

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

张树强, 王 良, 赵伟刚
(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 基于 ANSYS 数值计算软件, 建立了液体火箭发动机涡轮泵用机械密封的二维稳态传热模型, 依靠经验公式确定了模型的对流换热系数。计算了密封环的温度场和热载变形, 分析了密封端面比压、回流流量以及不同材质对密封温度场的影响规律。结果表明: 密封端面最高温度发生在靠近密封环内径处, 且密封端面比压越大密封环温度梯度越大; 密封环热载变形呈收敛间隙, 最大变形发生在动环端面的外径处, 其值约为 $2.2\ \mu\text{m}$; 密封环端面最高温度随回流流量增加而减小, 当回流流量从 $0.1\sim 0.6\ \text{kg/s}$ 变化时, 密封环端面最高温度可降低 18% (从 $100\ ^\circ\text{C}$ 降至 $82\ ^\circ\text{C}$); 当回流流量增大到 $0.3\ \text{kg/s}$ 时, 继续提高对密封环端面温升的控制不再显著; 采用高导热系数的摩擦副材料能够显著降低端面温升和温度梯度, 提高密封工作可靠性。

关键词: 机械密封; 传热模型; 温度场; 热载变形

中图分类号: V434-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2014) 05-0092-07

Research on temperature field and heat deformation of mechanical seal in liquid rocket engine turbopump

ZHANG Shu-qiang, WANG Liang, ZHAO Wei-gang
(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: A two-dimensional steady-state heat-transfer model of mechanical seal in the liquid rocket engine turbopump was established based on ANSYS. The heat transfer coefficients of the model were determined according to the empirical formula. Based on the model, the temperature field and heat deformation of the sealing ring were calculated. The influences of specific pressure in seal face, cooling flow and different materials on the seal temperature distribution are analyzed. Simulation results show that the maximum temperature of the seal face appears near the inner of the seal ring and the temperature gradient increases with the increase in specific pressure; the heat deformation of the seal ring leads to a converged gap, and the maximum heat deformation occurs at the outer diameter of rotating seal ring, which is $2.2\ \mu\text{m}$; the maximum temperature decreases with an

收稿日期: 2014-04-17; 修回日期: 2014-07-03

作者简介: 张树强 (1986—), 男, 硕士, 研究领域为流体密封技术

increase of the cooling flow, and the maximum temperature in the seal face decreases by 18% (from 100 °C to 82 °C) when the cooling flow changes from zero to 0.6 kg/s; the maximum temperature reaches to a stable value, while the cooling flow increases to 0.3 kg/s. The sealing materials with high heat transfer coefficient can reduce the temperature rise and temperature gradient of the seal face dramatically, and improve the reliability of the seal.

Keywords: mechanical seal; heat-transfer model; temperature field; heat deformation

0 引言

机械密封作为液体火箭发动机涡轮泵的重要组件,起着隔离介质和压力腔的作用,具有高转速、高压、高振动及介质特殊等特点^[1-3]。高参数带来的高摩擦热和搅拌热会导致机械密封因端面温升过高造成液膜失稳,进而引起密封环(包括动、静环)磨损加剧,引发密封失效^[4-5]。此外,密封环受热产生的热载变形同样也是导致密封失效的潜在因素。因此,开展机械密封温度场及热载变形研究是确保液体火箭发动机涡轮泵系统稳健运行的关键基础问题。

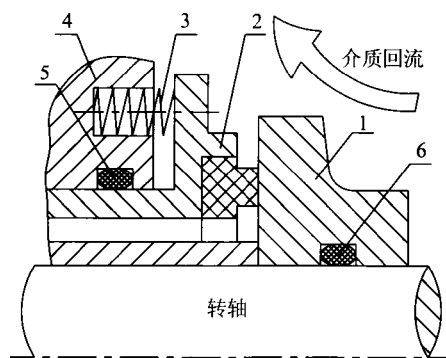
民用领域机械密封通常采用温度控制系统(冲洗、冷却以及背冷等)、耐高温性和导热性好的摩擦副材料以及非接触式密封形式来解决高参数带来的端面温升问题^[6-9]。对于航天专用接触式机械密封,为了降低密封系统的复杂程度,通常不设置专门的温度控制系统,而是采用涡轮泵系统回流流场对密封端面进行冷却。回流流量过大会降低泵的工作效率,回流流量过小又起不到良好的冷却效果;在保证回流冷却的同时,不同密封参数和摩擦副材料的选取也会导致不同的端面温升。因此,对特定工况下的液体火箭发动机用机械密封温度场和热载变形进行准确预测显得极为重要,这不仅能够缩短密封研制周期,而且对于降低密封研制成本具有重要意义。

国内许多学者对机械密封温度场及热载变形开展了大量的研究工作^[10-13],但对航天专用接触式机械密封研究较少,本文根据液体火箭发动机涡轮泵用机械密封特点,建立了机械密封温度场和热载变形的数值计算模型,综合考虑了密封端面比压、回流流量以及不同材质的影响。本文的

研究结果对于液体火箭发动机涡轮泵用机械密封的设计优化具有一定的参考价值。

1 研究对象典型结构

液体火箭发动机涡轮泵通常采用一道或多道密封装置以实现介质的密封功能。针对不同种类推进剂,选用的密封结构形式也不同,本文以常温推进剂所用机械密封为研究对象,其典型结构如图1所示。图为单端面密封结构,动环刚性固定连接于转轴,静环挠性安装,弹簧提供闭合力,密封圈提供辅助密封。密封工作时依靠一组相互接触的密封端面实现密封介质的功能,其中涉及两大关键问题:摩擦副的摩擦、磨损和介质泄漏。一般而言,为了减少密封环的摩擦、磨损,密封端面希望为液膜润滑,密封环温升是决定端面摩擦特性的重要因素,通常依靠介质回流实现密封摩擦副的冲洗冷却。然而在发动机高工况下,采用常规方法难以准确计算密封环端面温度场,亟待通过仿真分析方法确定。



1-动环; 2-静环; 3-弹簧; 4-弹簧座; 5、6-密封圈

图1 液体火箭发动机涡轮泵用机械密封基本结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram for basic structure of mechanical seal in liquid rocket engine turbopump

2 密封环温度场模型的建立

2.1 基本假设及微分方程

采用数值算法进行机械密封温度场及变形分析, 为了简化处理, 进行如下基本假设:

- 1) 假设机械密封工作过程为稳态, 温度场不随时间变化;
- 2) 温度场呈轴对称分布;
- 3) 忽略因热辐射导致的热损失, 忽略辅助密封圈产生的摩擦热, 动环与转轴配合部位视为绝热;
- 4) 摩擦副材料和介质物性对温度敏感性较小;
- 5) 由于密封泄漏量极小, 忽略介质泄漏引起的热量损失;

密封环的热量传递可以简化为二维稳态热传导问题, 热传导微分方程为

$$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad (1)$$

式中: T 为密封环温度函数, $T=T(z, r)$; z 为轴向; r 为径向。

建立密封环温度场数值计算模型, 加载相应的热载荷和热边界条件, 求解密封环热传导微分方程就可得到其温度分布, 进而可求解热载变形。

2.2 边界条件的确定

密封工作时, 密封环产生的摩擦热和回流介质带走的热量是平衡的, 为求解热传导微分方程, 需要确定边界条件。

2.2.1 密封环摩擦热计算

对于混合摩擦机械密封, 其端面摩擦热为

$$Q_f = f p_c v A \quad (2)$$

式中: f 为密封端面摩擦系数; p_c 为密封端面比压, MPa; v 为密封端面线速度, m/s; A 为密封端面面积, mm²。

单位面积摩擦热 (即热流密度) 为

$$q_f = Q_f / A = f p_c v \quad (3)$$

2.2.2 对流换热系数计算

密封端面的摩擦热主要靠回流介质与密封环的对流换热传递, 动、静环与介质的对流换热系数 α_r 和 α_s 可以分别采用经验公式计算^[14-15]:

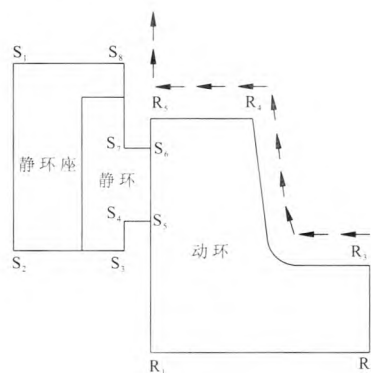
$$\alpha_r = 0.135 \lambda \left[(0.5 Re_c^2 + Re_a^2) Pr \right]^{0.33} / D_r \quad (4)$$

$$\alpha_s = 0.0115 \lambda \varepsilon Re^{0.8} Pr^{0.4} / S_s \quad (5)$$

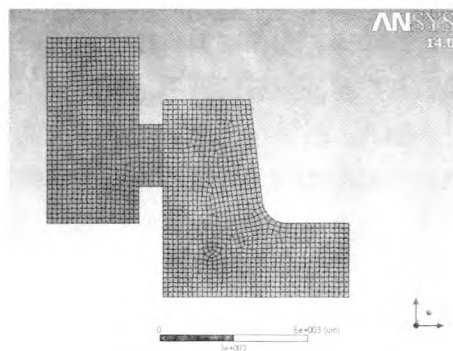
式中: λ 为介质的导热系数, W/(m·°C); Re_c 为反应介质的旋转搅拌效应, $Re_c = \omega D_r^2 / \nu$ (其中 ω 为动环角速度, rad/s; D_r 为动环外圆当量直径, m; ν 为介质的运动粘度, m²/s); Re_a 为反应介质的横向绕流效应, $Re_a = u_r D_r / \nu$ (其中 u_r 为动环外圆处介质轴向流速, m/s; ε 为修正系数, 一般取 2); Re 为雷诺数, $Re = 2 u_s S_s / \nu$ (其中 u_s 为静环外圆处介质的轴向流速, m/s; S_s 为静环凸缘外周与密封壳体内壁间隙, m); Pr 为介质的普朗特准数。

2.3 温度场计算模型

针对某液体火箭发动机涡轮泵用机械密封结构, 采用 ANSYS 软件建立了其温度场数值计算模型, 如图 2 所示。



(a) 计算域及边界



(b) 网格划分

图 2 密封环温度场数值计算模型

Fig. 2 Temperature field calculation model of mechanical seal

图 2 (a) 中 S_1 – S_8 代表静环组件边界, R_1 – R_5 代表动环边界, 箭头代表回流介质流动方向。其中在 S_5 – S_6 边界加载端面摩擦热, 由于采用整体计算的方法, 避免了摩擦热在动、静上的分配问题, 在 R_3 – R_4 – R_5 – S_6 和 S_1 – S_8 – S_7 – S_6 边界上分别设置动、静环与回流介质的对流换热边界条件。图 2 (b) 为网格划分情况。

3 密封环热载变形计算

在密封环稳态热分析的基础上进行热–结构耦合分析, 得到密封环在热载荷作用下的变形, 即将 ANSYS 中稳态热分析模块计算得到的温度场结果导入到线性静力结构分析模块中, 再进行必要的支撑约束设置, 数值求解就可以得到密封环的热变形, 计算流程如图 3 所示。

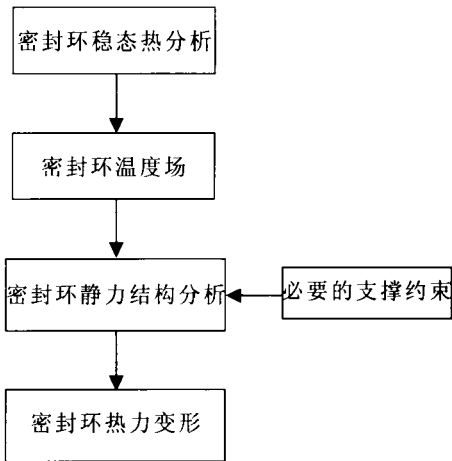


图 3 机械密封热–结构耦合分析流程
Fig. 3 Flow chart of thermal–structure coupling analysis for mechanical seal

4 计算结果与讨论

4.1 计算参数

推进剂为 N_2O_4 , 温度 22 $^{\circ}C$, 密度 1.458×10^3 (kg/m^3), 比热容 1 515.62 J/($kg\cdot^{\circ}C$), 动力粘度 4.189×10^{-3} ($Pa\cdot s$), 导热系数 0.153 5 W/($m\cdot^{\circ}C$), 普朗特准数 4.14。密封其余计算参数如表 1 所示, 包括密封结构、操作参数 (按工程实际选取), 动、静环材料物理属性, 其中 A 和 B 分别代表导热系数相差较大的两种动环材料。

表 1 密封计算参数

Tab. 1 Calculation parameter of seal			
结构参数	数 值		
R/mm	14		
R_o/mm	16.5		
操作参数	数值		
$n/(r\cdot min^{-1})$	50 000		
p_w/MPa	0.8		
p_{ad}/MPa	0.43		
$q_m/(kg\cdot s^{-1})$	0.45		
f	0.11		
p_c/MPa	0.25		
材料参数	石墨 (静环)	A (动环)	B (动环)
$\rho/(kg\cdot m^{-3})$	1 920	7 850	9 900
E/MPa	2.0E+4	2.0E+5	2.0E+5
μ	0.3	0.3	0.3
$\delta/^{\circ}C$	6.5E–6	1.2E–5	1.1E–5
$\lambda/(W\cdot m^{-1}\cdot^{\circ}C^{-1})$	50	15	135

4.2 温度场分布和热载变形

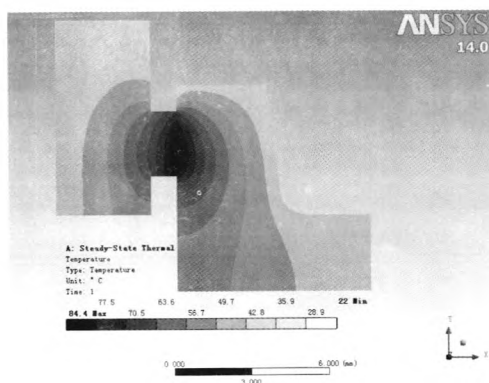
选取导热系数较小的动环材料 A 进行了密封环温度场和热载变形分析, 计算结果如图 4 所示。图 4 (a) 为密封环温度场分布云图, 由图可知摩擦副端面最高温度约为 84.4 $^{\circ}C$, 位置接近摩擦副端面的内径处, 这是因为密封环内侧与气体接触, 对流换热系数小, 而外侧有介质回流流动, 摩擦热容易被带走。由于推进剂 N_2O_4 属于极易汽化介质, 动环选取 A 材料时, 此时摩擦副端面温升较大, 以致密封端面无法形成稳定的液膜润滑, 处于干摩擦状态; 密封如若在此条件下运行, 石墨材料会急剧磨损而导致密封失效, 这将严重影响发动机的后续试车。为使密封满足涡轮泵的高工况, 密封设计参数需重新选择以降低端面温升。

在不考虑力变形的情况下, 计算了密封环的热载变形, 如图 4 (b) 所示。由图可知密封端面最大变形发生在动环端面的外径处, 约为 2.2 μm , 热载变形致使密封端面呈收敛间隙, 密封端面如若不发生液膜汽化, 这将有利的提高液

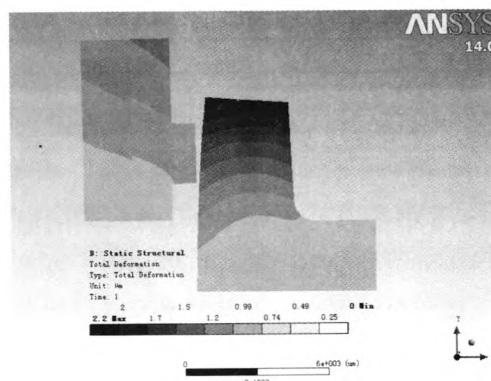
膜的承载力。由于热载变形破坏了密封端面的平面度,会导致密封泄漏量增加,以及引起密封端面局部磨损(如靠近收敛间隙内径处)。

密封环的变形主要包括力变形和热载变形,变形导致密封面主要存在平行间隙、扩散间隙以及收敛间隙三种模式,如图 5 所示。变形对密封

性能的影响主要为:增大密封的泄漏量,其中扩散间隙和收敛间隙的泄漏量均大于平行间隙;与平行间隙相比,扩散间隙减小液膜承载力,收敛间隙增大液膜承载力;无论是扩散间隙还是收敛间隙,都导致密封端面固体接触压力增大,造成密封面迅速磨损,使用寿命缩短。



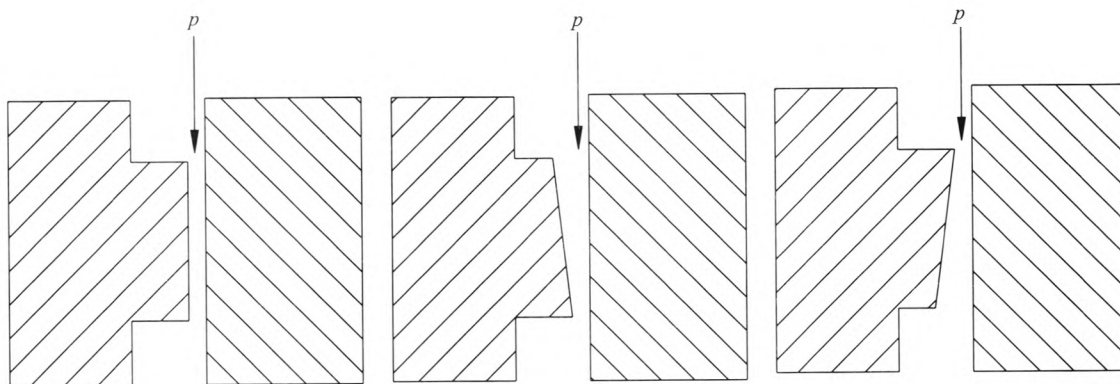
(a) 温度场分布



(b) 热载变形

图 4 密封环温度场分布和热载变形

Fig. 4 Temperature field distribution and heat deformation of sealing ring



(a) 平行间隙

(b) 收敛间隙

(c) 扩散间隙

图 5 密封环变形模式

Fig. 5 Deformation modes of sealing ring

4.3 温度场影响因素分析

摩擦副端面温升的控制不仅是液体火箭发动机涡轮增压用机械密封设计的重点,也是其设计的难点。端面温升控制较为有效的方法主要包括:降低密封端面比压、增加回流流量以及采用高导热系数的摩擦副材料,以下将对这些影响因素进行详细分析。

4.3.1 端面比压对温度场的影响

选取导热系数较小的动环材料 A 研究了端面比压对密封摩擦副温度的影响规律,如图 6 所示。由图可知不同端面比压对应密封摩擦副温度分布规律是一致的,均呈抛物线分布,端面最高温度均靠近内径处(半径约为 14.8 mm),端面比压较大时,端面的温度梯度也较大。端面比压从

0.35~0.15 MPa 变化时, 密封端面的最高温度从 106 °C 降低到 58 °C, 这说明端面比压的降低能够有效地减小端面摩擦热, 然而在密封的实际设计中端面比压的选取不宜过低, 否则会增加密封的泄漏量, 密封泄漏量过大同样也会导致其失效。

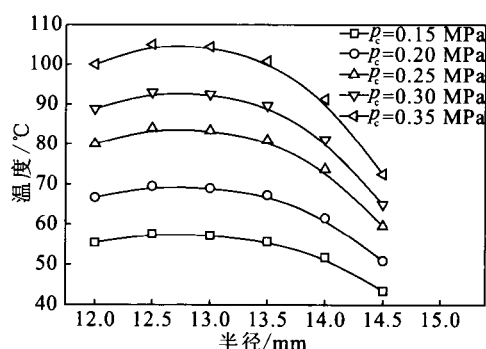


图 6 端面比压对端面温度的影响

Fig. 6 Influence of specific pressure on temperature of seal face

4.3.2 回流流量对温度场的影响

选取导热系数较小的动环材料 A 研究了回流流量对密封摩擦副温度的影响规律, 如图 7 所示。

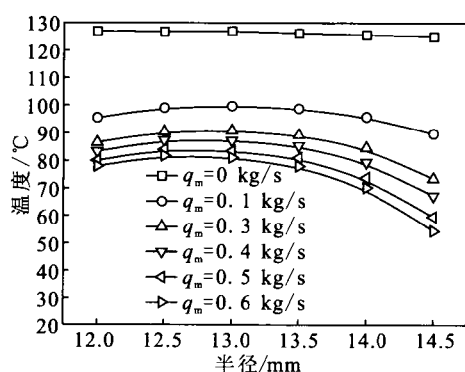


图 7 回流流量对端面温度的影响

Fig. 7 Influence of cooling flow on temperature of seal face

由图可知当密封回流流量为 0 kg/s 时, 密封端面最高温度可达 128 °C, 整个密封面温度基本相等, 当回流流量从 0.1~0.6 kg/s 变化时, 密封端面最高温度可从约 100 °C 降至 82 °C。由图亦

可知当回流流量增加到 0.3 kg/s 时, 继续提高对密封环温度的控制不再显著, 因而回流流量应该适当选取, 只要能满足使用要求即可, 不是越高越好, 回流流量越高涡轮泵效率则越低。

4.3.3 不同材质对温度场的影响

动环摩擦副材料的选取对密封端面温升的控制也极为重要, 高导热系数的摩擦副材料将有效地降低端面温升。由于液体火箭发动机涡轮泵用机械密封的工况较为恶劣, 民用领域所用一些性能优异的摩擦副材料 (例如碳化硅、硬质合金等) 不能被采用, 所以通常采用如 A 类的不锈钢材料加工动环。不锈钢材料虽然耐热冲击性能好, 但是由于其导热系数较低, 因而不适合用于涡轮泵转速较高以及推进剂极易汽化的场合。

近年来, B 材料由于其优良的导热性以及耐热冲击性等, 逐渐地被液体火箭发动机涡轮泵用机械密封所采用。多次热试车考核表明, 在同样的工作条件下, 采用导热系数较大的 B 材料做摩擦副材料的密封性能优于采用导热系数较小的 A 材料, 试车后石墨材料不会出现严重磨损的现象, 这说明密封工作时摩擦副端面处于混合摩擦状态。图 8 所示为动环采用不同材质时密封摩擦副的温度分布, 由图可知动环材料为 A 对应的端面最高温度为 84.4 °C, 温度梯度也较大, 而采用 B 材料时密封端面的最高温度为 45.2 °C, 温度梯度也较小。数值计算表明动环采用高导热系数的摩擦副材料能够有效降低端面温升, 防止推进剂汽化。

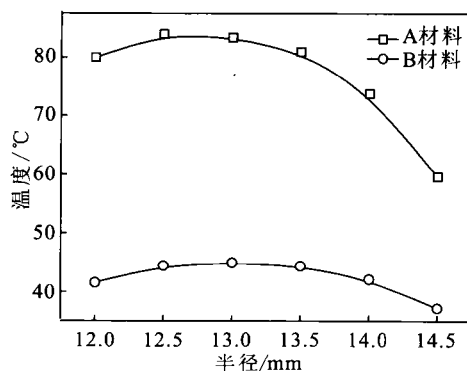


图 8 不同材料对端面温度的影响

Fig. 8 Influence of different materials on temperature of seal face

5 结论

针对液体火箭发动机涡轮泵用机械密封,建立了其稳态传热模型,计算了密封环的温度场和热载变形,主要结论如下:

1) 密封端面的温度分布呈抛物线状,最高温度靠近密封环内径处,热载变形致使密封端面呈收敛间隙,最大变形发生在动环端面的外径,其值约为 $2.2\ \mu\text{m}$ 。在高参数工况下,密封端面的温升需要进行严格控制,避免发生液膜汽化。

2) 端面比压的降低能够有效地减小端面摩擦热,然而端面比压的选取不宜过低,否则会增加密封的泄漏量。回流流量增加到 $0.3\ \text{kg/s}$ 时,继续提高对密封端面温度的控制不再显著。动环采用高导热系数的摩擦副材料能够显著降低密封端面温升,防止液膜汽化。

参考文献:

- [1] 张贵田. 高压补燃液氧煤油发动机[M]. 北京: 国防工业出版社, 2005.
- [2] 杜天恩. 轴承、端面密封在液氧中的运转试验[J]. 火箭推进, 2001, 27(3): 10-13.
- [3] 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.
- [4] 王涛, 黄伟峰, 王玉明. 机械密封液膜汽化问题研究现状与进展[J]. 化工学报, 2012, 63(11): 3375-3382.
- [5] 彭旭东, 顾永泉. 不同相态机械密封的性能计算[J]. 流体机械, 1994, 22(8): 20-24.
- [6] 郝木明, 李香, 李鲲, 等. 端面弧形浅槽机械密封温度场及变形研究[J]. 流体机械, 2010, 38(4): 23-27.
- [7] 顾永泉. 机械密封实用技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [8] 张树强, 李双喜, 蔡纪宁, 等. 动静压混合式气体密封追随性及主动调控振动特性数值分析[J]. 航空学报, 2012, 33(7): 1336-1345.
- [9] 王胜军, 张书贵. 液膜润滑非接触式机械密封温度场分析[J]. 润滑与密封, 2009, 34(1): 73-76.
- [10] 王志豪, 索双富, 黄伟峰, 等. 机械密封对流传热系数数值研究[J]. 润滑与密封, 2011, 36(6): 29-33.
- [11] 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]. 摩擦学报, 2010, 30(1): 57-63.
- [12] 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, 38(1): 137-147.
- [13] 王胜军, 郝木明, 张书贵. 机械密封温度场计算[J]. 化工机械, 2004, 31(4): 203-207.
- [14] 彭旭东, 谢友柏, 顾永泉. 机械密封端面温度的确定[J]. 化工机械, 1996, 23(6): 333-366.
- [15] 周剑锋, 顾伯勤. 机械密封环的传热特性分析[J]. 机械工程学报, 2006, 42(9): 201-206.

(编辑: 陈红霞)