环路热管稳态建模及运行特性分析

柏立战 林贵平 张红星

(北京航空航天大学 航空科学与工程学院, 北京 100083)

摘 要: 建立了环路热管的稳态模型,并基于能量平衡、压力平衡、质量守恒以及几何约束进行求解,证实了许多相关文献介绍的环路热管稳态运行特性,例如,热沉温度、环境温度等对稳态蒸发温度的影响. 对下述问题提出见解:蒸发器的漏热的分析;可变热导区和固定热导区的成因;固定热导区热导的变化;工质充装量和储液器容积的确定方法. 结果表明,用来加热通过毛细芯的流体的蒸发器漏热分量在热载荷较大时不可忽略;反重力高度和环境对回流液体的加热是可变热导区的成因;大热载荷下,固定热导区热导随热载荷增大而减小,并可能达到临界热载荷,其解决方案在于工质充装量和储液器容积的匹配.

关 键 词: 环路热管; 建模; 热导; 临界热载荷

中图分类号: TB 131

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2006)08-0894-05

Steady state modeling of loop heat pipes and operating characteristics analysis

Bai Lizhan Lin Guiping Zhang Hongxing

(School of Aeronautic Science and Technology, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: Based on energy balance, pressure balance, mass conservation and geometric constraint, the steady state model of loop heat pipes was established and solved. The modeling results not only confirms the steady state operating characteristics of loop heat pipes introduced in many literatures, but also brings forward viewpoint to the problems below: the analysis of the heat leak of the evaporator, the reason of the generation of the variable heat conductance zone and the constant heat conductance zone, the variation of the heat conductance in the constant heat conductance zone and the calculation of the mass of the working fluid charged and the volume of the compensation chamber. Results show that the heat leak of the evaporator for heating the liquid through the wick can not be neglected at high heat load; adverse gravity elevation and the heating from environment to the return liquid are the reason of the generation of the variable heat conductance zone; the heat conductance in the constant heat conductance zone decreases as the heat load increases at high heat load, and can reach the critical heat load, which can be avoided by the match of the mass of the working fluid charged and the volume of the compensation chamber.

Key words: loop heat pipe; modeling; heat conductance; critical heat load

环路热管(LHP, Loop Heat Pipe)是一种闭式相变传热设备,具有高传热性能、远距离传输热量、传热温差小以及安装灵活方便等诸多优点,在航天器热控方面具有广泛的应用前景. 此外,LHP也适用于高热流密度电子元器件的散热. 鉴于此,特别是 20 世纪 90 年代以后,许多学者开始对LHP 进行深入研究,既包括实验研究,也包括理论分析.

在 LHP 建模研究上,自 1986 年,LHP 发明人前苏联 Fershtater 和 Maidanik 对典型 LHP 的毛细

收稿日期: 2005-10-19

基金项目: 新世纪优秀人才支持计划资助项目

作者简介: 柏立战(1983-),男,河北玉田人,硕士生, bailizhan@sina.com.

芯通过求解一维能量方程进行热分析开始,经近 20 年的发展,已取得相当成就,如对毛细芯的优化设计、储液器的能量平衡、LHP 系统工质的热力过程以及储液器饱和温度与毛细芯内表面温度并非一致的发现等,模型预测准确度不断提高. 但是,对蒸发器的漏热的分析、可变热导区和固定热导区形成原因的系统解释等方面尚阐述不够深入. 本文在前人工作的基础上,建立了 LHP 的稳态模型,并对上述问题进行详细阐述,有助于加深对 LHP 运行机理的理解. 此外,发现了固定热导区的热导变化,并提出了临界热载荷的概念,对文献[1]提出的工质充装量和储液器容积的确定进行改进. 最后,由于两相传热与流动过程的复杂性,对相变过程的传热与压降的精确计算还难以实现,尚需进一步深入研究.

1　稳态建模

1.1　LHP 构成及工作原理

LHP 由蒸发器、冷凝器、储液器、蒸汽和液体管线构成,LHP 的结构示意图见图 1. 文献[1-2]介绍了其传热的基本原理及特性. LHP 运行时,工质在毛细芯外侧蒸发,从蒸汽槽道流出进入蒸汽管线,蒸汽在冷凝器冷凝成液体并过冷,回流液体经液体管线进入储液器对蒸发器内的毛细芯进行补给,从而实现循环.

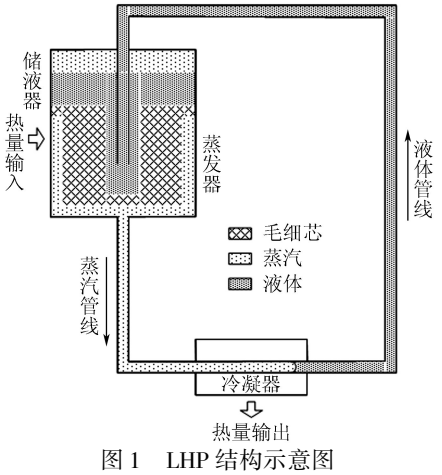


图 1　LHP 结构示意图

1.2　LHP 热力模型建立与求解

图 2 给出 LHP 的热力模型,同文献[3]中热力模型不同之处在于将冷凝器划分为过热段、冷凝段和过冷段 3 部分,进一步细化. 各传热量的计算可参考文献[3].

其中,T_a 为环境温度;T_s 为热沉温度;Q_{hl} 为蒸发器向储液器的漏热;Q_{ap} 为加在蒸发器上的热载荷;$Q_{cc\text{-}a}$ 为储液器同环境的传热;$Q_{vl\text{-}a}$ 为蒸汽管线同环境的传热;$Q_{ll\text{-}a}$ 为液体管线同环境的传热;Q_{sh} 为冷凝器过热段同热沉的传热;Q_c 为冷凝器冷凝段同热沉的传热;Q_{sc} 为冷凝器过冷段同热沉的传热.

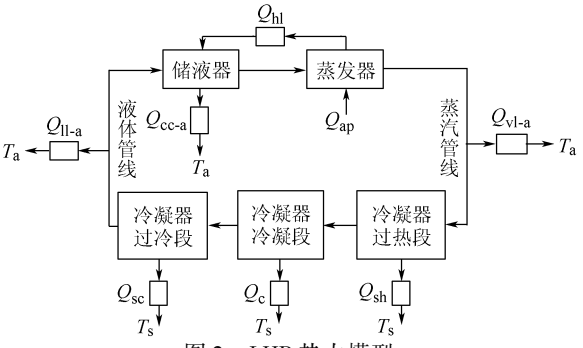


图 2　LHP 热力模型

模型求解总体思路是以 LHP 能量平衡(主要考虑 2 个方面:①热载荷的释放;②漏热的平衡)、压力平衡(计算过程首先保证毛细芯外侧与内侧压差等于流体从毛细芯外侧流至内侧的压降,然后验证毛细压力能否提供环路总的压降)、质量守恒(LHP 内工质充装量一定且沿整个环路质量流量相同)以及几何约束(充装的工质被限制在环路热管内且其总体积等于环路热管容积)的满足为依据. 图 3 给出模型求解流程图.

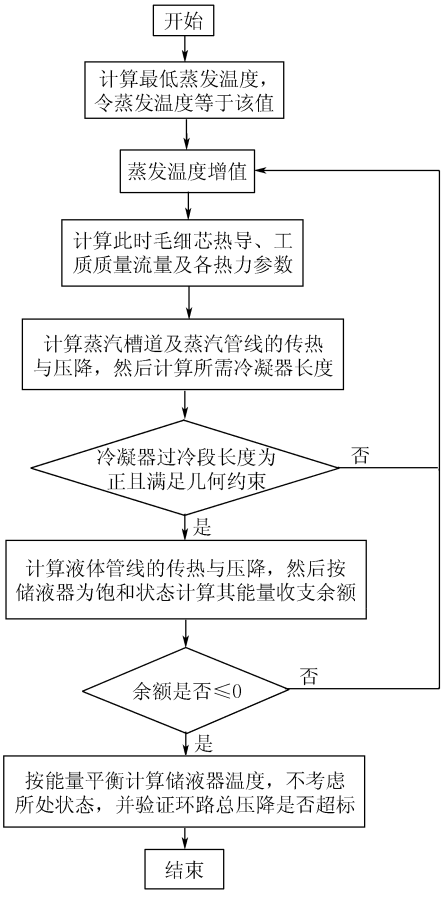


图 3　模型求解流程图

1.3 求解过程相关计算

LHP各部件热力与压降具体计算方法在许多文献均有介绍,在此不再赘述,只着重介绍以下内容.

1.3.1 最低蒸发温度 $T_{e\text{-}min}$ 的计算

$T_{e\text{-}min}$ 在理想条件下计算为[4]

$$T_{e\text{-}min}=\frac{Q_e+K_{ll}T_a+K_{vl}T_a+K_cT_s}{K_{ll}+K_{vl}+K_c} \tag{1}$$

其中,Q_e 为蒸发热载荷;K_{vl} 为蒸汽管线的热导;K_{ll} 为液体管线的热导;K_c 为冷凝器的热导.

1.3.2 蒸发器的漏热 Q_{ehl} 的分析

Q_{ap} 中一部分为 Q_e 用于蒸发工质,另一部分为 Q_{ehl},Q_{ehl}(忽略通过蒸发器壳体的导热)实际上包含2部分:Q_{hw} 用来加热流过毛细芯的工质,使其温度由储液器温度上升至蒸发温度;Q_{hl} 则由蒸发器漏向储液器,靠回流的过冷液体来平衡. 从相关文献来看,要么对 Q_{ehl} 解释的不是很清楚,要么不全面,忽略了 Q_{hw},而这2部分漏热靠实验方法很难测量. 其实,Q_{hw} 在 Q_{ap} 较大的情况下甚至超过 Q_{hl}. 这2部分漏热的计算公式分别为

$$Q_{hw}=mc_p(T_e-T_{cc}) \tag{2}$$

$$Q_{hl}=G(T_e-T_{cc}) \tag{3}$$

其中,m 为工质的质量流量;c_p 为液体工质的定压比热容;G 为毛细芯的热导;T_e 为蒸发温度;T_{cc} 为储液器温度.

m 随着 Q_{ap} 的增大而增大,c_p 的变化可以忽略,而 G 随着 m 的增大而减小[1]. 当 Q_{ap} 较小时,m 很小,而 G 较大,所以 Q_{hw} 小于 Q_{hl},随着 Q_{ap} 的增大,m 不断增大,G 不断减小,使得 Q_{hw} 的增加速度大于 Q_{hl} 的增加速度,当 Q_{ap} 大到一定程度,Q_{hw} 必然会达到并超过 Q_{hl}. 同时,当 Q_{ap} 增大到一定程度,储液器进入过冷状态,T_e 同 T_{cc} 之差显著增大,使得2部分漏热急剧增加,如图4,当 Q_{ap} 超过某值(约640 W)后,储液器进入过冷状态,2条曲线急剧上升.

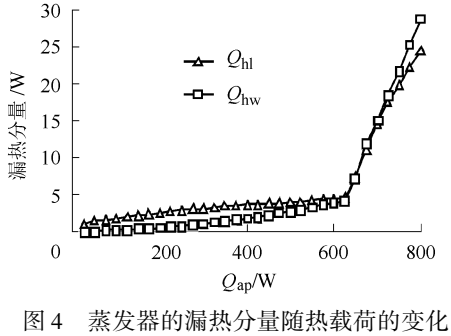


图4 蒸发器的漏热分量随热载荷的变化

1.3.3 工质充装量 M_{ch} 和储液器容积 V_{cc} 确定

对应一定的运行条件,M_{ch} 及 V_{cc} 的确定很重要. 合理的 M_{ch} 及 V_{cc} 能够保证LHP在最恶劣的启动条件下不借助外加动力顺利启动,且避免在稳态运行时出现温度波动[5]和 T_e 有较大偏高. 文献[1]对 M_{ch} 及 V_{cc} 的确定的论述中,基本思路和原则是正确的,但是在稳定运行阶段将冷凝器中工质视为单一蒸汽,忽略了冷凝段和过冷段的液体体积,造成一定偏差,本文考虑上述情况,给出更精确的确定方法.

$$M_{ch}=\rho_{l\text{-}cold}\left(\beta V_{cc}+V_{pw}+V_{sw}+V_{ll}+V_c+V_{vl}+V_{gr}\right)+\rho_{v\text{-}cold}(1-\beta)V_{cc} \tag{4}$$

$$M_{ch}=\rho_{l\text{-}hot}\left(\alpha V_{cc}+V_{pw}+V_{sw}+(1-\varphi)V_c+V_{ll}\right)+\rho_{v\text{-}hot}\left(\varphi V_c+V_{vl}+V_{gr}+(1-\alpha)V_{cc}\right) \tag{5}$$

其中,α 为最热情况下储液器中液体工质体积占储液器容积的百分比;β 为最冷情况下储液器中液体工质体积占储液器容积的百分比;φ 为最热情况下冷凝器中蒸汽体积占冷凝器容积的百分比;$\rho_{l\text{-}cold}$ 为最冷情况下液体平均密度;$\rho_{v\text{-}cold}$ 为最冷情况下蒸汽平均密度;$\rho_{l\text{-}hot}$ 为最热情况下液体平均密度;$\rho_{v\text{-}hot}$ 为最热情况下蒸汽平均密度;V_{cc} 为储液器容积;V_{pw} 为初级毛细芯容积;V_{sw} 为次级毛细芯容积;V_{vl} 为蒸汽管线容积;V_{ll} 为液体管线容积;V_{gr} 为蒸汽槽道容积;V_c 为冷凝器容积.

联立求解上述2式,便可求得 M_{ch} 和 V_{cc}. (注:上述计算对应双重毛细芯LHP,且将液体干道容积归入储液器容积. 若LHP为单一毛细芯,只需令次级毛细芯容积为零即可)

1.4 模型求解结果同实验结果的比较

图5给出了模型求解结果同实验结果的比较.

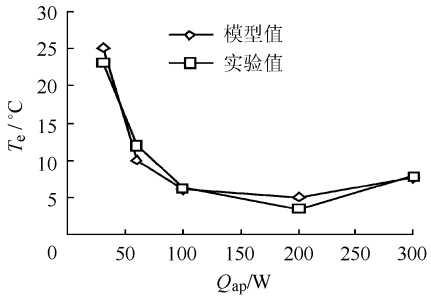


图5 蒸发温度随热载荷的变化

可以看出,模型求解结果同实验结果存在一定的偏差,但是性能曲线的变化规律基本一致. 这说明建模思路与过程基本正确,偏差产生的原因主要可以归结为以下几方面:

1) 由于两相过程的复杂性,其传热与压降的

精确计算难以实现;

2) 毛细芯有效热导的计算采用经验公式,未必可靠,而其值对蒸发器的漏热有直接影响;

3) 冷凝器与热沉结合的结构形式复杂,且存在接触热阻,导致对其热阻的精确计算困难.

2　运行特性分析

2.1　可变热导区与固定热导区

LHP 有 2 个工作区域,即可变热导区和固定热导区[3],见图 6. 文献[3]对可变热导区和固定热导区的成因作了简要分析,将其归因于冷凝器的凝结面积的变化,不过这是浅显的分析. 下面对可变热导区和固定热导区的成因进行系统阐述.

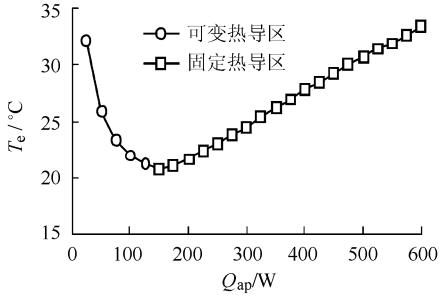


图 6　蒸发温度随热载荷的变化

LHP 之所以会产生可变热导区与固定热导区,并随之出现 T_e 随着 Q_{ap} 的增大先减小后增大的现象,根本原因是对于特定的 LHP,在不同的 Q_{ap} 范围面临不同的主要问题. ①当 Q_{ap} 较小时,主要问题是漏热的平衡问题,这里的漏热 Q_{hlg} 指的是 Q_{hl} 和 $Q_{ll\text{-}a}$,是广义的漏热. 这种情况下,Q_{hlg} 占 Q_{ap} 的比例较大且绝对数量变化较小,冷凝器出口温度接近 T_s,T_e 的表达式可近似写成

$$T_e = Q_{hlg} \times r/(Q_{ap} \times c_p) + T_s \qquad (6)$$

其中 r 为工质的汽化潜热.

由式(6)可知,T_e 随着 Q_{ap} 的增大而不断减小,而此时的绝对数量变化较小的 Q_{hlg} 的产生则是由于反重力高度(H_{ad})和 $Q_{ll\text{-}a}$ 引起的. m 较小时,H_{ad} 产生的压降在总压降中起主导作用,总压降变化很小,使 T_e 同 T_{cc} 之差变化很小,通过 Clausis-Clapeyron 关系[1]

$$\Delta P = \left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} \cdot \Delta T = \frac{h_{fg}}{Tv_{fg}}(T_{eva} - T_{cc}) \qquad (7)$$

可得出这一结论. 加之 G 在较小 Q_{ap} 范围内基本不变,造成 Q_{hl} 变化很小. 此时冷凝器出口温度接近 T_s,且工质流速较低,周围环境对回流液体加热,使得储液器入口温度接近 T_a,$Q_{ll\text{-}a}$ 同 Q_{ap} 接近线性关系. 正是 H_{ad} 和 $Q_{ll\text{-}a}$ 这 2 个因素,导致了可变热导区的形成. 在可变热导区,热管效应没有很好的发挥出来,热导明显偏高,LHP 应避免在可变热导区工作. 当不存在这 2 个影响因素时,可变热导区随之消失,只存在固定热导区. ②当 Q_{ap} 较大时,主要问题是 Q_{ap} 的释放. 这种情况下,H_{ad} 和 $Q_{ll\text{-}a}$ 的影响已退居次要地位,且冷凝器绝大部分被激活,T_e 可近似计算为

$$T_e = Q_{ap}/K_c + T_s \qquad (8)$$

通过上式可知,T_e 随着 Q_{ap} 的增大而不断增大,且热导主要是由 K_c 决定,变化不大. ③当 Q_{ap} 介于二者之间时,随着 Q_{ap} 的增大,H_{ad} 和 $Q_{ll\text{-}a}$ 2 个因素的影响不断减弱,LHP 处于由可变热导区向固定热导区过渡阶段.

2.2　T_s 和 T_a 对 LHP 稳态 T_e 的影响

图 7 和图 8 给出 T_s 和 T_a 对 LHP 稳态 T_e 的影响,同相关文献的介绍一致,在此不作阐述.

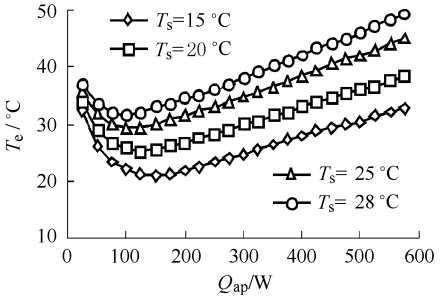


图 7　不同热沉温度蒸发温度随热载荷的变化

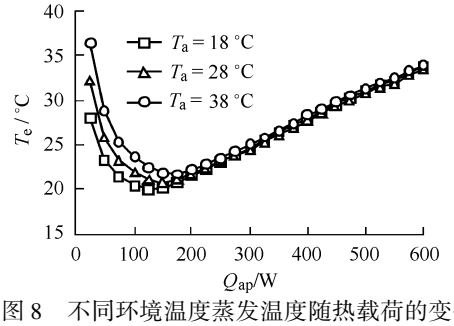


图 8　不同环境温度蒸发温度随热载荷的变化

2.3　M_{ch} 对 LHP 稳态 T_e 的影响

当储液器处于两相状态时,储液器中气相所占的容积对 T_e 影响不大,图 9 中 3 条性能特性曲线在 Q_{ap} 较小的一定范围内重合说明了这一点. 但是,当 Q_{ap} 较大时,T_e 的升高使液体工质的密度减小,体积增大,使得储液器被液体工质充满,且冷凝器过冷段的长度大于必需过冷段的长度,此时储液器处于过冷状态. 当 Q_{ap} 继续增大时,液体工质的膨胀将使得有效冷凝面积不断缩小,热导不断减小. 图 9 中上面 2 条性能特性曲线属于这种情况,随着 Q_{ap} 的增大,同最下面的曲线偏离越来越大,导致 T_e 严重偏高,已为实验所验证,并

且在模型求解过程中发现了临界热载荷. 区别于最大毛细压力对应的临界热载荷,一定情况下,存在一个新的临界热载荷,当 Q_{ap} 超过该值后,T_e 升高(正面效应),然而在几何约束下液体工质的膨胀使冷凝器有效冷凝面积迅速减小(负面效应),负面效应占主导,结果 Q_{ap} 不能有效传递给热沉,从而不能达到稳态,T_e 不断升高. 这种情况应坚决避免,问题的解决在于根据实际工作情况选取合适的 M_{ch}.

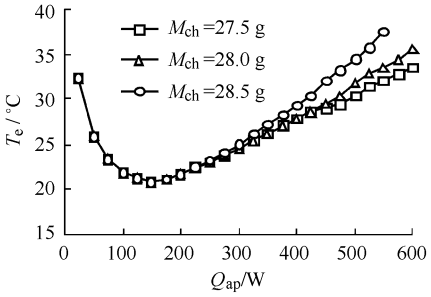


图9 不同工质充装量蒸发温度随热载荷的变化

3 结 论

通过对 LHP 的建模并求解,得到了其稳态运行特性,并得出以下结论:用来加热通过毛细芯的流体的蒸发器漏热分量在热载荷较大时不可忽略;LHP 之所以会产生可变热导区和固定热导区,主要是由2方面因素导致:反重力高度和周围环境对液体管线中回流液体的加热;大热载荷下,固定热导区热导随热载荷增大而减小,并可能达到临界热载荷,其解决方案在于工质充装量和储液器容积的匹配. 建模有助于加深对 LHP 运行机理的理解和实现对其性能的预测.

参考文献 (References)

[1] Parker M L. Modeling of loop heat pipe with applications to spacecraft thermal control [D]. Pennsylvania: Faculty of Mechanical Engineering and Applied Mechanics, University of Pennsylvania, 2000

[2] Ku J. Operating characteristics of loop heat pipes[R]. SAE paper NO 1999-01-2007,1999

[3] Watson H L. Thermal analysis of a loop heat pipe evaporator and compensation chamber [D]. Las Cruces, New Mexico: New Mexico State University, 2001

[4] Ogushi T, Haga S, Ishikawa H, et al. Mathematical modeling for predicting steady state and transient characteristics of reservoir embedded looped heat pipe (RELHP)[R]. SAE paper NO 2001-01-2239,2001

[5] 张红星,林贵平,丁汀,等. 环路热管温度波动现象的实验分析[J]. 北京航空航天大学学报,2005,31(2):116-120
Zhang Hongxing, Lin Guiping, Ding Ting, et al. Experimental investigation on temperature oscillation of loop heat pipes [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2005,31(2):116-120(in Chinese)

(责任编辑:娄 嘉)

(上接第888页)

应用本算法,必须保证真实的地平线在成像系统的视野范围内,否则,一旦地平线在视野中消失,本算法将产生错误结果. 为了避免出错,可以在飞行器起飞的过程中,由外界参考信息给出飞行器的姿态,保证成像系统能捕捉到地平线. 在飞行器的飞行过程中,应用本算法,将成像系统与简易的惯性器件组合后,可以提高姿态估计的精度.

参考文献 (References)

[1] 张明廉. 飞行控制系统[M]. 北京:国防工业出版社,1984
Zhang Minglian. Flight control system [M]. Beijing: National Defence Industry Press, 1984(in Chinese)

[2] Ettinger S M, Nechyba M C, Ifju P G, et al. Vision-guided flight stability and control for micro air vehicles[J]. Intelligent Robots Systems, 2002:2134-2140

[3] 陆璇. 实用多元统计分析[M]. 第4版. 北京:清华大学出版社,2001
Lu Xuan. Applied multivaniate statistical analysis[M]. 4th ed. Beijing: Tsinghua University Press, 2001(in Chinese)

[4] 阮秋琦. 数字图像处理学[M]. 北京:电子工业出版社,2001
Ruan Qiuqi. Digital image processing[M]. Beijing: Publishing House of Electronic Industry, 2001(in Chinese)

[5] Todorovic Sinisa, Nechyba M C. A vision system for intelligent mission profiles of micro air vehicles[J]. IEEE Transaction on Vehicular Technology, 2004,53(6):1713-1725

[6] Ettinger S M. Design and implementation of autonomous vision-guided micro air vehicles[D]. Florida: Elect Comp Eng Dept, Univ Florida, 2001

[7] Donoho D L. Wedgelets: nearly-minimax estimationof edges [J]. Annals of Statistics, 1999,27(3):859-897

(责任编辑:娄 嘉)