

吸液芯热管设计因素分析与修正

赵孝保

(南京师范大学 动力工程学院,江苏 南京 210042)

[摘要] 分析了 20~150 ℃ 低温热管的工作液体和吸液芯结构的选择. 对于多层组合型丝网吸液芯,热管内毛细压力差应以吸液芯外层细孔丝网的当量半径计算,接触角宜采用 60°,因为计算值比实验值高,所以设计值还需要乘以 2/3 的修正系数;组合型丝网吸液芯内的凝结液流动阻力可以用内层粗孔丝网的渗透率和流通面积计算;丝网吸液芯低温热管设计中毛细极限是首要考虑的传热极限.

[关键词] 低温热管,组合吸液芯,设计修正,流动阻力

[中图分类号] TK172.4, [文献标识码] A, [文章编号] 1672-1292-(2004)03-0007-04

0 引言

20~150 ℃ 低温热管在航空工程、电子元器件冷却、太阳能利用等领域中有广泛的应用前景^[1,2]. 但是,因为这类热管应用温度低,传热温差小,设计和应用条件比较苛刻,所以热管设计中吸液芯结构选择、工作液体的选择及热管传热功率的计算都比其它热管的要求高. 低温热管吸液芯结构和毛细压力保证了凝结液的回流和流动循环与传热. 但是毛细压力是有限的,当凝结液和蒸汽流动压力降超过最大的毛细压头时,流动循环将终止,因此,热管设计中首要计算的因素是保证热管在正常工作时传热功率小于热管最大的传热能力. 本文分析了 20~150 ℃ 低温热管吸液芯设计中的一些影响因素和热管设计中一些关键参数及其修正.

20~150 ℃ 低温热管设计同样与工作液体的选择、吸液芯结构、蒸汽和液体流动压降等有关. 吸液芯结构和蒸汽与凝结液的流动阻力决定了热管传热能力,吸液芯内的毛细力计算、蒸汽流动阻力与吸液芯内凝结液的流动阻力计算是热管设计的基本要求.

1 工作液体的选择

常规热管有多种壳体材料和工作液体组合,应根据热管使用温度和应用场合进行综合优化选择. 工作液体与壳体材料的相容性是工作液体选择首要考虑的因素之一. 通常在相同的工作温度范围内,可以选择不同的工作液体. 20~150 ℃ 的低温热

管可以选择氨、水、乙醇、丙酮、甲醇、苯和甲苯等液体作为热管工质,以流体功效数 $FoM = \frac{h_{fg}}{\mu_l}$ 和有效传热能力 $Q_{max} \cdot L_{eff}$ 及其它特性作为热管工质的主要参数. 图 1 和图 2 表示出了不同流体的功效数 $FoM = \frac{h_{fg}}{\mu_l}$ 和有效传热能力 $Q_{max} \cdot L_{eff}$ 的计算结果. 可见,在 20~150 ℃ 低温范围内,水具有最大的功效数和传输热量的能力,并且物性稳定、无毒、不易燃、价廉易得,所以水仍然是 20~150 ℃ 低温热管最佳的首选工作介质.

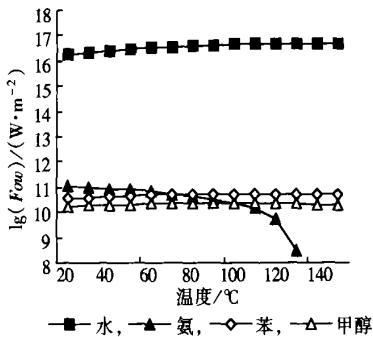


图 1 工作液体的功效数随温度变化

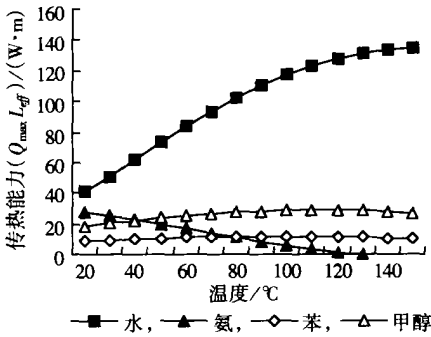


图 2 热管传热能力随温度变化

收稿日期: 2004-02-24.
基金项目: 江苏省高校自然科学基金资助项目(01KCB47003).
作者简介: 赵孝保(1962-),博士,副教授,主要从事小空间汽液两相流动与传热、热管技术等方面的教学与研究.
E-mail: zhaoxiaobao@njnu.edu.cn

2 吸液芯选择及液体流动压降计算

吸液芯选择和设计是带吸液芯热管设计的关键步骤,是热管能否正常工作或达到设计要求的前提条件. 一般有不同结构的和组合型的吸液芯,如轴向槽道、轴向槽道加丝网、单一丝网和多种丝网组合以及烧结粉末和丝网等等. 其中,以不同丝网直径 d 或网孔直径 w (不同目数 N) 的丝网组合最简单而被广泛采用. 丝网吸液芯热管设计中,单一丝网结构设计有比较成熟的计算公式和应用事例,但是对于组合型丝网的设计则少有文献报道,其中的细微差别也没有引起重视.

2.1 丝网吸液芯毛细压力计算

单层丝网吸液芯毛细半径可以表示为:

$$r_{eff} = (w + d) / 2 \text{ 或 } r_{eff} = 1 / (2N) \tag{1}$$

丝网吸液芯的毛细压力为

$$p_{cap} = \frac{2 \cos}{r_{eff}} \tag{2}$$

丝网吸液芯的有效毛细半径与丝网结构有关, Imura^[3]对丝网结构吸液芯的毛细压力计算作了修正,修正值约为式(2)计算值的 2/3,修正结果与实验结果比较一致. 常规热管设计时,应该在式(1)和式(2)计算结果的基础上作修正. 式(2)表明接触角

对毛细压力的计算也有比较大的影响,实验得到的 F113、乙醇和水的接触角分别为 0°、16.9°和 24.2°. 热管设计中通常采用蒸发段 $\theta = 0^\circ$,冷凝段 $\theta = 90^\circ$ 来计算最大的毛细压力差,Chen^[4]的实验结果表明接触角采用 0 时丝网吸液芯毛细压力的计算值比实验值高,计算值比实验值高 50 % 左右. 因此,以计算值比实验值高 50 % 左右的实验结果为依据,热管设计中接触角宜采用 60°.

2.2 组合型吸液芯液体流动阻力计算

因为毛细压力主要由液体与汽体界面处表面张力 和界面处曲率半径(毛细半径) 决定,所以组合型吸液芯的毛细半径一般以外层细孔吸液芯丝网的当量半径计算. 液体流动阻力主要发生在吸液芯内液体的渗流阻力. 液体在吸液芯内的渗流阻力由吸液芯的渗透率和液体流通面积决定.

液体在吸液芯内流动压降可以表示为:

$$p_l = - \frac{\mu_l \dot{m}_l}{A_w K} z \tag{3}$$

式中, K 为丝网吸液芯的渗透率, A_w 为液体流通面积,并且

$$K = \frac{d^2}{122(1 -)^2} \tag{4}$$

其中, 为丝网吸液芯的空隙率,

$$1 - \frac{1.05 Nd}{4} \tag{5}$$

文献中介绍的吸液芯热管计算中,式(3) 中参数 $A_w K$ 一般以组合吸液芯的总流通面积和内层吸液芯渗透率计算液体流动阻力. 这种计算方法与组合丝网结构的实际情况不符,计算结果也会产生一定的差异. 以组合吸液芯总流通面积计算时,因为组合吸液芯的渗透率不相同,所以计算必然有误差. 组合吸液芯内因为渗透率和流通面积不同而导致液体流经丝网直径或孔径不同的吸液芯的流量大小不同,根据流体平行流动时阻力平衡原理,不同结构吸液芯两端具有相同的压力降,则流经不同结构吸液芯时的流体流量可以表示为:

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} = \sqrt{\frac{K_1 A_{w1}}{K_2 A_{w2}}} \tag{6}$$

实际设计时,因为外层细孔吸液芯渗透率 K_2 和流通面积 A_{w2} 比内层粗孔吸液芯 (K_1, A_{w1}) 小得多,所以流经外层细孔吸液芯的液体流量 \dot{m}_2 远比内层粗孔吸液芯 \dot{m}_1 小,以外层 2 层 200 目丝网和内层 2 层 50 目丝网吸液芯结构计算为例, $\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1}$ 仅为 1.354 %. 因此,组合吸液芯热管设计时可以近似用内层吸液芯渗透率和流通面积进行计算,图 3 表示了接触角取 45° 并以内层吸液芯渗透率与组合吸液芯总流通面积、接触角取 45° 并以内层吸液芯渗透率与流通面积、接触角取 60° 并以内层吸液芯渗透率与流通面积和接触角取 60° 并以内层吸液芯渗透率与流通面积且将毛细压力修正为计算值的 2/3 等 4 种不同计算参数对应不同温度时传热能力的计算结果. 可见,选择不同的计算参数得到的最大传热量的结果相差很大,对热管设计能否满足需要有一定的影响.

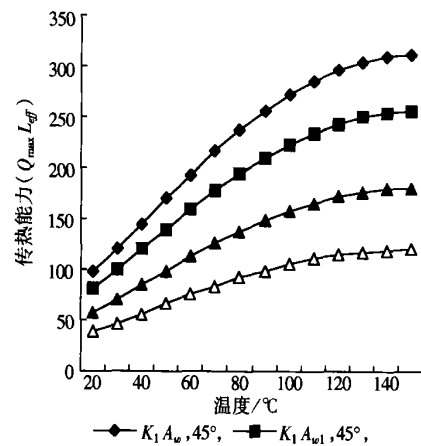


图 3 计算参数选择对传热能力的影响

3 蒸汽流动阻力计算

一般情况下,热管内蒸汽流动压降比液体在吸液芯内的流动压降要小几个数量级.热管设计中,蒸汽流动阻力一般采用层流 Hagen-Poiseuille 流动计算,蒸汽流动压力降可以表示为^[2]:

$$p_v = \frac{(f_v Re_{s,v}) \mu_v}{2 R_v^2 A_v} Q_e L_{eff} \quad (7)$$

蒸汽流动压降还受到蒸汽在蒸发段和冷凝段界面处径向流速的影响,在低温槽道结构吸液芯热管中,蒸汽在凝结液面凝结而产生的流动阻力十分显著^[5].径向蒸汽流动可以用 Re_r 表示为:

$$Re_r = \frac{v_r R_v}{\mu_v} \quad (8)$$

考虑蒸汽凝结因素时,蒸汽流动压降为:

$$p_v = - \frac{8 \mu_v Q_e}{v_r R_v^4 h_{fg}} L_{eff} \quad |Re_r| \ll 1 \quad (9)$$

$$p_v = - \left[\frac{1 - \frac{4}{2}}{8 v_r R_v^4 h_{fg}^2} Q_e^2 - \frac{8 \mu_v Q_e L_a}{v_r R_v^4 h_{fg}} \right] \quad |Re_r| \gg 1 \quad (10)$$

汽液界面处蒸汽流动压降为^[5]:

$$p_{lv} = \frac{1}{12} \frac{w^2}{(1 + \frac{1}{w})} \left(\frac{A_v}{k A_l} \right) p_v \quad (11)$$

图4是槽道吸液芯热管内流动阻力计算结果.图中,低温下蒸汽和汽液界面处的流动压降都比较大,并随温度升高而降低,液体流动压降随温度升高而增大.

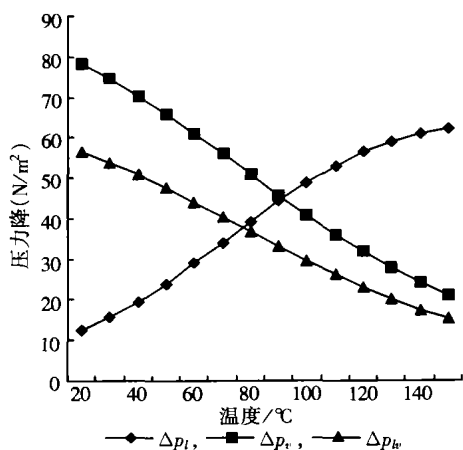


图4 槽道热管内流动压降计算结果

4 传热功率计算与热管传热极限

热管设计中最基本的参数是热管最大传热功率 Q_{max} 和热管长度或有效长度 L_{eff} ,由此可以得到 $Q_{eff} = Q_{max} \cdot L_{eff}$.带吸液芯热管传热功率很大程度

上取决于吸液芯结构.相应的热管传热极限为毛细极限.热管传热还受到了声速极限、携带极限、沸腾极限等影响,热管最大传热能力不能超过热管传热极限.丝网吸液芯热管的最大传热功率主要由毛细压力决定.

由毛细极限决定的热管最大传热功率为:

$$(QL)_{cap,max} = \frac{2 / r_{eff} \pm \rho_l g L_i \sin \phi}{F_l + F_v} \quad (12)$$

蒸汽和液体粘性流动阻力系数为:

$$F_v = \frac{(f_v Re_v) \mu_v}{2 R_v^2 A_v} h_{fg} \quad (13)$$

$$F_l = \frac{\mu_l}{\rho_l A_w K h_{fg}} \quad (14)$$

毛细极限计算式为:

$$q_{wick} = \frac{Q_{max}}{R_v^2} \quad (15)$$

携带极限表示为:

$$q_{ent} = \left(\frac{v}{2 r_{eff}} \right)^{1/2} h_{fg} \quad (16)$$

声速极限为:

$$q_s = 0.474 h_{fg} \sqrt{v p} \quad (17)$$

图5是带吸液芯水/铜热管在20~150℃温度范围内毛细极限、携带极限和声速极限计算结果.可见,在吸液芯低温热管设计中,毛细极限是首要考虑的传热极限.

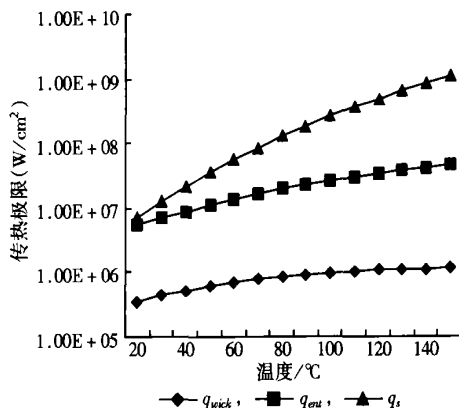


图5 吸液芯水/铜热管传热极限计算结果

5 结论

(1) 20~150℃低温热管设计中毛细压力计算应该作修正,蒸发段接触角宜取60°,计算值还需要乘以修正系数2/3.

(2) 吸液芯内凝结液的流动阻力以内层粗孔丝网的渗透率和流通面积计算,外层细孔丝网的影响不大.

(3) 吸液芯热管中毛细极限是首要考虑的传

热极限,槽道吸液芯凝结液面上的蒸汽凝结对低温热管中蒸汽流动阻力影响较大.

符号表

A_w :液体流通面积 / m^2
 A_v :蒸汽流通面积 / m^2
 d :直径 / m
 FoM :流体功效数 / (W/cm^2)
 F :流动阻力系数 / $(N/m^2)/(W \cdot m)$
 h_{fg} :汽化潜热 / (J/kg)
 K :吸液芯渗透率
 L_{eff} :热管有效长度 / m
 m :质量流量 / (kg/s)
 N :丝网目数
 p_{cap} :毛细压力 / (N/m^2)
 Q :传热量 / W
 Q_{max} :最大传热量 / W
 q :热流密度 / (W/m^2)
 p :压力 / (N/m^2)
 r_{eff} :丝网有效半径 / m
 R_v :蒸汽流通半径 / m
 w :丝网孔宽度 / m
 W :槽道宽度 / m
:密度 / (kg/m^3)
:表面张力 / (N/m)
:空隙率

:倾角
 μ :粘度系数 / $(N \cdot s/m^2)$
下标
1 - 细孔丝网.
2 - 粗孔丝网.
 l - 液体.
 v - 蒸汽.

[参考文献]

[1] 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. 355 - 370.
[2] Amir Faghri. Heat Pipe Science and Technology[M]. Wash- ington D C:Taylor & Francis , 1995. 222 - 251.
[3] Imura H, Kozai H, Ikeda Y. The effective pore radius of screen wicks[A]. Ma Tongze. Advances in Heat Pipe Sci- ence and Technology[C]. Proceedings of the 8th International Heat Pipe Conference ,1992. 113 - 118.
[4] Chan C, Salt H. Capillary head and permeability of wicks with single or multiple size pores[A]. Ma Tongze. Advances in Heat Pipe Science and Technology[C]. Proceedings of the 8th International Heat Pipe Conference ,1992. 33 - 38.
[5] Schlitt K R, Brennan P J, Kirkpatrick J P. Parametric perfor- mance of extruded axial grooved heat pipes from 100 ° to 300 ° K[C]. Boston :AIAA/ ASME Thermpphysics and Heat Trans- fer Conference ,1974. 714 - 724.

Analysis and Amendment of Design Factors about Heat Pipe of Screen Wicks

ZHAO Xiaobao

(School of Power Engineering , Nanjing Normal University , Nanjing 210042 , China)

Abstract : This paper discusses the selection about the working liquid and the wick structure in the heat pipe design. The composite wick capillary head should be calculated by using the equivalent diameter of the fine screens of the outer layer , and the effective radius of the screen wicks was related to the screen structure , with the calculated capillary head 1/ 3 higher than the experimental result. The contact angel should be set at 60 ° in the design. On analysis , the conclusion has been drawn that the flow resistance in the wicks should be calculated by taking into account the permeability and the flow section area of the inner layer screens. The capillary limit is the vital factor that should be emphasized in the heat pipe design.

Key words : low temperature heat pipe , composite wicks , factor amendment , flow resistance

[责任编辑:刘健]