

热管性能评价准则探讨

唐志伟¹, 俞昌铭², 马重芳¹

(1.北京工业大学 环境与能源工程学院, 北京 100022; 2.北京科技大学 热能工程系, 北京 100083)

摘要: 传统评价热管的传热性能的方法是比较热管的等效导热系数(有效导热系数、当量导热系数、相当导热系数)的大小,其不足之处是几何因素与传热因素混在一起来评定传热性能。为此,在剖析传统评价热管的传热性能的方法的基础上,提出了用等效对流换热系数来评价热管性能,等效对流换热系数客观地描述了热管综合的传热能力,其值的大小可以作为判断热管传热性能优劣的标准。同时建立了相应的理论模型,从而使对热管性能的评价更加完善、更加合理。

关键词: 热管; 等效导热系数; 等效对流换热系数

中图分类号: TK 172.4

文献标识码: A

文章编号: 0254-0037(2003)01-0055-04

目前国内从事工业热管研究、生产和应用的单位,都有各自或地区性的标准,从以下3方面保证碳钢/水热管的质量和合理的使用寿命^[1,2]:1)解决碳钢/水热管相容性的技术措施、工艺要求和寿命试验;2)碳钢/水热管性能试验,即在实验室条件下,对按要求制成的热管试验件测定其蒸发段和冷凝段的换热系数以及最大传热功率;3)合理设计热管换热器,并保证碳钢/水热管在其合适的工作条件下使用。

以上热管质量保证措施原则上是可行的,但在实际操作上有些技术指标和要求仍有待进一步探究和明确。首先,热管内部过程总伴随着不稳定性,液膜暂时破断,干斑或干区反复再湿,以及喷涌沸腾,往往早于最大传热功率达到之前就出现,而且这些因素又会影响到测量数据的重复性。其次,热管的几何特性(特别是长度和方位)和工作环境(流体流动感生的振动)对热管的工作状态有重要影响,如何保证实验室测试数据与制造和使用现场的可比性?可见热管性能评价准则也仍是一个有待继续完善和探讨的问题。

1 一种新的定量评价方法

1.1 问题的来源及剖析

目前大多用等效导热系数(有效导热系数、当量导热系数、相当导热系数)来评价热管的传热性能。即在保证热管传热功率与温差相同的条件下,把一根热管的实际换热状况等效成一根外尺寸与热管相同的实心圆杆,且热量从杆的一端(热端)以单纯导热方式(杆的其余部分完全绝热)传向另一端(冷端)。等效的结果可把一根热管等效成一根导热性能极佳的金属杆。这样,热管就具有很高的等效导热系数,可以比纯金属(如银、铜、铝)材料的导热系数大几个数量级。例如:将一根外径为4 cm,长为3 m,传热功率为200 W,加热段与冷却段的外表面温差为10℃的热管,等效为同尺寸的实心杆时, $\lambda_{\text{eff}} = 47\,770 \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$,约为银导热系数的110倍。这就是说,热管与外尺寸相同的实心银棒(热量也是从银棒的一端以单纯导热方式传向另一端)相比时,导热能力是银棒的110倍,即在相同的温差下,热管的导热量是实心银棒的110倍。

下面从等效导热系数的物理数学模型进行分析。图1所示为有吸液芯的光热管(没有翅片的热管)的热阻构成图,图中 $T_{\text{w,e,o}}$ 与 $T_{\text{w,c,o}}$ 分别为热管蒸发段与冷却段的外表面温度。表1中, R_1 与 R_2 分别为热管

收稿日期: 2002-05-20.

作者简介: 唐志伟(1966-),男,副教授,博士.

管壳壁在蒸发段与冷却段的导热热阻; R_2 与 R_6 分别为蒸发段与冷却段的吸液芯的导热热阻; R_3 与 R_5 分别为蒸发段的沸腾换热与冷却段的冷凝换热热阻; R_4 为蒸气自蒸发段至冷却段的传热热阻, R_4 的相对热阻很小, 在计算总热阻时通常忽略; R_8 与 R_9 分别为吸液芯的轴向导热热阻、热管管壁的轴向热阻; 从表1中可以看出, 热阻 R_8 与 R_9 的值相对很大, 在热阻网络图中, 通常将其视为开路, 忽略 R_8 、 R_9 的存在。

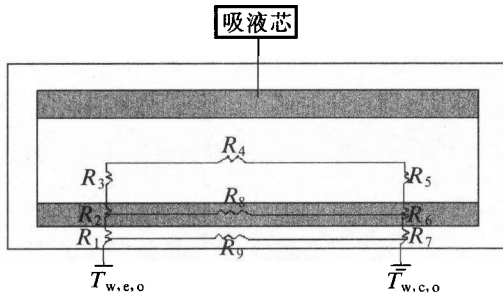


图1 热管热阻网络图

表1 热管工作时各部分热阻的数量级 $K \cdot W^{-1}$

热阻	数量级
R_1, R_7	10^{-1}
R_2, R_6	10^{+1}
R_3, R_5	10^{-5}
R_4	10^{-8}
R_8	10^{+4}
R_9	10^{+2}

所以, 热管的总热阻 $R = R_1 + R_2 + R_3 + R_5 + R_6 + R_7$, 即

$$R = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi\lambda L_e} + \frac{\ln(d_i/d_f)}{2\pi\lambda_f L_c} + \frac{1}{\alpha_e \pi d_f L_e} + \frac{1}{\alpha_c \pi d_f L_c} + \frac{\ln(d_i/d_f)}{2\pi\lambda_f L_e} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi\lambda L_c} \quad (1)$$

其中: d_o 为热管管壳的外径(m); d_i 为热管管壳的内径(m); L_e 为热管蒸发段长度(m); L_c 为热管冷却段长度(m); λ 为管壳的导热系数($W \cdot (m \cdot K)^{-1}$); d_f 为热管内蒸气腔的直径(m); λ_f 为浸有工质的吸液芯的有效导热系数, 其取决于工质和吸液芯的性质; α_e 为加热段的蒸发沸腾换热系数($W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$); α_c 为冷却段的冷凝换热系数($W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$)。

将热管的实际热阻 R 等效为一根同尺寸、热量从一端以单纯导热方式传向另一端的金属杆的热阻 R_{eff} , 即 $R = R_{eff}$ 。根据热阻 $R = \Delta T / Q$ 和傅里叶定律, 则 $R = L / (\lambda_{eff} F)$ 。因此, 可求得热管的等效导热系数 $\lambda_{eff} = L / (RF)$ 。若 $F = \pi d_o^2 / 4$, 并把式(1)的 R 代入 λ_{eff} 的表达式, 则

$$\lambda_{eff} = L / \left[\left(\frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi\lambda L_e} + \frac{\ln(d_i/d_f)}{2\pi\lambda L_c} + \frac{1}{\alpha_e \pi d_f L_e} + \frac{1}{\alpha_c \pi d_f L_c} + \frac{\ln(d_i/d_f)}{2\pi\lambda_f L_e} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi\lambda L_c} \right) \times \frac{\pi d_o^2}{4} \right] \quad (2)$$

令 e 和 c 分别为加热段、冷却段长度占热管总长度的比值, 即 $e = L_e / L$, $c = L_c / L$ 。则式(2)改写为

$$\lambda_{eff} = \frac{4L^2}{d_o^2} \cdot \left[1 / \left(\frac{\ln(d_o/d_i)}{2e} + \frac{\ln(d_i/d_f)}{2e\lambda_f} + \frac{\lambda}{\alpha_e d_f e} + \frac{\lambda}{\alpha_c d_f c} + \frac{\lambda \ln(d_i/d_f)}{2\pi\lambda_f} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2c} \right) \right] \cdot \lambda \quad (3)$$

为便于分析, 把讨论限于没有吸液芯的重力热管, 式(3)简化为

$$\lambda_{eff} = \frac{4L^2}{d_o^2} \cdot \left[1 / \left(\frac{\ln(d_o/d_i)}{2e} + \frac{\lambda}{\alpha_e d_f e} + \frac{\lambda}{\alpha_c d_f c} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2c} \right) \right] \cdot \lambda \quad (4)$$

从式(3)、(4)都可以看出, 等效导热系数值的大小在一定意义上反映了热管传热性能的优劣, 即 α_e (或 α_c) 越大, λ_{eff} 也越大。但更应看到, λ_{eff} 是与热管几何尺寸有关的一个量。 λ_{eff} 随总长度 L 的增加、外径 d_o 的减小而呈平方增加。也就是说, 热管越长, 管径越细, 即使蒸发段的沸腾换热系数与冷却段的冷凝换热系数不很高, 其等效导热系数也会很大。这正是用等效导热系数来评价热管传热性能的不足之处。也正是通常不用热管热阻来判别热管传热性能优劣的原因。因为此方法虽然只需测出热管蒸发段与冷却段外壁温度 $T_{w,e,o}$ 与 $T_{w,c,o}$ 以及热流 Q , 即可求出热阻值, 但其不能准确地反映热管传热性能的好坏。从式(1)可以看出, α_e (或 α_c) 越大, 热阻越小, 其传热性能就越好。但是, 加长管长, 减小管径, 总热阻也会减小。因此, 把几何因素与传热因素混在一起来评定传热性能, 显然是不合理的。

1.2 等效对流换热系数的数学表达式

热管内复杂的换热过程可简化为一种等效的对流换热过程, 用管内等效对流换热系数等价地来描述热管综合的传热能力, 其值的大小可以作为判断热管传热性能优劣的标准。具体地讲, 就是在保证热管传热功率与温差相同的条件下, 引入管内等效对流换热系数。

1.2.1 等效对流换热系数的物理数学模型

为便于讨论,忽略吸液芯的存在. 热管内部的对流换热热阻 R_i 由 R_3 和 R_5 组成, 且 $R_i = R_3 + R_5$, 即

$$R_i = 1 / (\alpha_c \pi d_i L_c) + 1 / (\alpha_c \pi d_i L_c) \tag{5}$$

引入等效对流换热系数 α_{eff} , 式(5)改写为

$$R_i = 1 / (\alpha_{eff} \pi d_i L_c) + 1 / (\alpha_{eff} \pi d_i L_c) \tag{6}$$

由式(5)、式(6), 可求得等效对流换热系数 α_{eff}

$$\alpha_{eff} = \alpha_c \alpha_c (L_c + L_c) / (\alpha_c L_c + \alpha_c L_c) \tag{7}$$

将式(6)代入热管总热阻表达式, 式(1)改写为

$$R = \frac{\ln(d_o / d_i)}{2\pi\lambda L_c} + \frac{1}{\alpha_{eff} \pi d_i L_c} + \frac{1}{\alpha_{eff} \pi d_i L_c} + \frac{\ln(d_o / d_i)}{2\pi\lambda L_c} \tag{8}$$

再根据热管总热阻 $R = (T_{w,c,o} - T_{w,c,o}) / Q$, 则可求得等效对流换热系数 α_{eff}

$$\alpha_{eff} = \frac{2\lambda Q (L_c + L_c)}{2\pi\lambda d_i (T_{w,c,o} - T_{w,c,o}) L_c L_c - Q d_i (L_c + L_c) \ln(d_o / d_i)} \tag{9}$$

从式(9)看到, 等号右边的物理量都是可以实测的, 即等效对流换热系数是通过实验来测定的.

下面讨论等效对流换热系数的取值范围, 当热管处于热平衡时

$$Q = \alpha_c \pi d_i L_c (T_{w,c,i} - T_v) = \alpha_c \pi d_i L_c (T_v - T_{w,c,i}) \tag{10}$$

其中: $T_{w,c,i}$ 与 $T_{w,c,i}$ 分别为热管加热段与冷却段的内壁温度; T_v 为热管内蒸气的饱和温度.

$$f = (T_v - T_{w,c,i}) / (T_{w,c,i} - T_{w,c,i}) \tag{11}$$

$$1 - f = (T_{w,c,i} - T_v) / (T_{w,c,i} - T_{w,c,i}) \tag{12}$$

将式(11)、(12)代入式(10), 整理, 得

$$L_c / L_c = f \alpha_c / [(1 - f) \alpha_c] \tag{13}$$

将式(13)代入式(7), 整理, 得

$$\alpha_{eff} = (1 - f) \alpha_c + f \alpha_c \quad f \in (0, 1) \tag{14}$$

由式(14)可以看出, α_{eff} 是介于沸腾换热系数 α_c 与冷凝换热系数 α_c 之间的一个加权平均值, 是热管内部沸腾与凝结两种传热过程的综合反映.

1.2.2 加热段长度对等效对流换热系数的影响

下面分析 α_{eff} 随 $e = L_c / L$ 的变化规律. 令 $e = L_c / L, 1 - e = L_c / L$ 将其代入式(13), 得

$$f = \alpha_c e / [\alpha_c e + \alpha_c (1 - e)] \tag{15}$$

再将式(15)代入式(14), 整理, 得

$$\alpha_{eff} = \alpha_c \alpha_c / [\alpha_c + (\alpha_c - \alpha_c) e] \quad e \in (0, 1) \tag{16}$$

图2、图3分别为当 α_c 大于 α_c 、 α_c 小于 α_c 时, 等效对流换热系数随加热段所占比例的变化曲线. 曲线表明, 当 α_c 大于 α_c 时, α_{eff} 随着 e 的增大而减小; 当 α_c 小于 α_c 时, α_{eff} 随着 e 的增大而增大.

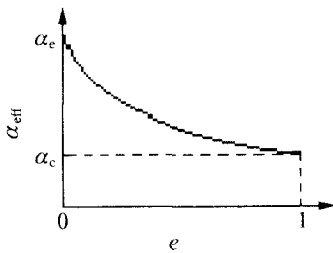


图2 $\alpha_e > \alpha_c$ 时, α_{eff} 随 e 的变化

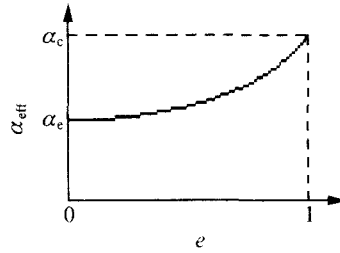


图3 $\alpha_e < \alpha_c$ 时, α_{eff} 随 e 的变化

2 比较和结论

为便于分析, 下面的讨论也仅限于重力热管.

将式(6)代入式(4),得到重力热管等效导热系数 λ_{eff} 的表达式为

$$\lambda_{\text{eff}} = \frac{4L^2}{d_o^2} \cdot \left[1 / \left(\frac{\ln(d_o/d_i)}{2e} + \frac{\lambda}{\alpha_{\text{eff}} d_i} \left(\frac{1}{e} + \frac{1}{c} \right) + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2c} \right) \right] \cdot \lambda \quad (17)$$

现将式(17)表示的 λ_{eff} 与式(9)表示的 α_{eff} 进行对照.由表2知,短热管的管内等效对流换热系数为 $6\,000\text{ W}\cdot(\text{m}^2\cdot\text{K})^{-1}$,长热管的管内等效对流换热系数为 $2\,000\text{ W}\cdot(\text{m}^2\cdot\text{K})^{-1}$.从传热角度讲,短热管显然优于长热管.从表2中又可看到,长热管的等效导热系数为 $726\,947\text{ W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$,约相当于银导热系数的1770倍;短热管的等效导热系数为 $371\,752\text{ W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$,约相当于银导热系数的870倍.按目前用等效导热系数的评价标准去衡量热管的传热性能,则长热管的传热性能优越于短热管,显然这是不合理的.

表2 2根仅长度、管内等效对流换热系数不同的热管性能参数

项目	L/m	d_o/m	$(d_o-d_i)/d_o$	e	c	$\lambda/(\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1})$	$\alpha_{\text{eff}}/(\text{W}\cdot(\text{m}^2\cdot\text{K})^{-1})$	$\lambda_{\text{eff}}/(\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1})$	$\lambda_{\text{eff}}/\lambda_s$
短热管	2	0.03	0.2	0.5	0.4	22	6 000	371 752	870
长热管	4	0.03	0.2	0.5	0.4	22	2 000	726 947	1 700

通过上面的分析,可以得到:等效导热系数虽是目前普遍采用的评价热管传热性能的方法,有一定的合理性,但也有很多不足之处.为此,作者提出了一种更为合理且切实可行的方法——等效对流换热系数法来评价热管传热性能.

参考文献:

- [1] PODOWSKI M Z. Instabilities in two-phase systems[A]. Boiling Heat Transfer Modern Developments and Advances[M]. Amsterdam: Elsevier Science Publishers, 1992. 58-85.
- [2] FORST H K, ZUBER N. Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer[J]. AIChE J, 1955, 1: 531-569.

Exploration on Evaluation Criterion of Heat Pipe Performances

TANG Zhi-wei¹, YU Chang-ming², MA Chong-fang¹

- (1. College of Environment and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing 100022, China;
2. Department of Thermal Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China)

Abstract: Traditional evaluation method of heat pipe heat transfer performance is to compare the equivalent heat conduction coefficient (effective heat conduction coefficient, equivalent weight heat conduction coefficient, etc.), whose shortage is mixing the geometrical factors with heat transfer factors to evaluate heat conduction performance. Therefore, it is proposed here to use equivalent convection heat transfer coefficient for evaluating heat pipe performance. The equivalent convection heat transfer coefficient objectively describes the comprehensive heat transfer ability of heat pipes, the value of which can be the standard of judging the heat transfer performance of heat pipe. Besides, the corresponding theoretical model is established so that the evaluation is more perfect and reasonable.

Key words: heat pipe; equivalent heat conduction coefficient; equivalent convection heat transfer coefficient