

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2014.08.009

# 压力自适应型机械密封的数值模拟研究

李溪源,张秋翔,蔡纪宁,李双喜  
(北京化工大学 机电工程学院,北京 100029)

**摘要:** 针对压力自适应型机械密封在高压工况下密封端面变形与密封性能不佳的问题,采用ANSYS中的计算流体力学软件FLUENT和有限元分析软件Mechanical APDL,在15.9 MPa高压工况下分别对密封端面间隙中的液膜流动和密封环进行了数值模拟分析研究,并将计算出的液膜流动状态和密封环变形结果进行了流固耦合求解,进而对液膜厚度对密封性能的影响规律进行了分析,同时对在实际工作状态下,工作压力逐渐上升,密封各性能参数的变化规律也进行了分析。研究表明,该密封在高压下的端面变形符合设计需要,密封环端面间的开启工作压力在3 MPa左右,在15.9 MPa高压工况下密封端面间流场的开启力为67.6 kN、泄漏量为0.04 m<sup>3</sup>/h,平衡膜厚为2.8 μm。与其他类型的密封相比,结果显示该种密封能够在高压下提供足够的开启力和在低压下较小的泄漏量。

**关键词:** 机械密封;流固耦合;数值模拟

中图分类号: TH122; TH136; TB42 文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2014)08-1002-06

## Numerical simulation research on pressure self-adaptive mechanical seal

LI Xi-yuan, ZHANG Qiu-xiang, CAI Ji-ning, LI Shuang-xi

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

**Abstract:** Aiming at seal face deformation and sealing performance of pressure self-adaptive mechanical seal in the high pressure operating mode, the liquid film of sealing gap and seal ring were simulated and analyzed separately in the operating mode of 15.9 MPa, by using computational fluid dynamics software FLUENT and the finite element analysis software Mechanical APDL, and then the calculated flow state of liquid film and the deformation results of sealing ring were computed in the way of fluid-solid coupling. The influence of liquid film was analyzed on the sealing performance and the variation of sealing performance parameters in the actual working condition of pressure is gradually increased. The results indicate that the seal face deformation meet the design needs in high pressure, and the opening pressure is about 3 MPa. The opening force is 67.6 kN, the leakage is 0.04 m<sup>3</sup>/h, and the balance liquid film is 2.8 μm. Compared with other types of mechanical seals, numerical simulation results indicated that the new type of seal can be able to provide sufficient opening force under high pressure and have a small leakage under low pressure.

**Key words:** mechanical seal; fluid-solid coupling; numerical simulation

## 0 引言

工业生产中一些转动设备(特别是石油化工、电力行业中的某些转动设备)需要在高压流体环境中运行,例如核电站主泵轴密封,这就要求密封性能具有很高的稳定性<sup>[1]</sup>。主泵轴的密封为多级密封,以分级

承担压力的方式来保证设备的正常运行。一般来讲,多级密封的一级密封主要承担着高压差密封任务。在正常工况下,二级密封承担一级密封泄漏过来的较低压力介质的密封任务。当一级密封失效时,二级密封在短时期内可承担全部流体高压并保持合理的泄漏量<sup>[2]</sup>。

从20世纪六、七十年代开始,国外众多学者对于

收稿日期:2014-03-20

作者简介:李溪源(1987-),男,陕西咸阳人,主要从事机械密封方面的研究。E-mail:rock1987122@sina.com

这类密封做了大量的研究,Stanghan-Batch给出了端面周向波度密封中由波度引起的流体动压力的实验结果;Iny<sup>[3]</sup>进行了关于波度密封设计的研究;Lebeck<sup>[4]</sup>在理论和实验工作的基础上提出了多种形式的端面波度机械密封。Tournerie<sup>[5]</sup>修正了湍流模型,使其成功地运用在动、静压混合机械密封中。Feng Guang等<sup>[6]</sup>对波形密封环端面磨损进行了详细的计算说明。Andritz公司设计的核主泵主轴密封结构形式为动、静压结合型波度机械密封,其特征在于密封端面为径向锥度和周向波度的组合<sup>[7]</sup>。在他们提出的这类密封中,在密封端面上同时具有周向波度和径向锥度,其具体特点是周向波度会产生流体动压效应,径向锥度会产生静压效应,在二者共同作用下,使密封具有足够的开启力,以及较小的泄漏量<sup>[8-9]</sup>。

北京化工大学密封实验室在研究核主泵用密封的基础上,提出了一种自适应型机械密封,该结构是在密封环处采用9Cr18材料,其外径侧加工成周期性的不连续槽。在高压工况下,密封端面受压,会在周期性开槽位置发生变形,从而形成周期性的周向波度和径向锥度,周期性的周向波度会产生动压效应,而径向锥度会产生静压效应,这就保证了该密封结构在较高压力下提供足够的开启力和合理的泄漏量。在低压工况下(最小0.1 MPa)端面的变形很微小,可以忽略,可按普通接触式机械密封对待。该机械密封具有泄漏量小、寿命长及工作稳定的特点。

本研究采用ANSYS中的计算流体力学软件FLUENT和有限元分析软件Mechanical APDL,在15.9 MPa高压工况下分别对密封端面间隙中的液膜流场和密封环进行数值模拟分析研究。

## 1 流固耦合方法简介

流固耦合数值模拟,是利用FLUENT软件对密封间隙中的液膜进行流场分析,得到液膜的流场压力分布,再利用Mechanical APDL软件建立密封环的初始数值模型,加载流场的压力分布,求得密封环的变形结果,然后将变形结果导入三维设计软件Solidworks修正液膜模型,再次利用FLUENT软件对修正后的液膜模型进行流场分析,以求得密封端面间流场新的密封性能参数。

判断流固耦合收敛的依据为:密封环端面第 $n+1$ 次发生变形所产生的最大总变形量 $\sigma_{n+1}$ 减去第 $n$ 次发生变形所产生的最大总变形量 $\sigma_n$ ,所得差值比上 $\sigma_n$ ,该结果的绝对值 $\leq 5\%$ ,判断公式为:

$$\frac{|\sigma_{n+1} - \sigma_n|}{\sigma_n} \leq 5\% \quad (1)$$

流固耦合方法流程图如图1所示。

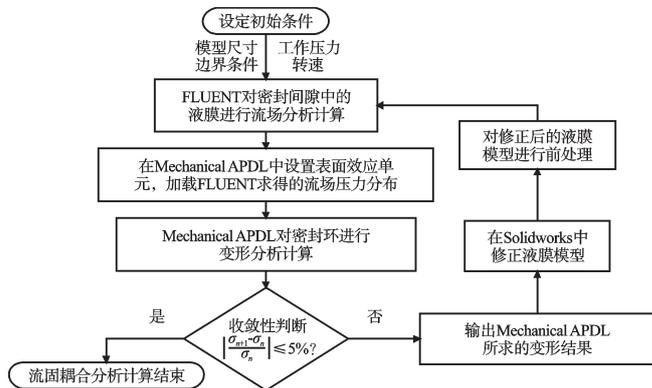


图1 流固耦合方法流程图

## 2 模型参数

该密封环材质采用9Cr18,其高弹性模量可以保证密封环在15.9 MPa的高压下产生需要的弹性变形量,而在0.1 MPa的低压下保持不形变。

根据核主泵用自适应型密封,本研究设置密封环具体尺寸为:外径256 mm,内径219 mm,在外径侧有9个均布的不连续环形槽,槽高为7,槽深为10。

因为自适应型密封在实际工况下,压力从0 MPa增加到15.9 MPa的过程中,密封端面由闭合状态到开启状态,在开启力等于闭合力时,密封端面间隙中的平衡液膜厚度始终保持在 $2.6 \mu\text{m} \sim 2.8 \mu\text{m}$ 之间,并最终在15.9 MPa高压下形成厚度为 $2.8 \mu\text{m}$ 的液膜。因此,初始液膜模型的外径为256 mm,内径为219 mm,液膜厚度设置为 $3 \mu\text{m}$ 。

## 3 流固耦合数值模拟

### 3.1 密封环变形分析

#### 3.1.1 初始液膜流场的数值模拟

根据所给初始条件,本研究采用计算流体力学软件FLUENT对密封环密封间隙中的液膜流场进行数值模拟,得到初始状态下液膜流场的压力分布。初始液膜流场的压力分布如图2所示。

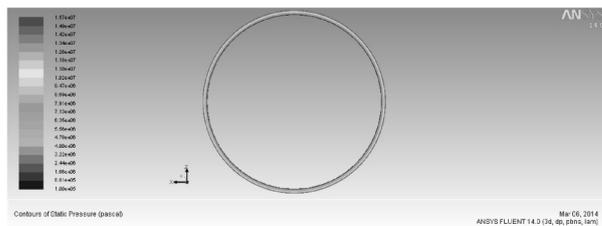


图2 初始状态下液膜流场的压力分布云图

#### 3.1.2 密封环数学模型建立与求解

(1) 在Mechanical APDL中,根据该密封环几何

结构的特点,再结合计算精度等因素,本研究选择Solid185单元来建立三维几何模型<sup>[10]</sup>。

(2) 因为该模型具有周期性,本研究先建立单个周期性模型,并根据几何模型的结构特点,设置体网格的大小,网格的形状选择六面体网格,对单个周期模型进行网格划分。笔者将该单个周期性模型与网格共同在周向上复制9份,得到完整的密封环网格模型。

(3) 本研究建立表面效应单元,读取初始液膜流场的压力分布,并在内径侧加载0.1 MPa均布载荷、外径侧部分区域加载15.7 MPa均布载荷。在密封环底面加载位移全约束。

(4) 将各载荷和位移边界条件加载完后,经过求解本研究得到了密封环的变形结果。

### 3.2 修正液膜数值模型的建立

#### 3.2.1 建立修正液膜的实体模型

本研究在Mechanical APDL软件中读取密封环加载压力后各节点的位移坐标,利用EXCEL对数据进行处理得到变形后的节点坐标,并通过Mechanical APDL软件导出密封环发生变形后的实体模型,将该实体模型导入三维建模软件Solidworks,通过体的剪切等操作最终导出修正液膜实体模型。

#### 3.2.2 建立修正液膜的数值模型

本研究将修正液膜的实体模型导入前处理网格生成软件Gambit中,在Gambit中建立周期性的边界条件,只建立全部流体模型的1/9以减少网格总数,在选定的区域进行网格细化以提高网格质量和计算精度。

由于所建立的流体模型在厚度方向很薄,模型宽度和厚度之比大于1 000,Gambit无法自行生成合适的网格。本研究首先在面上建立结构化的四边形网格,然后使用Copper方法将面网格拉伸成为结构化的六面体网格,在端面液膜厚度方向上建立10层网格,最终网格总数为 $2.6 \times 10^5$ ,这样完全可以满足计算精度要求。

### 3.3 修正后液膜流场的数值分析

本研究采用Fluent软件对密封端面间的修正后的液膜进行数值模拟和计算。

#### 3.3.1 高压下流场的基本假设

(1) 流体处于全液润滑条件下,液膜是连续的。

(2) 层流流动状态。

雷诺数:

$$Re = \rho v h / \mu \quad (2)$$

式中: $v$ —密封端面直径处旋转线速度, $h$ —液膜厚度。

在该模型中平均直径为 $242.8 \times 10^{-3}$  m,密度 $\rho = 998.2$  kg/m<sup>3</sup>,水的粘度 $\mu = 1.005 \times 10^{-3}$  Pa·s,液膜厚度

取最大厚度为 $h = 9$  μm,当转速 $\omega$ 为1 450 r/min时,雷诺数为204.65,小于500,故为层流<sup>[10-11]</sup>。

(3) 该工况下流体温度为80 ℃以下。由于温差变化不大,可认为流体膜是等温的。

#### 3.3.2 边界条件

根据核主泵用自适应型密封的实际工况出发,设置各边界条件。

(1) 外压为15.9 MPa,内压为0.1 MPa。

(2) 转速为1 450 r/min,密封介质为水。

(3) 模型外径位于高压侧为压力入口,内径位于低压侧为压力出口。

(4) 计算模型为整个密封环的1/9。因此模型两端采用旋转的周期性边界条件。本研究采用参考坐标系法模拟动、静环之间的相互运动,给定参考坐标系转速 $\omega$ ,静环表面设为旋转壁面,转速也为 $\omega$ ,动环表面设为无滑移壁面。

#### 3.3.3 计算及求解

本研究采用层流分离解法,求解器采用分离的隐式求解器,压力采用标准差值,为克服或减轻数值计算中的假扩散误差,采用二阶迎风差分格式。压力与速度的耦合采用SIMPLE算法<sup>[12]</sup>。泄漏量的计算公式参考如下经验公式<sup>[13]</sup>:

$$Q = -\frac{1}{\ln(R/r)} \left( \int_0^{2\pi} p_0 d\theta - 2\pi p_i \right) \quad (3)$$

### 3.4 流固耦合收敛性的判断

本研究将第 $n+1$ 次液膜流场数值分析所得到的压力分布结果导入Mechanical APDL软件中,对第 $n$ 次变形后的密封环数值模型进行加载,得到密封环第 $n+1$ 次的变形结果。经计算得到密封环端面第 $n+1$ 次发生变形所产生的最大总变形量 $\sigma_{n+1}$ ,利用以下收敛性判断公式判断流固耦合的收敛性:

$$\left| \frac{\sigma_{n+1} - \sigma_n}{\sigma_n} \right| \leq 5\% \quad (4)$$

式中: $\sigma_n$ —密封环第 $n$ 次发生变形所产生的最大总变形量。

该算例中经过3次循环,最终计算结果满足收敛条件。依据收敛条件,说明流固耦合具有很高的计算精度。根据该算例中的循环次数,说明流固耦合具有很高的计算效率。

## 4 流固耦合计算结果

### 4.1 密封环端面变形

本研究依据流固耦合收敛性判断条件,最终求得收敛后密封环的端面变形,其变形示意图如图3所示。

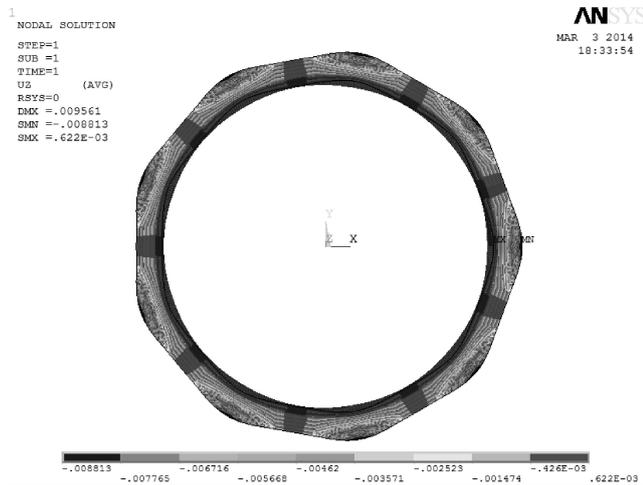


图3 密封环端面最终变形云图

从图3中可以看出,在周向上形成了周期性的波度,在径向形成了一定的锥度,其中最大变形可达8.8 μm。

### 4.2 流场压力分布

在15.9 MPa高压工况下,本研究根据端面参数,假定工作的膜厚,利用流固耦合法,最终求得密封间隙中液膜流场的压力分布,压力分布云图如图4所示。

从图4中可以看出,在端面产生了周期性的高压区,能够提供比普通端面密封更大的承载力。

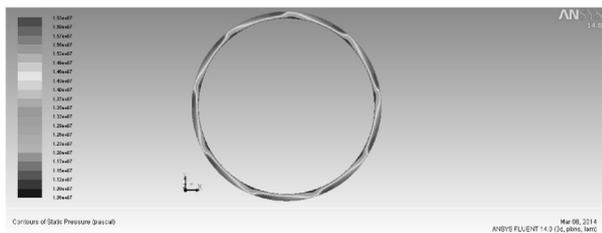


图4 15.9 MPa时液膜流场的最终压力云图

### 4.3 膜厚对端面变形的影响

在15.9 MPa工况下,本研究采用流固耦合法进行计算,收敛时不同膜厚所对应的端面变形结果如图5所示。

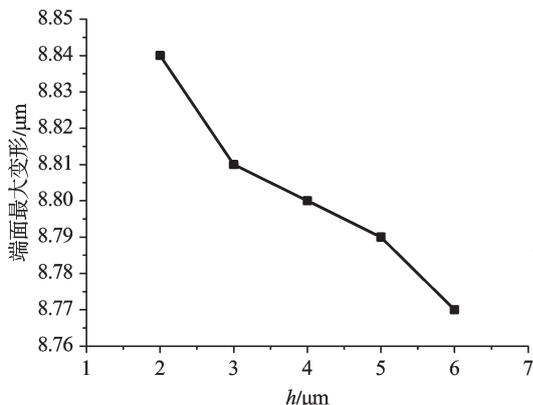


图5 15.9 MPa时端面最大变形与膜厚关系图

从图5中可以看出,膜厚的改变对端面最终变形

的影响非常有限。这是因为端面的变形大小主要是由密封环的结构以及工作压力所决定的,而膜厚的改变对以上两个参数的影响都很微小。

### 4.4 膜厚对开启力与泄漏量的影响

在15.9 MPa工况下,本研究采用流固耦合法进行计算,收敛时不同膜厚所提供的开启力和相对应的泄漏量计算结果如图6、图7所示。

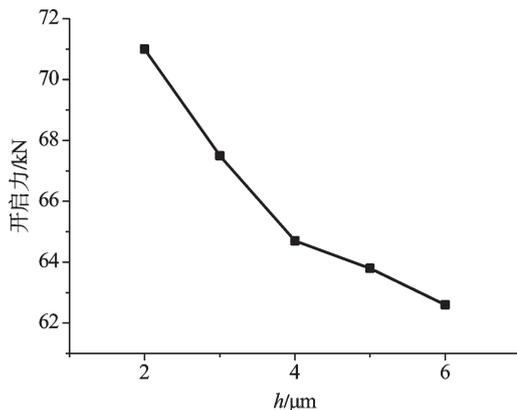


图6 15.9 MPa时开启力与膜厚关系图

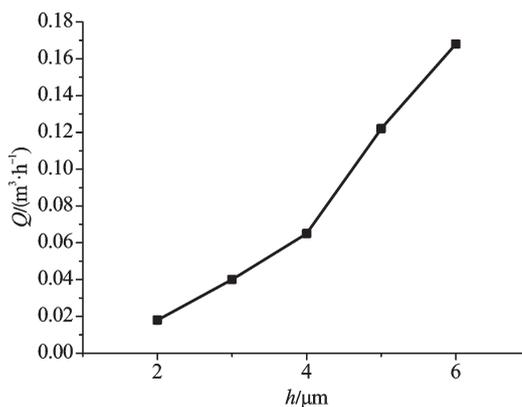


图7 15.9 MPa时泄漏量与膜厚关系图

从图6、图7中可以看出,在该工况下,随着膜厚的增加,开启力减小,泄漏量增加。

### 4.5 密封平衡状态的分析研究

对于密封平衡状态问题的研究,主要是求出不同工作压力下密封环的开启力和闭合力,并寻找当开启力等于闭合力时,液膜的厚度为多少,当求得平衡状态下的液膜厚度时,便可求出相对应的泄漏量,从而可以近似地分析出在实际工作状态下,工作压力逐渐上升,密封各性能参数的变化规律。本研究通过流固耦合计算,求得随着工作压力的增加,各性能参数的变化规律如图8所示。

从图8中可以看出,在工作压力逐渐上升的过程中,开启力起初小于闭合力,密封端面保持接触状态,此时密封系统可认为是普通的接触式机械密封。当工作压力大于2 MPa以后,开启力逐渐增加,且增速大

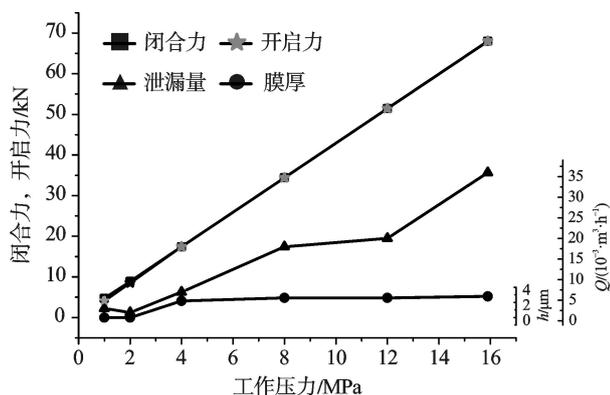


图8 各性能封参数趋于平衡状态过程图

于闭合力的增速,密封端面分离,形成液膜,密封由普通接触式机械密封变为非接触式机械密封,并在以后工作压力上升的过程中,密封系统始终能够提供足够的开启力。当液膜形成以后,随着工作压力的增加,平衡状态下的液膜厚度也在不断地增加,但增量很小,液膜厚度始终在 $2.6\ \mu\text{m}\sim 2.8\ \mu\text{m}$ 之间,当达到最大工作压力 $15.9\ \text{MPa}$ 时,平衡状态下的液膜厚度为 $2.8\ \mu\text{m}$ 。在该过程中,随着工作压力及液膜厚度的不断增加,泄漏量也在不断增加,并在工作压力达到 $15.9\ \text{MPa}$ 时,泄漏量达到平衡状态下的最大值 $0.036\ \text{m}^3/\text{h}$ 。

由以上现象可以看出,在开车阶段压力较低,密封环端面还未发生变形,此时的密封为普通的接触式密封,因此不能提供足够的开启力,而当压力不断增高时,密封环表面发生变形,形成周向波度与锥度,流体动压效应与静压效应得以体现,由于密封端面的收敛区域能够提供足够大的液膜反力,使得开启力大于闭合力,密封端面分离,成为非接触式密封,而随着压力的增加,泄漏量并未提升得很明显,这是因为径向锥度使得流向密封环内径方向的部分介质重新返回到密封腔中,并且密封端面形成的坝区区域相对来说密封间隙较小,对泄漏介质也有一定的阻碍作用,从而能够保持较小的泄漏量。这正是压力自适应型密封在实际工况下密封机理的作用结果。

#### 4.6 低压下的计算结果

通过流固耦合法中的ANSYS软件计算分析求得,在 $0.1\ \text{MPa}$ 低压工况下,密封环端面的最大变形为 $0.079\ \mu\text{m}$ ,变形很微小,可按普通接触式机械密封对待。经过经验公式计算,在低压 $0.1\ \text{MPa}$ 时,该密封的泄漏量为 $0.071\ \text{m}^3/\text{h}$ 。

## 5 密封性能分析

(1) 该密封比普通平行端面机械密封提供更大的开启力。在 $15.9\ \text{MPa}$ 的工况下,液膜厚度为 $3.0\ \mu\text{m}$ 时,普通平行端面密封开启力为 $28\ 000\ \text{N}$ ,而该自适应型密封的开启力为 $67\ 608\ \text{N}$ ,比普通平行端面密封大 $58.58\%$ 。

(2) 该密封比普通槽型动压式密封保证更小的泄漏量。普通槽型密封在该工况下能够提供足够的开启力,但是泄漏量达到 $2.417\ \text{m}^3/\text{h}$ <sup>[14-15]</sup>。而该自适应型密封的泄漏量为 $0.04\ \text{m}^3/\text{h}$ 。

(3) 该密封在 $0.1\ \text{MPa}$ 低压工况下能够保证合理的泄漏量。

## 6 结束语

基于有限元软件ANSYS与流体力学软件FLUENT,本研究对压力自适应型机械密封进行了分析。

(1) 介绍了分析自适应型机械密封所采用的流固耦合法。

(2) 采用流固耦合法对自适应型机械密封进行了分析计算。

(3) 通过流固耦合分析计算,得到了 $15.9\ \text{MPa}$ 高压工况下密封环的变形结果和密封端面间流场的压力分布、开启力、泄漏量等密封性能参数。

(4) 总结了该密封环的性能,通过与传统密封环的对比,说明该密封在高压工况下都能够提供更好的密封性能。

#### 参考文献(References):

- [1] MARTIN Z, GOTTFRIED S. 反应堆冷却剂泵的新型轴密封[J]. 国外核力, 2001(2): 45-49.
- [2] 合肥通用机械研究院. 核主泵用流体静压、动压组合式三级机械密封装置: 中国, CN201521433U[P]. 2010-07-07.
- [3] 魏 龙, 顾伯勤, 孙见君. 机械密封端面摩擦工况研究进展[J]. 润滑与密封, 2003, 28(3): 30-33.
- [4] LEBECK A O. Face Seal Waviness: Prediction, Measurement, Causes and Effects [C]//10th International Conference on Fluid Sealing. Innsbruck: BHRA, 1984: 295-312.
- [5] 王晓雪, 刘 莹, 李京浩, 等. 核主泵用动静压波度机械密封机理[J]. 机械工程学报, 2010, 46(24): 132-135.

(下转第1026页)

#### 本文引用格式:

李溪源, 张秋翔, 蔡纪宁, 等. 压力自适应型机械密封的数值模拟研究[J]. 机电工程, 2014, 31(8): 1002-1006, 1026.

LI Xi-yuan, ZHANG Qiu-xiang, CAI Ji-ning, et al. Numerical simulation research on pressure self-adaptive mechanical seal[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2014, 31(8): 1002-1006, 1026.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>

称重法通过精密电子天平称量试验前、后滑动轴承试件的质量变化,来表示滑动轴承的磨损量。在这些磨损量测量方法中,称重法是最直接最根本的,但误差较大,尤其受清洁程度的影响较大,一般适用于磨损量较大的情况。

本研究用三维表面形貌仪测量出零件磨损前后的三维形貌,然后加以对比来确定零件的磨损量。

与称重法相比,表面形貌法精度更高,而且可以测量磨损表面各个位置磨损状况,有利于分析各种磨损,但一般不能实现在线测量。

## 5 结束语

该试验系统通过模拟滑动轴承的实际工作情况,对其进行强化磨损试验,从而判断在不同工作状况下影响滑动轴承磨损的主要因素,并以试验为依据,提出改善滑动轴承磨损的方案,并进一步解决发动机化瓦问题。本研究采用该模拟试验台进行滑动轴承磨损试验,相对整机的台架试验,由于其采用强化试验方法,可大幅度提高试验效率,并减少试验费用和时间,对提高主轴瓦和连杆瓦的设计和优化匹配具有较大意义。

该试验系统有如下特点:

(1) 采用强化载荷的方式,加快滑动轴承的磨损速度。

(2) 载荷大小、频率、磨粒、润滑油压力、温度、流量、模拟轴转速均为可控,可实现不同状态下滑动轴承的磨损试验研究。

## 参考文献(References):

- [1] HU Y Z, LI N, TONDER K. A dynamic system model for lubricated sliding wear and running-in [J]. **Journal of Tribology**, 1991, 113(3):400-505.
- [2] 温诗铸. 摩擦学原理[M]. 北京:清华大学出版社,1990.
- [3] 张绪寿,余来贵,陈建敏. 表面工程摩擦学研究进展[J]. 摩擦学报,2000,20(2):156-160.
- [4] 索长生,刘晓华. 柴油机曲轴-轴瓦磨合磨损性能研究[J]. 内燃机,2009(4):24-26.
- [5] 齐朝杰,王平原,申玄伟,等. 滑动轴承的概述[J]. 科技资讯,2014(10):81.
- [6] 谢 翌,黄志玲,阮登芳. 轴颈转速对滑动轴承油膜特性的影响[J]. 科学技术与工程,2013,13(15):4364-4368.
- [7] 周晓蓉,蔡敢为. 柴油机滑动轴承热流体动力润滑仿真研究[J]. 现代制造工程,2011(9):125-129.
- [8] 张 帆,钟海权,孙丽军,等. 大型重载滑动轴承润滑特性的理论与试验研究[J]. 西安交通大学学报,2014,48(5):15-20.
- [9] 邵 琦,张 锋,宋宝玉. 一种偏载动压滑动轴承实验台的研制[J]. 润滑与密封,2013,38(9):75-79.
- [10] 王丽丽. 高速滑动轴承的界面滑移及空穴机理研究[D]. 济南:山东大学机械工程学院,2012.
- [11] 应 平. 相似理论在发动机快速磨损试验中的应用[J]. 内燃机工程,1989(4):58-63.
- [12] 王晓青,夏水华. 滑动轴承失效影响因素和影响机制研究[J]. 内燃机,2011(3):26-29.
- [13] 刘震涛,刘宏瑞,叶 晓,等. 发动机连杆拉压模拟试验台研制[J]. 机电工程,2011,28(6):653-658.

[编辑:洪伟娜]

### 本文引用格式:

李建锋,刘震涛,杨建法. 柴油机滑动轴承磨损试验系统的开发与研制[J]. 机电工程,2014,31(8):1022-1026.

LI Jian-feng, LIU Zhen-tao, YANG Jian-fa. Development of diesel engine sliding bearing wear test system[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2014, 31(8):1022-1026.  
《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>

(上接第1006页)

- [6] BRUNETIERE N. Study of hydrostatic mechanical face seal operating in a turbulent rough flow regime[J]. **ASME J. Tribol**, 2009, 131(7):1-11.
- [7] FENG Guang, GUO Dong-ming, HUO Feng-wei, et al. Implementation strategies for high accuracy grinding of hydrodynamic seal ring with wavy face for reactor coolant pumps [J]. **Science China (Technological Sciences)**, 2013, 27(10):25-32.
- [8] 黄 旭. 核电站主泵宽适应性机械密封的开发与研究[D]. 北京:北京化工大学机电学院,2009.
- [9] Summers-smith. The mechanism of film generation in mechanical face seals [J]. **Tribology International**, 1982, 227-231.
- [10] 杨绮云,高靖宇. 食品超高压设备金属密封圈失效原理及有限元分析[J]. 包装与食品机械,2013(3):34-37.
- [11] 蔡仁良,顾伯勤,宋鹏云. 过程装备密封技术[M]. 北京:化学工业出版社,2006.
- [12] 顾永泉. 机械密封技术[M]. 北京:机械工业出版社,2001.
- [13] 孙 赫. 端面周向波度式密封特性的研究[D]. 北京:北京化工大学机电学院,2011.
- [14] 丁 佳. r型槽与螺旋槽干式气体密封性能的对比研究[J]. 轻工机械,2012,30(3):103-105.
- [15] 田春雨. 直线槽动压式密封的三维数值模拟[D]. 北京:北京化工大学机电学院,2008.

[编辑:张 豪]