

重力辅助平板型环路热管实验研究

盖东兴, 刘志春, 刘 伟, 杨金国

(华中科技大学 能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430074)

摘 要: 研制了一套以不锈钢丝网为毛细芯的平板式蒸发器、风冷式冷凝器,以甲醇为工作工质的环路热管,并着重研究了其不同热负荷条件下启动特性以及变工况条件下运行特征。实验结果表明,平板式 IHP 可以在 1~10 W/cm² 热流密度范围内顺利启动,并具有良好的适应变热负荷能力,在改变工况的时候系统一般能在 3 min 内重新达到新平衡状态。系统在 18~48 W 热负荷条件下出现波幅和周期不等的温度波动现象。实验系统的热阻在 0.29~3.2 °C/W 之间,热阻与热负荷、系统倾角以及工质充灌量有关,并重点研究了倾角以及充灌量对系统启动及其变工况运行的影响。

关 键 词: 环路热管; 平板型蒸发器; 热控

中图分类号: TK172.4 文献标识码: A
符号说明:

- $T_{ev,wall}$ —蒸发器加热壁面的平均温度/°C;
- $T_{ev,in}$ —蒸发器入口处温度/°C;
- $T_{ev,out}$ —蒸发器出口处温度/°C;
- $T_{cond,in}$ —冷凝器入口处温度/°C;
- $T_{cond,out}$ —冷凝器出口处温度/°C;
- $T_{cond,fin}$ —冷凝器最后一排翅片的平均温度/°C;
- T_{air} —环境温度/°C;
- Q —加热负荷/W;
- θ —系统倾角/(°);
- α —工质充灌量/%

引 言

环路热管(简称 IHP)是一种两相的高效传热装置,它利用蒸发器毛细芯产生毛细力驱动回路运行,利用工质相变来传递热量,因此能在小温差、长距离情况下传递大量的热量。IHP 于 1972 年诞生于俄罗斯,并已经在航天领域得到实际应用。随着科技的发展,现在 IHP 正在向小型化、平板型和高热流、远距离的方向发展^[1~2]。与传统圆柱型 IHP 相比,相同大小的平板型 IHP 可以增大与发热器件相接触的有效面积,毛细芯受热区域非常均匀,更好地发挥 IHP 的传热能力。同时,平板型 IHP 蒸发器

的温度梯度和工质流动的速度梯度夹角较小,从场协同角度看,平板型 IHP 比传统圆柱型 IHP 更有优势^[3]。

平板式 IHP 启动和变工况性能是评价其性能的重要指标。由于与传统圆柱形 IHP 结构上的差异,平板型 IHP 透过毛细芯的背向漏热较严重,对系统启动有不利影响。工质充灌量对 IHP 运行也有较大影响,实验研究发现圆柱型的 IHP 的充灌量范围为 50%~80%,充灌量低于 50% 时系统容易出现缺液而“烧干”;充灌量高于 80%,系统因为缺少必要的相变空间而难于启动^[4]。本研究将通过 50%、60% 和 70% 3 种工质充灌量进行对比,从而得到平板型 IHP 比较适合的充灌量范围。此外,还将研究重力倾角对平板型 IHP 性能的影响,并给出相应解释。本实验将控制蒸发器加热壁面温度定在 70 °C 以内。

1 平板型 IHP 实验系统

本实验系统是由环路热管系统、辅助加热系统、环境温度调节系统、真空机组系统和数据采集系统等组成。图 1 为平板式 IHP 系统的示意图,该系统由一个含有 500 目不锈钢丝网(材质: 316L,共 82 层)多孔芯的平板式蒸发器(结构如图 2 所示)、蒸汽管路、风冷管翅式冷凝器和液体管路组成,实验系统中蒸发器、冷凝器以及所有管路均为紫铜制成,其具体几何参数如表 1 所示;实验工质为甲醇(纯度 99.5%)。充灌前系统通过机械泵和扩散泵两级真空机组将系统真空度抽至 3.2×10^{-4} Pa。温度测量系统采用 Keithley2700 数据采集仪,12 个铜-康铜 T 型热电偶来检测系统各主要区域的温度及环境温度,所有热电偶标定后测温误差为 ± 0.2 °C。各温度测点位置如图 1 所示。实验采用两根加热棒安装

在 40 mm×30 mm×35 mm 的紫铜块内作为模拟热源, 通过调节变压器供给电热棒不同功率, 发热功率用精度为 ±0.2 W 的功率表实时测量。模拟热源以及蒸发器外层包裹厚 10 mm 导热系数为 0.012 W/(m·K) 的纳米超效绝热材料, 系统在最高热负荷 120 W 时, 通过纳米保温材料的热量损失为 0.28 W, 加热系统的相对误差低于 0.3%。

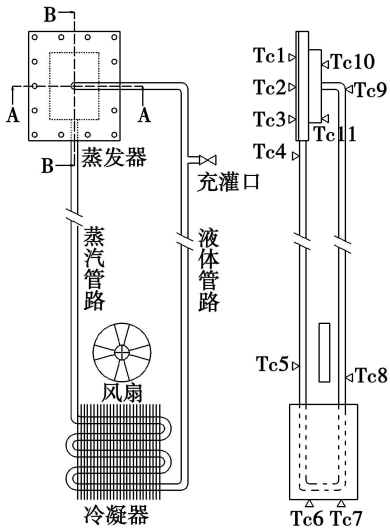


图 1 平板式 IHP 实验系统简图

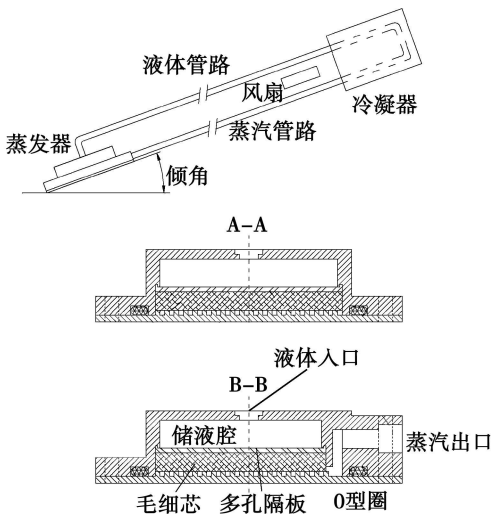


图 2 蒸发器结构简图

2 实验结果讨论

2.1 热阻分析

根据环路热管的原理, 平板式 IHP 热阻定义为^[9]:

$$R_{IHP} = (T_e - T_c) / Q$$

式中: T_e —蒸发器加热壁面平均温度; T_c —冷凝器壁面平均温度; Q —加热负荷。

表 1 平板式 IHP 实验系统结构参数 (mm)

数 值		
蒸发器		
加热壁面	长度/宽度/厚度	40/30/1.5
蒸汽槽道凸台	长度/宽度/厚度	1/1/1
补偿腔	长度/宽度/高度	34.5/30/6
毛细芯	长度/宽度/厚度	36.5/30/4
多孔隔板	长度/宽度/厚度	36.5/30/0.5
冷凝器		
蒸汽管路	直径(外/内)×长度	6/4×320
液体管路	直径(外/内)×长度	6/4×530

2.1.1 不同热流密度下热阻比较

由图 3 和图 4 可以看出, 平板型 IHP 系统热阻随着热负荷增加而减小, 且在热流密度比较小时, 热阻受热负荷影响较大, 而在较高热负荷情况下, 热阻受热负荷影响较小。

2.1.2 不同角度的热阻比较

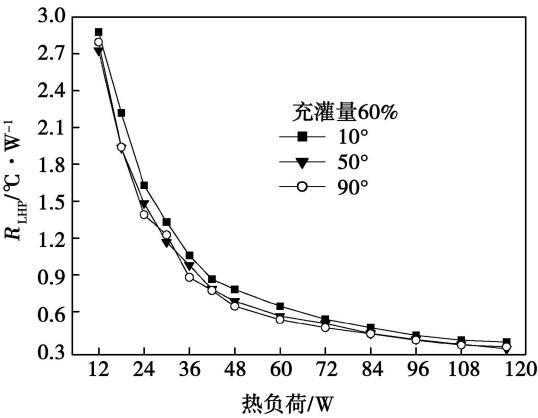


图 3 α=60%, 不同倾角系统热阻比较

由图 3 可知, 系统倾角 (θ) 越大, 热阻越小。例如: 倾角 θ=90°, 充灌量 α=60% 的系统热阻比倾角 θ=10°, 充灌量 α=60% 时平均小 13.85%。

2.1.3 不同充灌量条件下热阻比较

工质充灌量定义为 $\alpha = V_i / V_{total}$, 其中 V_i 为充入的工质在 20 °C 情况下的体积; V_{total} 为 IHP 系统包含的整个空腔体积, 包括蒸汽槽道、毛细芯空隙、储液腔、蒸汽管路、液体管路和冷凝器。由图 4 可知, 工质充灌量对系统热阻影响较大, 例如, 同为 50° 倾角, 系统热阻在充灌量 70% 时比 50% 时平均大

37.45%。

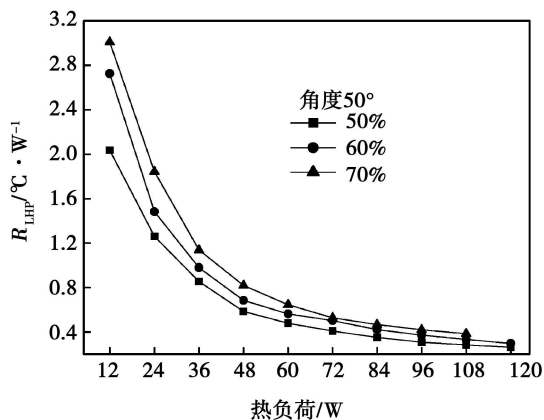


图 4 倾角 $\theta=50^\circ$, 不同充灌量系统热阻比较

2.2 启动性能

由于平板型 IHP 结构特点,其透过毛细芯的背向导热比较严重,若储液腔内产生气泡将可能阻碍液体回流,甚至导致毛细芯“烧干”,所以能否顺利启动是平板型 IHP 的重要特性^[7~10]。本研究在 3 个不同倾角 10° 、 50° 、 90° 及 3 种不同充灌量 50%、60% 和 70% 条件下做了热负荷 12~120 W (热流密度 $1\sim10\text{ W/cm}^2$) 系统启动实验,实验结果表明平板型 IHP 具有良好的启动性能。

IHP 的启动可以分为 3 步: (1) 蒸发器内产生蒸汽将蒸发器蒸汽槽道,蒸汽管路以及部分冷凝器管路中的液体排入蒸发器补偿腔; (2) 毛细芯的毛细力不断增大,产生足够的压差来驱动回路运行; (3) 系统完成启动,达到最终运行状态。平板 IHP 成功启动后最终可能达到两种状态: 一是达到平稳运行状态,系统各特征区域温度基本恒定; 二是达到一个周期性温度波动状态,系统各特征区域温度做同一频率的温度波动^[11~13]。实验发现,本研究的平板型铜-甲醇 IHP 在不同倾角及不同充灌量条件下,在热负荷小于 18 W 或大于 48 W 时,系统能达到平稳运行状态; 而当热负荷大于 18 W 小于 48 W 时,系统在某些工况下会出现温度波动现象。现有实验结果可以按照波动波幅和频率的差异,将平板型 IHP 的温度波动分为 3 类: (1) 小波幅 (小于 2°C)、高频率的温度波动; (2) 小波幅 (小于 2°C)、大周期 (达几分钟) 的温度波动; (3) 大波幅 (有时候超过 10°C)、大周期 (达十几分钟) 的温度波动。

2.2.1 不同热流密度条件下启动性能

图 5 和图 6 分别是倾角为 50° , 充灌量为 50% 条件下,系统在 12 W 和 60 W 的启动情况。由图可

知热流密度越小,系统达到稳定所需时间越长 (12 W 时需要约 900 s, 60 W 时需要约 350 s), IHP 各区域温度也随着热负荷的增大而升高。图中 $T_{\text{evap, in}}$ 在蒸汽刚刚产生的时候往往是震荡的,尤其是在小热流情况下,震荡比较大。究其原因是在回路启动初始,回流的冷凝液将和储液腔内因为背向漏热而产生的汽液两相,在回流过冷液体和蒸发器背向漏热的共同作用下具有不稳定性,从而导致 $T_{\text{evap, in}}$ 发生一定的波动。

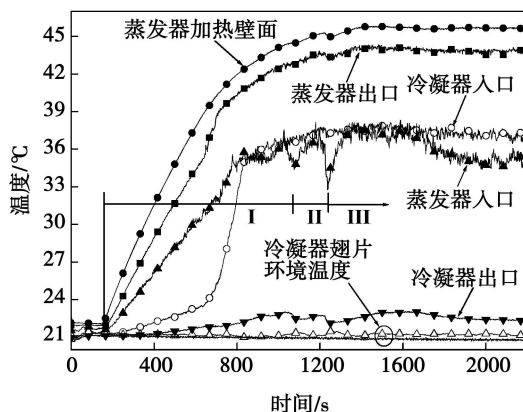


图 5 $\theta=50^\circ$, $\alpha=50\%$, $Q=12\text{ W}$ 启动

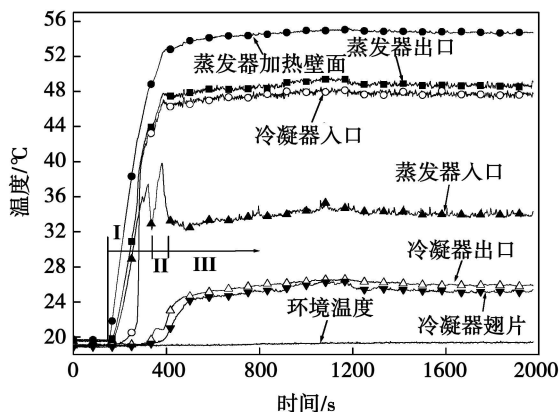


图 6 $\theta=50^\circ$, $\alpha=50\%$, $Q=60\text{ W}$ 启动

2.2.2 充灌量对启动性能的影响

图 6、图 7 和图 8 分别表示倾角 50° , 充灌量分别是 50%、60% 和 70% 条件下, IHP 在 60 W 热负荷的启动情况。由图可知,在达到稳定时,相应的蒸发器和蒸汽管路各测点温度都是在工质充灌量 70% 时最高,充灌量 60% 时次之,充灌量 50% 时最低,究其原因是在大充灌量条件下,推动回路运行需要的蒸汽压力相应增大,从而导致蒸发器温度较高; 同时这也是在相同倾角及热负荷条件下,大充灌量系统启动时间稍长于小充灌量系统的原因。

此外, 在发生温度波动的热负荷范围内: (1) 在相同倾角及热负荷条件下, IHP 系统在大充灌量工况下的温度波动更加剧烈; (2) 在相同倾角条件下, 随着充灌量的增加, IHP 系统发生温度波动热负荷上下限随之降低, 发生温度波动的热负荷区间范围减小。

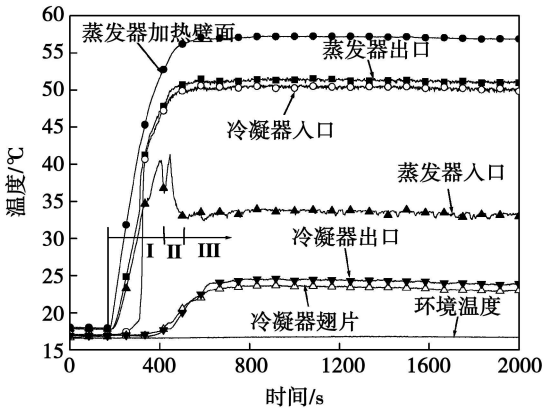


图 7 $\theta=50^{\circ}$, $\alpha=60\%$, $Q=60\text{ W}$ 启动

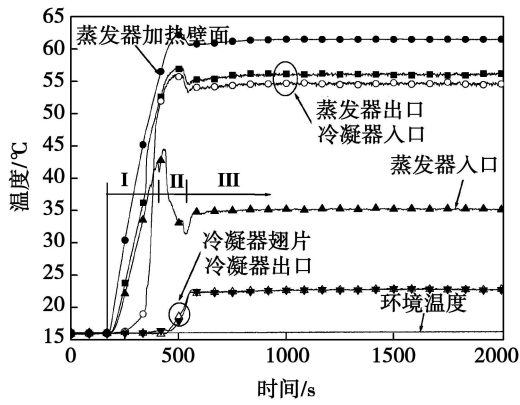


图 8 $\theta=50^{\circ}$, $\alpha=70\%$, $Q=60\text{ W}$ 启动

2.2.3 倾角 对启动性能的影响

图 9 图 10 和图 11 是充灌量为 60%, 加热功率 30 W, 倾角分别为 10° 、 50° 和 90° 的启动特性图。由图可知, 在不同倾角下, 达到平衡状态时, 相同测点温度相差不大, 说明倾角的改变对降低 IHP 蒸发器壁面温度的作用不太明显。但倾角的变化却改变了系统运行状态, 由图 9 和图 10 可知, 系统在倾角 10° 和 50° 条件下, 系统都是做有规律等幅温度波动, 而且与 50° 倾角相比, 在 10° 倾角时波幅较大, 而频率较小。由图 11 可知, 系统在倾角 90° 时, 温度做变幅温度波动。其原因是倾角的改变改变了系统的汽液分布状态, 同时改变了蒸发器储液腔内汽液两相的配比, 而储液腔内的汽液分布以及气泡的生长或湮灭决定了系统温度波动的状态, 但无论系统温度做等幅还是变

幅波动, 系统都不会崩溃。同时实验表明, 在相同充灌量及加热负荷下, 倾角越大系统启动需要时间越长。此外, (1) 在相同的充灌量及热负荷条件下, IHP 系统在较大的倾角时温度波动的波幅小, 周期短; 而在较小的倾角情况下, 温度波动波幅大, 周期长。(2) 随着倾角的增大, IHP 系统发生温度波动热负荷上下限随之升高, 但区间范围变化不大。

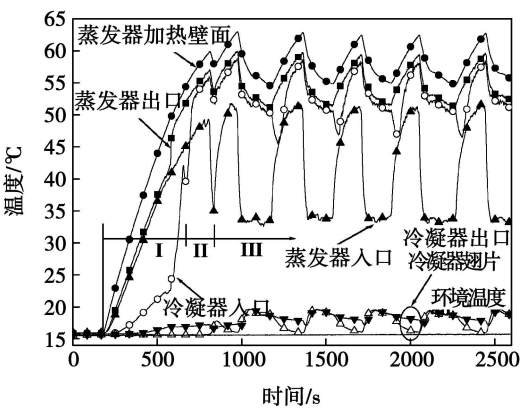


图 9 $\theta=10^{\circ}$, $\alpha=60\%$, $Q=30\text{ W}$ 启动

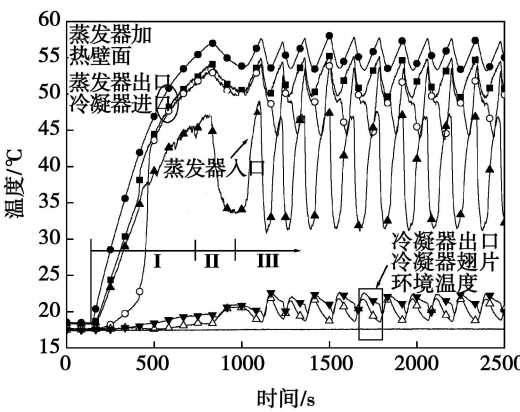


图 10 $\theta=50^{\circ}$, $\alpha=60\%$, $Q=30\text{ W}$ 启动

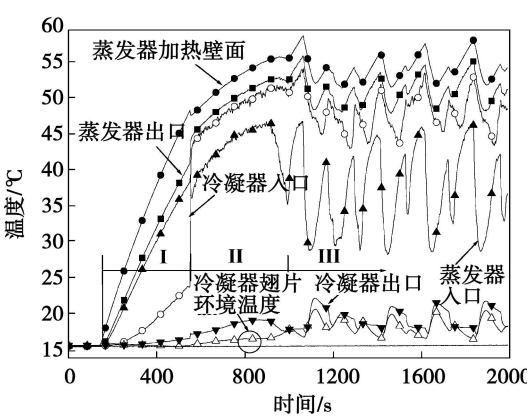


图 11 $\theta=90^{\circ}$, $\alpha=60\%$, $Q=30\text{ W}$ 启动

2.3 变工况性能

变负荷运行是 IHP 另一个重要特性,它是系统抗冷热冲击能力的体现。本研究在 3 种不同倾角、3 种不同充灌量下,做了 9 种条件下的系统变工况运行情况。由于当热负荷介于 18 和 48 W 之间时,系统会出现温度波动情况,所以整个变工况过程可以分为:Ⅰ—低热流密度温度稳定区、Ⅱ—中热流密度温度波动区和Ⅲ—高热流密度温度稳定区。

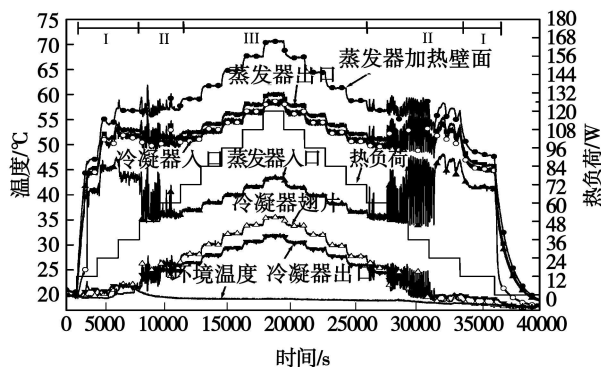


图 12 $\theta = 10^\circ$, $\alpha = 50\%$ 变工况运行

图 12 是系统在倾角 10° 、充灌量为 50% 条件下变工况运行。由图可知,在倾角为 10° 充灌量 50% 热负荷在从 24 W $\rightarrow$ 60 W 的时候,蒸发器壁面的温度相差不大 (除了少数波峰),而 $T_{ev,qi}$ 随着热负荷增大而降低,说明此时随着热负荷增加回流液质量也在不断增加,且回流液体将压缩并湮灭储液腔内的气泡,改善了毛细芯供液情况,蒸发器各个区域温度升高不大。再者,发生气泡湮灭的热负荷也是系统容易出现温度波动的热负荷范围。当热负荷在 60 W $\rightarrow$ 120 W 时,系统各个区域温度随热负荷升高做阶梯状升高,因为在热负荷 60 W 时,蒸发器储液腔内的气泡已经基本湮灭,毛细芯供液情况保持恒定,整个系统内汽液两相分布状况将保持不变,系统各个特征区域温度随着热负荷的变化而变化。当热负荷从 120 W $\rightarrow$ 12 W 时,过程恰好相反。

由图 12 可知,系统从Ⅰ区 $\rightarrow$ Ⅱ区和Ⅲ区 $\rightarrow$ Ⅱ区时,系统温度波动幅度和频率不相同,从Ⅲ区 $\rightarrow$ Ⅱ区时,温度波动更加剧烈,其波动的波幅和频率可能同时增大,其原因是:系统从Ⅲ区 $\rightarrow$ Ⅱ区时,蒸发器将释放部分热容,从而加速了气泡生长及增加了储液腔内气泡的含量,气泡的动态生长使得系统发生温度波动。而Ⅰ区 $\rightarrow$ Ⅱ区时,蒸发器本身温度升高减小了背向漏热的影响,抑制了气泡生长速度,所以温度波动比Ⅲ区 $\rightarrow$ Ⅱ区时小。实验发现,这种现象在小充灌量小倾角系统中比在大充灌量大倾角系统中

更加明显,原因是系统在小充灌量小倾角条件下,储液腔内汽液两相热容相对较小,所以储液腔内的汽液两相工质更容易受到毛细芯和蒸发器释放或吸收热量的影响,而储液腔内气泡生长或者湮灭的速度决定了系统温度波动的剧烈程度。由于温度波动是储液腔内气泡动态生长和湮灭的外在表现,温度波动一旦发生, IHP 系统很难自己将其消除。所以,虽然毛细芯以及蒸发器壁面释放的热容只是温度波动更剧烈的诱因,虽然当系统稳定运行后,蒸发器的热容将基本恒定而对系统温度波动作用不大,但系统温度波动依然不会因此而很快减弱。

实验发现,充灌量为 70% 倾角为 50° 条件下,系统在热负荷 24 和 36 W 时,系统出现剧烈的温度波动,其壁面温度波幅高达 10°C 而其峰值近 70°C ,所以,即使在热流密度较低时,如果存在较大的温度波动, IHP 蒸发器壁面的温度也有可能很高。因此,在用平板型 IHP 为电子器件散热时,应该尽量避免发生温度波动较大的热负荷范围。

3 结 论

本实验研究了以 500 目不锈钢丝网为毛细芯的平板式铜—甲醇 IHP 的运行性能,得到如下结论:

- (1) 平板型 IHP 的热阻随着热负荷的降低、倾角的减小及充灌量的增大而增大。
- (2) 平板型 IHP 在热负荷低于 18 W 或高于 48 W 时,系统能达到稳定运行;在热负荷介于 18 和 48 W 之间时,系统出现不同程度温度波动现象。
- (3) 系统在倾角越大,充灌量越大的情况下, IHP 启动越困难。
- (4) 相同倾角及热负荷条件下, IHP 在大充灌量工况下的温度波动更加剧烈;且随着充灌量的增加, IHP 发生温度波动热负荷上下限随之降低,发生温度波动的热负荷区间范围减小。
- (5) 相同充灌量及热负荷条件下, IHP 在较大倾角时温度波动较小;随着倾角增大, IHP 发生温度波动的热负荷上下限随之升高,而发生温度波动热负荷区间范围变化不大。
- (6) 与从低热负荷升高到某一发生温度波动的热负荷相比,系统从高热负荷进入该发生温度波动的热负荷时,温度波动更加剧烈。
- (7) 储液腔内气泡生长或湮灭速度决定了系统温度波动剧烈程度。温度波动一旦发生,系统很难自行将其消除。

参考文献:

[1] MAYDANIK YU F. Loop heat pipes[J]. Applied Thermal Engineering 2005 25: 635—657

[2] STEPHANE LAUNAY VALERE SARIRE JOCELYN BONJOUR Parametric analysis of loop heat pipe operation: a literature review [J]. International Journal of Thermal Sciences 2007 46: 621—636

[3] LIU ZC LU WJ NAKAYMA A Flow and heat transfer analysis in porous wick of CPL evaporator based on field synergy principle [J]. Heat and Mass Transfer 2007 43: 1273—1281

[4] RANDEEP SNGH AL AKBAR AKBAR ZAEDH MASATAKA MOCHIZUKI Operational characteristics of a miniature loop heat pipe with flat evaporator[J]. International Journal of Thermal Sciences 2008 47: 1504—1515

[5] BOO JH CHUNG W B Thermal performance of a small-scale loop heat pipe with PP wick // In: 13th HPC[C]. Shanghai: China Astronautic Publishing House 2004. 259—264.

[6] ROGER R RIEHL THIAGO DUTRA Development of an experimental loop heat pipe for application in future space missions[J]. Applied Thermal Engineering 2005 25: 101—112

[7] LEE W H PARK K H LEE K J Study on working characteristics of loop heat pipe using a sintered metal wick // In: 13th HPC[C]. Shanghai: China Astronautic Publishing House 2004. 265—269.

[8] 张红星, 林贵平, 丁 汀, 等. 环路热管启动特性的实验研究[J]. 中国科学 编辑, 2005 35(1): 17—30

[9] CHEN YUMING MANFRED GROLL RANER MERTZ et al Steady state and transient performance of a miniature loop heat pipe[J]. International Journal of Thermal Sciences 2006 45: 1084—1090

[10] 柏立战, 林贵平, 张红星. 重力辅助环路热管稳态运行特性的实验研究[J]. 航空学报, 2008 29(5): 1112—1117.

[11] VERSHINN S V MAYDANIK YU F Investigation of pulsations of the operating temperature in a miniature loop heat pipe[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer 2007 50: 5232—5240

[12] KU J OTTENSIE N L KOBEL P et al Temperature oscillations in loop heat pipe operation[J]. AIP Conference Proceedings 2001 552(1): 255—262

(本文责任编辑 何静芳)

新技术、新工艺

排水热能的回收

对现有 4 台正转链条式蒸汽锅炉进行排水热能回收研究。为保证锅炉的安全经济运行, 锅炉的排水量基本控制在给水量的 10% 左右。其中的连排约占总排水量的 60% ~ 70%, 即锅炉总给水量的 6% ~ 7%。此连续排水含有部分闪蒸汽 (即为气水混合物), 温度在 130℃ 左右。经排水管流入下水道, 然后输送到污水处理站进行处理, 达标后排放, 既浪费了大量的热能, 又增加了污水处理因水温高而附加的热损失, 因此, 将热能回收利用有重要意义。

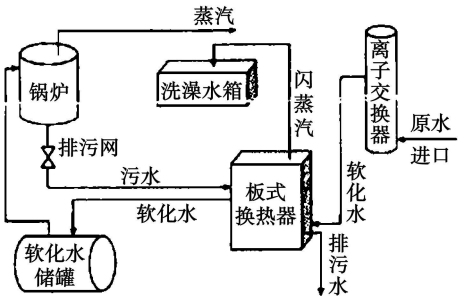
热能回收措施

结合实际的情况, 利用闲置的板式换热器及部分旧管, 制做了排水热能回收系统。其工艺流程如图 1 所示。

锅炉排水经排污阀进入板式换热器, 与软化水进行热交换, 再排到下水道。软化水充分吸收排水中的热量后, 进入到软化储罐供应锅炉。

效益分析

自 2007 年 6 月投用以来, 热量回收效果显著。经系统加热后的软化水温由 14℃ 升高到 45 ~ 50℃。全年锅炉用软化水量为 11 万吨排水将 11 万吨软化水由 14℃ 升温到 45 ~ 50℃ 的交换热能费用为 150 万元, 经济效益可观。



(薛福连 供稿)

Share holding Co. Ltd., Tianjin, China, Post Code: 300452), WANG Xiao-jun (Thermal Company, Harbin Investment Corporation, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(2). — 184 ~ 189

On the basis of an analysis, comparison and argumentation of USA, Great Britain and German standard calculation methods as well as our country's same calculation ones, determined was the variety of calculation loads and the location of the examination and check points, and chosen were a stress concentration coefficient and the low cycle fatigue design curve. In addition, the strength criterion for calculating the main stress difference and the method for calculating the fatigue and damage safety criterion were determined. The method for calculating the radial temperature difference and its thermal stress as well as the method for synthesizing the inner pressure stress and radial temperature difference caused thermal stress were established. On this basis, the method for calculating the low-cycle fatigue life of a supercharged boiler drum was determined to meet the maneuverability requirements for steam power plants. The establishment of the method in question can not only offer guidance for the design of supercharged boiler drums, but also lay a foundation for the exploratory study concerning the final determination of the method for calculating the low-cycle fatigue life of supercharged boiler drums and other relevant problems. Key words: supercharged boiler; boiler drum; low cycle fatigue life; calculation method

纳米悬浮液热虹吸管的传热性能试验研究 = Experimental Study of the Heat Transfer Performance of a Nano-suspension-based Thermosyphon Pipe [刊, 汉] / XIANG Jun, LI Jia-xiang (College of Energy Source, Nanjing Polytechnical University, Nanjing, China, Post Code: 210009) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(2). — 190 ~ 195

Under the same test conditions, contrasted and studied were the startup and isothermal characteristics of a gravity heat pipe filled with nano-CuO-deionized water (DW) suspension and a common DW gravity heat pipe. Moreover, the influence of the liquid filling rate and the particle concentration of the nano-working medium heat pipe on its working characteristics was studied with a preliminary exploration of the mechanism governing the intensified heat transfer of the heat pipe. It has been found that the nano-working medium heat pipe can start up quicker than a common heat pipe. The exterior wall surface temperature of the evaporative section of the nano-working medium heat pipe depends on its liquid filling rate, nano-working medium concentration and heating conditions. The nano-particle concentration and the liquid filling rate exercise a relatively big influence on the heat transfer performance of the heat pipe and there exist an optimum concentration (5%) and an optimum liquid filling rate (44.3%). It is easier for the high concentration nano-working medium heat pipe to reach its heat transfer limits than the common DW heat pipe. The intensified heat transfer rate of the nano-suspension gravity heat pipe is within a range from 16.19% to 146.27% for the present test. Key words: CuO nano-suspension; thermosyphon pipe; intensified heat transfer; nano-working medium; Brownian motion

重力辅助平板型环路热管实验研究 = Experimental Study of a Gravity-assisted Plate Type of Loop Heat Pipe [刊, 汉] / GAIDong-xing, LIU Zhi-chun, LIU Wei, YANG Jin-guo (College of Energy Source and Power Engineering, Central China University of Science and Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(2). — 196 ~ 201

Developed was a set of plate type evaporator and air cooled condenser with stainless steel wires serving as capillary cores, and loop heat pipes with methanol serving as the working medium. The emphasis was put on the study of their startup characteristics under different heat load conditions and their operating characteristics under off design

operating conditions. The test results show that the plate type of pop heat pipes can successfully start up at a heat flux density ranging from 1 W/cm^2 to 10 W/cm^2 and have a good capacity to accommodate themselves to a change in the heat load. During a transition from one operating condition to another, the system can usually come to a new balance state within 3 minutes. Under the condition of the heat load of 18 W to 48 W , a phenomenon of temperature fluctuations with unequal wave amplitudes and cycles will emerge in the system. The heat resistance of the experimental system is between 0.29 and $3.2 \text{ }^\circ\text{C/W}$. The heat resistance is related to heat load, system inclination angle and filling amount of the working medium. Special emphasis of the present study was put on an analysis of the influence of the above-mentioned inclination angle and filling amount on the startup of the system and its off-design operations. Key words: loop heat pipe, plate type evaporator, thermal control, heat flux density, heat resistance, experimental study

压力式喷嘴雾化性能的试验研究 = Experimental Study of the Atomization Performance of a Pressure Type Nozzle [刊, 汉] / FANG Li-jun, LI Bin (College of Energy Source and Power Engineering, North China University of Electric Power, Baoding, China, Post Code: 071003) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(2). — 202 ~ 205

By utilizing a single phase nozzle atomization testing system, an experimental study was conducted of the atomization performance of a pressure type nozzle. In conjunction with a computer based image processing technology, a high speed dynamic video camera and sector shaped measuring flasks in a row were used to measure the liquid droplet diameter distribution, radial sprinkling density distribution and atomization angle, etc. with relevant data processing being performed. As a result, the relationship between the nozzle atomization pressure and the atomized liquid droplet diameter, radial sprinkling density distribution on the one hand and the atomization angle on the other was obtained. For HHSL90210 special type atomization nozzles, when the pressure changes from 0.05 MPa to 0.5 MPa , Sauter mean diameter (SMD) of the atomized liquid droplets will be in a range from 0.831 to 1.621 mm and the conditional atomization angle will be between 70.4 degrees to 91.2 degrees. For the inner threaded nozzles, when the pressure ranges from 0.07 MPa to 0.52 MPa , SMD of the atomized liquid droplets will be in a range from 2.23 to 3.52 mm and the conditional atomization angle between 64.5 degrees to 78.5 degrees. The research results can offer a scientific basis for the type selection of the pressure type nozzles in wet method flue gas desulfurization technologies. Key words: pressure type nozzle, atomization performance, liquid droplet diameter, radial sprinkling density, atomization angle, experimental study

旋风分离器自然旋风长的实验研究 = Experimental Study of the Natural Cyclone Length of a Cyclone Separator [刊, 汉] / WEI Yao-dong, ZHANG Jing, SONG Jian-fei, WANG Tian (Key Laboratory on Heavy Oils, China State Petroleum University (Beijing), Beijing, China, Post Code: 102249) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(2). — 206 ~ 210

By using a Laser Doppler Velocimetry (LDV) system, measured was the gas phase flow field in a $\phi 300 \text{ mm}$ cyclone separator, of which the riser diameter is 100 , 135 and 180 mm respectively. Mainly, the natural cyclone lengths of the separator were analyzed. The measurement results show that the swirling flow inside the cyclone separator assumes conspicuous attenuation characteristics. Downwards along the axial direction from riser outlet, the tangential and axial speed will gradually diminish. For the riser with a diameter of 100 mm , the maximal tangential speed will begin to attenuate starting from 2.55 V . Moreover, the location of the maximal tangential speed in the radial direction will progressively shift to the wall surface beginning from 0.28 R . The internal rigid vortex will gradually expand and the external quasi-free vortex becomes smaller. Finally, the maximal tangential speed point