



毛细芯热管的相变驱动机制与模型

刘伟, 刘志春, 杨昆, 涂正凯

华中科技大学能源与动力工程学院, 武汉 430074

E-mail: w_liu@hust.edu.cn

2008-12-10 收稿, 2009-02-06 接受

国家自然科学基金(批准号: 50876035)和国家重点基础研究发展计划(编号: 2007CB206903)资助项目

摘要 现有的热管理论一般认为, 毛细抽力是毛细芯热管运行的唯一驱动机制. 通过建立毛细芯热管内液体和蒸汽流动的热-电模拟回路, 提出了毛细芯热管运行的相变驱动机制, 而且, 通过分析毛细芯热管蒸发界面和冷凝界面之间工质的传输过程, 建立了描述这一驱动机制的数学模型. 以水作为工质, 给出了毛细芯热管的驱动压头和流动阻力的一组算例. 计算发现, 尽管热管的相变驱动压头小于毛细驱动压头, 但前者是一个不容忽视的运行机制. 应用本方法, 可以对毛细芯热管的运行机制和传热极限作出合理解释, 并对毛细芯热管, 特别是微小型毛细芯热管作出较为准确的设计和计算.

关键词
毛细芯热管
相变
驱动机制
模型

热管是利用工质的蒸发与冷凝来实现工质循环从而传输能量的一种装置^[1~7]. 毛细芯热管是热管的一种类型^[8], 它利用毛细芯内形成的毛细抽力来实现冷凝液体的回流, 具有传热能力强、等温性能好、传输距离长、没有运动部件、使用寿命长等优点, 因此, 广泛应用于各种设备和器件的散热场合.

图1为一个典型毛细芯热管的示意图, 它由蒸发段、绝热段和冷凝段构成, 其内壁铺设有一定厚度的毛细多孔材料. 毛细芯热管的工作过程为: 在热负荷的作用下, 蒸发段毛细芯界面上的液体发生相变, 相变蒸汽从蒸发段流至冷凝段并凝结为液体, 凝结液体在蒸发段毛细芯内的毛细抽力下, 从冷凝段回流

至蒸发段, 以补充毛细芯界面上蒸发的液体.

1 毛细芯热管的运行机制

关于毛细芯热管运行的驱动原理^[3~9], 一般认为, 毛细芯的毛细压头是热管内部工质循环的推动力, 用来克服蒸汽从蒸发段向冷凝段的压力降、冷凝液体从冷凝段流回蒸发段的压力降和重力场对液体流动产生的压力降, 其中重力压降值可以为正、负或零. 毛细芯热管的运行条件为^[9]:

$$\Delta p_{\text{total}} = \Delta p_{\text{capillary}} > \sum_{i=n} \Delta p_i, \quad (1)$$

式中 $\Delta p_{\text{capillary}}$ 为毛细压头, Δp_i 为热管的分压降 ($i=1, 2, \dots, n$), n 为分压降数.

毛细压头由以下 Young-Laplace 方程确定:

$$\Delta p_{\text{capillary}} = p_v - p_l = \frac{2\sigma \cos \theta}{r}, \quad (2)$$

式中 p_v 和 p_l 分别为毛细芯蒸发界面蒸汽侧和液体侧的压力, σ 为表面张力系数, θ 为液体接触角, r 为毛细芯的毛细半径.

但是, 对于毛细芯热管中工质的驱动机制, 上述

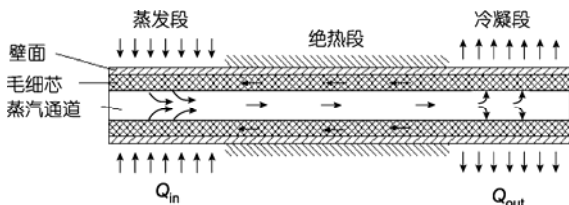


图1 毛细芯热管的示意图

引用格式: 刘伟, 刘志春, 杨昆, 等. 毛细芯热管的相变驱动机制与模型. 科学通报, 2009, 54: 1932~1936

Liu W, Liu Z C, Yang K, et al. Phase change driving mechanism and modeling for heat pipe with porous wick. Chinese Sci Bull, 2009, 54, doi: 10.1007/s11434-009-0220-5

经典理论的表征并不十分完备. Ishizuka等人¹⁾实现了一个依靠FC-12相变产生蒸汽运动, 并通过冷凝液重力回流来完成工质循环的原型机, 除了热源以外, 系统循环没有其他的驱动力. 这说明, 毛细抽力并非毛细芯热管或其他类似热力系统运行的唯一驱动机制, 没有毛细力, 系统也可以实现循环. 作者认为, 毛细芯热管内工质循环的驱动机制主要由两种不同的界面行为所决定. 一是界面压头 $\Delta p_{dr,l}$, 它反映毛细驱动力, 对热管运行的驱动机制为: 蒸发界面上的毛细抽力使毛细芯内的液体产生流动, 并克服液体的流动阻力和冷凝界面的反向毛细抽力; 二是界面压头 $\Delta p_{dr,v}$, 它反映相变驱动力, 对热管运行的驱动机制为: 在毛细芯蒸发界面“热源”和冷凝界面“热汇”的共同作用下, 形成了蒸汽在热管内的流动, 并克服蒸汽的流动阻力.

图 2 为根据热-电比拟建立的毛细芯热管的驱动压头和压力降的模拟回路. 图中可见, 毛细芯热管运行的驱动机制为两种界面作用的叠加, 其中 $\Delta p_{dr,l}$ 为液体运动的驱动压头, $\Delta p_{dr,v}$ 为蒸汽运动的驱动压头. 若不考虑跨过蒸发界面和冷凝界面的阻力, 毛细芯热管的总驱动力将与工质循环的总流动阻力相平衡. 图中, Δp_v 为热管内蒸汽的流动阻力, Δp_l 为毛细芯内液体的流动阻力, $\Delta p_{eq,l}$ 为冷凝界面毛细芯的反向毛细抽力, 可视为冷凝界面产生的等效阻力: $\Delta p_{eq,l} = 2\sigma / r_c$, r_c 为冷凝界面液体弯月面的曲率半径. 图 2 中热-电模拟回路的接地点为系统的参考电位. 如果规定参考电位为零, 则蒸汽侧的模拟电位为正, 而液体侧的模拟电位为负. 零电位点对应于冷凝

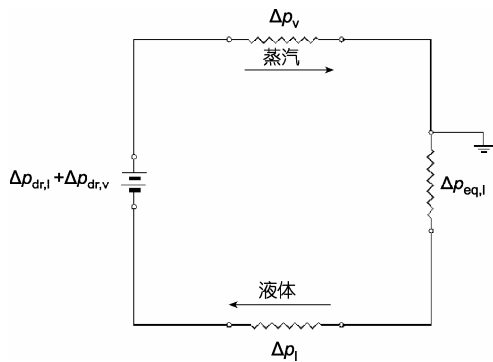


图 2 毛细芯热管的驱动压头和压力降的热-电模拟回路

界面, 热负荷由此被传输到系统之外.

图 2 所示毛细芯热管的稳定运行条件为:

$$\Delta p_{total} = p_v - p_l = \Delta p_{dr,l} + \Delta p_{dr,v} = \sum_{i=n} \Delta p_i, \quad (3)$$

其中:

$$\Delta p_{dr,l} = \Delta p_l + \Delta p_{eq,l}, \quad (4)$$

$$\Delta p_{dr,v} = \Delta p_v, \quad (5)$$

式中 p_v 为紧邻蒸发界面上方的蒸汽压力, p_l 为紧邻蒸发界面下方的液体压力. (4)和(5)两式对应的驱动压头为:

$$\Delta p_{dr,l} = \frac{2\sigma}{r_c}, \quad (6)$$

$$\Delta p_{dr,v} = p_v - p_c, \quad (7)$$

式中 r_c 为毛细芯蒸发界面液体弯月面的曲率半径, p_c 为紧邻冷凝器冷凝界面上方的饱和蒸汽压力.

(6)式右端的毛细力 $2\sigma/r_c$ 只是用以平衡热管毛细芯内液体的流动阻力和冷凝界面的反向毛细抽力, 当系统达到平衡时, 毛细芯液体弯月面没有宏观位移, 弯月面两侧流体的守恒方程不存在变量耦合关系, 因此, 液相毛细压头 $\Delta p_{dr,l}$ 不能驱动蒸汽的运动. 热管蒸发端汽-液界面的毛细抽力只作用于毛细芯内的液体, 而关于蒸汽流动的驱动机制, 必须建立相应的数学模型来描述.

2 热管相变驱动压头的数学模型

考察图 2 所示毛细芯热管内的相变传热与流动, 并注意到以下事实:

- (1) 液体相变产生了大量的潜热, 蒸汽携带的能量远大于液体;
- (2) 蒸汽的比容和流速远大于液体, 蒸汽在流动中将损耗较多的能量;
- (3) 液体相变提升了热管蒸汽侧的压力, 形成了蒸汽流动的驱动势.

毛细芯蒸发界面上端蒸汽携带的总能量为 $\dot{m}_e A_e (h_e + 1/2 u_e^2 + g z_e)$, 毛细芯冷凝界面上端蒸汽携带的总能量为 $\dot{m}_c A_c (h_c + 1/2 u_c^2 + g z_c)$. 于是, 蒸发和冷凝界面间工质的能量损失为

$$\Delta E = \dot{m}_e A_e \left(h_e + \frac{1}{2} u_e^2 + g z_e \right) - \dot{m}_c A_c \left(h_c + \frac{1}{2} u_c^2 + g z_c \right). \quad (8)$$

1) Ishizuka M, Yakagawa S, Koizumi K. Development of a self-cooling system utilizing waste heat from electronic equipment. Proc of the Sixth Int Conf on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology. Potsdam, Germany, 2007

若系统稳定运行, 有

$$\dot{m} = \dot{m}_e = \dot{m}_c = \frac{A_c}{A_e} \frac{q}{h_{fg}}. \quad (9)$$

上述式子中, $\dot{m}$ 为相变质量; A 为相变界面上端的面积; h 为热力学焓; u 为蒸汽速度; q 为热流密度; h_{fg} 为相变潜热; g 为重力加速度; z 为相变界面的相对高度; 下标 e 和 c 分别表示蒸发界面和冷凝界面.

如果将(8)式表达为蒸汽流在两界面间的焓损失, 则有

$$\Delta E_x = \dot{m}_e A_e \left(h_e - T_0 s_e + \frac{1}{2} u_e^2 + g z_e \right) - \dot{m}_c A_c \left(h_c - T_0 s_c + \frac{1}{2} u_c^2 + g z_c \right). \quad (10)$$

由于实际系统的温度发生了变化, 故蒸汽密度也会发生变化, 那么, 两个界面间的质量平衡关系为 $\rho_{v,e} u_e A_e = \rho_{v,c} u_c A_c$. 此外, 若不计位能变化, (10)式可表述为

$$\Delta E_x = \dot{m} A_e \left[(h_e - h_c) - T_0 (s_e - s_c) + \frac{\dot{m}^2}{2 \rho_{v,e}^2} \left(1 - R_A^2 \left(\frac{\rho_{v,e}}{\rho_{v,c}} \right)^2 \right) \right], \quad (11)$$

式中, ρ 为密度; $R_A = A_e / A_c$ 为面积比; s 为热力学熵; 下标 v 表示蒸汽. 若假定蒸发段与冷凝段之间的蒸汽处于稳定的绝热流动, 且与外界不发生能量交换, 那么, 从蒸发界面到冷凝界面, 蒸汽能量做功产生的压头全部用于克服蒸汽流动的阻力. 于是, 由物理学关系: $\Delta E = \Delta p \cdot \rho u A$, 蒸汽流动的驱动压头可表示为

$$\Delta p_{dr,v} = p_v - p_c = \rho_{v,e} [(h_e - h_c) - T_0 (s_e - s_c)] + \frac{\dot{m}^2}{2 \rho_{v,e}} \left(1 - R_A^2 \left(\frac{\rho_{v,e}}{\rho_{v,c}} \right)^2 \right). \quad (12)$$

根据(3), (6)和(12)式, 可得毛细芯热管的总驱动压头表达式:

$$\Delta p_{total} = p_v - p_l = \frac{2\sigma}{r_e} + \rho_{v,e} [(h_e - h_c) - T_0 (s_e - s_c)] + \frac{\dot{m}^2}{2 \rho_{v,e}} \left(1 - R_A^2 \left(\frac{\rho_{v,e}}{\rho_{v,c}} \right)^2 \right). \quad (13)$$

若面积比 $R_A = 1$, (13)式可简化为

$$\Delta p_{total} = p_v - p_l = \frac{2\sigma}{r_e} + \rho_{v,e} [(h_e - h_c) - T_0 (s_e - s_c)]$$

$$+ \frac{\dot{m}^2}{2 \rho_{v,e}} \left(1 - \left(\frac{\rho_{v,e}}{\rho_{v,c}} \right)^2 \right). \quad (14)$$

一般而言, (14)式右端的焓差和动量变化项的数量级较小, 可以忽略, 于是, 该式可简化为

$$\Delta p_{total} = \frac{2\sigma}{r_e} + \rho_{v,e} (h_e - h_c). \quad (15)$$

这样, 毛细芯热管蒸汽流动的驱动压头可近似为:

$$\Delta p_{dr,v} = p_v - p_c = \rho_{v,e} \Delta h. \quad (16)$$

尽管(14)式较为全面地反映了毛细芯热管的驱动机制, 并表明热管工质循环的驱动力为蒸发段毛细芯内的毛细抽力和工质相变产生的推动力之和, 但对于一般的工程计算, 采用(15)式估算的驱动压头已具有一定的精度.

此外, 若蒸汽密度为常数: $\rho_{v,e} = \rho_{v,c} = \rho_v$, 则(16)式变为

$$\Delta p_{dr,v} = \rho_v (h_e - h_c) = \rho_v \Delta h. \quad (17)$$

将(17)式中的焓差表示为如下余焓形式

$$\Delta h = \int_c^e c_{p0} dT - (h_{r,e} - h_{r,c}), \quad (18)$$

式中 c_{p0} 为理想气体的比热, 可表示为温度的函数

$$c_{p0} = c_0 + c_1 T + c_2 T^2 + c_3 T^3. \quad (19)$$

余焓 h_r 可表示为

$$h_r = a_r + T s_r + (p_0 v_0 - p v), \quad (20)$$

式中关于压力的 Redlich-Kwong 方程为

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{T^{0.5} v(v+b)}, \quad (21)$$

关于余自由能方程为

$$a_r = RT \ln \frac{v-b}{v} + \frac{a}{T^{0.5} b} \ln \frac{v+b}{v} + RT \ln \frac{v}{v_0}, \quad (22)$$

关于余熵方程为

$$s_r = -R \ln \frac{v-b}{v} + \frac{a}{2bT^{1.5}} \ln \frac{v+b}{v} - R \ln \frac{v}{v_0}, \quad (23)$$

式中 v_0 为理想气体的比容.

由(18)~(23)式, 即可求出实际气体的焓差, 进而由(17)式求出毛细芯热管的相变驱动压头. 其中, 对于不同的工质, 常数 a, b, c 值可由表查得^[10].

值得指出, 由于实际毛细芯热管中的蒸汽往往会偏离绝热流动, 蒸汽能量在热管沿程将散失一部分, 因此, 理论的相变驱动压头会大于实际的蒸汽压降, 即 $\Delta p_{dr,v} > \Delta p_v$.

3 毛细芯热管的传热极限

根据热管理论, 毛细芯热管存在着毛细极限, 相应热管工作的极限热流 $Q_{\max}$, 其特性通常用传热能力因子表达^[11]:

$$Q_{\max} l_{\text{eff}} = \frac{\frac{2\sigma}{r_e} - \rho_l g(l \sin \phi + d \cos \phi)}{\frac{\mu_l}{K \rho_l h_{fg} A_w} + \frac{32\mu_v}{\rho_v h_{fg} A_v d_v^2}}, \quad (24)$$

$$Q_{\max} l_{\text{eff}} = \frac{\frac{2\sigma}{r_e} + \rho_{v,e} [(h_e - h_c) - T_0 (s_e - s_c)] + \frac{\dot{m}^2}{2\rho_{v,e}} \left(1 - R_A^2 \left(\frac{\rho_{v,e}}{\rho_{v,c}} \right)^2 \right) - \rho_l g(l \sin \phi + d \cos \phi)}{\frac{\mu_l}{K \rho_l h_{fg} A_w} + \frac{32\mu_v}{\rho_v h_{fg} A_v d_v^2}}. \quad (25)$$

若忽略蒸汽动能、密度和熵的变化, (25)式简化为

$$Q_{\max} l_{\text{eff}} = \frac{\frac{2\sigma}{r_e} + \rho_v \Delta h - \rho_l g(l \sin \phi + d \cos \phi)}{\frac{\mu_l}{K \rho_l h_{fg} A_w} + \frac{32\mu_v}{\rho_v h_{fg} A_v d_v^2}}. \quad (26)$$

上式说明, 因毛细芯热管中同时存在毛细驱动机制和相变驱动机制, 故其传热能力因子将高于由(24)式得到的计算值。

4 毛细芯热管的算例

采用文献^[1]中的压力降计算式, 对图 1 所示的毛细芯热管进行了热力计算, 所得结果列入表 1。计算时采用水作为工作介质, 工作温度为 80°C。有关计算参数取为: 热管蒸发段和冷凝段长度 $l_e = l_c = 80$ mm; 热管绝热段长度 $l_a = 40$ mm; 管壁厚度 $\delta = 1$ mm; 热管内径 $r_w = 4.5$ mm; 蒸汽通道半径 $r_v = 1.5$ mm; 毛细芯金属网网的目数 $N = 7.87 \times 10^3 \text{ m}^{-1}$; 金属网丝的直径 $d = 6.25 \times 10^{-5}$ m; 金属网网的孔隙率 $\varepsilon = 1 - (\pi S N d / 4) = 0.6$ (系数 S 取为 1.05); 金属网网的渗透率 $K = (d^2 \varepsilon^3 / 122(1 - \varepsilon)^2) = 4.09 \times 10^{-11} \text{ m}^2$; 冷凝界面的液体接触角 $\theta = 80^\circ$ 。

由达西定律, 可得毛细芯中液体的流动阻力:

$$\Delta p_l = \frac{\mu_l \dot{m} l_{\text{eff}}}{\rho_l K A_w}. \quad (27)$$

蒸汽的流动阻力为

$$\Delta p_v = \frac{4\mu_v l Q}{\pi \rho_v r_v^4 h_{fg}}, \quad (28)$$

式中, 热管的总热负荷为 $Q = q A_e$ 。

由表 1 可见, 当热流密度 $q = 3 \text{ W/cm}^2$ 时, 蒸发段

式中 μ 为黏性系数; A_w 为毛细芯的通流截面积; A_v 为蒸汽通道的截面积; d_v 为蒸汽通道的水力直径; K 为毛细芯的渗透率; d 为热管直径; ϕ 为热管与水平面的夹角; l 为热管长度; l_{eff} 为热管的有效长度: $l_{\text{eff}} = l_e / 2 + l_a + l_c / 2$; 下标 l 和 v 分别表示液体和蒸汽, 下标 a 表示绝热。

由驱动压头(12)式, 可将毛细芯热管的传热能力因子修正为

毛细芯可提供的最大毛细压头 $\Delta p_{\text{capillary}} = 1956 \text{ Pa}$ (不考虑表面张力系数随温度的变化), 毛细芯实际需要的抽吸压头 $\Delta p_{\text{dr},l} \geq \Delta p_l + \Delta p_{\text{eq},l} = 1069 \text{ Pa}$, 而相变驱动需要提供的压头 $\Delta p_{\text{dr},v} \geq \Delta p_v = 87 \text{ Pa}$ 。

上述结果显示, 在本文选取的计算参数下, 毛细芯热管内蒸汽的流动阻力大约为毛细芯内液体的流动阻力的八分之一。一般来说, 热管传输的热量越大, 热管的长度越长, 热管蒸汽通道的直径越小, 蒸汽的流动阻力也就越大, 这时, 热管运行时需要提供的相变驱动力就越大。由此可见, 毛细芯热管相变驱动力的分析计算对热管, 尤其是微小型热管的设计具有较为重要的意义。

表 1 毛细芯热管的毛细抽力和压力降计算表

$q/\text{W} \cdot \text{cm}^{-2}$	$\Delta p_{\text{capillary}}/\text{Pa}$	$\Delta p_{\text{eq},l}/\text{Pa}$	$\Delta p_l/\text{Pa}$	$\Delta p_v/\text{Pa}$	$\Delta p_{\text{total}}/\text{Pa}$
1	1956	340	243	29	612
2	1956	340	486	58	884
3	1956	340	729	87	1156

5 结论

本文采用热-电比拟方法建立了毛细芯热管驱动势和阻力降的模拟回路, 提出了毛细芯热管的相变驱动机制, 并构建了相应的数学模型。分析表明, 尽管热管毛细芯的毛细界面是一个汽液两相界面, 但是, 在蒸发界面上形成的毛细抽力只是用于驱动毛细芯内的液体流动, 并平衡冷凝界面的反向毛细抽力, 因此, 对于具有毛细芯的热管, 工质循环的驱动力除了蒸发界面的毛细抽力之外, 还存在因“热负荷”而形成的相变推动力, 它反映了热管内蒸汽流动

的驱动机制. 与以往的热管理理论模型相比, 本文建立的数学模型更为客观地反映了毛细芯热管的运行机制, 因此, 对毛细芯热管的热力计算和工程设计具有一定的指导意义.

参考文献

- 1 Cotter T P. Theory of heat pipes. Los Alamos Scientific Lab. Report No. LA-3246-MS, 1965
- 2 Rohani A R, Tien C L. Analysis of the effects of vapor pressure drop on heat pipe performance. Int J Heat Mass Transfer, 1974, 17: 61—67[[doi](#)]
- 3 Khrustalev D, Faghri A. Fluid flow effect in evaporation from liquid-vapor meniscus. J Heat Transfer, 1996, 118: 725—730[[doi](#)]
- 4 Tien C L, Sun K H. Minimum meniscus radius of heat pipe wicking materials. Int J Heat Mass Transfer, 1971, 14): 237—243
- 5 Peterson G P. An Introduction to Heat Pipes: Modeling, Testing, and Applications. New York: Wiley, 1994
- 6 Hwang G S, Kaviany M, Anderson W G, et al. Modulated wick heat pipe. Int J Heat Mass Transfer, 2007, 50: 1420—1434[[doi](#)]
- 7 Richter R, Gottschlich J. Thermodynamic aspects of heat pipe operation. AIAA Paper: 1990, 90-1772
- 8 庄骏, 张红. 热管技术及其工程应用. 北京: 化学工业出版社, 2000
- 9 Dunn P, Reay D A. Heat Pipes. Oxford: Pergamon Press, 1978
- 10 刘志刚, 刘咸定, 赵冠春. 工质热物理性质计算程序的编制及应用. 北京: 科学出版社, 1992
- 11 Busse C A. Theory of ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes. Int J Heat Mass Transfer, 1973, 16: 169—186[[doi](#)]

· 书 讯 ·

《医疗大趋势 —— 明日医学》 (The Future of Medicine)

著者: Stephen C. Schimpff 著, 杨进刚 译

出版: 科学出版社 2009 年 4 月

ISBN: 978-7-03-024328-7

定价: 36 元

内容简介:

本书主要介绍当今医学领域刚刚崭露头角或正在紧锣密鼓研发的先进技术和研究热点, 如干细胞和医学影像技术等. 该书涉及医学的方方面面, 从具体的医学技术到医疗安全的管理学(比如规避医疗差错), 字里行间都透露出作者对医学发展趋势的大胆预测. 该书通过丰富的实例指出, 明天的医学发展方向将是预测医学、预防医学和个体化医学. 通过本书, 可以了解现代医学知识, 掌握未来健康领域的发展趋势.

史蒂夫·申弗教授以他数十年担任美国著名的马里兰大学医学院附属临床医学中心领导的切身体会和丰富经验, 在这本《医疗大趋势——明日医学》中, 以医学家的哲理和科学家的敏锐, 深入浅出地剖析和阐述了今天的医学成果是如何伴随着人类社会的发展而积累起来的, 以及明天科学技术的发展和应用将如何影响到未来医学的概念和人类社会伦理, 甚至我们每一个人的日常生活. 这是一本不可多得的以医学研究实践为主, 结合实际经验来预测未来医学发展趋向的重要参考著作.

