

# 液体火箭发动机涡轮泵机械 密封磨损机理研究

赵伟刚<sup>1</sup>, 张鹏鹏<sup>2</sup>, 任姗姗<sup>2</sup>, 董光能<sup>2</sup>

(1. 西北工业大学 航天学院, 陕西 西安 710072;

2. 西安交通大学 现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 陕西 西安 710049)

**摘 要:** 对比分析了机械密封静环端面原始表面和磨损表面形貌, 得到了磨损形式和内外径磨损差异; 仿真分析了密封端面接触应力及温度场, 分析了转速、介质压力等条件对端面接触应力和温度场的影响; 探明了端面接触应力和温度变化对磨损性能的影响, 阐述了机械密封的磨损机理。

**关键词:** 表面形貌; 仿真分析; 机械密封; 磨损机理

**中图分类号:** V433-34   **文献标识码:** A   **文章编号:** 1672-9374 (2017) 03-0010-05

## Research on wear mechanism of mechanical seal for turbopump in liquid rocket engine

ZHAO Weigang<sup>1</sup>, ZHANG Pengpeng<sup>2</sup>, REN Shanshan<sup>2</sup>, DONG Guangneng<sup>2</sup>

(1. School of Astronautics, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. MOE Key Laboratory for Modern Design and Rotor-bearing System,  
Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

**Abstract:** The original surface morphology and the worn surface morphology of static ring end-face of mechanical seal was analyzed by metallographic microscope. The wear form and the differences between inner diameter and outer diameter were obtained. The contact stress and temperature field distribution on the seal end-face are analyzed by means of simulation. The influences of rotating speed, medium pressure and other conditions on end-face contact stress and temperature field are also analyzed by means of ANSYS software platform. The effect of end-face contact stress and temperature variation on the properties of wear was verified. The wear mechanism of mechanical seal was expounded.

**Keywords:** surface topography; simulation analysis; mechanical seal; wear mechanism

收稿日期: 2016-10-25; 修回日期: 2017-01-06

基金项目: 民用航天产品高可靠长寿命专项([2014]618号)

作者简介: 赵伟刚 (1977—), 男, 高级工程师, 研究领域为机械密封

## 0 引言

当前, 接触型机械密封是液体火箭发动机涡轮泵中轴端密封的常见形式<sup>[1-2]</sup>, 它在我国的航天工业中已经得到了成功的应用, 具有高振动、高压、高转速及密封介质特殊的特点<sup>[3-4]</sup>。密封环配对材料多为软-硬组合, 且在特殊介质环境和工况条件下, 密封端面易出现磨损<sup>[5]</sup>。表面形貌、密封环变形及温度场是影响机械密封环磨损的重要因素<sup>[6-8]</sup>。Shimomura 和 Hirabayashi 通过实验探讨了密封端面的摩擦磨损状况随表面形貌参数变化的规律<sup>[9]</sup>。Mayer 按照摩擦系数对摩擦类型进行分类, 包括边界摩擦、混合摩擦及流体摩擦等<sup>[10]</sup>。顾永泉认为机械密封的其他参数通过临界工况参数来确定, 有利于实现机械密封的低摩擦磨损运行<sup>[11]</sup>。国际上对密封环端面变形的研究较早, 1999 年 Baheti 运用有限元分析了机械密封的变形, 认为刚度和介质压力影响密封环的变形<sup>[12]</sup>。Lebeck 分析了各种载荷对端面变形的影响, 比较了几种计算端面变形的方法; 国内许多学者对机械密封温度场及热变形开展了大量的研究工作<sup>[13-15]</sup>。

目前针对密封磨损的研究较多, 但对特殊介质下的机械密封磨损机理的研究较少。随着我国对长寿命、高可靠性及可重复使用的先进推进系统研究目标的提出, 接触式机械密封要适应高承载能力、高工作转速及高工作寿命的要求。亟需研究特殊介质条件下的磨损机理, 将为高可靠性、高稳定性的泵用机械动密封的设计提供基础, 对于提高航天安全性也具有重要意义。

## 1 有限元模型的建立与实验过程

### 1.1 有限元基本模型的建立

本文以低温推进剂所用接触型机械密封动静环为研究对象。利用 ANSYS 建立轴对称二维实体模型, 并在静环和动环接触区域 ( $S_1S_2$ ) 建立接触模型, 如图 1 所示。

### 1.2 接触应力分析边界条件的确定

#### 1.2.1 力学分析

作用在密封环上的力可以分为 2 种: 密封面

闭合力和密封面开启力。受力分析如图 2 所示。

图 2 中:  $p_0$  为介质压力;  $F_{sp}$  为弹簧载荷;  $F_f$  为辅助密封圈与静环之间的摩擦力;  $F_0$  为轴承对动环的支撑力;  $p_c$  为密封端面接触比压;  $p_e$  为密封介质压力;  $p_m$  为平均液膜压力。

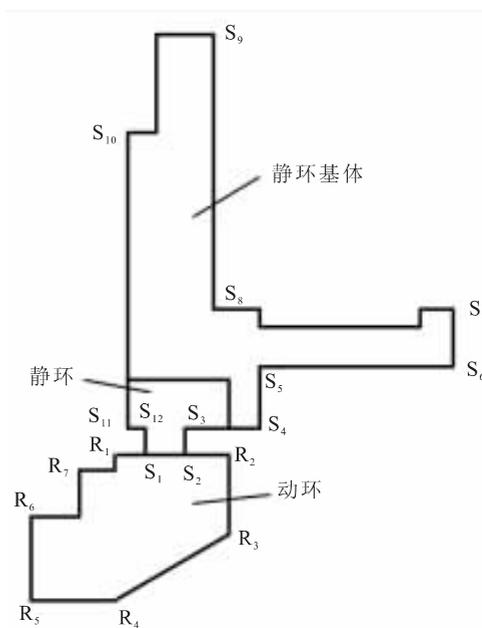


图 1 机械密封模型

Fig. 1 Finite element model of mechanical seal

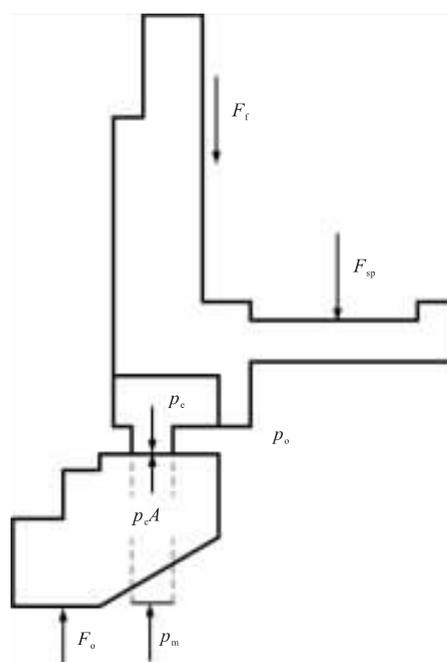


图 2 机械密封受力分析

Fig. 2 Force analysis of mechanical seal

1.2.2 参数计算及边界条件的确定

在启动和停车过程中，随着泵转速增大，介质压力随之增大，可近似线性变化。转速达到 10 000 r/min 左右时，动静环分离；在启动至分离的过程中介质压力的变化范围为 0.3~2.5 MPa。密封环材料参数如表 1 所示，转速和介质压力对

应数值如表 2 所示。

根据受力分析，确定位移约束及载荷等边界条件。对应图 1 中模型，在 S<sub>8</sub>S<sub>9</sub> 施加 x 方向零位移边界条件，在 S<sub>7</sub>S<sub>8</sub> 添加弹簧支撑力，在 S<sub>6</sub>S<sub>7</sub>、S<sub>4</sub>S<sub>5</sub>、S<sub>3</sub>S<sub>4</sub>、S<sub>2</sub>S<sub>3</sub>、S<sub>2</sub>R<sub>2</sub> 及 R<sub>2</sub>R<sub>4</sub> 施加介质压力，在 R<sub>2</sub>R<sub>4</sub> 施加 y 方向零位移边界条件。

表 1 密封副材料的基本参数  
Tab. 1 Basic parameters of seal pair materials

材料	密度/ (kg·m <sup>-3</sup> )	导热系数/ (W·(m·K) <sup>-1</sup> )	泊松比	弹性模量/ GPa	比热/ (J·(kg·K) <sup>-1</sup> )	热膨胀系数/ (10 <sup>-6</sup> ·K <sup>-1</sup> )
钢	7 800	9.4	0.3	207.5	306	9.13
铜石墨	6 800	391	0.3	115	385	17.7

表 2 启动过程中的转速及介质压力数值

Tab. 2 Values of rotating speed and medium pressure in start process

转速/ (r·min <sup>-1</sup> )	0	909	1 818	2 727	3 636	4 545	5 455	6 364	7 273	8 182	9 091	10 000
介质压力/ MPa	0.3	0.5	0.7	0.9	1.1	1.3	1.5	1.7	1.9	2.1	2.3	2.5

1.3 温度场有限元分析边界条件的确定

1.3.1 基本假设及微分方程

机械密封工况复杂，模拟过程中难以考虑到所有因素，需做出基本假设：

- 1) 密封副是轴对称结构，密封副材料均匀、各向同性，物理性能不受力和温度的影响；
- 2) 接触副摩擦产生的热量全部在接触副传递，热流密度的分布均匀；搅拌产生的热量较小，忽略；
- 3) 运行时，摩擦系数不变，材料磨损的影响不计，不计少量被泄漏带走的摩擦热；
- 4) 不考虑材料的特性随温度变化的情况，

材料的密度、导热系数、热膨胀系数及弹性模量等不变。

机械密封环的热量传递简化为二维轴对称稳态热传导，热传导微分方程为：

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0 \tag{1}$$

式中：T 为物体的温度；x 为径向坐标；y 为轴向坐标。

1.3.2 计算参数及边界条件的确定

1.3.2.1 计算参数

密封介质的物理性能参数如表 3 所示。

表 3 介质的基本参数

Tab. 3 Basic parameters of medium

名称	温度/(°C)	密度/ (kg·m <sup>-3</sup> )	导热系数 / (W·(m·K) <sup>-1</sup> )	动力粘度 / (10 <sup>-5</sup> Pa·s)	比热/ (J/(kg·K) <sup>-1</sup> )	普朗特数
介质	-179.5	1142	0.513	19.6	1 690	1.09
空气	-20	1.365	0.023	1.63	1.01	0.7

### 1.3.2.2 摩擦热的计算与分配

对于混合摩擦机械密封, 摩擦热的计算公式如下:

$$Q=f \cdot A \cdot p \cdot v \cdot t \quad (2)$$

式中:  $Q$  为摩擦产生的总热量;  $f$  为摩擦系数;  $A$  为端面接触面积;  $p$  为端面压力;  $v$  为平均线速度;  $t$  为摩擦接触时间。

则热流密度的计算公式为:

$$q=f \cdot p \cdot v=f \cdot p \cdot \frac{\pi \cdot D_m \cdot n}{60} \quad (3)$$

式中:  $D_m$  为密封环的平均内径;  $n$  为转速。

本文按照 Golubiev 推导的计算公式进行计算<sup>[16]</sup>。对密封端面有:

$$\eta_s=\frac{q_s}{q}=\frac{q_s}{q_s+q_w}=\frac{1}{1+\frac{h_s \lambda_w}{h_w \lambda_s}} \quad (4)$$

$$\eta_w=1-\eta_s=\frac{1}{1+\frac{h_w \lambda_s}{h_s \lambda_w}} \quad (5)$$

式中:  $\eta$  为摩擦热分配系数;  $q_s$  为静环端面摩擦热;  $q_w$  为动环端面摩擦热;  $q$  为端面产生的总摩擦热,  $\lambda$  为导热系数;  $h$  为轴向厚度。

经计算,  $\eta_s=86.0\%$ ,  $\eta_w=14.0\%$ 。

### 1.3.2.3 对流换热系数的确定

密封环外边界与密封介质接触, 密封环内边界与大气接触。针对不同的边界有不同的半经验计算公式。对于动环外边界的对流换热系数  $\alpha$  计算公式如下<sup>[17]</sup>:

$$\alpha=Nu \frac{\lambda}{D_r}=0.135 \lambda \left[ \left( 0.5 Re_c^2 + Re_a^2 \right) Pr \right]^{0.33} / D_r \quad (6)$$

其中

$$Pr=\mu c_p / \lambda; Re_c=\omega D_r^2 / \nu; Re_a=UD / \nu; v=\mu / \rho$$

式中:  $Nu$  为努赛尔数;  $\lambda$  为流体的导热系数;  $D_r$  为动环外径;  $Re_c$ ,  $Re_a$  分别为反映介质搅拌影响和横向绕流影响的雷诺数;  $Pr$  为普朗特数;  $\mu$  为介质的动力粘度;  $c_p$  为介质的比热容;  $\omega$  为主轴角速度;  $U$  为动环周围介质的轴向流速;  $v$  为介质的运动粘度;  $\rho$  为介质密度。

对于动环内边界和静环外边界, 对流换热系

数的计算公式如下:

$$\alpha=Nu \frac{\lambda}{2\delta}=0.011 \lambda \varepsilon Re^{0.8} Pr^{0.4} / \delta \quad (7)$$

式中:  $Re=2U\delta/\nu$ ;  $\delta$  为动环与轴 (或轴套) 之间或静环与密封腔内壁之间的间隙;  $\varepsilon$  为修正系数, 一般取 1.2~2.0;  $U$  为静环或动环周围介质的轴向流速。

对于静环内边界, 对流换热系数:

$$\alpha=Nu \frac{\lambda}{2\delta}=0.105 \lambda \left( T_a^2 Pr \right)^{0.25} / \delta \quad (8)$$

式中:  $T_a=U_r \delta \sqrt{\frac{\delta}{r_r}} / \nu$ ,  $U_r$  为轴的外径线速度;  $r_r$  为轴 (或轴套) 的外半径;  $\delta$  为静环与轴 (或轴套) 之间的间隙。

### 1.3.2.4 边界条件的确定

根据计算的参数, 确定的温度场有限元分析边界条件。对应图 1 中模型, 在  $S_1S_2$  添加接触区域热流密度 (Heat Flux), 在  $S_2S_4S_6$  添加静环外边界热对流 (Convection), 在  $S_{10}S_{11}$  添加静环内边界热对流 (Convection), 在  $S_2R_2R_4$  动环外边界热对流, 在  $S_1R_1$  动环内边界热对流 (Convection)。

## 1.4 静环磨损形貌分析实验

静环工作面材料为铜基石墨材料。取原始静环工件与静环磨损工件, 利用 MM-2 金相显微镜, 按照从密封环外径到内径的顺序分别对两静环工作面进行表面形貌分析, 分析对比表面形貌差异, 进而验证仿真分析结果。

## 2 结果与分析

### 2.1 摩擦副接触应力仿真结果分析

对不同转速和介质压力下的模型进行接触应力分析, 选择接触区域, 提取接触区域线段上各介质压力条件下的接触区域应力数值, 并建立如图 3(a)所示的坐标系,  $x$  坐标代表距离  $S$ ,  $y$  坐标代表接触应力  $\sigma$ 。输出的应力值如图 3(b)所示。

图 3 (b) 中, 接触应力由内径向外径不断增大, 应力集中在外径区域; 转速越高, 介质压力越大, 密封端面外径区域的接触应力越大。应力突变值发生在距离原点 4.0 mm 附近处, 静环在运行时存在偏载。

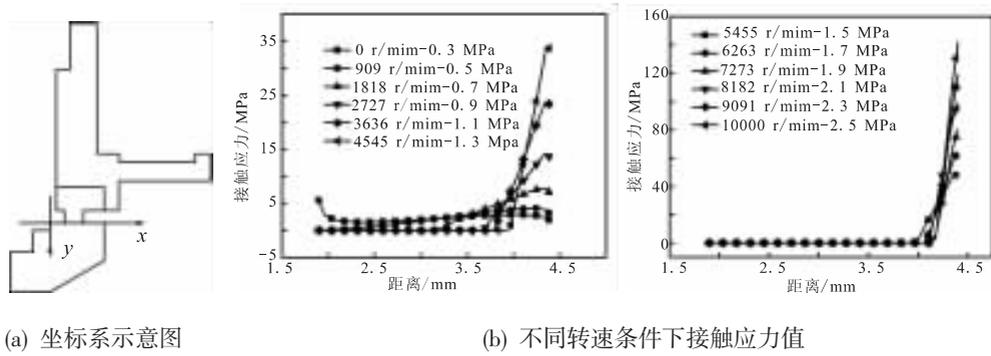


图3 不同条件下的接触应力曲线

Fig. 3 Curves of contact stress under different conditions

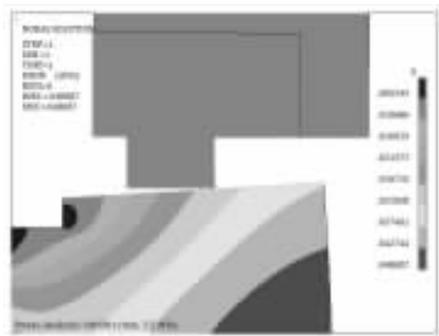


图4 密封环变形

Fig. 4 Deformation of sealing ring

在 10 000 r/min 条件下，接触区域外径处应力最大，在此条件密封环发生变形，将其变形情况放大 30 倍后，其变形如图 4 所示。

密封环发生微小变形，端面间形成楔形空间。由于密封环的变形，密封端面外径区域接触紧密，外径表面承受的载荷较大。在高速转动条件下，外径区域易产生较严重的磨损。

2.2 温度场仿真结果分析

选取启动过程中的 4 个速度值，分析该条件下的温度场，如图 5 所示。

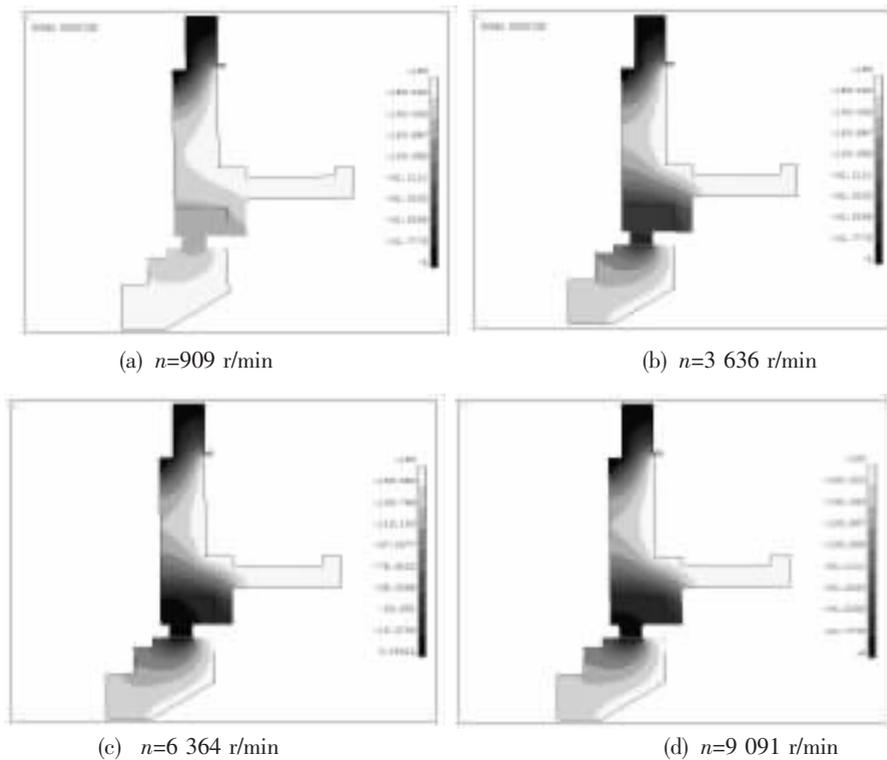


图5 温度场分析结果

Fig. 5 Results of temperature field analysis

由温度场分析结果可知, 在整个运行过程中, 接触区域出现高温, 温度最高情况出现在瞬间启动时, 接触区域最高温升在极短时间内约达到 180 ℃, 较高温升会加剧密封环的磨损<sup>[15]</sup>。

### 2.3 静环磨损形貌结果分析

取原始静环工件, 按照从密封环外径到内径的顺序分析原始表面进行表面形貌。静环原始表面平整, 材料均匀, 各处表面形貌没有明显差异, 有大量的石墨填充物, 同时也存在轻微的加工划痕。其中一处放大 300 倍后的表面形貌图如图 6 (a) 所示。



(a) 原始表面

(b) 外径区域



(c) 中间区域

(d) 内径区域

图 6 静环原始表面和磨损表面形貌

Fig. 6 Original and worn surface topographies of static ring

磨损后的静环, 按照从密封环外径到内径的顺序进行表面形貌分析, 其放大 300 倍后的表面形貌图如图 6 (b), 图 6 (c) 及图 6 (d) 所示。

与图 6 (a) 相比, 图 6 (b) 中的静环外径区域表面存在材料的粘着、剥落及犁沟, 平整端面被破坏, 磨损严重; 图 6 (c) 中, 磨损表面有明显的分界, 靠近外径区域磨损严重, 靠近内径区域磨损轻微, 表面较为完整; 环内径区域表面完整, 磨损轻微, 如图 6 (d)。接触副摩擦生热, 铜石墨与密封介质发生化学反应, 铜发生氧化, 使磨损件表面存在一层氧化物。

## 3 磨损机理分析

### 3.1 静环材料转移机理分析

所研究的密封形式为接触型密封, 具有高速、高载荷的特点, 且静环所用的铜基石墨材料强度较低。在高 PV 值的作用下, 在滑动接触区域表面温度急剧升高, 影响材料的摩擦磨损性能, 摩擦系数增大, 因铜基石墨材料较软, 表面材料被撕裂, 发生材料的转移, 部分铜基石墨材料附着在动环上。发生材料转移时, 配副间出现磨屑, 使动环出现轻微磨损。

最终, 在动环和静环上都有明显的材料转移, 使表面凸起, 在静环上有不规则微坑和犁沟产生。

### 3.2 内外径磨损情况差异的机理分析

由接触应力和温度场分析可知: 在介质压力、弹簧支撑力等因素的共同作用下, 引起材料的轻微变形, 形成如图 4 所示的楔形, 外径区域的接触应力较大, 外侧易产生磨损。在高速转动过程中, 密封接触面摩擦产生大量热, 影响静环的材料性能, 加剧材料转移的发生。表面的磨损, 必然引起密封环系统的振动, 将加剧磨损情况。

综合静环磨损形貌分析、接触应力及温度场有限元分析, 摩擦过程中, 主要发生静环的材料转移。接近外径区域接触应力大, 磨损严重, 导致密封的泄漏; 接近内径区域接触应力较小, 磨损轻微; 密封环变形和摩擦产生的大量热也会对密封端面的磨损性能产生影响。

## 4 结论

1) 该机械密封磨损的主要形式是粘着磨损, 静环端面外径区域磨损严重, 内径区域磨损轻微。

2) 密封环接触区域外径区域接触应力大, 内径处接触应力小; 密封环发生微变形, 接触端面形成楔形, 外径区域较内径区域接触紧密。综合导致外径区域磨损情况较内径区域严重。

3) 启动过程中, 高速摩擦产生较大温升, 摩

擦产生的大量热影响静环材料性能, 加剧密封环端面的磨损。

4) 综合表面形貌分析和 ANSYS 有限元分析及磨损机理分析, 为所研究的液体火箭发动机涡轮泵机械封环的性能优化提供了思路。

#### 参考文献:

- [1] 张国渊, 袁小阳, 赵伟刚, 等. 螺旋槽端面密封脱开转速的理论及试验[J]. 机械工程学报, 2008, 44(8): 55-60.
- [2] 白东安, 段增斌, 张翠儒. 涡轮泵端面密封性能与漏气量影响研究[J]. 火箭推进, 2010, 36(1): 38-42.  
BAI Dong'an, DUAN Zenbin, ZHANG Cuiru. Effects of leaking rate on turbopump end-face sealing performance [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2010, 36(1):38-42.
- [3] 张树强, 王良, 赵伟刚. 液体火箭发动机涡轮泵用机械密封温度场及热载变形研究[J]. 火箭推进, 2014, 40(5): 92-98.  
ZHANG Shuqiang, WANG Liang, ZHAO Weigang. Research on temperature field and heat deformation of mechanical seal in liquid rocket engine turbopump [J]. Journal of rocket propulsion, 2014, 40(5): 92-98.
- [4] 黄智勇, 胡钟兵, 李惠敏. 大功率、高转速、高扬程涡轮泵振动分析与减振研究[J]. 火箭推进, 2005, 31(6): 1-6.  
HUANG Zhiyong, HU Zhongbing, LI Huimin. Analysis of vibration and vibration reduction for turbopumps with high-power, high-rotation speed and high-delivery-head [J]. Journal of rocket propulsion, 2005, 31(6): 1-6.
- [5] WANG J, Jia Q, YUAN X, et al. Experimental study on friction and wear behaviour of amorphous carbon coatings for mechanical seals in cryogenic environment [J]. Applied surface science, 2012, 258(24): 9531-9535.
- [6] WEI L, CHANG X Z, ZHANG P G. Fractal characterization of changing of surface topography of the end face of soft ring in running-in procedure for mechanical seal[J]. China surface engineering, 2011, 24(5): 78-82.
- [7] 张书贵, 顾永泉. 机械密封变形的研究[J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 1992 (2): 48-53.
- [8] 刘伟, 彭旭东, 白少先, 等. 流体静压型机械密封的三维传热数学模型及端面温度分析 [J]. 摩擦学学报, 2010, 30 (1): 57-63.
- [9] TAKAO S, HIROSHI H, TOSHIKATSU N. A study of the relationship between sealing performance and surface condition of mechanical face seals [J]. Tribology transactions, 1992, 35(4): 659-666.
- [10] E. Mayer. 机械密封[M]. 化学工业出版社, 1981.
- [11] 顾永泉. 机械密封实用技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2001.
- [12] BATHEI S K, Kirk R G. Analysis of high pressure liquid seal ring distortion and stability using finite element methods[J]. Journal of tribology, 1999, 121 (4): 921-926.
- [13] LEBECK A O. A mixed friction hydrostatic mechanical face seal model with thermal rotation and wear [J]. Tribology transactions, 1980, 23(4): 375-387.
- [14] 顾伯勤, 周剑锋, 陈晔等. 机械密封端面间液膜摩擦热的传热规律[J]. 中国科学(E 辑: 技术科学), 2008, (1): 137-147.
- [15] 刘伟, 彭旭东, 白少先等. 流体静压型机械密封的三维传热数学模型及端面温度分析[J]. 摩擦学学报, 2010, (1): 57-63.
- [16] GOLUBIEV A I. Studies on seals for rotating shafts of high-pressure pumps[J]. Wear, 1965, 8(4): 270-288.
- [17] YAN G P, Liu Z L, Zhu X M, et al. Numerical analysis of the thermal-field of ship stern-shaft mechanical sealed faces under the variational working conditions[J]. Journal of ship mechanics, 2008, 12(3): 483-489.

(编辑: 马 杰)