

文章编号:1000-8055(2011)04-0848-06

机载热管的可行性研究和优化设计

明章鹏, 董素君, 王 浚

(北京航空航天大学 航空科学与工程学院, 北京 100191)

摘 要: 针对热管用于机载设备散热的可行性和实际性能进行了分析计算, 并对机载热管进行了优化设计, 结果表明: 有效长度为 0.12 m 的微槽道平板热管沿轴向抗反向加速度能力达 $-1.2g$, 完全可以克服大型飞机机动飞行时加速度和方位角变化对热管工作的不利影响, 经过优化, 此时热管的传热能力达 10 W/cm^2 , 传热温差仅 15.303 K , 完全可以满足机载设备大热流密度散热的需求。

关 键 词: 热管; 机载; 可行性; 性能计算; 优化设计; 加速度影响

中图分类号: V245.3⁺43

文献标志码: A

Study on the feasibility and structural optimization of heat-pipe on board

MING Zhang-peng, DONG Su-jun, WANG Jun

(School of Aeronautics Science and Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The feasibility and capability of heat-pipe on board was studied by analysis and computation, and the structure was optimized. The results show that the capability of anti axial acceleration of heat-pipe with an effective length of 0.12 m is of $-1.2g$, helping to conquer the disadvantages of changing acceleration and azimuth when the plane manoeuvres. At the same time, the heat transfer capability of the heat-pipe is of 10 W/cm^2 high with a temperature difference of only 15.303 K , so it can meet completely the demand of large flow heat transfer on board.

Key words: heat-pipe; on board; feasibility; capability calculation;
optimization design; effect of acceleration

热管的概念自 1964 年由美国的 Grover 提出以来, 凭借其质量小、传热温差低、热流密度大和传输距离远等优势, 在地面装备和太空飞行器的传热领域得到了广泛应用, 其形式也在不断发展。

飞机机载的环境控制系统、热管理系统、防冰系统、润滑系统、燃油系统等各个分系统在正常工作时都有传热的问题, 如果能将热管应用于机载设备的传热, 必将有效地提高机载设备传热的效率, 降低传热设备的质量, 减小燃油代偿损失。

美国长期以来一直在进行热管用于机载设备传热的实验研究^[1-2], 国内也有工程技术人员做过一些类似的实验研究工作^[3-4], 都取得了很好的效

果。本文从理论出发, 对一种新型热管——微槽道平板热管用于机载设备传热的可行性和传热性能进行了研究, 并结合加速度对热管性能的影响和热管的燃油代偿损失对热管的设计进行了优化。

1 热管形式的选择

热管自发明至今四五十年以来, 其形式得到了很大的发展。微槽道平板热管是其中得到深入研究和广泛应用的一种。微槽道平板热管的外形和内部结构分别如图 1 中(a)和(b)所示。

微槽道平板热管外形做成平板式, 便于蒸发段和冷凝段与平板状物体接触实现热传导; 热管

收稿日期: 2010-11-03; 修订日期: 2011-01-18

作者简介: 明章鹏(1983—), 男, 湖北广水人, 博士生, 研究方向: 人机与环境。

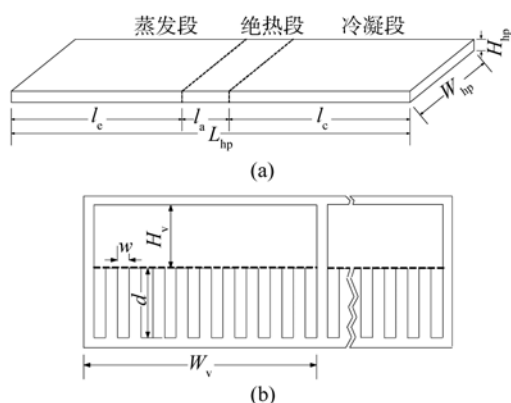


图1 微槽道平板热管外形及结构图

Fig. 1 Shape and structure of micro groove panel heat-pipe

内部下方有很多个供冷凝后的液体工质回流的微槽道,为了提高毛细力,还在微槽道上面覆有一层丝网,丝网上方是一个连通的供蒸汽流通的腔,为了提高冷板的强度,同时尽量减小上下底板的厚度以减小导热热阻,可以每隔一定数量的微槽道就在上下底板之间设加强肋。

2 热管的设计计算

2.1 工质及管壳材料选择

本文以用热管给机载电子设备散热为例,研究热管用于机载设备传热的可行性和传热性能。电子设备用绝缘胶黏结在热管的蒸发段,冷凝段没入燃油管道中,用机载燃油作为热沉。由于电子设备的适宜工作温度不超过 $50\sim 60\text{ }^{\circ}\text{C}$,而根据文献[5]可知,预警机一类的大型飞机的燃油经地面预冷后可在整个飞行包线内维持在 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下,因此热管的工作温度范围确定在 $0\sim 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。综合比较此温度范围内各种工质的传热能力、热流密度、导热系数和重力场特性等参数[6],最终选定氨作为热管的工质。在与氨相容的各种管壳材料中,选定导热性好且密度小的铝作为管壳材料。

2.2 管壳及管芯的初步设计

本文研究的热管外形尺寸为: $L_{hp} \times W_{hp} \times H_{hp} = 220\text{ mm} \times 100\text{ mm} \times 9.5\text{ mm}$,其中蒸发段、绝热段和冷凝段的长度分别为 $100, 20, 100\text{ mm}$ 。根据文献[7]的研究结论,在微槽道平板热管各种微槽道芯结构类型中大深宽比的矩形槽道效果最好,因此微槽道平板热管微槽道尺寸初步设定为 $w=0.5\text{ mm}$, $d=5\text{ mm}$ 。为了提高毛细芯的最大毛细力,在槽道上方铺有一层 250 目的铝网。经结构强度计算,管壳的厚度定为 0.5 mm 。

2.3 管壳结构的基本计算

热管工质的工作阻力包括蒸汽阻力和液体阻力,由文献[5]可知热管中工质流动阻力为

$$\Delta p = 8\mu \dot{m} l_{\text{eff}} / (\rho K A) \quad (1)$$

由式(1)计算可得液体工质的流动阻力为

$$\Delta p_l = 60.68\text{ Pa} \quad (2)$$

气体工质的流动阻力为

$$\Delta p_v = 0.5883\text{ Pa} \quad (3)$$

热管传热量为 1 kW 时工质需克服的阻力为

$$\Delta p_{\text{tot}} = \Delta p_l + \Delta p_v = 61.27\text{ Pa} \quad (4)$$

管芯所能提供的最大毛细力由式(5)计算

$$\Delta p_{c,\text{max}} = 2\sigma \cos \theta / r_c \quad (5)$$

将参数代入式(5)得 $\Delta p_{c,\text{max}} = 1029.51\text{ Pa}$ 。

由此可见,零加速度状态下管芯完全可以提供足够大的毛细力使工质克服阻力,正常工作。

在此工况下热管内蒸汽的最大流速为

$$v = \frac{Q}{s} = \frac{W/(h\rho)}{s} = 3.97 \times 10^{-3}\text{ m/s} \quad (6)$$

相应状态下的声速为

$$v_0 = \sqrt{\kappa RT} = 4.45 \times 10^2\text{ m/s} \quad (7)$$

由此可以看出:热管内的蒸汽流速远小于该工况下的声速限,热管可以正常工作。

2.4 加速度的影响及热管结构优化

热管在机载状态下与在地面工作的最大区别在于热管和工作介质会由于载机的振动或机动动作而在一定的方向上受到一定的加速度作用。为表述方便,本文做如下约定:垂直于平板热管向上的方向为 **A**,沿平板热管轴向由冷凝段指向蒸发段的方向为 **B**,且定义 $\mathbf{A} \times \mathbf{B} = \mathbf{C}$ 。文献[8]指出,对于水平放置的微槽道平板热管,槽道在上或在下对热管的工作稳定性和传热性能没有明显影响,因此可以看出 **A** 方向不超过 $\pm g$ 的加速度对热管性能无明显影响,同样 **C** 方向上不超过 $\pm g$ 的加速度对热管性能也无明显影响。因此本文主要研究 **B** 方向上加速度对热管工作的影响。

热管内的工质在管内流动主要依靠管芯提供的毛细力 $\Delta p_c = 2\sigma \cos \theta / r_c$,当 θ 取 0° 时管芯可以得到最大毛细力,当工质流动阻力小于最大毛细力时 θ 会自动调整以适应流动阻力。当热管在轴向受到加速度作用时,加速度会对工质的流动产生一定的促进或阻碍,此时工质运动的受力平衡关系如下式所示:

$$\Delta p_c = \Delta p_l + \Delta p_v + \Delta p_{a,l} + \Delta p_{a,v} =$$

$$\frac{8\mu_l \dot{m} l_{\text{eff}}}{\rho_l K_l A_l} + \frac{8\mu_v \dot{m} l_{\text{eff}}}{\rho_v K_v A_v} - \rho_l a l_{\text{eff}} + \rho_v a l_{\text{eff}} \quad (8)$$

式中 Δp_c 代表由管芯产生的毛细力, Δp_l 和 Δp_v 分别表示热管内液态和气态工质流动所需克服的流动阻力, $\Delta p_{a,l}$ 和 $\Delta p_{a,v}$ 分别表示沿热管轴向的加速度分量对液体工质和气体工质流动的影响, a 表示热管受到的 B 方向的加速度, 即最大反向加速度。

热管所能克服的最大加速度取决于 Δp_c , Δp_l , Δp_v 和 l_{eff} 的大小。管芯所能提供的最大毛细力 Δp_c 与丝网孔径直接相关, 本文所选 250 目丝网孔径已足够小, 因此不再考虑 Δp_c 的变化。 Δp_l 和 Δp_v 的大小取决于热管的微槽道宽度 w 、深度 d 和蒸汽腔宽度 W_v 、高度 H_v 及热管有效长度 l_{eff} 等结构参数。为确定这些因素对热管克服最大反向加速度 a 的影响, 并对热管进行优化设计, 本文对不同结构参数下热管所能克服的最大反向加速度进行了计算, 结果如图 2 和图 3 所示。

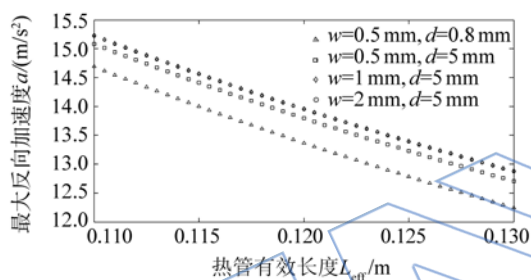


图 2 微槽道宽度、深度和热管有效长度的影响

Fig. 2 Effect of width and depth of micro prove and effective length of heat-pipe

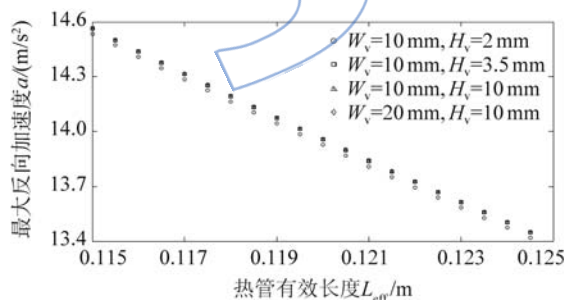


图 3 蒸汽腔宽度、高度和热管有效长度的影响

Fig. 3 Effect of width and hight of vapor chamber and effective length of heat-pipe

从图 2 可以看出: 当微槽道深度由 0.8 mm 加深到 5 mm 时, 热管在同等有效长度下所能克服的最大反向加速度显著增加, 约增加了 7 m/s^2 以上。因为考虑到热管的尺寸和质量及加工难度, 所以不考虑微槽道深度大于 5 mm 的情况; 同时在保持槽深 5 mm 时将微槽道宽度分别增加到 1 mm 和 2 mm, 由于微槽道的当量直径增加, 液体

工质回流阻力变小, 热管克服反向加速度的能力有一定的提高, 当槽宽继续增加时热管克服反向加速度能力的变化微乎其微。

从图 3 可以看出: 与改变微槽道尺寸相比, 改变蒸汽腔结构尺寸对热管克服反向加速度能力的影响要小得多, 这是因为蒸汽的流动阻力在整个热管工作阻力中所占比重比液体工质的阻力要小得多。从图 3 中还可以看出, 当蒸汽腔高度减小到 2 mm 时, 热管克服反向加速度的能力减小得较快, 而将蒸汽腔高度由 3.5 mm 增大到 10 mm 时, 热管克服反向加速度的能力没有明显变化, 相反会增加热管的尺寸和质量。

综合以上考虑, 热管结构的最终优化结果为: 微槽道宽度 $w=1 \text{ mm}$, 深度 $d=5 \text{ mm}$, 蒸汽腔宽度 $W_v=10 \text{ mm}$, 高度 $H_v=3.5 \text{ mm}$ 。

同时, 由图 2 和图 3 可以看出: 优化设计后的微槽道平板热管 ($l_{\text{eff}}=0.12 \text{ m}$) 抗反向加速度的能力在 -12 m/s^2 ($-1.2g$) 以上, 不仅可以克服大型飞机进行机动动作时的过载, 而且可以克服大型飞机机动时热管倾斜角的变化对热管传热能力的影响, 因此该热管完全满足大型飞机机载设备传热的需求。

3 零加速度状态热管性能计算

热管的各部分热阻记为 $R_1 \sim R_{11}$ 。由文献[6]可知, R_1 , R_5 和 R_6 较其他部分的热阻小 4 个数量级以上, 因此这三部分热阻暂时忽略。将相关参数带入上述各热阻的计算公式得到各部分热阻值^[9-10], 如表 1 所示。

表 1 各部分热阻值

Table 1 Thermal resistance of all parts

符号	各部分热阻	热阻值/ $10^{-3} (\text{W/K})$
R_1	热源与热管壁的接触热阻	1.429
R_2	蒸发段热管壁的导热热阻	0.212
R_3	蒸发段管芯热阻	4.25
R_4	工作介质蒸发热阻 1	
R_5	介质蒸汽轴向流动传热热阻	
R_6	工作介质蒸发热阻 2	
R_7	冷凝段管芯热阻	4.25
R_8	冷凝段热管壁的导热热阻	0.212
R_9	热沉与热管壁的接触热阻	17.21
R_{10}	管壁轴向传热热阻	4112
R_{11}	管芯轴向传热热阻	1412

从表1可以看出: R_{10} 和 R_{11} 比其他部分热阻要高出3个数量级以上.因此,综合前面的计算结果,本研究中热管的热阻分布可以简化为如图4所示.



图4 平板热管简化热阻分布示意图

Fig. 4 Scattergram of simplified thermal resistance of panel heat-pipe

若热源温度 $T_0=323\text{ K}$,散热量 $Q=1\text{ kW}$,则各部分的温差及总温降如表2所示.

表2 热管各部分温差及总温降(单位:K)

Table 2 Temperature differences of each part and total (unit: K)

ΔT_{R_1}	ΔT_{R_2}	ΔT_{R_3}	ΔT_{R_7}	ΔT_{R_8}	ΔT_{R_9}	ΔT
1.43	0.21	4.25	4.25	0.21	17.21	27.56

若载冷剂温度为 303 K ,电子设备的工作温度为

$$T = T_0 + \Delta T = 330.56\text{ K} \quad (9)$$

4 冷凝段的强化传热

从前面的计算可以看出:热管冷凝段与载冷剂之间的传热热阻占热管整个工作热阻的60%以上,重点应减小这一部分的热阻,强化冷凝段的传热.

为了强化传热,本文采取在热管冷凝段沿载冷剂流动方向加装肋片的方式.肋片采取平板肋片,具体参数初步设定为:肋片高度 $H=50\text{ mm}$,肋片厚度 $\delta=2\text{ mm}$,肋片间距 $\sigma=3\text{ mm}$,肋片总数 $n=20$.由文献[11]可知,当肋片根部(即冷凝段外表面)与载冷剂的温差为 ΔT 时,通过肋片的散热量为

$$\Phi = \frac{hC}{m} \Delta T \cdot \tanh(mH) \quad (10)$$

因此肋片的效率为

$$\eta = \frac{\Phi}{hCH \cdot \Delta T} = \frac{\frac{hC}{m} \Delta T \cdot \tanh(mH)}{hCH \cdot \Delta T} = \frac{\tanh(mH)}{mH} \quad (11)$$

式中 h 为肋片表面与载冷剂之间的传热系数, C 为肋片截面的周长, $m=\sqrt{hC/(\lambda A_c)}$, λ 为肋片材料的热导率, A_c 为肋片的截面积.代入肋片的相应参数计算得

$$m = \sqrt{hC/(\lambda A_c)} = 70.8773 \quad (12)$$

$$\eta = \frac{\tanh(mH)}{mH} = 0.2817 \quad (13)$$

因此每个肋片的有效面积为

$$A_{\text{eff}} = \eta A = 2.817 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (14)$$

热管冷凝段的总有效面积为

$$A_{\text{eff,tot}} = (n \times A_{\text{eff}} + A - n \times A_c) \times 2 = 0.1247 \text{ m}^2 \quad (15)$$

因此,热管冷凝段与载冷剂之间的传热热阻为

$$R'_9 = \frac{1}{hA_{\text{eff,tot}}} = 6.8993 \times 10^{-3} \text{ K/W} \quad (16)$$

此时当传热量为 1000 W ,则冷凝段外表面与载冷剂之间的温差为

$$\Delta T'_{R_9} = QR'_9 = 6.8993\text{ K} \quad (17)$$

热量通过热管的总温降为

$$\Delta T' = \sum_{i=1}^3 \Delta T_{R_i} + \sum_{i=7}^8 \Delta T_{R_i} + \Delta T'_{R_9} = 17.25\text{ K} \quad (18)$$

若载冷剂温度为 303 K ,电子设备的工作温度为

$$T' = T_0 + \Delta T' = 320.25\text{ K} \quad (19)$$

由以上计算看出:冷凝段进行强化传热后热阻降为原来的40%左右,传递 1 kW 热量时电子设备的工作温度比原来降低 10 K 以上,由此电子设备的可靠性和寿命较原来可以提高一倍以上^[12].

为了尽量降低热管的传热温差,同时提高肋片效率,减轻热管质量,减小燃油代偿损失,本文对肋片进行了优化设计.优化参数包括肋片高度、肋片厚度和肋片间距,优化的目标函数为冷凝段的传热温差,限制条件包括肋片质量和燃油流经肋片时的阻力.

图5所示为肋片厚度 δ 、肋片高度 H 和肋片间距 σ 等结构尺寸对冷凝段传热温差 ΔT 的影响.从图中可以看出:肋片的三个结构参数对冷凝段传热温差都有明显影响,而且三个影响因素之间互相耦合.

为了简化分析,同时保持翅片有较高的效率以降低热管的质量和减小燃油代偿损失,本文增加限制条件:限定翅片效率 $\eta=0.3$,从而在确定翅片厚度后可由翅片效率计算公式确定翅片的适

宜高度,由此得出冷凝段传热温差、热管质量和燃油流经翅片的阻力随肋片厚度和肋片间距的变化关系,如图6所示。

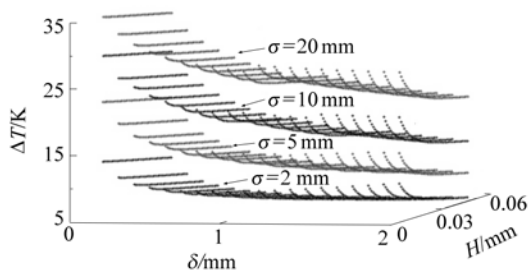


图5 肋片结构参数对冷凝段传热温差的影响

Fig. 5 Effect of laminated rib structure to heat transfer temperature difference

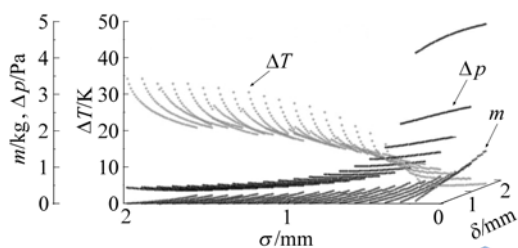


图6 肋片厚度和间距对传热温差、质量和阻力的影响

Fig. 6 Effect of laminated rib thickness and distances to heat, transfer temperature difference, mass and thermal resistance

从图6可以看出,随着肋片厚度的增大和肋片间距的减小,传热温差逐渐减小而热管质量和燃油阻力逐渐增大,当肋片间距小于5 mm时变化尤为显著。

最佳的肋片厚度、高度和间距可由限制条件和目标函数确定。由图6可以看出,在优化设计范围内燃油流经肋片的最大阻力不超过5 Pa,因此在进行参数优化时可以不将燃油阻力作为限制条件。本文设定的限制条件如下:

- 1) 肋片总质量 $m < 0.5 \text{ kg}$;
- 2) 冷凝段传热温差 $\Delta T < 10 \text{ K}$;
- 3) 目标函数,冷凝段传热温差最小。

在此条件下得到的优化结果如表3所示。作

表3 肋片参数优化结果

Table 3 Optimized results of laminated rib parameters

	厚度/ mm	高度/ mm	间距/ mm	质量/ kg	温差/ K	阻力/ Pa
优化前	2	50	3	1.08	6.90	2.17
优化后	0.7	22	1	0.49	4.95	4.89

为对照,表中同时列出了优化前相应参数的值。

由优化结果可以看出,经过优化设计,保持了肋片的较高效率,传热温差降为原来的71.74%,而质量仅为原来的45.37%。

5 结论

本文通过对热管用于机载设备传热的可行性和传热性能的研究,得出以下结论:

1) 本文所优化设计后的热管抗反向加速度的能力达到了 $-1.2g$ 以上,完全可以抵抗大型飞机做机动动作时加速度和热管方位角变化给热管工作带来的不利影响,热管用于大型飞机机载设备传热安全可行。

2) 热管用于机载设备传热且以燃油等液态工质做热沉时,冷凝段管壁与载冷剂之间的热阻占整个热管传热热阻的大部分(本文中的热管为60%以上),对该部分进行强化传热设计以后可以大大降低整个热管的传热温差(本文中热管温差降低近40%),提高热管的传热效率。

3) 对热管冷凝段强化传热部分进行优化设计十分必要,本文对该部分进行优化设计以后该部分的传热温差降为原来的71.74%,而质量仅为原来的45.37%。

参考文献:

- [1] 赵明义. 热管在电子设备中的应用[J]. 通信技术, 1979(3): 64-69.
ZHAO Mingyi. Usage of heat-pipe in electronic equipments[J]. Communication Technology, 1979(3): 64-69. (in Chinese)
- [2] 毛乾来. 用于控制雷达电子设备温度的热管[J]. 火控雷达技术, 1980(3): 101-106.
MAO Qianlai. Heat-pipe used for electronic equipment of radar temperature control[J]. Radar Technology, 1980(3): 101-106. (in Chinese)
- [3] 张孟瑞. 歼击机机载电子设备用热管散热时重力与惯性力影响其性能的探讨[J]. 航空电子技术, 1984(2): 1-6.
ZHANG Mengrui. Effect of gravity and acceleration when heat-pipe was used for electronic equipment cooling on board[J]. Aeronautical Electronic Technology, 1984(2): 1-6. (in Chinese)
- [4] 张孟瑞. 热管在机载多卜勒雷达上的应用[J]. 航空电子技术, 1986(4): 18-20.
ZHANG Mengrui. Usage of heat-pipe in Doppler radar on board[J]. Aeronautical Electronic Technology, 1986(4): 18-20. (in Chinese)
- [5] 吕亚国. 飞机燃油系统计算研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2006.
LÜ Yaguo. Computation of aircraft oil system[D]. Xi'an:

- Northwestern Polytechnical University, 2006. (in Chinese)
- [6] 马同泽,侯增祺,吴文铄. 热管[M]. 北京:科学出版社, 1983.
- [7] 范春莉,曲伟,孙丰瑞,等. 三种微槽结构的平板热管的传热性能实验研究[J]. 电子器件, 2003, 26(4): 357-360.
FAN Chunli, QU Wei, SUN Fengrui, et al. The experimental study of the performance of flat miniature heat pipes with three kinds of micro grooves[J]. Chinese Journal of Electron Devices, 2003, 26(4): 357-360. (in Chinese)
- [8] 范春莉,曲伟,孙丰瑞,等. 重力对微槽平板热管传热性能的影响[J]. 热能动力工程, 2004, 19(1): 33-38.
FAN Chunli, QU Wei, SUN Fengrui, et al. The influence of gravitation on the heat transfer performance of micro-grooved flat-plate heat pipes[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2004, 19(1): 33-38. (in Chinese)
- [9] 余建祖,高红霞,谢永琪. 电子设备热设计及分析技术[M]. 2版. 北京:北京航空航天大学出版社, 2008.
- [10] 佛山市南海易达胶业有限公司. 日立公司开发出高热导率聚氨酯材料[EB/OL]. [2009-10-17]. <http://nh-yida.com/data/main.php?id=41-00014>.
- [11] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 3版. 北京:高等教育出版社, 1998.
- [12] Lall P, Pecht M G, Hakim E B. Influence of temperature on microelectronics and system reliability[M]. New York: CRC Press, 2008.