

气动换向阀阀芯 / 阀座撞击特性研究

赵双龙, 胡 攀

(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 针对某型气动换向阀在研制过程中出现由于阀芯/阀座撞击变形导致阀芯卡死的现象, 对阀芯/阀座的撞击特性进行了仿真研究, 定量分析了撞击过程以及不同阀座高度对撞击特性的影响, 根据仿真结果对换向阀进行了改进设计, 试验结果表明改进后的换向阀满足使用要求。

关键词: 换向阀; 阀芯; 阀座; 撞击特性

中图分类号: V434-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2013) 04-0046-06

Research on impact characteristics of valve spool and valve seat in gas-driving selector valve

ZHAO Shuang-long, HU Pan

(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: The simulation research of impact characteristics of valve spool and valve seat in selector valve was carried out to eliminate the bind-seize phenomenon caused by impact deformation of valve spool and valve seat, which emerged in the development process of a selector valve. The process of impact between valve seat and spool, and the influence of different height on impact characteristics were analyzed quantitatively. The revised design for the selector valve was performed according to the simulation result. The test result shows that the improved selector valve can meet the operating requirement.

Keywords: selector valve; valve spool; valve seat; impact characteristic

0 引言

换向阀是借助阀芯与阀体之间的相对运动, 使与阀体相连的各流路实现接通、切断, 或是改变流体流动方向的阀门。换向阀在液压、气动系

统中使用广泛, 其工作特性也直接影响整个系统的工作性能。某型气动换向阀在研制过程中出现由于阀芯/阀座撞击变形导致阀芯卡死的问题, 本文利用 AMESim 仿真软件对换向阀的工作特性进行了仿真, 并与试验情况进行了对比, 利用有限元仿真软件对换向阀阀芯的撞击特性进行仿真研

收稿日期: 2012-12-25; 修回日期: 2013-01-19

基金项目: 中国航天科技集团公司支撑项目(2009JY12)

作者简介: 赵双龙 (1981—), 男, 工程师, 研究领域为液体火箭发动机阀门

究, 对比了不同高度阀座时换向阀的撞击特性, 并根据仿真结果对换向阀进行了改进设计。

1 换向阀工作原理

气动换向阀的结构如图 1 所示。在初始位置时工作介质从入口流向回流口, 出口在弹簧力和入口介质共同作用下保证密封。换向阀需要换向时, 给控制口通高压控制气, 阀芯在控制气作用下克服介质作用力和弹簧力将入口、出口流路打开, 同时切断回流口。当需要再次换向时, 排出控制腔的控制气, 阀芯在弹簧力和介质力的共同作用下回到初始位置, 出口流路切断, 回流口流路接通。在实际使用过程中, 换向阀用两个电磁阀对控制气进行控制, 进而控制换向阀的换向。

与常规滑阀式换向阀相比, 本方案气动换向阀在产品结构上还具有如下特点:

- 入口、出口间路密封采用非金属软密封, 保证换向前出口的密封;
- 考虑到切换到回流口时阀芯有较大的冲击, 设计时入口和回流口的密封采用金属锥面密封型式。

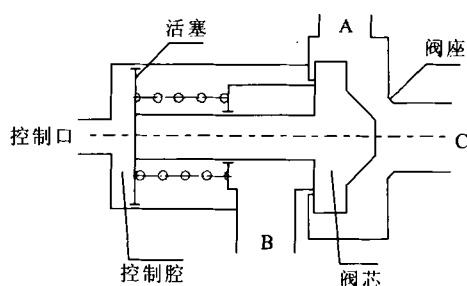


图 1 换向阀结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of selector valve configuration

2 换向阀阀芯卡死现象

在换向阀试验过程中曾出现换向阀阀芯卡死现象, 即控制腔控制气泄压后出口有介质流量而回流口没有流量, 说明换向阀阀芯卡死在回流口, 没有正常复位。对出现故障的换向阀进行分解, 发现换向阀阀芯和阀座密封处发生严重塑性

变形, 导致阀芯卡死在阀座上, 如图 2 所示。

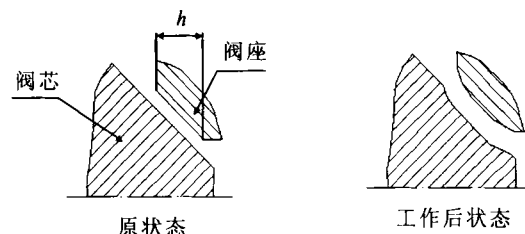


图 2 换向阀阀芯、阀座示意图

Fig. 2 Schematic diagram of valve spool and seat in selector valve

从换向阀分解检查情况分析认为阀芯卡死的主要原因是阀芯换向过程中与阀座发生了较大撞击, 导致阀芯、阀座产生了严重塑性变形。在产品最初设计过程中, 计算时只是考虑了静态压力作用时的密封比压, 根据静态密封计算结果, 控制腔通控制气体时, 对于阀座高度 (见图 2 高度 h) 0.8 mm, 密封面上的密封比压约为 200 MPa, 已经接近阀芯、阀座材料的许用比压 250 MPa, 再加上阀芯的冲击, 其应力超过了材料许用比压, 导致阀芯、阀座出现了严重塑性变形。阀门工作时的撞击力一般用动量定理 $Ft = m\Delta v$ 来求解, 但是撞击时间 t 无法计算, 因此很难准确计算撞击力。

3 换向阀阀芯/阀座撞击特性仿真研究

换向阀阀芯/阀座的撞击是结构撞击问题。撞击问题的特点是载荷强度高, 作用时间短, 尤其作用时间是区别于一般力学现象的重要特征^[1]。在撞击现象中, 作用时间一般为毫秒, 微秒甚至毫微秒数量级, 在这么短时间内完成施加高强度载荷, 以及在被作用物体内造成极高的应力, 引起被作用物体内介质的运动和材料的破坏, 这是一系列随时间剧烈变化的动态过程, 采用宏观的分析方法很难准确描述这个动态过程。

本文采用有限元分析软件分析求解, 模拟换向阀阀芯、阀座撞击过程, 仿真得到了阀座高度分别为 0.8 mm 和 1.5 mm 时阀芯、阀座节点的应力、弹性应变和塑性应变等, 通过对节点的应

力、应变等进行对比分析,得出结论并指导产品设计。

仿真分析的过程为:首先建立阀芯和阀座的三维 CAD 模型;其次划分网格;最后施加载荷并求解计算。

3.1 仿真模型的建立和网格划分

运用三维 CAD 设计软件建立阀芯和阀座的三维模型,保证撞击部位的结构尺寸与实际产品一致。

仿真模型网格尺寸也是影响计算结果的重要因素,因此需要根据所关心部位选择不同的尺寸进行网格划分。阀座高度 1.5 mm 时的模型网格如图 3 所示,网格尺寸全局最大尺寸为 1 mm,关键部位的最大尺寸为 0.1 mm。阀座高度为 0.8 mm 时网格划分与其类似。

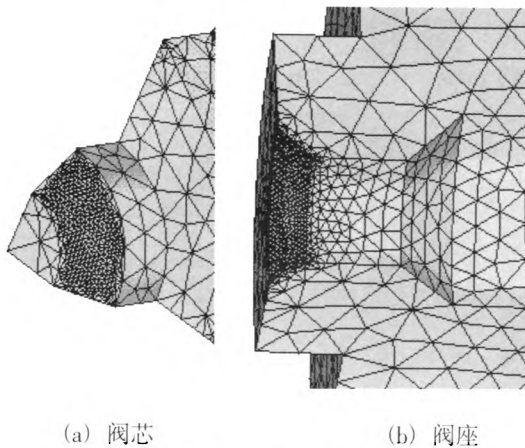


图 3 阀芯与阀座模型以及网格划分示意图

Fig. 3 Schematic diagram for model and mesh generation of valve spool and seat

3.2 材料模型

选择的材料模型为塑性随动模型,它是一种各向同性、随动硬化的混合模型,适合于阀芯和阀座的撞击问题。它是通过在 0 (仅随动硬化) 和 1 (仅各向同性硬化) 间调整硬化参数 来选择各向同性和随动硬化,用与应变率有关的因素表示屈服应力:

$$\sigma_y = \left[1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{C} \right)^{\frac{1}{P}} \right] (\sigma_0 + \beta E_p \epsilon_p^{\text{eff}})$$

式中: σ_0 为初始屈服应力; $\dot{\epsilon}$ 为应变率; C 、 P 为

应变率参数; ϵ_p^{eff} 为有效塑性应变; E_p 为塑性硬化模量,由下式给出,其中 E_{tan} 为切变模量。

$$E_p = \frac{E_{\text{tan}} E}{E - E_{\text{tan}}}$$

3.3 施加载荷

施加载荷时先确定撞击模型的边界条件,即阀座作为固定件,对其表面的六自由度进行限制。由于仿真的有限元模型是整个模型的四分之一,因此两个对称面上节点的面法向自由度要限制。除了位置约束外,仿真过程中需要有撞击瞬间阀芯的速度以及控制腔的压力作为输入条件。

由于气动换向阀控制腔的充填以及活塞的运动均是动态过程,为了得到气动换向阀的上述特性,本文利用 AMESim 仿真软件对换向阀的工作特性进行了仿真研究,仿真模型如图 4 所示,其中控制气的通、断由两个电磁阀进行控制,与气源连接的电磁阀 1 打开时(与大气连接电磁阀 2 关闭)换向阀控制腔通气,换向阀换向;电磁阀 2 打开同时电磁阀 1 关闭,控制腔排气,换向阀回到初始位置。

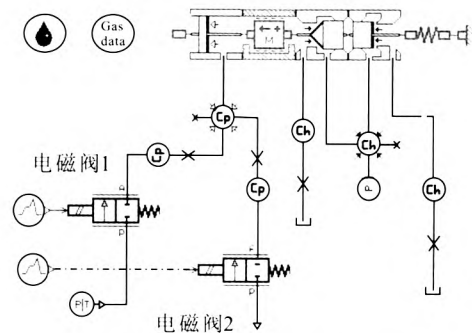


图 4 换向阀的 AMESim 仿真模型

Fig. 4 AMESim simulation model of selector valve

换向阀阀芯控制腔压力和阀芯运动速度仿真曲线以及换向阀试验曲线如图 5 所示。从图 5 (c) 换向阀的试验曲线可以看出,电磁阀通电后,换向阀的换向时间约为 23 ms,从仿真结果可以看出,换向阀换向时间约为 25 ms,与仿真结果基本一致,表明仿真模型能较好的模拟换向阀的工作特性。根据换向阀的仿真曲线,换向阀

撞击瞬间阀芯的撞击速度约为 11.7 m/s, 控制腔的压力约 7 MPa, 将上述仿真结果作为撞击特性仿真的边界条件, 即可以利用有限元仿真软件进行求解。

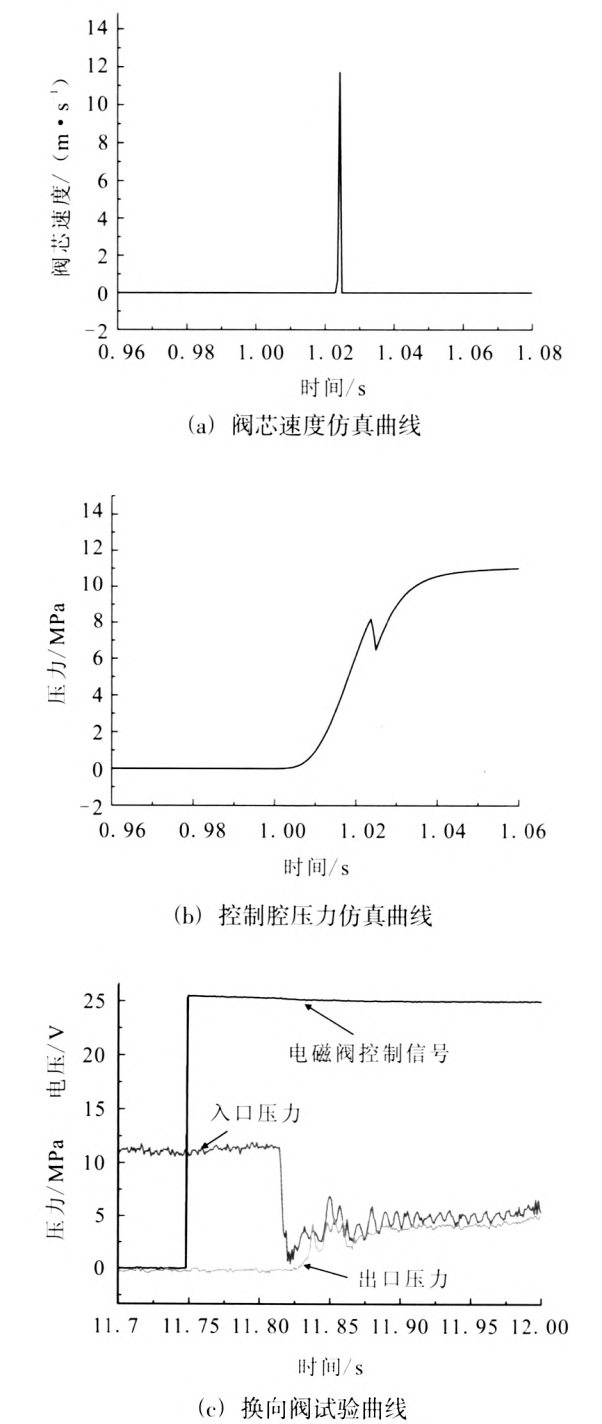


图 5 换向阀动态工作特性

Fig. 5 Operating characteristic of selector valve

3.4 仿真结果及分析

阀芯与阀座撞击后的塑性应变如图 6 所示。

阀座高度为 1.5 mm 时, 只是在阀座高度的内缘和外缘有局部的塑性破坏点, 中间区域没有大的塑性变形; 阀座高度为 0.8 mm 时, 阀座内缘和外缘塑性破坏非常明显, 峰值也更大, 而且有向阀座内部延伸的趋势, 与换向阀试验过程中出现的塑性变形导致卡死的情况基本一致。

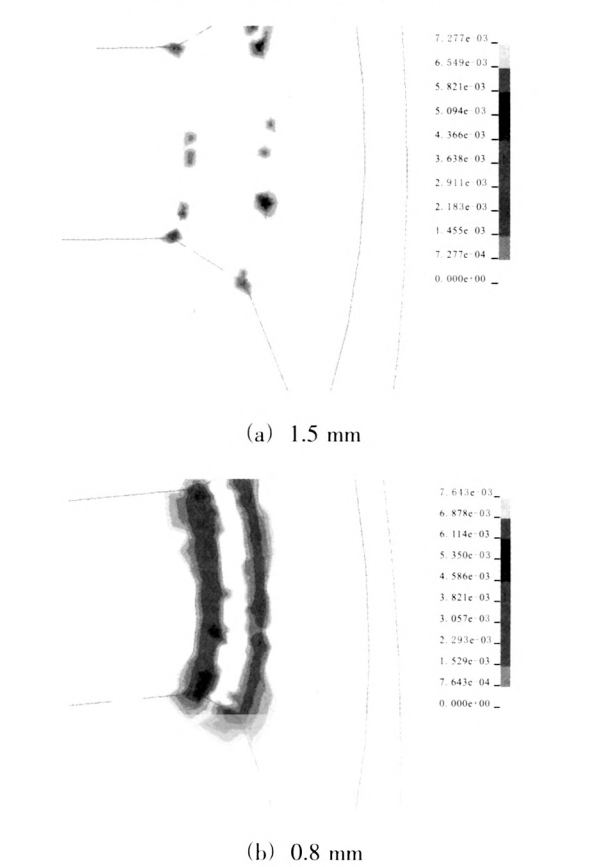


图 6 阀座塑性应变云图

Fig. 6 Nephogram of plastic strain of valve seat

从仿真结果的动画中, 可以看到阀芯与阀座的撞击不是简单的一次过程, 它包含多次撞击过程, 而且撞击过程中伴随有应力波产生的震动效应。

从仿真结果的定性分析可得, 阀座内外缘是撞击过程中的薄弱环节, 为了进一步定量分析撞击过程, 选择薄弱环节的高亮节点进行节点应力分析。

图 7 为阀座高度 0.8 mm 时外缘某节点的应力应变曲线, 图 7 (a) 为该节点应力变化曲线; 图 7 (b) 为该节点应变曲线。包含塑性应变和弹性应变; 从图中也能清楚看到, 阀芯与阀座的撞

击过程为多次撞击过程, 应力峰值和弹性应变峰值逐渐减小, 这是由于塑性应变吸收了部分能量。撞击过程如下: 初次撞击开始, 阀芯挤压阀座, 阀座弹性收缩, 局部应力逐渐增大, 当应力大于屈服极限时, 发生塑性应变; 阀座对阀芯的阻力逐渐增大, 阀芯速度逐渐减小, 当阀芯速度为零时, 挤压停止, 阀芯在阀座的弹性力作用下逐渐反向加速运动, 阀座局部压缩量减小, 直到二者分离; 阀芯在控制腔压力作用下会再逐渐减速, 静止, 再反方向加速运动, 发生第二次撞击, 以此类推, 直到能量耗散殆尽。

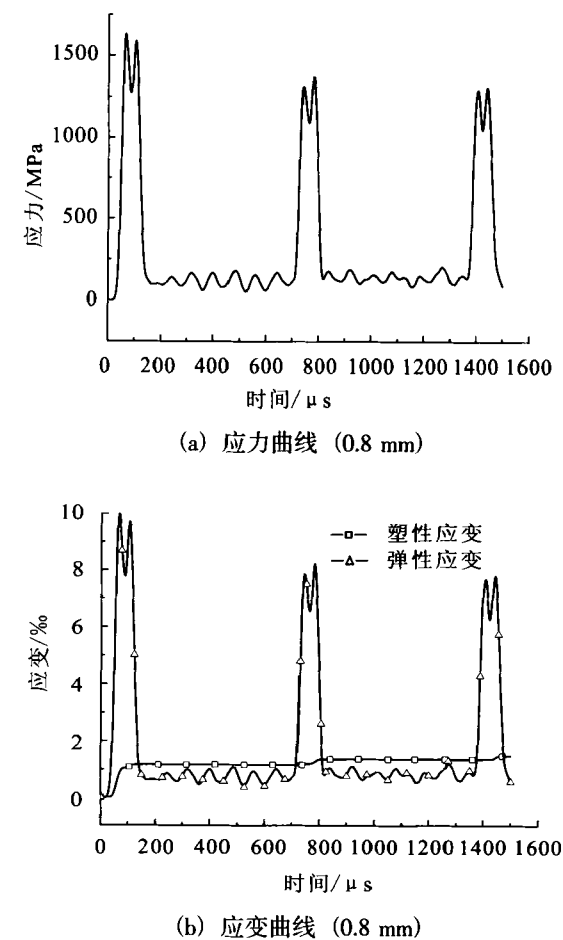


图 7 应力应变曲线 (0.8 mm)
Fig. 7 Stress-strain curve (0.8 mm)

图 7 中第一次撞击与第二次撞击中间段的应变和应力波动与第二、三次之间的波动明显不同, 前者波动比较规律, 后者杂乱无章。这是由于阀座内应力波叠加震荡所致。

取多次撞击的一个周期进行的对比分析如图

8 所示。每个撞击周期中有两个峰值, 第一次是阀芯撞击所致, 第二次为应力波反射与第一次叠加所致。从图中可以看出, 阀座高度 1.5 mm 时, 撞击塑性应变约为 0.8 mm 时的 12%, 相比改进前, 撞击塑性应变大幅减小, 工作寿命大幅提升, 具体对比见表 1。设计状态为 1.5 mm 时, 阀座的防撞击效果好, 塑性变形较小。

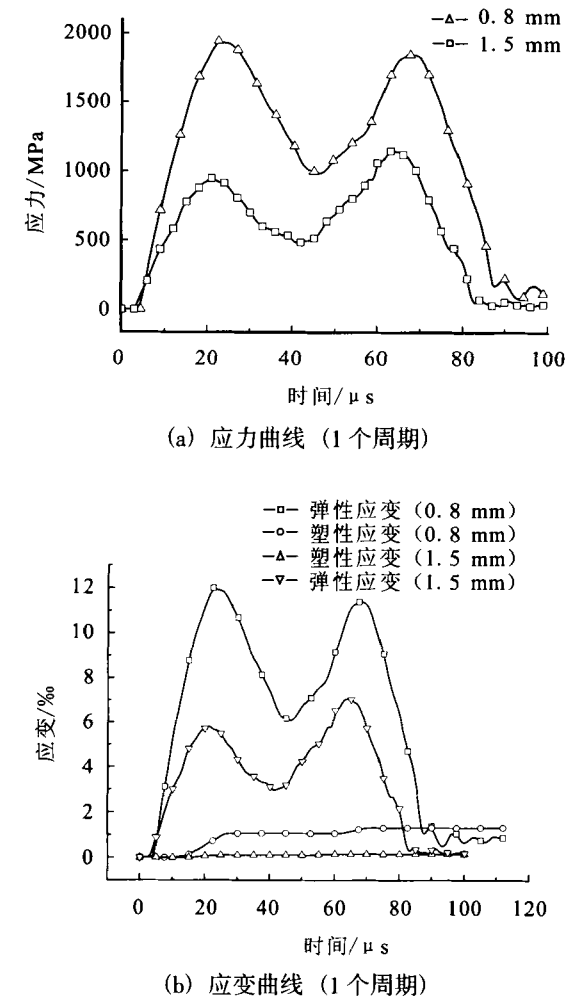


图 8 一个周期应力应变曲线对比图
Fig. 8 Comparison of stress-strain curves in one cycle

表 1 应力应变、撞击力峰值对比表
Tab. 1 Peak values of stress-strain and percussion force

阀座高度/mm	应力峰值/MPa	塑性应变/‰	弹性应变/‰	撞击力/N
0.8	1 900	1.35	12	1 500
1.5	1 100	0.16	7	1 300

4 换向阀生产、试验情况

换向阀在后续的生产过程中阀座高度改为1.5 mm,改进后的换向阀进行了多台次的生产和试验,试验过程中阀芯、阀座口密封性满足要求,阀芯无卡滞现象,试验后分解观察,换向阀阀芯、阀座无明显的塑性变形,只是在阀座的内外圈有较浅的压痕,与图6所示的塑性应变基本类似,表明改进后的换向阀满足使用要求。

5 结论

阀芯撞击阀座的过程是一个复杂的过程,涉及能量交换、材料特性影响等,尤其是应力波的影响比较特别和复杂,是现在撞击研究的热点。本文采用有限元分析软件对换向阀阀芯/阀座的撞击特性进行仿真研究,得到以下结论:

1) 阀芯撞击阀座是多次撞击过程,每个撞击周期里会有两个应力波导致的撞击峰值。

2) 阀座高度影响着换向阀撞击特性,阀座高度增加对减少塑性变形效果明显,但在实际设计过程中还需要综合考虑其密封性。

参考文献:

- [1] 田阿利. 柔性杆结构重复撞击瞬态动力学研究[D]. 南京理工大学, 2008.
- [2] 宋卫东, 栗建桥, 刘海燕. 超高速撞击下钛基复合材料动力学行为研究[J]. 高压物理学报, 2011 (5): 435-443.
- [3] 孙炜海. 锥头弹丸正撞击下金属靶板破坏模式的理论和数值模拟研究[D]. 合肥: 中国科学技术大学, 2009.
- [4] 彼得·艾伯哈特, 胡斌. 现代接触动力学[M]. 南京: 东南大学出版社, 2003.
- [5] 尚晓江, 苏建宇. ANSYS/LS-DYNA 动力分析方法与工程实例[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2008.
- [6] 尤裕荣, 杜大华, 袁洪滨, 等. 电爆阀启动过程的响应特性与活塞撞击变形分析[J]. 火箭推进, 2012, 38(3): 49-53.

(编辑: 王建喜)

(上接第23页)

4 结束语

本文以量热式推力室热试验的形式进行了超临界压力和亚临界压力下的甲烷传热试验研究, 研究分析了超临界甲烷在高压大热流铕槽式矩形冷却通道内的换热特征, 获得了铕槽式推力室冷却通道内超临界甲烷对流换热经验关系式。并进行甲烷冷却通道流阻计算, 光滑壁面模型下冷却通道流阻计算结果与试验结果吻合较好。亚临界甲烷传热试验结果表明, 甲烷在亚临界压力状态下也具有一定的传热能力, 在试验工况状态下不会导致推力室内壁烧蚀。

参考文献:

- [1] 孙宏明. 液氧/甲烷发动机评述[J]. 火箭推进, 2006, 32(2): 23-31.
- [2] 王维彬, 孙纪国. 航天动力发展的生力军——液氧甲烷火

箭发动机[J]. 航天制造技术, 2011 (2): 3-6.

- [3] COOK R T. Advanced cooling techniques for high pressure hydrocarbon-fueled rocket engines, AIAA 80-1266 [R]. USA: AIAA, 1980.
- [4] 张小平, 丁丰年. 我国载人登月重型运载火箭动力系统讨论[J]. 火箭推进, 2009, 35(2): 1-6.
- [5] HIGASHINO K. Fundamental study on coking characteristics of LNG rocket engines, AIAA 2008-4753[R]. USA: AIAA, 2008.
- [6] COOK R T. Methane heat transfer investigation, NASA CR-171199[R]. USA: NASA, 1984.
- [7] PRECLIK D. LOX/hydrocarbon preparatory thrust chamber technology activities in Germany, AIAA 2005-4555[R]. USA: AIAA, 2005.
- [8] LIANG Ke-ming, YANG Bao-e, ZHANG Zhong-li. Investigation of heat transfer and coking characteristics of hydrocarbon fuels[J]. Journal of Propulsion and Power, 1998, 14(5): 789-796.
- [9] 康玉东, 孙冰. 再生冷却通道跨临界甲烷流动传热研究[J]. 航空动力学报, 2010, 25(11): 2493-2497.

(编辑: 马杰)