

某滑动轴承-转子系统次同步失稳 机理分析及试验研究

黄金平^{1,2}, 杜大华¹, 王 伟¹

(1. 西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100;

2. 液体火箭发动机技术国防科技重点实验室, 陕西 西安 710100)

摘 要: 通过简化的轴承转子系统模型, 分析了次同步失稳机理, 给出了次同步失稳解决方案。在试验台架上进行了 5 叶可倾瓦滑动轴承支承的柔性转子系统运转试验, 当工作转速处于 2 和 3 阶临界转速之间时, 观察到了明显的次同步失稳现象, 获得了失稳门槛转速, 分析得出轴承中环形流体周向平均速度系数。通过修改转子结构, 提高低阶横向弯曲临界转速, 有效消除了次同步失稳, 实现了试验转子的超高速稳定运行。

关键词: 滑动轴承; 转子系统; 次同步; 稳定性

中图分类号: V434-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2017) 04-0007-07

Analysis and experimental research on sub-synchronous destabilization mechanism of rotor system in a sliding bearing

HUANG Jinping^{1,2}, DU Dahua¹, WANG Wei¹

(1. Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China

2. National Key Laboratory of Science and Technology on Liquid Rocket Engines, Xi'an 710100, China)

Abstract: The sub-synchronous destabilization mechanisms of rotor system in a sliding bearing have been investigated according to a simplified model of bearing rotor system. A destabilization solution method is also proposed. A running test of a flexible sliding bearing rotor system with 5 tilting-pads was conducted on the rotor experiment platform. During the test, an obvious sub-synchronous destabilization was occurred when the operating speed rose from the 2nd to the 3rd critical speed. The threshold speed of destabilization was obtained. By analyzing the experimental results, the average circumferential velocity of the circular fluid in the bearing was derived. By modifying the rotor configuration, the lower critical speed of lateral bending has been raised, and the destabilization has been eliminated. The steady ultrahigh-speed operating of the new test rotor was carried out.

Keywords: sliding bearing; rotor system; sub-synchronous stability; destabilization mechanism analysis

收稿日期: 2016-08-15; 修回日期: 2016-12-24

基金项目: 国家重大基础研究项目 (613821)

作者简介: 黄金平 (1977—), 男, 博士, 高级工程师, 研究领域为转子动力学及旋转机械故障诊断

0 引言

滑动轴承具有结构简单、承载能力强、噪声小、寿命长等诸多优点^[1-2]，广泛应用于航空、航天、石化、电力等各类旋转机械中。油膜失稳是滑动轴承转子系统最常见的故障之一。由于转子失稳具有突发性，且失稳后振动量级在短时间内会急剧增大，可能对轴系及支承系统造成极大的破坏，因此在升高速和超速运行过程中，除进行轴系振动、轴承工作状态及轴承受力监测和分析外，还必须进行专门的稳定性分析。随着旋转机械技术指标要求的不断提高，结构简单、重量轻、大长细比已成为高速轴系结构发展的趋势，这种发展趋势必然造成转子临界转速降低、轴系不稳定区扩大，因而更容易发生油膜失稳^[3-4]。本文在理论分析的基础上，结合试验转子的升高速运行过程，对滑动轴承-转子系统的稳定性进行了研究。

1 滑动轴承转子系统次同步失稳机理

考虑如图 1 所示的转子系统：一无质量的弹性轴段左端支承于刚度无限大的轴承上，右端有集中质量，该集中质量处安装有滑动轴承。滑动轴承油膜在集中质量 M 质心处产生的径向等效刚度为 K 。轴颈和轴承壳体间充满粘性润滑油，轴颈的高速运转会带动润滑油沿周向运动，其运动过程及机理十分复杂，为了说明问题的方便，对润滑油的运动过程进行简化。假定润滑油周向运动平均速度 \bar{v} 与轴颈转速 Ω 满足式(1)的关系^[5]：

$$\bar{v} = \lambda \Omega r \quad (1)$$

流体周向平均速度系数 $\lambda \in (0, 0.5)$ 为一常数，其值与轴承结构参数及运行工况密切相关， r 为集中质量 M 质心处径向振动位移矢量。

滑动轴承对该转子系统的径向力 F_B 和切向力 F_T 可表示为^[5]：

$$F_B = -K_B r \quad (2)$$

$$F_T = jC\bar{v} = jC\lambda\Omega r \quad (3)$$

式中： K_B 为轴承径向支承刚度； C 为滑动轴承的阻尼系数；复数符号 j 表示切向力 F_T 与转子径向

振动位移矢量 r 正交； $jC\lambda\Omega$ 为轴承的切向刚度。

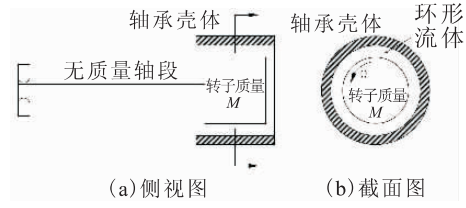


图 1 滑动轴承转子系统模型

Fig. 1 Model of sliding bearing rotor system

弹性轴段产生的径向力 F_S 可表示为：

$$F_S = -K_S r \quad (4)$$

式中 K_S 为轴段在集中质量 M 质心处的等效径向刚度。

由式 (2) 及 (4)，可得转子系统总的径向力 F_r ：

$$F_r = -Kr = F_S + F_B \quad (5)$$

因此

$$K = K_B + K_S$$

转子横向运动的阻尼主要为轴承处的流体粘性阻尼：

$$F_C = -C\dot{r} \quad (6)$$

不平衡产生的离心力 F_u ：

$$F_u = m r_u \omega^2 e^{j(\omega t + \delta)} \quad (7)$$

式中： $m r_u$ 和 δ 分别为转子系统的不平衡量大小和所在的方位角； ω 为转子的非同步进动角速度。

转子运动方程可表示为：

$$F_r + F_T + F_C + F_u = M\ddot{r} \quad (8)$$

将式 (1) ~ (7) 带入式 (8) 整理后得：

$$M\ddot{r} + D\dot{r} + (K - jC\lambda\Omega)r = m r_u \omega^2 e^{j(\omega t + \delta)} \quad (9)$$

线性微分方程 (9) 具有如下形式的解：

$$r = A e^{j(\omega t + \alpha)} \quad (10)$$

式中 A 和 α 分别表示转子响应的幅度和相位。

将式 (10) 代入式 (9)，简化后得到转子系统的非同步动态响应：

$$r = \frac{m r_u \omega^2 e^{j(\omega t + \delta)}}{[K - M\omega^2 + jC(\omega - \lambda\Omega)]} \quad (11)$$

由 (11) 式得转子系统的非同步动刚度:

$$K_N = K - M\omega^2 + jC(\omega - \lambda\Omega) \quad (12)$$

式中: $K - M\omega^2$ 为主动刚度; $C(\omega - \lambda\Omega)$ 为正交动刚度。转子系统失稳本质上是轴系的动刚度减小为零^[5]。此时, 应满足下列条件:

$$\begin{cases} K - M\omega^2 = 0 \\ C(\omega - \lambda\Omega) = 0 \end{cases} \quad (13)$$

将式 (13) 中的第二式带入第一式可得如下关系:

$$\Omega_{th} = \frac{1}{\lambda} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (14)$$

式中 Ω_{th} 即为失稳门槛转速。

式 (14) 可进一步表示为:

$$\Omega_{th} = \omega_n / \lambda \quad (15)$$

或

$$\omega_n = \lambda \Omega_{th} \quad (16)$$

式中 ω_n 为转子系统的无阻尼固有频率。

式 (15) 给出了滑动轴承转子系统失稳门槛转速与其低阶临界转速之间的关系。

转子失稳大多发生在升速或超速运行过程中。当滑动轴承-转子系统升速到一定转速 Ω 时, 由于滑动轴承油膜而产生的涡动频率 (转速) 为 $\lambda\Omega$, 随着转速升高, 涡动频率 (转速) 随之升高, 当涡动频率 (转速) 升高至低阶临界转速 ω_n 时, 产生共振, 转子振动幅值会剧烈增大, 当外阻尼较小时, 系统可能发生次同步失稳。次同步失稳发生后, 转子振动将被“锁频”, 始终保持等于转子的低阶固有频率 ω_n , 不再随转速的升高而变化。

ω_n 一般为转子系统的一阶弯曲临界转速 (固有频率), 实际中由于系统非线性影响, 发生次同步失稳后, 转子振动频谱中除可明显观察到一阶弯曲临界转速对应的突频外, 某些情况下, 二阶甚至三阶弯曲临界转速对应的突频也有所反映。

2 滑动轴承转子系统次同步失稳解决方案

在使用滑动轴承的转子系统中, 为了保证转子系统的稳定性, 必须提高转子系统的失稳门槛

转速 Ω_{th} 至最高工作转速以上。由式 (14) 和 (15), 可采取两种方法来提高失稳门槛转速:

1) 提高转子系统的横向弯曲刚度 (提高转子的弯曲临界转速)

提高转子系统的横向弯曲刚度一般通过改变转子的结构尺寸 (增大径向尺寸、减小轴向尺寸等方法) 来实现。

2) 减小轴承内环形流体的周向流速 (减小系数)

减小轴承内环形流体的周向流速一般需采用不同的轴承或密封结构, 需对轴承或密封结构进行重新设计修改。不同结构形式的轴承对应的系数 λ 列于表 1 中, 仅从稳定性角度看, 流体静压轴承最好、椭圆瓦和可倾瓦轴承次之, 平面圆柱轴承的稳定性最差。系数 λ 与轴承结构形式、转静件表面的粗糙度、油液粘度、油液温度、轴承预载等多种因素有关, 其精确值一般需通过试验获得。

表 1 不同结构形式的轴承对应的 λ 系数

Tab. 1 λ coefficients corresponding to different bearing configurations

轴承结构形式	环形流体周向平均速度系数 λ
平面圆柱滑动轴承	$0.43 < \lambda < 0.49$
流体静压轴承	$\lambda < 0.1$
椭圆瓦或可倾瓦轴承	λ 介于平面圆柱轴承和流体静压轴承之间

在保持轴承结构不变的情况下, 采取反旋流措施也可减小流体的周向流速, 即在轴承或密封环形流体中导入一股与原始流体旋转方向相反的流体以抵消腔内的流动形态。反旋流方法对改善轴系稳定性有一定效果, 但结构复杂、设计制造难度大^[6], 实际应用并不多见。

3 滑动轴承转子系统次同步失稳试验

3.1 次同步失稳现象

图 2 所示试验转子系统, 其通过钛合金空心联轴器与齿轮箱高速输出端刚性连接, 支承采用 5 个叶的可倾瓦滑动轴承。该转子前三阶临界转速分别为 5 242 rpm, 18 350 rpm 和 3 7873 rpm,

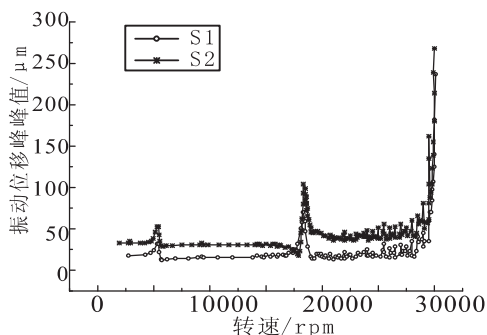
对应的振型均为横向弯曲振型,若转子系统在 30 000 rpm 附近运行,属于典型柔性转子(超临界转子)系统,运行过程中存在很大的失稳风险。



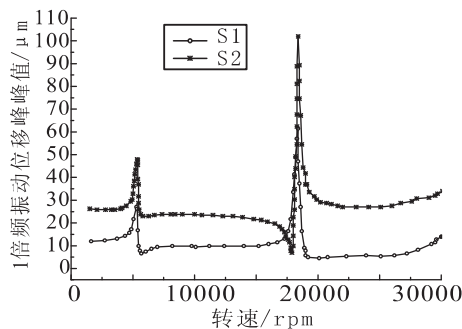
图 2 试验转子实物图(1~5 为平衡校正面;
S1 和 S2 为振动位移测量面)

Fig. 2 Picture of real test rotor (1~5 denote the
balancing planes, S1 and S2 denote the measuring
planes of vibration displacement)

某次升速过程中测量面 S1 和 S2 处径向振动位移的全频段及 1X 量级曲线如图 3 所示。该试



(a) 全频段



(b) 1 倍频

图 3 径向振动位移随转速的变化曲线

Fig. 3 Variation of radial vibration displacement with rotating speed

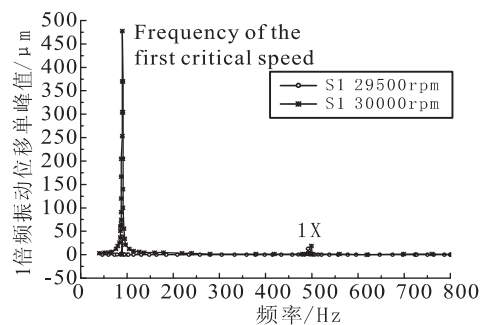
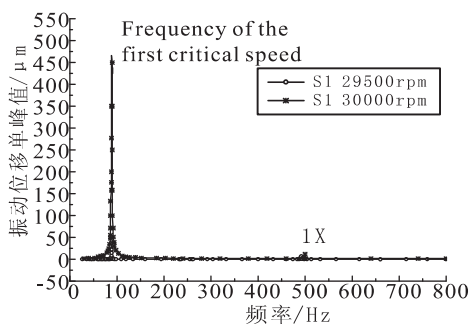


图 4 29 500 rpm 和 30 000 rpm 的振动位移频谱图

Fig. 4 Spectrogram for vibration displacement of 29 500 rpm and 30 000 rpm

由式 (15) 可得该轴承中环形流体周向平均速度系数:

$$\lambda = \omega_{n1} / \Omega_{th1} = 0.175 \quad (17)$$

验转子可顺利越过二阶临界转速至 21 000 rpm, 21 000 rpm 后全频段振动位移幅值在小范围内出现波动, 转速 29 500 rpm 时振动量级逐渐增大, 接近 30 000 rpm 时振动量级急剧增大, 实施了紧急停机。1X 幅值在 29 000 rpm 以后变化并不明显, 说明量级突然增大与不平衡关系不大。升速过程中转速 1X 分量幅值平稳, 且量级较小, 29 500 rpm 时出现了 87.5 Hz 的突频, 该突频对应的峰值接近 40 μm , 远大于转速 1X 幅值, 如图 4 所示。转速 30 000 rpm 时, 主要突频频率仍为 87.5 Hz, 对应的幅值已达 470 μm , 此时 1X 幅值基本被淹没。振动突频 87.5 Hz 与实测的转子系统一阶临界转速频率 87.37 Hz (5 242 rpm) 基本吻合, 从振动特点上可确定转子系统发生了次同步振动失稳, 且失稳门槛转速 $\Omega_{th1} = 30\,000\text{ rpm}$ 。

3.2 次同步失稳治理措施

与试验转子相比, 可倾瓦滑动轴承结构复杂, 且影响轴承工作特性的参数较多, 重新设计

修改难度较大, 因此采取改变转子结构、提高临界转速的方法消除失稳 (提高失稳门槛转速至最高工作转速以上)。

在现场测试和理论分析的基础上重新设计了一新试验转子, 新试验转子安装现场示意图如图 5 所示。与原试验转子相比, 新试验转子只对轴正中位置 600 mm 长的轴段外径进行了增大, 由原来的通径 36 mm 修改为两段长度 275 mm 的 100 mm 轴段和一段长度 50 mm 的 150 mm 轴段。轴段其它部分外径、转子总长度及轴承均未做改动。结构修改后, 转子的一阶弯曲临界转速由 5 242 rpm 提高到 13 000 rpm。图 6~图 8 给出了新试验转子运转测试结果曲线, 虽然在 3 900 rpm

(65 Hz) 附近出现了“圆柱形”刚性临界转速, 同样出现了次同步振动现象, 次同步振动的频率正好等于一阶“圆柱形”临界转速, 但由于轴承对转子刚性模态的阻尼较大, 限制了次同步振动幅值的进一步增大, 避免了次同步振动导致的转子失稳。

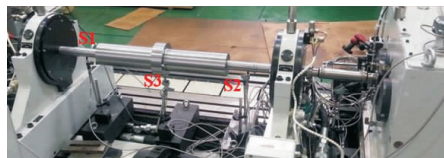
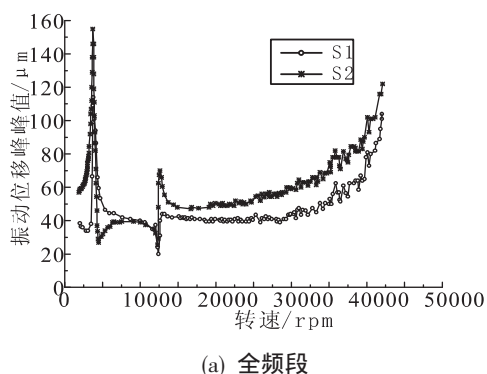
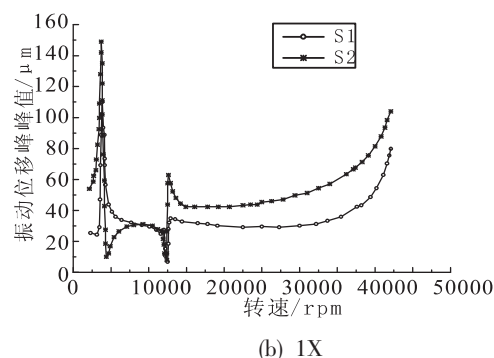


图 5 新试验转子

Fig. 5 New test rotor



(a) 全频段



(b) 1X

图 6 新试验转子径向振动位移随转速的变化曲线

Fig. 6 Variation of radial vibration displacement of new test rotor with rotating speed

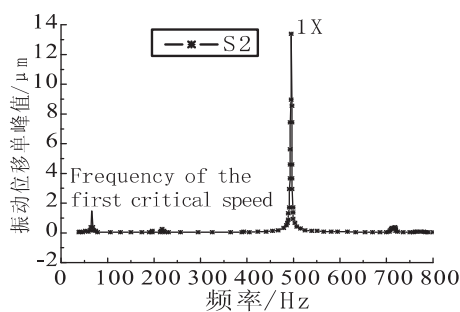
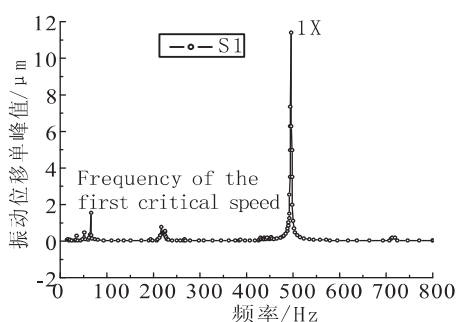


图 7 30 000 rpm 时振动位移频谱图

Fig. 7 Spectrogram for vibration displacement when rotating speed is 30 000 rpm

可以看出, 新试验转子与原试验转子振动有本质的区别: 新试验转子振动突频主要表现为同步分量 (1X), 该同步振动不会在转子上产生交变应力, 对结构没有破坏性的影响, 且可通过转子的高速动平衡将同步分量减小到许可范围内; 而

原试验转子振动突频主要为低阶弯曲共振频率, 为明显的次同步分量 (0.175X), 该次同步振动由滑动轴承油膜涡动引起, 在转子上会产生交变应力, 过大的次同步振动会对转子系统产生破坏性的影响。次同步振动不能通过转子平衡进行消除

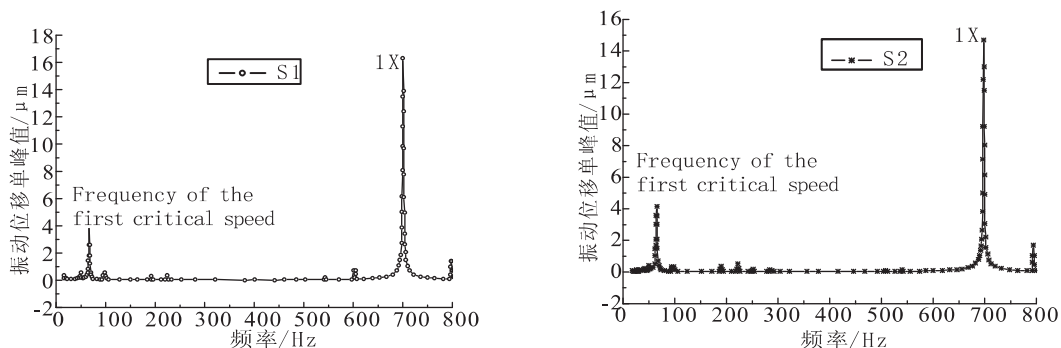


图8 42 000rpm时振动位移频谱图

Fig. 8 Spectrogram for vibration displacement when rotating speed is 42 000 rpm

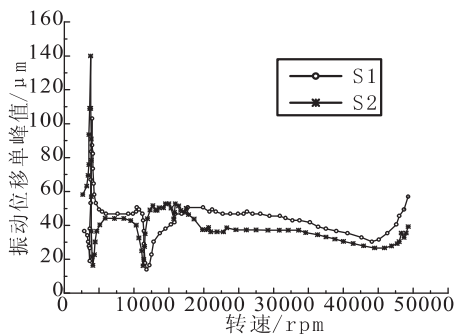
或减弱,必须进行转子或轴承结构修改才能消除次同步振动的根源。

由于轴承结构及润滑油参数保持稳定,系数应基本保持不变。若新转子的失稳与一阶弯曲临界转速有关,则失稳门槛转速满足如下关系:

$$\Omega_{th2} = \omega_{n2} / \lambda = 74\,286 \text{ rpm}$$

式中: $\omega_{n2} = 13\,000 \text{ rpm}$, 为新试验转子的一阶弯曲临界转速。

经过高速动平衡,该试验转子可稳定运行到 50 000 rpm,如图 9 所示。

图9 新试验转子 0-50 000 rpm 升速过程中
振动 1X 幅值-转速曲线Fig. 9 1X rotating speed curves of vibration
displacement of new test rotor in raising speed
process from 0 rpm to 50 000 rpm

4 结论

1) 滑动轴承交叉油膜刚度引起的转子次同步失稳存在一失稳门槛转速,该失稳门槛转速与转子的低阶临界转速及轴承结构形式有关,失稳

时转子的径向振动突频主要表现为低阶(一般为一阶)弯曲临界转速对应的频率。

2) 可通过提高转子系统低阶临界转速或改变轴承结构形式来提高失稳门槛转速,以确保工作转速下和超速过程中转子工作的稳定性。

3) 在不改变轴承结构形式的前提下,通过修改转子结构,提高其低阶弯曲临界转速,有效地消除了次同步导致的转子失稳。

4) 对于本文的 5 叶可倾瓦滑动轴承转子系统,转子工作转速 Ω 与轴颈中心涡动速度(转速) ω 满足关系: $\Omega = 0.175\omega$ 。根据运转试验获得的临界转速,预测得到新试验转子系统的失稳门槛转速为 74 286 rpm,通过动平衡实现了该转子至 50 000 rpm 的高速稳定运行。

参考文献:

- [1] 吴超,杨春燕,吴溢华,等.主动可控的径向油膜轴承研究综述[J].润滑与密封,2009,8(34):111-113.
- [2] ZEIDAN F Y, DONALD J, PAQUETTE D J. Application of high speed and high performance fluid film bearings in rotating machinery[C]//Proceedings of the 23rd Turbomachinery Symposium. Houston: [s.n.], 1994: 209-233.
- [3] 韩清凯,任云鹏,刘柯,等.转子系统油膜失稳故障的振动试验分析[J].东北大学学报,2003,10(24):959-961.
- [4] 马辉,李辉,张素燕,等.转子系统二阶油膜失稳故障仿真及试验研究[J].机械工程学报,2013,9(49):24-29.
- [5] DONALD B, CHARLES H. Fundamentals of rotating machinery diagnostics[M]. Minden: Bently Pressurized Bearing Press, 2002.

- [6] 黄文虎, 夏松波, 焦映厚, 等. 旋转机械非线性动力学设计基础理论与方法[M]. 北京: 科学出版社, 2006.
- [7] VANCE J M, KAR R. Sub-synchronous vibrations in rotating machinery-methodologies to identify potential instability, GT2007-27048m[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air. Montreal: [s.n.], 2007: 111-121.
- [8] 苗旭升, 李斌, 黄智勇. 发动机涡轮增压流体动静压轴承应用分析[J]. 火箭推进, 2004, 30(6): 1-4.
- MIAO Xusheng, LI Bin, HUANG Zhiyong. Application analysis of liquid hybrid bearing for engine turbopump[J]. Journal of rocket propulsion, 2004, 30(6): 1-4.
- [9] VANCE J, ZEIDAN F, MURPHY B. Machinery vibration and rotordynamics [M]. Hoboken: John Wiley & Sons: 2009.
- [10] 杨建刚. 旋转机械振动分析与工程应用[M]. 北京: 中国电力出版社, 2007.

(编辑: 陈红霞)

(上接第 6 页)

开展多次启动高性能液氧/甲烷、液氧/煤油空间推进技术研究, 重点解决发动机多次点火、低温推进剂在轨长期贮存以及高效增压技术等问题。

航天发展, 动力为先。通常, 新型推进技术的研制难度大、研制周期长、需要更大的投入, 我国探测器推进技术在长寿命、高可靠、在轨自主管理以及可选的产品种类方面与国外存在非常大的差距。因此, 为支撑我国深空探测任务的长远可持续发展, 应充分论证, 做好顶层规划, 并尽早启动相关关键技术研究, 做好技术储备。

参考文献:

- [1] 李斌, 丁丰年, 张小平. 载人登月推进系统[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011.
- [2] RHATIGAN J L, HANLEY J M, GEYER M S. Formulation of NASA's constellation program: NASA/SP 2007-563 [R]. USA: NASA, 2007.
- [3] 谢红军, 洪鑫. 深空探测器推进系统[J]. 上海航天, 2003, 20(2): 38-43.
- [4] PARIS A, DUDIK B, FISHER M, et al. Thermal control of the Mars science laboratory spacecraft propellant lines-design architecture and analytical modeling: AIAA 2011-5117[R]. Reston, USA: AIAA, 2011.
- [5] BARBER T J, COWLEY R T. Initial Cassini propulsion system in-flight characterization: AIAA 2002-4152 [R]. Reston, USA: AIAA, 2002.
- [6] WILEY S, DOMMER K, ENGELBRECHT C, et al. MESSENGER propulsion system flight performance: AIAA 2006-4689[R]. Reston, USA: AIAA, 2006.

(编辑: 陈红霞)