

# 新型拐角式整体针翅回转热管设计与试验

郑 军<sup>1</sup>, 何 川<sup>2</sup>, 张光辉<sup>3</sup>

(1. 中冶赛迪工程技术股份有限公司 炼铁事业部, 重庆 400013; 2. 重庆大学 动力工程学院, 重庆 400044;

3. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

**摘 要:** 提出了一种新型拐角式整体针翅回转热管, 对该热管进行了详细的理论分析与设计, 并对其传热性能进行了试验测试。结果表明: 拐角式整体针翅回转热管的轴向温度从蒸发段到冷凝段逐渐降低, 最大轴向温差随着转速的增大而减小; 回转热管蒸发段的管壁温度沿圆周方向上的温差随转速的增大而变大, 冷凝段的管壁温度沿圆周方向上的温差随转速增大而变小; 回转热管的整体传热功率随转速的提高而增大; 当充液率约为 15% 时回转热管的热阻最小, 传热性能最好; 吸液芯对热管传热性能的影响不占主导地位, 在低转速工况下吸液芯提高热管传热能力, 在高转速下则起阻碍作用; 与平行轴回转热管相比, 拐角式回转热管传热性能提高了 5 倍。

**关 键 词:** 回转热管; 整体针翅; 传热性能; 充液率

中图分类号: TB131 文献标识码: A

## 引 言

回转热管是旋转热管的一个主要类型, 它能被有效地用于制造回转式热管换热器, 解决旋转装置转子的发热问题等, 在钢铁冶金、热能动力、机械设备等领域具有广泛的应用前景, 是热管运用上的一个重要分支<sup>[1~3]</sup>。

Schneller J. 等人对平行轴回转热管进行了研究<sup>[4]</sup>, 提出了一种基于同轴旋转热管理论的简化分析模型; Niekwa J. 等人研究了离心力对平行轴回转热管性能的影响<sup>[5]</sup>, 得出了转速对最大传热量和传热系数的关系曲线; Pokorný B.、陈健等人也对平行轴回转热管做过相关研究<sup>[6~7]</sup>。但由于模型本身的复杂性, 目前对该类问题的研究还显得不够完善。同时, 平行轴回转热管工作时冷凝液不能及时回流一直是影响其传热性能的重要问题。

针对以上问题, 本研究对传统平行轴回转热管的结构进行了改进, 提出了一种新型的拐角式整体针翅回转热管, 对该类回转热管进行了详细的设计

与分析, 建立了较为系统的理论模型, 并通过试验对其传热性能进行了验证, 为回转热管传热机理研究和工程应用提供有效的技术资料。

## 1 拐角式整体针翅回转热管结构及工作原理

拐角式整体针翅回转热管由蒸发段和冷凝段组成, 蒸发段轴线与装置回转轴线平行, 热管冷凝段与蒸发段成夹角  $\varphi$  如图 1 所示。工作时蒸发段管内工质受热汽化, 汽化的工质在压差作用下迅速流向冷凝段并在冷凝段凝结成液体, 同时释放出汽化潜热, 热量通过基管及针翅以对流的方式向外散发。冷凝后的工作液体在离心力沿管壁方向的分力作用下迅速回流。回流的工作液体在蒸发段再次受热汽化, 这样就形成了连续的工作循环。

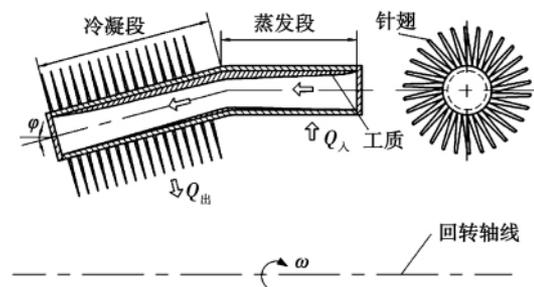


图 1 回转热管结构及工作原理示意图  
Fig. 1 Schematic drawing of the structure and working principle of a PRHP( pin-fin rotary heat pipe)

## 2 拐角式整体针翅回转热管理论分析

### 2.1 回转热管管内工质分布

在离心力的作用下, 回转热管蒸发段工质在圆

收稿日期: 2010 - 11 - 24; 修订日期: 2011 - 09 - 01

基金项目: 国家自然科学基金项目基金资助( 5990524)

作者简介: 郑 军( 1980 - ), 男, 四川南充人, 中冶赛迪工程技术股份有限公司工程师, 博士。

周方向上的分布是不均匀的,其分布情况与偏心距  $r$  和转速  $\omega$  有关。图 2 为液体在回转热管管内的周向分布,其中图 2(a) 表示小转速的情况,图 2(b) 表示转速增大后管内靠近回转轴线一侧的液膜逐渐变薄,而相反一侧的液膜逐渐增厚。当转速增加到某一值时,回转热管近轴侧的内壁发生干涸,干涸区域随转速的增大而扩大。在热管冷凝段,由于离心力的影响,也会出现与蒸发段类似的液膜分布不均的现象。但在这些情况下回转热管仍能有效工作<sup>[8]</sup>。这是因为对于蒸发段来说,有效传热面积随着转速的增加而减小,在润湿部分由于液膜的增厚而增加了传热热阻,平均传热系数降低;但对于冷凝段来说情况正好相反,离心力加快了冷凝液的回流,蒸汽几乎直接在干涸的壁面上凝结,从而减小了传热热阻,提高了平均传热系数,在一定程度上弥补了蒸发段热阻增大所造成的影响,热管总体热阻并未有大的增加。

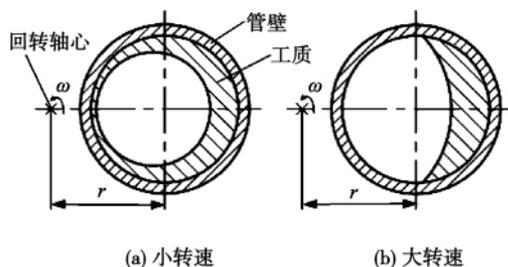


图 2 管内液膜分布

Fig. 2 Liquid film distribution inside the heat pipe

### 2.2 回转热管管内工质充液量

充液量是影响热管传热性能的一个重要因素。热管内液体流动及液膜分布决定了热管充液量的多少。回转热管内的液体流动是一个具有相变的三维问题,由于存在着离心场,使得液膜不仅在横截面上,而且在轴线方向上分布都是不均匀的,且分布状况还随转速变化而变化。下面通过分析管内液膜的三维分布来计算充液量。

#### 2.2.1 回转热管管内液膜分布的数学模型

为了便于对热管内部的蒸发、凝结过程进行理论分析,作出如下假设<sup>[9]</sup>: (1) 冷凝段蒸汽的凝结为层流膜状凝结,蒸发段液膜的蒸发为层流膜状蒸发; (2) 忽略蒸发对汽液界面的阻力和管内蒸汽压降; (3) 液膜在半径方向上的温度分布是线性的,液体的物性参数均为常数; (4) 由于一般情况下离心力比重力大得多,忽略重力的影响; (5) 蒸发段、冷凝段热流密度均匀; (6) 汽液交界面上蒸汽剪切力

的影响忽略不计。

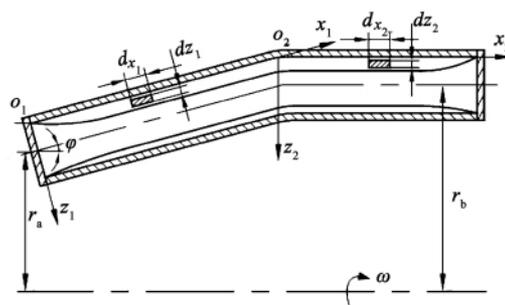


图 3 回转热管环流坐标系

Fig. 3 Coordinate system for showing the circulating flow inside a rotary heat pipe

由于在冷凝段和蒸发段中液膜的受力情况不同,故分别进行讨论。建立如图 3 所示的环流坐标系<sup>[10]</sup>。在坐标系  $O_1Z_1X_1$  中,以冷凝段端部为坐标原点,轴向方向为  $x_1$  轴,径向方向为  $z_1$  轴;在坐标系  $O_2Z_2X_2$  中,以热管冷凝段与蒸发段交界处为坐标原点,轴向方向为  $x_2$  轴,径向方向为  $z_2$  轴。

为了简化模型,在分析过程中还做出如下处理:

- (1) 在冷凝段液体的回流主要受离心力的影响,在冷凝段中忽略液体静压差对液膜分布的影响;
- (2) 由于  $r \gg r_i$  ( $r$  为热管轴线上各点的回转半径,  $r_i$  为热管基管内半径),故假定在同一横截面下的圆周上各点的离心力大小相等(均等于该圆周圆心处的离心力)、方向相同(均垂至于回转轴线向外)。

#### 2.2.1.1 冷凝段液膜分布

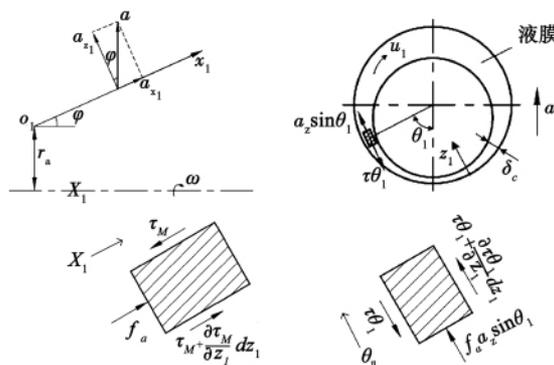


图 4 冷凝段液膜受力分析

Fig. 4 Force-bearing analysis of the liquid film in the condensing section

#### (1) 动量微分方程

根据图 4 所示的受力分析,可以得到冷凝段液

膜沿  $X_1$  方向和  $\theta_1$  方向上的动量微分方程。

$X_1$  方向:

$$f_{a_{x_1}} + (\tau_{x_1} + \frac{\partial \tau_{x_1}}{\partial z_1} dz_1) dx_1 - \tau_{x_1} dx_1 = 0 \quad (1)$$

其中:  $f_{a_{x_1}} = \rho_1 a_{x_1} dz_1 dx_1$   $a_{x_1} = r_b \omega^2 \sin \varphi$ ,

$$r_b = r_a + x_1 \sin \varphi$$

$\theta_1$  方向:

$$f_{a_{\theta_1}} \sin \theta_1 + (\tau_{\theta_1} + \frac{\partial \tau_{\theta_1}}{\partial z_1} dz_1) r_i d\theta_1 - \tau_{\theta_1} r_i d\theta_1 = 0 \quad (2)$$

其中:  $f_{a_{\theta_1}} = \rho_1 a_{\theta_1} r_i dz_1 d\theta_1$   $a_{\theta_1} = r_b \omega^2 \cos \varphi$

式中:  $r_a$ —冷凝段原点回转半径, m;  $r_b$ —冷凝段液膜回转半径, m;  $a$ —液膜离心加速度,  $m^2/s$ ;  $\tau_{\theta_1}$ —冷凝段液膜周向剪切应力, Pa;  $\tau_{x_1}$ —冷凝段液膜轴向剪切应力, Pa;  $\rho_1$ —工质液体密度,  $kg/m^3$ 。

边界条件:

$$u_1(z_1 = 0, \theta_1) = v_1(z_1 = 0, \theta_1) = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial u_1}{\partial z_1}(z_1 = \delta_c, \theta_1) = \frac{\partial v_1}{\partial z_1}(z_1 = \delta_c, \theta_1) = 0 \quad (4)$$

式中:  $u_1$ —冷凝段液膜周向流动速度, m/s;  $v_1$ —冷凝段液膜轴向流动速度, m/s;  $\delta_c$ —冷凝段液膜厚度, m。

联立方程(1)~方程(4)得到冷凝段液膜沿周向和轴向的流动速度:

$$u_1 = -\frac{\rho_1 \omega^2}{2\mu_1} r_b \cos \varphi z_1^2 + \frac{\rho_1 \omega^2}{\mu_1} r_b \cos \varphi \delta_c z_1 \quad (5)$$

$$v_1 = -\frac{\rho_1 \omega^2}{2\mu_1} r_b \sin \varphi z_1^2 + \frac{\rho_1 \omega^2}{\mu_1} r_b \sin \varphi \delta_c z_1 \quad (6)$$

式中:  $\mu_1$ —液体工质动力粘度,  $Pa \cdot s$ 。

(2) 连续性方程

单位时间内蒸汽凝结的质量应等于单位时间内流走的质量。在单位时间内通过长为  $dx_1$ 、厚为  $\delta_c$ 、宽为  $r_i d\theta_1$  的微元体沿  $X_1$  方向和  $\theta_1$  方向的质量流量分别为:

$$\dot{m}_{x_1} = \int_0^{\delta_c} \rho_1 v_1 dz_1 \cdot (r_i d\theta_1) \quad (7)$$

$$\dot{m}_{\theta_1} = \int_0^{\delta_c} \rho_1 u_1 dz_1 \cdot dx_1 \quad (8)$$

则在  $X_1$  方向和  $\theta_1$  方向上的凝结率为:

$$\frac{d \dot{m}_{x_1}}{dx_1} = \rho_1 r_i \frac{\partial}{\partial x_1} (\int_0^{\delta_c} v_1 dz_1) \cdot d\theta_1 \quad (9)$$

$$\frac{d \dot{m}_{\theta_1}}{d\theta_1} = \rho_1 \frac{\partial}{\partial \theta_1} (\int_0^{\delta_c} u_1 dz_1) \cdot dx_1 \quad (10)$$

(3) 能量方程

单位时间微元体  $\delta_c r_i dx_1 d\theta_1$  在  $Z_1$  方向上导热量为:

$$dQ_c = k_1 r_i \frac{T_v - T_{c,w}}{\delta_c} d\theta_1 dx_1 \quad (11)$$

式中:  $k_1$ —液膜导热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $T_{c,w}$ —冷凝段管内壁温度, K;  $T_v$ —管内饱和蒸汽温度, K。

导热量应等于蒸汽的凝结放热量, 即:

$$dQ_c = h_{fg} (d \dot{m}_{\theta_1} + d \dot{m}_{x_1}) \quad (12)$$

式中:  $h_{fg}$ —汽化潜热,  $J/(kg \cdot K)$ 。

则该微元体积的能量平衡方程可表示为:

$$\frac{1}{r_i} \frac{\partial}{\partial \theta_1} (\int_0^{\delta_c} u_1 dz_1) + \frac{\partial}{\partial x_1} (\int_0^{\delta_c} v_1 dz_1) = k_1 \frac{T_v - T_{c,w}}{\rho_1 \delta_c h_{fg}} \quad (13)$$

将方程(9)和方程(10)代入方程(13), 可得到关于冷凝段液膜厚度  $\delta_c(x_1, \theta_1)$  的微分方程:

$$\frac{1}{3} r_b \cos \varphi \cos \theta_1 \delta_c^4 + \frac{1}{3} r_i \sin^2 \varphi \delta_c^4 + r_b \sin \theta_1 \frac{\partial \delta_c}{\partial \theta_1} \delta_c^3 + r_i r_b \frac{\partial \delta_c}{\partial x_1} \delta_c^3 = \frac{k_1 \mu_1 (T_v - T_{c,w})}{\rho_1^2 \omega^2 h_{fg}} r_i \quad (14)$$

边界条件:

$$\delta_c(x_1 = 0, \theta_1) = 0 \quad (15)$$

### 2.2.1.2 蒸发段液膜分布

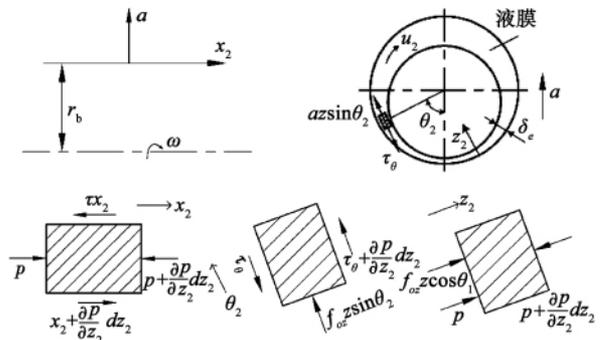


图 5 蒸发段液膜受力分析

Fig. 5 Force-bearing analysis of the liquid film in the vaporization section

图 5 为蒸发段液膜的受力图。与冷凝段类似, 结合动量方程、连续性方程和能量方程可得到关于蒸发段液膜厚度  $\delta_e(x_2, \theta_2)$  的微分方程:

$$\frac{1}{3} r_b \cos \theta_2 \delta_e^4 + \frac{1}{3} r_b \cos \theta_2 \frac{\partial^2 \delta_e}{\partial x_2^2} \delta_e^4 + r_b \sin \theta_2 \frac{\partial \delta_e}{\partial \theta_2} \delta_e^3 + r_b \cos \theta_2 \frac{\partial \delta_e}{\partial x_2} \delta_e^3 = \frac{k_1 \mu_1 (T_{e,w} - T_v)}{\rho_1^2 \omega^2 h_{fg}} r_i \quad (16)$$

边界条件:

$$\delta_e(x_2 = 0, \theta_2) = \delta_e(x_1 = l_c, \theta_2) \quad (17)$$

将方程(14)和方程(16)进行数值求解可以得到冷凝段和蒸发段的液膜厚度分布。

2.2.2 管内工质充液量

冷凝段和蒸发段液膜的平均厚度为:

$$\bar{\delta}_c = \frac{1}{l_c} \sum_{i=1}^n \delta_{ci} \Delta x \quad \bar{\delta}_e = \frac{1}{l_e} \sum_{i=1}^n \delta_{ei} \Delta x \quad (18)$$

则冷凝段、蒸发段和蒸汽空腔所需工质充液量分别为:

$$m_c = \rho_l \pi d_i l_c \bar{\delta}_c \quad (19)$$

$$m_e = \rho_l \pi d_i l_e \bar{\delta}_e \quad (20)$$

$$m_v = \rho_v \pi (d_i/2)^2 (l_c + l_e) \quad (21)$$

式中:  $d_i$ —热管内径  $m$ 。

热管内工质的总充液量为:

$$m_{sum} = m_c + m_e + m_v \quad (22)$$

2.3 回转热管传热热阻分析

回转热管等效热阻由两条路线并联组成,如图6所示。其中  $R_1$ 、 $R_9$  分别为热源与蒸发段外表面的热阻和冷凝段与外界流体间的热阻,  $R_2$ 、 $R_8$  分别为蒸发段和冷凝段管壁径向热阻,  $R_3$ 、 $R_7$  分别为蒸发段和冷凝段液膜径向热阻,  $R_4$ 、 $R_6$  分别为蒸发段和冷凝段气-液交界面的热阻,  $R_5$  为蒸汽轴向流动热阻,  $R_s$  为管壳的轴向热阻。以上10项热阻中,  $R_1$  和  $R_9$  为外部热阻,其余为热管自身的内部热阻。

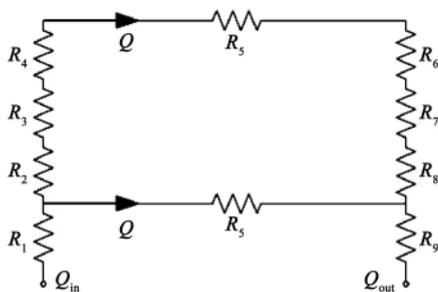


图6 回转热管等效热阻

Fig. 6 Equivalent thermal resistance of the rotary heat pipe

在对热管热阻的理论分析和实验发现,热管总热阻中起主导作用的是外部热阻,内部热阻常可忽略<sup>[8]</sup>。又因为热管安装时蒸发段靠近热源,且有导热硅脂作为传热介质,故  $R_1$  又比  $R_9$  小得多。因此在工程计算中可近似认为总热阻:

$$R \approx R_9 = 1 / (2\pi r_o l_c \alpha_c) \quad (23)$$

2.4 回转热管传热功率

整体针翅热管在冷凝段基管的外表面直接加工出三维针翅,针翅与基管之间无接触热阻,因而减小了热管总热阻,同时针翅的三维结构增强了管外流体的扰流程度,强化了对流换热,使换热系数得以提

高<sup>[11~12]</sup>。何川等通过试验研究发现,整体针翅管的换热性能比相同工况下的光管提高了5~8倍,比相同工况下的平直翅片管提高了1.75倍<sup>[13]</sup>,同时还总结出了整体针翅管空气换热时的传热准则方程<sup>[14]</sup>:

$$Nu = 2.77 Re^{0.564} Pr^{1/3} \quad (24)$$

式中:  $Nu$ —努谢尔特数;  $Re$ —雷诺数;  $Re = ud_o / \nu_{air}$ ;  $u$ —空气流动速度;  $\nu_{air}$ —空气运动粘度;  $d_o$ —基管外径;  $Pr$ —普朗特数。

由传热学知识可知,努谢尔特数  $Nu$  还可表示为:

$$Nu = \alpha_c d_o / k_{air} \quad (25)$$

式中:  $\alpha_c$ —换热面对流换热系数,在此为热管冷凝段以基管面积为参照的平均换热系数,  $W / (m^2 \cdot K)$ ;  $k_{air}$ —空气导热系数,  $W / (m \cdot K)$ 。

因此热管冷凝段平均换热系数可表示为:

$$\alpha_c = Nu k_{air} / d_o \quad (26)$$

结合传热学理论得到热管传热功率为:

$$Q \approx \Delta T / R_9 = \Delta T / (A_c \alpha_c) = 2\pi r_o l_c \alpha_c \Delta T \quad (27)$$

式中:  $\Delta T$ —热源和冷源温度差(即热源温度和室温之差)  $K$ 。

3 拐角式整体针翅回转热管设计实例

3.1 管壳材料及工质的选择

考虑到热管针翅的加工难易程度,工质与管壳材料的相容性,以及应尽量降低材料成本,选择铜为管壳材料,水作为工质液体。

3.2 充液量计算

热管基管内半径  $r_i = 0.004 m$ ,基管外半径  $r_o = 0.005 m$ ,冷凝段和蒸发段长度分别为  $l_c = 0.05 m$ ,  $l_e = 0.035 m$ ,夹角  $\varphi = 10^\circ$ ,热管工作的最低转速  $n = 25 r/min$ ,为了保证热管使用安全,取充液富裕量为110%,根据式(14)~式(22)计算得出充液量为0.66 g。

3.3 针翅结构参数

回转热管针翅结构参数如表1所示。

表1 针翅结构参数

Tab. 1 Structural parameters of the pin-fin

周向节距 $P_c / mm$	轴向节距 $P_a / mm$	周向针翅数 $n_c$	轴向排数 $n_a$	翅宽 $b / mm$	翅长 $e / mm$	翅厚 $\delta / mm$
1.37	1.7	23	23	1.5	10	0.3

### 3.4 热管最大散热量计算

计算时取相关计算参数如下:  $u = 7.17 \text{ m/s}$  (1000 r/min)  $\rho_o = 0.01 \text{ m}$   $\nu_{\text{air}} = 20.02 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  (定性温度取管壁与空气温度的平均值,管壁温度取为  $120 \text{ }^\circ\text{C}$ ,空气温度取为  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,则  $T_m = (120 + 20) / 2 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ )  $Pr = 0.702$   $k_{\text{air}} = 2.93 \times 10^{-2} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。根据公式(24)~式(26)计算得出热管冷凝段平均换热系数  $\alpha_c = 730 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

将  $\alpha_c$  的值代入式(27)后可得到在转速为 1000 r/min 时,设计的整体针翅回转热管的理论传热功率为  $Q = 105.5 \text{ W}$ 。

## 4 拐角式整体针翅回转热管的试验研究

### 4.1 试验元件

研制加工出了拐角式整体针翅回转热管,如图 7 所示。同时为了研究充液率对回转热管散热性能的影响,还加工出了具有相同结构参数不同充液率的回转热管系列,如图 8 所示,对应的充液率如表 2 所示,其中 2 号回转热管完全按照前面的设计参数进行加工和封装。



图 7 拐角式整体针翅回转热管实物  
Fig. 7 An actual elbow type integral pin-fin rotary heat pipe

表 2 回转热管系列充液率

Tab. 2 Series filling rate of a PRHP

	热管编号				
	1 号	2 号	3 号	4 号	5 号
充液率 $V^+ / \%$	10	15.4	20	20% 多层丝网吸液芯	25

### 4.2 试验装置

回转热管散热性能测试试验台系统如图 9 所示。由调速电机实现回转热管的转动及调速,其输出转速值通过转矩转速传感器测量。在热管蒸发段

上均匀缠绕有镍铬电热丝对热管进行加热,电热丝的外部用绝缘和绝热材料包裹好以尽量减少热损失。电热丝的电源由变压器经安装在旋转轴上的滑环提供,加热功率的大小通过变压器进行调节。热管管壁的温度测量采用镍铬-镍硅热电偶,热电偶导线通过集流环与外部温度采集模块相连,进而将数据传递给计算机,实现对温度的实时监控、采集、读数及曲线模拟。



图 8 拐角式整体针翅回转热管系列照片  
Fig. 8 Pictures of elbow type PRHP series

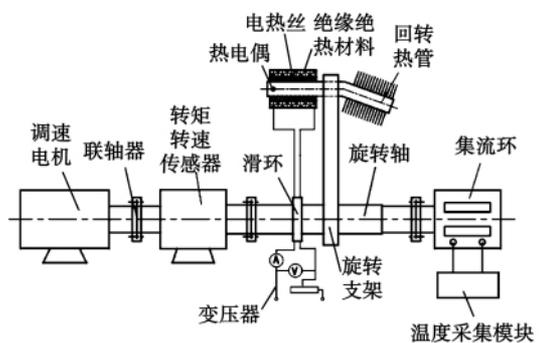


图 9 回转热管散热性能测试试验台示意图  
Fig. 9 Schematic drawing of a PRHP performance test rig

### 4.3 回转热管散热性能测试与分析

#### 4.3.1 轴向温度分布

为了测试出回转热管的轴向温度分布情况,在热管管壁上布置了 4 个测温点,分布如图 10 所示。

图 11 为当加热功率为 50 W 时,在不同转速下 1 号~5 号回转热管的轴向温度分布。从图中曲线可以看到,回转热管的轴向温度从蒸发段到冷凝段逐渐降低,但最大温差基本保持在  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  以内;随着转速的升高,热管的整体温度降低,说明在高转速下热管的散热能力得到了较大提高。从表 3 还看到,在较低转速时,回转热管蒸发段和冷凝段的温差较

大;随着转速的提高,温差有减小的趋势,在转速达到 600 r/min 以上时,温差基本保持恒定。经分析,主要由于转速较低时,工质所受的离心力较小,冷凝液回流不及时,造成蒸发段的液膜厚度较薄,甚至出现干涸,因此蒸发段和冷凝段的温差较大;随着转速的提高,冷凝液回流充分,工质的蒸发和冷凝能达到一个更为平衡的状态,因此温差减小。

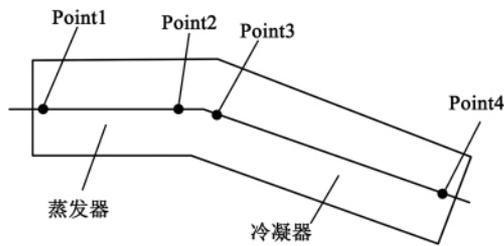


图 10 轴向测温点分布

Fig. 10 Distribution of temperature measuring points along the axial direction

表 3 回转热管最大温差  $\Delta T$  (°C)

Tab. 3 Maximal temperature difference of a PRHP

$n/r \cdot \text{min}^{-1}$	1号	2号	3号	4号	5号
200	10.4	8.5	9.5	7.4	10.1
400	9.4	8.0	9.4	6.9	10.4
600	7.8	6.5	7.3	6.4	7.3
800	8.7	7.2	7.4	7.5	6.8
1000	8.1	7.5	8.3	8.3	8.1

#### 4.3.2 周向温度分布

图 12 为当加热功率为 50 W 时,在不同转速下 2 号回转热管壁温沿圆周方向上的变化,其中蒸发段和冷凝段上的测温点分别取在与图 12 中 Point1 和 Point4 同轴向坐标的圆周上。从测试结果可以看出,蒸发段的管壁温度沿圆周方向上的温差随转速的增大而变大,冷凝段的管壁温度沿圆周方向上的温差随转速增大而变小。这是由于随着转速的增加,液体所受的离心力变大,增加了液体周向分布的不均匀性。在蒸发段,减少了有效传热面积,平均传热系数降低;在冷凝段情况正好相反,离心力加快了凝结液的回流,蒸汽几乎直接在裸露的表面上凝结,提高了平均传热系数。测试结果还表明,在蒸发段内侧( $\theta = 0^\circ$ )的温度大于外侧( $\theta = 180^\circ$ )的温度;在冷凝段情况刚好相反,外侧温度大于内侧的温度。其原因在于蒸发段内侧接近干涸,局部传热系数降低,而冷凝段内侧几乎直接在管内壁上凝结,故有较高的局部传热系数。

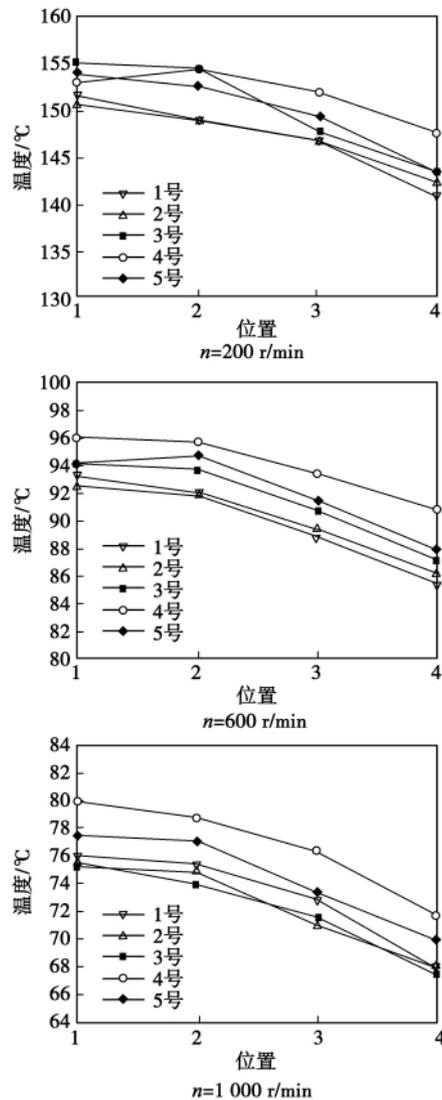


图 11 不同转速下回转热管轴向温度分布曲线( $P = 50 \text{ W}$ )

Fig. 11 Curves showing the temperature distribution along the axial direction of a PRHP at various rotating speeds

#### 4.3.3 回转热管的散热功率

从式(27)可以看出,在相同转速条件下回转热管的散热功率随着热管与空气的温度差的增大而增大,亦即随着热管冷凝段的温度升高而增大。在本研究中仅讨论当热管蒸发段平均温度达到 120 °C 时的最大散热功率,即图 10 中 Point 1 和 Point 2 测温点温度的平均值  $T_{1,2}$  达到 120 °C 时的散热功率。

图 13 表示了当  $T_{1,2}$  达到 120 °C 时,在不同转速下测得的热管的散热功率。可以看到,随着转速的增加,热管的散热功率增大,当转速为 1 000 r/min 时回转热管的散热功率接近 100 W。

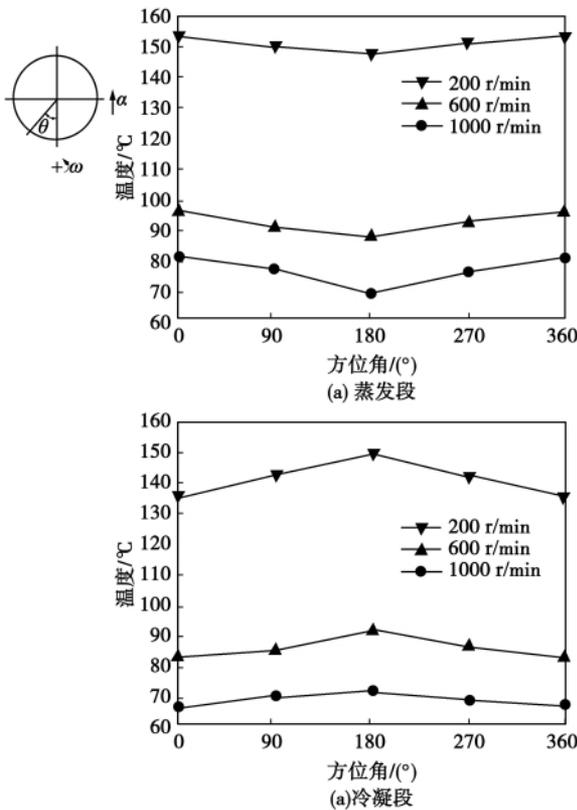


图 12 回转热管周向温度分布曲线

Fig. 12 Curves showing the temperature distribution along the circumferential direction of a PRHP

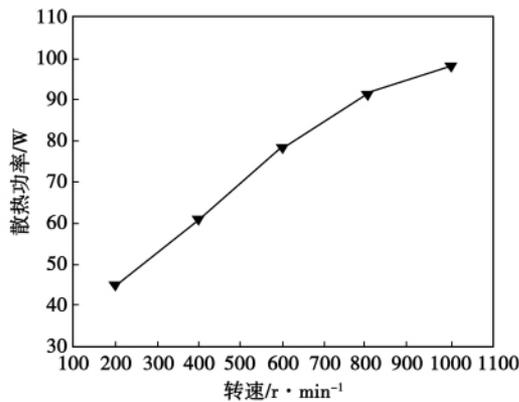


图 13 回转热管散热功率随转速变化曲线( $\bar{T}_{1,2} = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Fig. 13 Curves showing a change of the heat dissipating power with the rotating speed of a PRHP ( $\bar{T}_{1,2} = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

#### 4.4 试验测试结果讨论

##### 4.4.1 旋转速度对传热性能的影响

旋转速度对回转热管传热性能的影响曲线如图 14 所示。从曲线变化趋势可以看出,在低转速时冷

凝段的平均换热系数随转速增加的幅度较大,而在高转速时增加的幅度有所减小。这是因为在低转速时离心力较小,冷凝液回流困难,此时增强冷凝液的回流是增强凝结换热的关键;随着转速的提高,离心力增加,冷凝液的回流能力增强,显著改善了放热条件,从而使得换热系数有了明显的提高;而在较高转速时离心力已足够大,冷凝液能够充分回流,此时再提高转速虽可以改善放热条件,但已不如在低转速时那么明显。

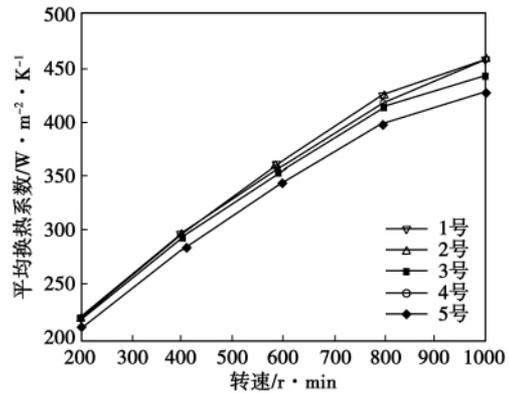


图 14 冷凝段平均换热系数随转速变化曲线( $P = 50\text{ W}$ )

Fig. 14 Curves showing a change of the average heat exchange coefficient with the rotating speed in the condensing section( $P = 50\text{ W}$ )

##### 4.4.2 充液率对传热性能的影响

在图 11 中,对比 1 号~5 号回转热管的轴向温度分布特性可以看出,充液率分别为 10% 和 15.4% 的 1 号和 2 号热管的整体温度最低,说明在相同工况下 1 号和 2 号回转热管的整体热阻最小,具有更好的散热性能。再将 1 号和 2 号回转热管对比看出,两者散热性能差别不大,但相同工况下 2 号回转热管的平均温差稍小,并且在高转速下 2 号回转热管的整体温度更低,可以认为 2 号回转热管的性能更好,这也与前面的充液量的理论计算相吻合。

##### 4.4.3 吸液芯对传热性能的影响

在图 11 中,比较相同充液率的 3 号和 4 号回转热管的温度分布特性可以看出,具有吸液芯的 4 号回转热管比没有吸液芯的 3 号回转热管的整体温度稍高,分析得知这是由于吸液芯的加入使得热管的整体热阻略有增大的缘故;在低转速时,4 号回转热管的轴向温差较小,在高转速时情况刚好相反。主要原因是:在低转速下冷凝液的离心力较小,回流能力较弱,这时吸液芯的毛细力帮助冷凝液回流,使得

液体分布更加均匀,降低了传热热阻;但在高转速下,冷凝液的离心力足够大,冷凝液完全能及时回流,此时吸液芯的存在反而阻碍了冷凝液的回流,使得传热热阻增大。

#### 4.4.4 回转热管散热功率的试验值与理论值对比

从图14中看到,在转速为1000 r/min时,单管试验中回转热管的实际散热功率为98 W,比理论计算值偏低约7.1%。经分析理论值较大主要由两方面因素引起:一是由于理论计算时热管表面的对流换热系数取值偏大,二是由于计算热管热阻时忽略了热管内部热阻造成热管总体热阻偏小。

#### 4.4.5 与平行轴回转热管比较

文献[5]中的平行轴回转热管换热器采用铜管铝翅片,在转速为360 r/min,温度为200℃时,其整体平均换热系数仅为46.52 W/(m<sup>2</sup>·K)。而所设计的拐角式整体针翅回转热管在相同转速,温度为120℃时的平均换热系数达到280 W/(m<sup>2</sup>·K),其传热性能提高了5倍,传热能力得到了大幅提高。

## 5 结论

(1) 提出了一种新型的拐角式整体针翅回转热管,对该热管进行了详细的理论分析与设计,并对其传热性能进行了试验测试。

(2) 试验结果表明,拐角式整体针翅回转热管的轴向温度从蒸发段到冷凝段逐渐降低,最大轴向温差随着转速的增大而减小;回转热管蒸发段的管壁温度沿圆周方向上的温差随转速的增大而变大,冷凝段的管壁温度沿圆周方向上的温差随转速增大而变小;回转热管的整体散热功率随转速的提高而增大。当转速为1000 r/min时回转热管的散热功率接近100 W。

(3) 从对试验结果的分析得出,随转速的增加,热管冷凝段平均传热系数增加,但低转速时增加的幅度大于高转速;当充液量约为15%时热管的热阻最小,传热性能最好;吸液芯对热管传热性能的影响不占主导地位,在低转速工况下吸液芯提高热管传热能力,在高转速下则起阻碍作用。

(4) 与平行轴回转热管相比,拐角式回转热管传热性能提高了5倍。

#### 参考文献:

- [1] Peterson G P, Wu D. A review of rotating and revolving heat pipes [J]. Int J of Heat and Technology, 1993, 11(2): 191-228.  
 [2] Curtilla R, Chataing T. Experimental study of a revolving heat pipe

- [C]//Proceedings of the 5th International Heat Pipe Conference, Tsukuba, Japan, 1984: 14-18.  
 [3] Groll M, Kraehling H, Muenzel W D. Heat pipes for cooling of an electric motor[J]. Journal of Energy, 1978, 6(2): 363-367.  
 [4] Schneller J. Heat transfer in rotating co-axial and parallel heat pipes and their application in machinery [C]//Proceedings of the International Centre for Heat and Mass Transfer, 1984: 669-688.  
 [5] Niekawa J, Matsumoto K, Koizumi T et al. Performance of revolving heat pipes and application to a rotary heat exchanger [C]//Proceedings of the Fourth International Heat Pipe Conference. London, England, 1981: 225-234.  
 [6] Pokorny B, Polasec F, Schneller J. Heat transfer in co-axial and parallel rotating heat pipes [C]//Proceedings of the 5th International Heat Pipe Conference. Tsukuba, Japan, 1984: 259-267.  
 [7] 陈健, 屠传经. 平行轴旋转热管的放热特性研究 [C]//传热传质学术会议论文集, 扬州, 1986: 1-18.  
 CHEN Jian, TU Chuan-jing. Study on the heat dissipation characteristics of a parallel-axis rotary heat pipe // Proceedings of Academic Conference on Mass and Heat Transfer [C]. Yangzhou, 1986: 1-18.  
 [8] 庄骏, 徐通明, 石寿淳. 热管与热管换热器 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1989.  
 ZHUANG Jun, XU Tong-ming, SHI Shou-chun. Heat pipes and heat pipe exchangers [M]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University Press, 1989.  
 [9] 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.  
 ZHUANG Jun, ZHANG Hong. Heat pipe technology and its applications [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2000.  
 [10] 张琳, 张锁龙. 台阶型旋转热管充液量的研究 [J]. 动力工程, 2002, 21(1): 1635-1639.  
 ZHANG Lin, ZHANG Suo-long. Research of the liquid filling quantity of a step type rotary heat pipe [J]. Power Engineering, 2002, 21(1): 1635-1639.  
 [11] 钱颂文, 马小明, 方江敏, 等. 三维整体针翅强化传热管的传热和压降性能研究与比较 [J]. 化工学报, 2002, 53(7): 701-704.  
 QIAN Song-wen, MA Xiao-ming, FANG Jiang-min, et al. Research and comparison of the heat transfer and pressure drop performance of a 3-D integral pin-fin intensified heat pipe [J]. Journal of Chemical Industry, 2002, 53(7): 701-704.  
 [12] 丁铭, 阎昌琪, 缪红建, 等. 整体针翅管强化传热实验研究 [J]. 核动力工程, 2005, 26(5): 453-455.  
 DING Ming, YAN Chang-qi, LIAO Hong-jian, et al. Experimental study of the intensified heat transfer of an integral pin-fin heat pipe [J]. Nuclear Power Engineering, 2005, 26(5): 453-455.  
 [13] 何川, 高胜利, 冯洁, 等. 新型针翅管换热实验研究 [C]//全国能源与热工学术年会论文集, 张家界, 2006, 711-712, 718.  
 HE Chuan, GAO Sheng-li, FENG Jie, et al. Experimental study of the heat exchange of a new type integral pin-fin heat pipe [C]//Proceedings of 2006 China National Energy Resources and Thermotechnical Annual Conference, 2006: 711-712, 718.  
 [14] 高胜利. 不同边界条件下管外对流换热性能的实验研究 [D]. 重庆: 重庆大学, 2006.  
 GAO Sheng-li. Experimental study of the external convective heat exchange performance of a pipe under different boundary conditions [D]. Chongqing: Chongqing University, 2006.

On the basis of an analysis of the mechanism governing the flow in a full-arc water admission type steam-liquid two-phase ejector, studied and developed was a new method for optimizing ejectors. By adopting a mode that several holes in the side direction along the wall surface of the mixture chamber in the cylindrical section are additionally provided, the low temperature water in the outside world can be introduced into the said chamber through these holes, forming a second stage ejection and thus enhancing the ejection coefficient. A test rig was designed with wet steam serving as the working steam and a multi-nozzle ejector as the test piece. The pressure of the wet steam ranged from 0.15 MPa to 0.4 Mpa and the dryness of the wet steam was within a range of 0.25 - 1. During the test, the performance of the test piece before and after the optimization was compared, verifying that the optimization method under discussion is feasible. The research results show that at a same steam dryness, the ejector system has realized a stepped increase and with an increase of the steam dryness, the increment of the ejection coefficient will also increase. **Key words:** steam-liquid two phase flow, ejector, second-stage ejection, ejection coefficient, wet steam, optimization, steam dryness

基于图像处理的小通道内气液两相流含气率的实验研究 = **Experimental Study of the Gas-liquid Two-phase Flow Gas Content in a Small Channel Based on Image Processing** [刊 汉] ZHOU Yun-long, WANG Hong-bo, GU Yang-yang ( College of Energy Source and Power Engineering, Northeast University of Electric Power, Jilin, China, Post Code: 132012) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 27(1). - 38 ~ 42

By using a high speed video camera, real-time photographed and image acquired were the flow patterns of a gas-liquid two-phase flow in a small regular triangular channel with a hydraulic radius of 1.15 mm. On this basis, a method for inspecting and measuring gas-liquid two-phase slug flow volumetric gas content in a small channel by utilizing digital image processing technology was proposed. By utilizing the advantage that the bubbles in two-phase flow in small channels are not covered with each other and such processing methods as noise elimination, edge detection, binarization, zone marking and filling etc., the volumetric gas content was obtained based on the three-dimensional gas phase volume calculation model. Finally, a comparison was made with the results calculated by using the drifting flow model. Both the comparison and the test results show that for a slug flow, the method in question has a relatively high measurement precision with the error between the gas content obtained by using the method and the practical value being in a range of  $\pm 15\%$  and a gas content formula in a section being obtained by regression analyzing the test data. The above-mentioned method can be used for on-line testing the parameters of a gas-liquid two-phase flow in small channels, thus, offering reference for studying two-phase flow characteristics in small channels. **Key words:** gas-liquid two-phase flow, small channel, volumetric gas content, image processing, drift flow model

新型拐角式整体针翅回转热管设计与试验 = **Design and Test of a New Elbow Type Integral Pin-fin Rotary**

**Heat Pipe** [刊, 汉] ZHENG Jun ( Iron Smelting Cause Department , Zhongye Saidi Engineering Technology Stock Co. Ltd. , Chongqing , China , Post Code: 400013) , HE Chuan( College of Power Engineering , Chongqing University , Chongqing , China , Post Code: 400044) , ZHANG Guang-hui ( National Key Laboratory on Mechanical Transmission , Chongqing University , Chongqing , China , Post Code: 400044) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2012 27( 1) . -43 ~50

Proposed was a new elbow type integral pin-fin rotary heat pipe. A detailed theoretical design and analysis were performed of the heat pipe under discussion. Moreover , the heat transfer performance of the heat pipe was also tested. It has been found that the temperature of the heat pipe along the axial direction will gradually decrease from the vaporization section to the condensing section and the maximum axial temperature difference will decrease with an increase of the rotating speed. The tube wall temperature of the vaporization section of the heat pipe along the circumferential direction will increase while that of the condensing section will decrease with an increase of the rotating speed. The overall heat transfer - converted power of the heat pipe will increase with an increase of the rotating speed. When the liquid filling rate is about 15% , the heat resistance of the heat pipe will be the minimum with the heat transfer performance being the best. The influence of the liquid absorption core on the heat transfer performance of the heat pipe will not dominate. At a low speed , the liquid absorption core can enhance the heat transfer capacity while at a high speed it will lower its heat transfer capacity. Compared with the heat transfer performance of a parallel axis rotary heat pipe , that of the elbow type rotary heat pipe increases by 6 times. **Key words:** rotary heat pipe , integral pin - fin , heat transfer performance , liquid filling rate

“水包油”型乳化重油燃烧与排放的实验研究 = **Experimental Study of the “Oil-in-water” Type Emulsified Heavy Oil Combustion and Emissions** [刊, 汉] GONG Jing-song , JIA Yun-tao , HE Yu-kun , FU Wei-biao( Aeronautics and Astronautics College , Tsinghua University , Beijing , China , Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2012 27( 1) . -51 ~54

Experimentally studied were the combustion and pollutant emissions characteristics of a “oil-in-water” emulsified heavy oil with a water content of 30%. The combustion was performed in a one-dimensional horizontal boiler and nozzles , burners and emulsified oil heating system specially designed for emulsified oil were used. During the test , the atomization and flame morphology of the nozzles were observed with the temperature , oxygen concentration and NO distribution in various sections of the furnace being measured. The combustion test of the “oil-in-water” emulsified heavy oil shows that such a kind of emulsified heavy oil can be totally used in industrial equipment items instead of diesels and this has a major significance for easing the tension in energy source and environment protection in China. **Key words** “oil-in-water” type emulsified heavy oil , combustion characteristics , nozzle , energy-saving , pollution mitigation