为 60° 时,加热端温度脉动幅度较大,温度波动范围为 38~42°C,倾角为 90° 时整个实验工况加热端温度都比较稳定,维持在 43~45°C。以上分析说明,倾角 90° 时加热端平均温度的稳定性要好于倾角 60°,脉动热管运行较好。

图 9 说明了随着加热功率的增大,传热量增大,并且增大趋势具有较强的一致性。倾角为 90°

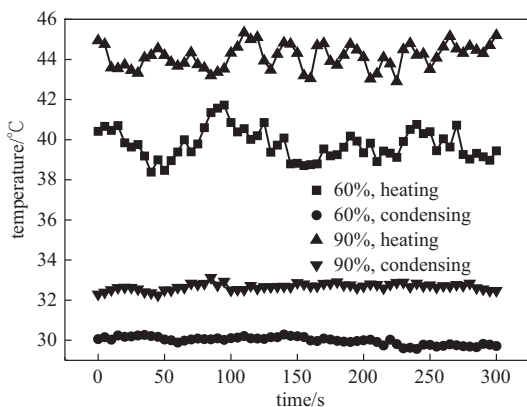


图 8 不同倾角时壁面平均温度的变化

Fig. 8 Variation of average wall temperature with different angles

的传热量要明显大于倾角为 60° 的情况,与图 8 中不同倾角下壁面温度的变化情况得出的结论相同。这是由于壁面温度脉动情况稳定,系统运行的稳定性强,传热效果也就好。图 9 说明了脉动热管的热阻随着加热功率的增大而减小。热阻的变化趋势是先迅速减小后降低趋势变慢至趋于稳定。在相同的加热功率下,倾角 60° 的热阻要大于倾角 90° 下脉动热管的热阻。倾角 60°,加热功率约为 250 W 时的热阻趋于平缓,继续提高加热功率时热阻变化很小,并且当加热功率增大到约 380 W,脉动工质出现烧干状态,此时传热恶化,脉动热管不能正常运行。而倾角为 90°,当加热功率大于 250 W 时热阻的降低趋势比较明显,这就说明在竖直情况下在较高的加热功率下脉动热管仍然具有提高传热效果的潜力,并且在加热功率约为 420 W 可以正常运行,传热极限高于倾角 60° 的情况。从图 10 中可以看出,倾角

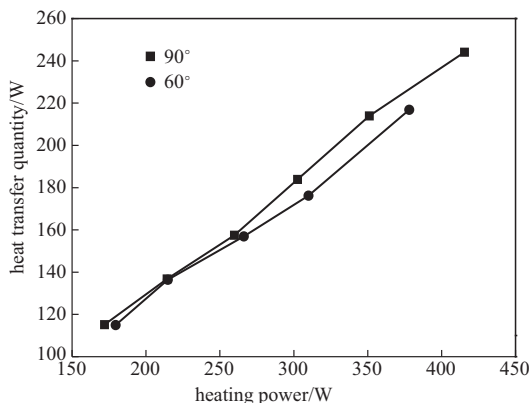


图 9 传热量随着加热功率的变化

Fig. 9 Variation of heat transfer quantity with heating power

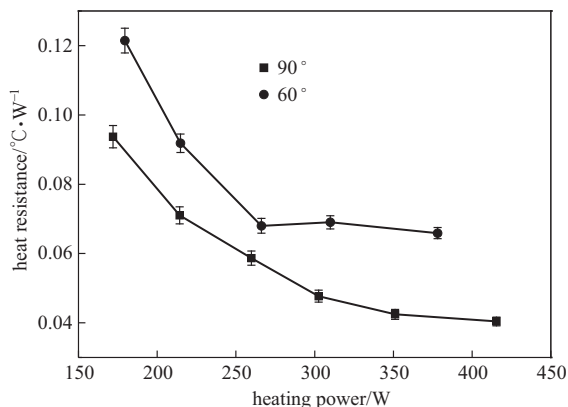


图 10 热阻随加热功率的变化

Fig. 10 Variation of heat resistance with heating power

90°的传热热阻的范围约为 $0.04 \sim 0.095 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$, 倾角 60°的热阻的范围约为 $0.07 \sim 0.125 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$ 。

这主要是由于重力对脉动热管的运行起着十分重要的作用, 当倾角为 60°时, 冷凝工质的回流受到了一定程度的影响, 从而影响到整个系统的运行。

4 结 论

本文以超纯水作为并联式脉动热管工质, 在不同充液率和倾角下对脉动热管的传热特性进行实验研究, 得出以下结论。

(1) 倾角为 90°, 充液率为 50% 和 35% 的壁面温度脉动稳定性要优于充液率为 70% 的情况; 充液率为 50% 的传热热阻最小, 约为 $0.04 \sim 0.09 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$, 充液率为 70% 的传热热阻最大, 约为 $0.11 \sim 0.12 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$ 。

(2) 充液率为 50% 的情况下, 倾角为 60°时壁面温度的脉动幅度比倾角为 90°大, 传热极限变窄, 热阻范围约为 $0.07 \sim 0.125 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$, 传热效果明显差于倾角为 90°的情况。

References

[1] Akachi H. Structure of a heat pipe [P]: US, 4921041. 1990-05-01

[2] Akachi H. Structure of micro-heat pipe [P]: US, 5219020. 1993-06-15

[3] Akachi H. L-type heat pipe [P]: US, 5490558. 1996-02-13

[4] Zhang Xianming (张显明), Xu Jinliang (徐进良), Shi Hui lie (施慧烈). The effect of the heating power and the inclination angle on the pulsating heat pipe [J]. *Proceedings of the CSEE* (中国电机工程学报), 2004, **24** (11): 222-227

[5] Charoensawan P, Khandekar S, Groll M. Closed loop pulsating heat pipes (I): Parametric experimental investigations [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2003, **23** (16): 2009-2020

[6] Ma Yongxi (马永锡), Zhang Hong (张红). Heat transfer characteristics of oscillating heat pipes with under-critical turns [J]. *Journal of Beijing University of Chemical Technology* (北京化工大学学报), 2005, **32** (4): 87-90

[7] Yang Wei yuan (杨蔚原), Zhang Zhengfang (张正芳), Ma Tongze (马同泽). Running and heat transfer of looped pulsating heat pipe [J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University* (上海交通大学学报), 2003, **9** (37): 1398-1401

[8] Khandekar S, Charoensawan P, Groll M. Closed loop pulsating heat pipes (II): Visualization and semi-empirical modeling [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2003, **23** (16): 2021-2033

[9] Zhang Yuwen, Faghri A. Heat transfer in a pulsating heat pipe with open end [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2002, **45** (4): 755-764

[10] Miyazaki Y, Akachi H. Heat transfer characteristics of looped capillary heat pipe//5th International Heat Pipe Symposium [C]. Melbourne, Australia, 1996

[11] Miyazaki Y. Oscillatory flow in the oscillating heat pipe//11th International Heat Pipe Conference [C]. Tokyo, Japan, 1999

[12] Wang Yu (王宇), Li Wei yi (李惟毅). Operation performance of a closed loop pulsating heat pipe with parallel channels [J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering* (动力工程学报), 2011, **4** (31): 273-278

[13] Hu Chaofa (胡朝发). Study on start-up characteristics and heat transfer performances of plate pulsating heat pipe [D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2010

[14] Yang Honghai (杨洪海), Khandekar Sameer, Groll Manfred. Experimental investigation of the flow patterns in a single closed loop pulsating heat pipe [J]. *Fluid Machinery* (流体机械), 2007, **35** (1): 60-63