

有芯和无芯高温重力钾热管 启动性能试验研究

韩 冶, 柴宝华, 卫光仁, 毕可明, 冯 波, 龙俞伊

(中国原子能科学研究院 反应堆工程技术研究部, 北京 102413)

摘要: 为研究有芯和无芯高温钾热管在重力状态下的启动性能, 开展了相关对比与敏感性试验研究。得到有芯热管试验中的最优充液量为 17.5 g, 此充液量能避免充液量不足导致的启动升温较慢、末端温度低, 也可避免充液量过大时间歇沸腾和过渡沸腾; 无芯热管在启动和升温过程处于间歇沸腾工况, 剧烈程度随充液量减少而降低, 试验中最优充液量为 9 g。在工程范围内, 倾角对热管传热性能的影响可忽略。在试验状态下有芯钾热管启动性能优于无芯钾热管。

关键词: 钾热管; 重力热管; 热管启动; 充液量; 间歇沸腾; 吸液芯

中图分类号: TL339

文献标志码: A

文章编号: 1000-6931(2019)01-0038-07

doi: 10.7538/yzk.2018.youxian.0345

Test Study for Starting Performance of High-temperature Gravity Potassium Heat Pipes with and without Wick

HAN Ye, CHAI Baohua, WEI Guangren, BI Keming, FENG Bo, LONG Yuyi

(China Institute of Atomic Energy, P. O. Box 275-59, Beijing 102413, China)

Abstract: To investigate the starting performance of high-temperature potassium heat pipes with and without wick under gravity conditions, relevant correlations and susceptibility tests were conducted. The optimal filling volume of the heat pipe with wick is 17.5 g in the test. This filling volume can avoid the slow start-up temperature and the low end temperature caused by insufficient filling, and can also avoid intermittent boiling and transition boiling caused by excessive filling. Heat pipes without wick would be in intermittent boiling condition during starting and heating processes. The severity decreases with the filling volume. Its optimal filling volume is 9 g in the test. In the project scale, the influence of inclination on heat transfer performance of heat pipe can be ignored. In the test state, the starting performance of the potassium heat pipe with wick is better than that without wick.

Key words: potassium heat pipe; gravity heat pipe; heat pipe starting; filling volume; intermittent boiling; wick

高温钾热管是一种利用内部工质相变传热的高效散热元件,能实现对 450~700 °C 多种高温热源的高效非能动散热。竖直放置时,重力对钾热管的工质循环产生影响,流动及传热机理与水平放置时有很大不同。竖直放置的钾热管是否采用吸液芯结构、工质的充装量、倾斜角度、蒸发段长度等都会对其启动性能和传热性能产生影响。为实现钾热管的具体应用,有必要进行相关试验研究和理论分析。

1 研究对象

1.1 国内外研究现状

由于在重力热管有限空间内传热机理复杂,而且不同类型热管内部传热机理差别大,因此目前无法建立适用于所有类型重力热管内部传热过程的相关计算模型。国内外对重力热管主要研究方法是通过试验来分析所研制型号热管的内部传热机理,以确定热管结构、充液量等关键参数,并以试验为基础,拟合出热管内不同区域换热系数、液池高度及界面移动量等参数的经验公式^[1]。业界对常温重力热管试验研究较多^[2-6],如铜水、碳钢水热管。对于高温重力热管

研究则较少,重力钾热管并无可参考试验研究。

1.2 有芯和无芯重力钾热管

图 1 为有芯和无芯重力钾热管结构及工作原理示意图。有芯和无芯重力钾热管区别列于表 1。

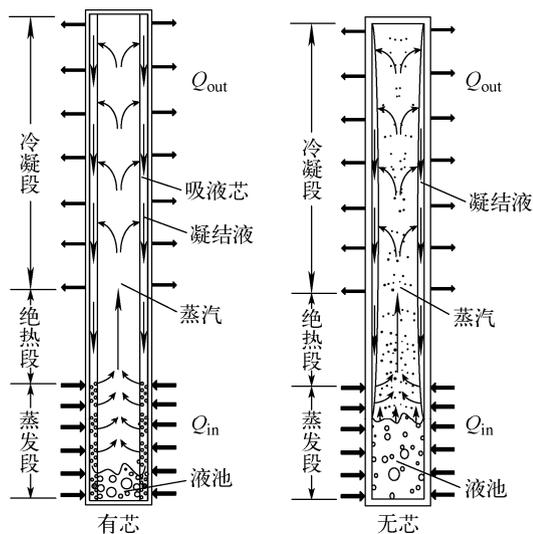


图 1 有芯和无芯重力钾热管结构及工作原理示意图

Fig.1 Structure and working principle of gravity potassium heat pipes with and without wick

表 1 有芯和无芯重力钾热管区别

Table 1 Difference of gravity potassium heat pipes with and without wick

热管类型	泡核沸腾位置	工质蒸发位置	冷凝位置	工质回流动力
有芯	蒸发段吸液芯与液池	蒸发段吸液芯壁面与液池液面	冷凝段吸液芯壁面	吸液芯毛细力与重力
无芯	液池	液池液面	冷凝段内壁面	重力

2 试验对象与装置

2.1 试验对象

试验对象为 6 根钾热管,其中有芯和无芯

结构钾热管各 3 根,基本参数列于表 2。管径为 17 mm,冷凝段长为 372 mm,工质为高纯钾。吸液芯为干道式丝网吸液芯结构。

表 2 试验用钾热管基本参数

Table 2 Basic parameter of potassium test heat pipe

序号	总长度/mm	有无吸液芯	蒸发段长度/mm	充液量/g	充液比/%
1#	572	有	100	22	50
2#	572	有	100	17.5	15
3#	572	有	100	10.5	70(占芯体比例,无液池)
4#	572	无	100	35	210
5#	572	无	100	14	85
6#	572	无	100	9	54

2.2 试验装置

图2为重力钾热管启动试验装置示意图。加热炉最大功率为1 kW,中心加热段长度为100 mm。利用K型铠装热电偶测量温度。11副热电偶轴向布置于热管外壁面。测点位置为测点距蒸发段端部距离。绝热段1副热电偶与温控系统连接。热电偶所测温度通过数采实时上传至计算机,由界面化程序显示并实时记录。

3 有芯重力钾热管启动试验

有芯重力钾热管的充液比是指工质充满吸液芯孔隙后余量占热管蒸发段有效容积的比例。

3.1 试验结果

图3示出1#~3#热管从常温启动至控制点温度为500、550和600℃过程中,各测温点温度随时间的变化。表3列出1#~3#热管启动试验温度参数及散热能力。

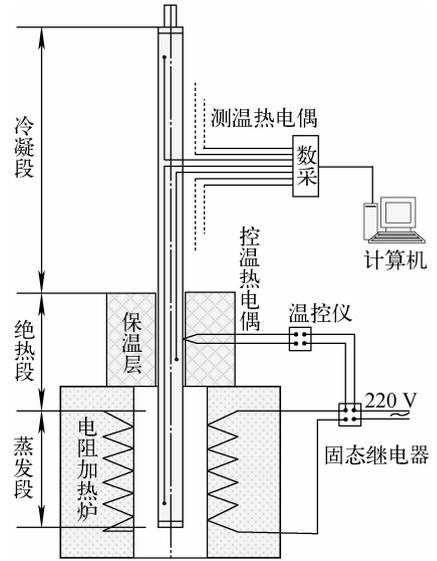


图2 重力钾热管启动试验装置示意图

Fig. 2 Schematic diagram of starting test device for gravity potassium heat pipe

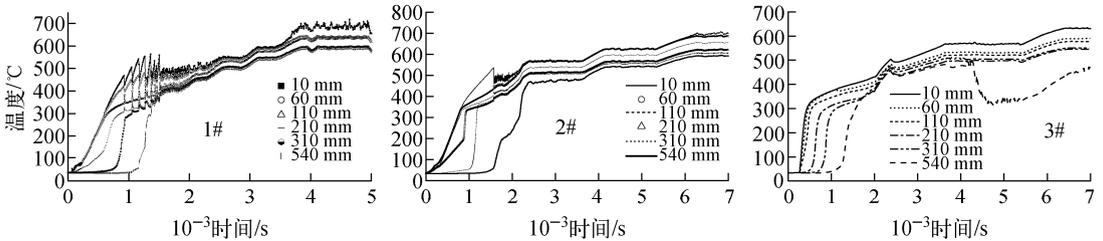


图3 1#~3#热管启动过程各点温度随时间的变化

Fig. 3 Temperature change of each point during 1#-3# heat pipe starting

表3 1#~3#热管温度参数和散热能力

Table 3 Temperature parameter and cooling capacity of 1#-3# heat pipes

控制点温度/℃	序号	充液量/g	蒸发段最高温度/℃	冷凝段平均温度/℃	自然对流散热功率/W	辐射散热功率/W	总散热功率/W	功率提高比例/%
500	1#	22	550	500.3	70.6	314.4	385	9.78
	2#	17.5	565	497.1	70	309.1	379.1	8.10
	3#	10.5	665	481	67.3	283.4	350.7	0
550	1#	22	595	542.3	77.8	390.3	468.1	5.31
	2#	17.5	630	549.9	79.2	405.3	484.5	9.00
	3#	10.5	635	531	75.8	368.7	444.5	0
600	1#	22	705	590.5	86.1	493.1	579.2	0
	2#	17.5	695	600.1	87.7	515.8	603.5	4.20

重力热管的自然对流散热功率可按大空间竖直圆管自然对流换热计算。根据传热学理论^[7],由格拉晓夫数 $Gr = gal^3(t_w - t_\infty)/\nu^2$ 、努塞尔数 $Nu = 0.59(GrPr)^{1/3}$ 及对流换热系数

$h = Nu\lambda/l$ 联立,将得到每种工况的对流换热系数 h ,代入 $\Phi_1 = \pi dlh(t_w - t_\infty)$ 得到热管冷凝段自然对流散热功率;冷凝段辐射散热功率由 $\Phi_2 = \epsilon\sigma A(T_w^4 - T_\infty^4)$ 计算得到。式中: a 为体积

膨胀系数; l 为热管冷凝段长度; ν 为空气运动黏度; λ 为空气导热系数; Pr 为普朗特数; d 为热管外径; t_w 为热管冷凝段外壁面平均温度; t_∞ 为实验室环境温度,取 $33\text{ }^\circ\text{C}$; ϵ 为管壳黑度,取 0.75 ; σ 为斯忒藩-玻尔兹曼常数; T_w 和 T_∞ 分别为壁面和环境开氏温度。

3.2 结果分析

如图3所示,在控制点温度 $500\text{ }^\circ\text{C}$ 之前1#热管各点温度有较大波动,2#和3#热管波动较小。这是由于此阶段工质并未与吸液芯完全浸润,使1#热管液池高度较高,容易形成弹状气泡并产生间歇沸腾;控制点温度 $500\sim 550\text{ }^\circ\text{C}$ 区间,由于工质与吸液芯充分浸润、热流输入增大,3根热管各自实现稳定升温; $550\sim 600\text{ }^\circ\text{C}$ 区间,1#热管蒸发段出现温度波动状态,这是泡核沸腾和膜态沸腾交替在蒸发段壁面上出现的过渡沸腾传热现象^[8]。此现象是由于输入热流密度增大及液池的存在,使部分内壁及吸液芯被不稳定的蒸汽膜覆盖,造成壁面换热能力下降、壁温升高。在液池工质扰动及凝结液回流动量作用下,已形成的汽膜会断裂或以气泡形式脱离壁面,液体重新覆盖内壁及吸液芯并开始泡核沸腾,进而换热增强、壁温降低。当蒸发段热流密度较高但又不足以达到CHF时,上述膜态沸腾和泡核沸腾便会交替出现; $550\sim 600\text{ }^\circ\text{C}$ 区间,2#热管蒸发段液池高度低,只存在吸液芯内部的泡核沸腾,不会出现膜态沸腾,因此2#热管温度稳定,换热能力较强; $550\sim 600\text{ }^\circ\text{C}$ 区间,3#热管冷凝段温度陡降、温升速率慢,这是由于3#热管工质充装量少(占吸液芯70%,无液池),高温区间蒸汽量增大,吸液芯中工质进一步减少,冷凝段缩短,凝结液回流速度变慢造成的。

试验结果温度误差来源由两部分组成,首先是所使用的K型一级铠装热电偶自身携带允差 $\pm 1.5\text{ }^\circ\text{C}$,另一方面是热电偶与热管外壁面采用金属薄片紧箍固定,经验表明该方法会带来 $\pm 2\text{ }^\circ\text{C}$ 的误差。因此本试验温度测量结果总误差约为 $\pm 3.5\text{ }^\circ\text{C}$ 。

4 无芯重力钾热管试验

无芯重力热管充液比为工质的体积量与蒸发段有效容积之比。

4.1 试验结果

图4示出4#~6#热管从常温启动至控制点温度为 $500\text{ }^\circ\text{C}$ 过程中,各测温点温度随时间变化曲线与 $500\text{ }^\circ\text{C}$ 稳定状态时各测温点温度变化和局部放大图。表4列出4#~6#热管温度参数和散热能力。

4.2 结果分析

如图4a、b所示,充液比为210%的4#热管升温呈波动上升状态,波动频率随整体温度的升高而增大;试验中可清晰听到管内液柱间歇性撞击冷凝段金属端面的响声,并伴随管体振动。蒸发段温度变化状态与冷凝段相反,此消彼长。减少充液比,如图4c、d所示,充液比85%的5#热管在启动和稳定后各点温度脉动状态和液柱撞击金属端面声明显减弱。

产生上述温度波动现象的原因是热管内部工质处于间歇沸腾状态^[9]。试验中4#热管蒸发段长度为 10 cm ,工质液池高度约为 21 cm ,输入热量在液池中不足以形成稳定的核态沸腾,如图5所示,液池内生成气泡的直径会很快增大,所形成的弹状气泡上冲至冷凝段,并将其上部的液柱抛至热管顶部,撞击冷凝段的端盖,产生剧烈振动。液柱冲至冷凝段后,在管壁上形成液膜,落回蒸发段液池,如此循环并形成间歇沸腾^[10]。壁温也随弹状气泡和液柱上升而升高,随液体回落而下降。

间歇沸腾有诸多危害:造成的机械振动不利于热管及装置的机械稳定性;造成的温度波动会引起热源温度波动;换热系数较泡核沸腾低,影响热管传热效率。

因此应避免或减弱间歇沸腾,对于本试验可行的方法是减少充液量以降低液池高度。当充液比降至54%时,如图4e、f所示,间歇沸腾、温度脉动大幅减弱,此时已无液柱撞击声响,热管散热功率也有所提高。

4.3 无芯重力热管充液量探讨

上述试验证明充液量过高会造成热管剧烈的间歇沸腾,而充液量却不是越少越好。充液量不足时蒸发段底部会出现干涸极限^[9],当充液量只满足蒸汽和下降液膜的流动、底部无液池时,随着热流密度的增大,热管底部将出现干涸,壁面温度会持续升高,最终导致热管失效。因此存在理论最小充液量。Streltsov^[5]以Nusselt

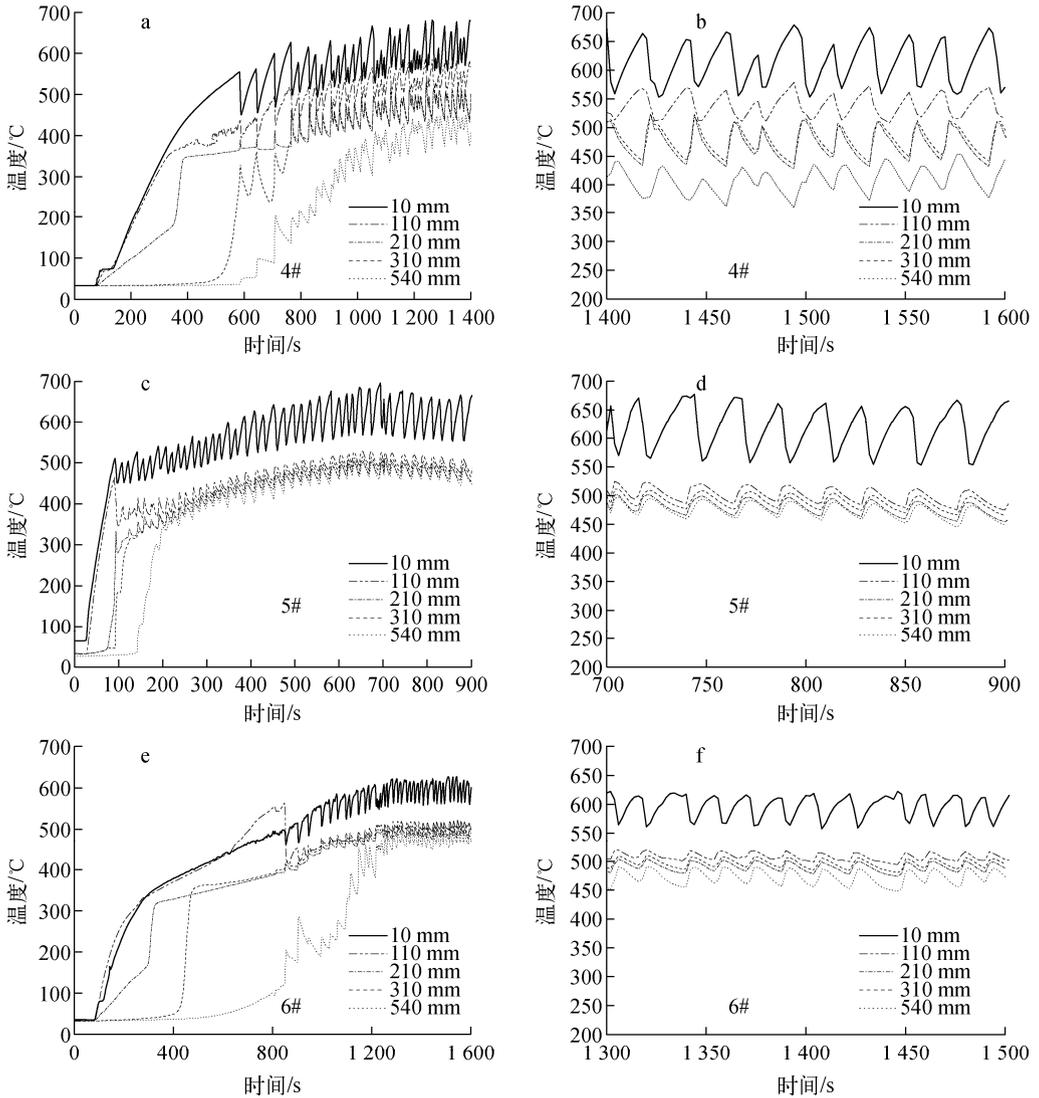


图4 4#~6#热管启动过程各点温度随时间变化曲线(a,c,e)与局部放大图(b,d,f)

Fig. 4 Temperature change curve (a, c, e) and partial enlarged view (b, d, f) of each point during 4#-6# heat pipe starting

表4 4#~6#热管温度参数和散热能力

Table 4 Temperature parameter and cooling capacity of 4#-6# heat pipes

序号	内部结构	充液量/g (充液比/%)	蒸发段最高 温度/°C	冷凝段平均 温度/°C	冷凝段温度 波动/°C	自然对流散热 功率/W	辐射散热 功率/W	总散热 功率/W
4#	无芯	35(210)	675	460	70	63.7	252.3	315.9
5#	无芯	14(85)	675	479.3	30	67.1	280.7	347.8
6#	无芯	9(54)	620	486.8	20	68.3	292.4	360.7

竖壁膜状冷凝理论解为基础,在忽略蒸汽与液膜间剪切力、假设蒸发段底部无液池的情况下,得到无芯重力热管充液量与热流量之间的关系式,即:

$$G = (0.8l_c + l_a + 0.8l_c) \left(\frac{3\mu_l \rho_l \pi^2 d_l^2 Q}{h_{lg} g} \right)^{1/3} \quad (1)$$

式中: l_c 为冷凝段长度; l_a 为绝热段长度, $l_a =$

0.1 m; l_e 为蒸发段长度; d_i 为热管内径, $d_i = 0.016$ m; 500 °C 时, $\mu_l = 1.77 \times 10^{-4}$ Pa · s, $\rho_l = 726$ kg/m³, $h_{fg} = 2.079 \times 10^6$ J/kg, 热量净输入功率 $Q = 400$ W。代入式(1)得最小充液量为 $G = 1.5$ g。当充液量小于 1.5 g 时将出现干涸极限。因重力热管实际模型中蒸汽与液膜间存在较大剪切力,液膜自下而上有增厚趋势,蒸汽腔内常存在气液混合物,而且管内要有一定高度液池,以适应过热工况,并使液池内处于核态沸腾以得到高的换热系数,所以实际充液量将大于最小充液量^[9]。本试验考虑到液池存在的必要性及钾热管充装回路对最小充液量的可实现性,确定适合的充液量应在 5~9 g 之间,充液比为 30%~54%。

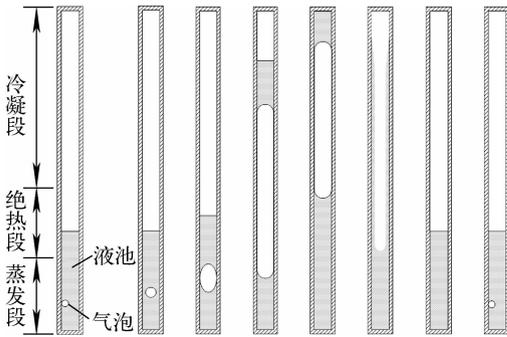


图 5 热管间歇沸腾流型示意图

Fig. 5 Heat pipe intermittent boiling flow diagram

5 有芯重力钾热管倾角试验

工程应用中钾热管通常有 10° 以内倾斜角

度。图 6 为 2# 有芯重力钾热管在控制点温度为 550 °C 时各点温度随倾角的变化。倾角为热管偏离垂直轴线的角度。如图 6 所示,随热管倾角的增大,热管各点温度呈上升趋势。如表 5 所列,5° 倾角时各点温度增量为 1~3 °C, 45° 时增量为 6~10 °C。此现象说明蒸发段输入的热流密度随倾角的增加而增大。这是由于当热管倾斜时,热源与蒸发段外壁面扰流与换热增强,蒸发段输入的热量便增加,导致热管整体温度的上升。钾热管 10° 以内倾角变化时,温度增量很小,约为各点温度的 0.5%~1.1%,此增量对热管启动及整体传热性能影响很小。因此在此范围内可忽略倾角对热管性能的影响,而主要考虑充液量的影响。

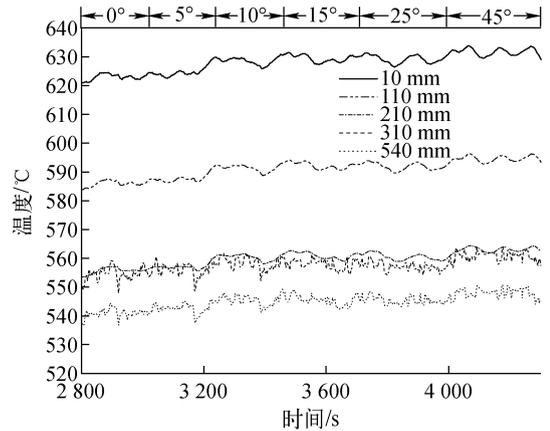


图 6 2# 热管各点温度随倾角的变化

Fig. 6 Temperature vs. inclination angle of each point for 2# heat pipe

表 5 2# 热管测温点温度

Table 5 Temperature change of each point for 2# heat pipe

测点	$T_{0^\circ}/^\circ\text{C}$	$T_{5^\circ}/^\circ\text{C}$	$T_{10^\circ}/^\circ\text{C}$	$T_{15^\circ}/^\circ\text{C}$	$T_{25^\circ}/^\circ\text{C}$	$T_{45^\circ}/^\circ\text{C}$
1	622	625	628	630	629	632
2	616	619	622	623	622	625
3	585	588	591	593	592	595
4	578	581	584	586	585	588
5	556	557	560	561	560	563
6	555	557	559	560	559	562
7	555	556	558	558	557	561
8	545	547	550	551	550	553
9	551	552	554	555	554	557
10	549	550	553	554	552	555
11	541	543	545	546	545	548
增量	0	1~3	3~6	4~8	3~7	6~10

6 结论

针对高温重力钾热管进行了启动性能试验和分析,得到如下结论。

1) 有芯重力钾热管充液量不足时,热管升温缓慢、末端温度低;充液量过高时,热管启动出现间歇沸腾,高温时出现过渡沸腾;本试验条件下3种充液量中最优结果是17.5 g。启动试验条件下,控制点温度为550 °C时,热管辐射散热功率约为400 W。

2) 吸液芯的多孔结构有利于产生汽化核心并形成泡核沸腾,提高内壁面换热系数;由于吸液芯毛细力的存在,液态工质在吸液芯的周向及轴向分布较为均匀,有利于提高热管启动的稳定性、减小蒸发段与冷凝段温差、增大热管平均温度和辐射散热能力。

3) 无芯重力钾热管启动及升温过程会出现间歇沸腾,间歇沸腾剧烈程度随充液量的减少而降低。本试验条件下3种充液量中最优结果是9 g,充液比为54%。控制点温度500 °C时,辐射散热功率为290 W。不建议进一步升高温度,以免蒸发段烧毁。

4) 间歇沸腾会造成热管温度波动、壳体振动,使蒸发段与冷凝段温差增大、热管平均温度和冷凝段辐射散热能力降低;无芯重力热管内壁为光滑壁面,不易形成汽化核心;冷凝液在周向及轴向分布不均匀,影响凝结效率及温度分布的均匀性。

5) 工程范围内的倾斜角度对有芯重力钾热管温度和性能的影响可忽略不计。

6) 有芯结构的重力钾热管性能优于无芯结构的,工程应用中应采用有芯结构。

参考文献:

[1] 焦波,邱利民,张洋. 低温重力热管传热性能的

理论与实验研究[J]. 浙江大学学报:工学版, 2008,42(11):1 966-1 971.

JIAO Bo, QIU Limin, ZHANG Yang. Theoretical and experimental research on the heat transfer performance of cryogenic gravity tubes[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2008, 42(11): 1 966-1 971(in Chinese).

[2] 山西哲夫,清水定明. 热管的应用[M]. 东京:东京大学出版社,1980:207.

[3] 根岸完二. 宇宙航行的力学与传热学试验[R]. 东京:东京大学宇宙航行研究所,1980.

[4] 康延滨,王仁人. 太阳能重力热管工作液体充装量研究[J]. 节能,2011,30(9):14-16.

KANG Yanbin, WANG Renren. Research on liquid filling capacity of solar thermal heat pipe [J]. Energy Conservation, 2011, 30(9): 14-16 (in Chinese).

[5] STRELTSOV A I. Theoretical and experimental investigation of optimum filling for heat pipes [J]. Heat Transfer-Soviet Research, 1975, 7 (1): 22-27.

[6] FELDMAN K T, Jr, SRINIVASAN R. Investigation of heat transfer limits in two-phase closed thermosyphon[C]// Proceedings of 5th International Heat Pipe Conference. Tsukuba, Japan: [s. n.], 1984.

[7] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 北京:高等教育出版社,1998:183-186.

[8] 郝老迷. 沸腾传热和气液两相流动[M]. 北京:中国核工业研究生部,2007:111-114.

[9] FAGHRI A. Heat pipe science and technology [M]. Washington D. C.: Taylor & Francis Press, 1995: 377-379.

[10] NEGISH K. Thermo-fluid dynamics of two-phase closed thermosyphons[C]// Proceedings of 5th International Heat Pipe Conference. Tsukuba, Japan: [s. n.], 1984.