

膜盒式机械密封阻尼设计研究

李建克, 陈 杰, 王少鹏

(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 针对膜盒式机械密封膜盒存在疲劳裂纹的问题, 以焊接膜盒为研究对象, 在分析研究机械密封动力学模型的基础之上, 提出了用增加阻尼来提高膜盒抗疲劳裂纹能力的方法, 并给出了膜盒式机械密封阻尼设计规范, 带阻尼的膜盒式机械密封通过了模态、振动试验和发动机热试车考核, 并已应用到发动机的设计中。

关键词: 机械密封; 膜盒; 疲劳裂纹; 动力模型

中图分类号: V414-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2012) 06-0041-05

Research on damper design of welded metal bellows for mechanical seal

LI Jian-ke, CHEN Jie, WANG Shao-peng

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

Abstract: Taking fatigue crack of the welded metal bellows as an example, a method to add dampers to improve the capacity of the antifatigue cracks is presented based on the analysis of the dynamic model for mechanical seal to overcome the fatigue crack existing on the welded metal bellows for mechanical seal. The design specifications of the welded metal bellows for mechanical seal are given in this paper. The mechanical seal structure with dampers has passed the modal test, vibration test and assessment of the engine hot test, and has been applied successfully to the actual projects.

Keywords: mechanical seal; welded metal bellows; fatigue crack; dynamic model

0 引言

火箭发动机涡轮旋转设备中采用的机械密封结构形式以膜盒式机械密封和弹簧式机械密封为主, 它们工作在转速高 (转速 10 000 rpm 以上)、温度差大 (温度约 -200~500 ℃)、介质压力高

(介质压力约 0.5~2 MPa) 和动载荷大等环境中。在这种高温高转速等恶劣工况条件下, 膜盒式机械密封在密封性能、寿命和可靠性等方面, 普遍优越于弹簧式机械密封: 弹簧式机械密封工作温度为 -50~200 ℃, 膜盒式机械密封工作温度为 -190~450 ℃。膜盒不仅起着补偿及缓冲因动磨损、轴向窜动及振动等原因产生的轴向位移, 而

收稿日期: 2012-04-17; 修回日期: 2012-07-27

基金项目: 0901 工程项目 (2005AA722062)

作者简介: 李建克 (1978—), 男, 工程师, 研究领域为机械密封设计

且靠其自身弹力与介质压力一起对密封端面施加一定的比压,达到密封的目的。因此膜盒对该类机械密封性能至关重要,研究并解决其薄弱环节,将极大地提高密封的寿命和可靠性。

在膜盒式机械密封使用过程中,易出现膜盒膜片应力集中、膜盒失弹和膜盒破裂等问题,导致机械密封性能不稳定和使用寿命较短。这几种薄弱环节中,膜盒出现疲劳裂纹危害最大,也最难以解决。为此本文以膜盒为研究对象,针对其在工作中易出现疲劳裂纹等问题,在分析研究机械密封动力学模型的基础上,提出设置阻尼器,提高膜盒抗裂纹的能力,以达到提高膜盒式机械密封寿命和性能的目的。

1 密封动力学模型构建

对于机械密封来讲,由于产品加工、装配以及系统自身振动等因素,导致密封动静环在一定范围内做轴向振动和角度偏摆等复杂的运动,这不仅影响密封性能降低寿命,而且容易导致密封零件发生损坏(如膜盒疲劳裂纹等)。这种情况在高速运转的机械密封中情况更为严重:高速运转的设备振动主频高达几百赫兹甚至上千赫兹,该频率可能与密封固有频率接近而发生共振;即使未发生共振,在高振动频率下密封的使用寿命也远低于设计值,因此构建机械密封动力学模型,从密封工作机理入手寻求降低密封振动的措施。

1.1 密封动静环运动形式

高速机械密封一般采用静止式密封,即补偿元件静止,动环跟随转子一起转动,静环与设备静子连接,其背后有弹簧力和介质压力,密封端面存在液膜压力和接触压力的作用。静环为挠性安装,故有5个自由度:轴向移动、2个正交直径方向角倾斜和2个相互垂直的径向移动。密封环在运动坐标系下的示意图见图1所示, X 和 Y 轴与动环端面保持一致, Z 轴垂直于动环端面并指向轴向。对静环建立旋转坐标系123,在坐标系 XYZ 中做旋转运动,主轴线3与静环端面垂直,轴线1始终保持在 X - Y 平面上,轴线2总

是朝向瞬时的最大膜厚点。

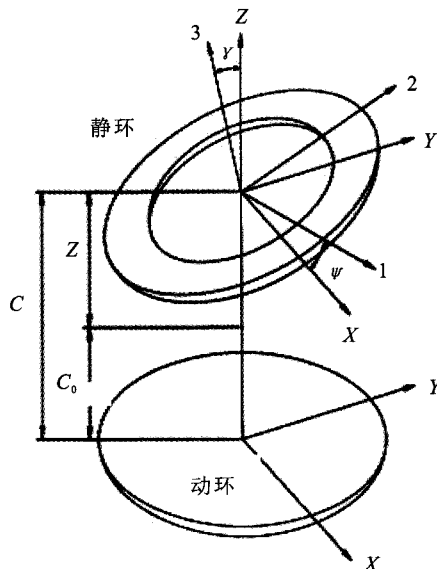


图1 密封环运动模型

Fig. 1 Movement models of seal rings

因此静环的旋转坐标123在参考坐标系 XYZ 中的位置,由 Z 轴到3轴的章动角 γ 和 X 轴到1轴的进动角 ψ 来确定;图中 C_0 为动静环初始时的轴向间距,静环振动在振动过程中其轴向距离为 $C=C_0+Z$ 。

1.2 密封动力学模型

由图1可知,机械密封可能出现3种形式的振荡:轴向振荡、角向振荡和弯曲振荡,3种振荡的动力学方程见式(1)。

$$\begin{cases} m\ddot{z} + P_z + W_z = 0 \\ I\ddot{\psi} + M_\psi + L_\psi = 0 \\ I_p\ddot{\gamma} + M_\gamma + L_\gamma = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中: m , I , I_p 为静环质量和惯性矩; z , ψ , γ 为密封环轴向、角向、弯曲位移; P_z , M_ψ , M_γ 为从介质侧作用在静环上的轴向力和水平机械矩; W_z , L_ψ , L_γ 为由外部作用在静环上的力和力矩。

针对平衡型机械密封(密封载荷系数小于1),在密封装配质量良好的条件下,其角向刚度大,密封面偏斜小,因此为了简化密封动力学模型,本文只研究该类机械密封轴向振荡,其动态模型见图2,该模型中密封环与周围环境的关系用刚度 c_n 和阻尼 b_n 来表示,动态模型的动力学

方程见式 (2)。

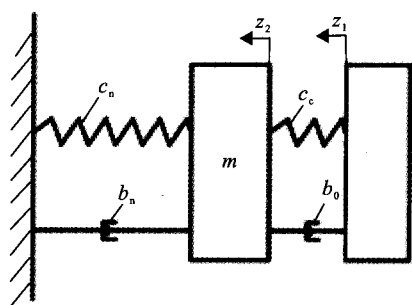


图 2 机械密封轴向动力学模型

Fig. 2 Axial dynamic model of mechanical seal

$$-m\ddot{z}_2 - (b_0 + b_c)\dot{z}_2 - (c_n + c_c)z_2 + b_0\dot{z}_1 + c_0z_1 = 0 \quad (2)$$

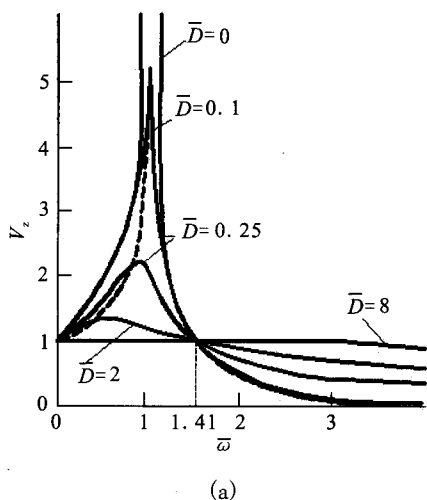
对式 (2) 求解, 得到幅频特性和相频特性的表达式, 见式 (3) 和式 (4)。

$$\mu_n(\bar{\omega}) = \frac{c_c}{c_n + c_c} \sqrt{\frac{1 + 4\bar{D}\bar{\omega}^2 k^2}{(1 - \bar{\omega}^2)^2 + 4\bar{D}^2 \bar{\omega}^2}} = \frac{c_c}{c_n + c_c} v_z(\bar{\omega}) \quad (3)$$

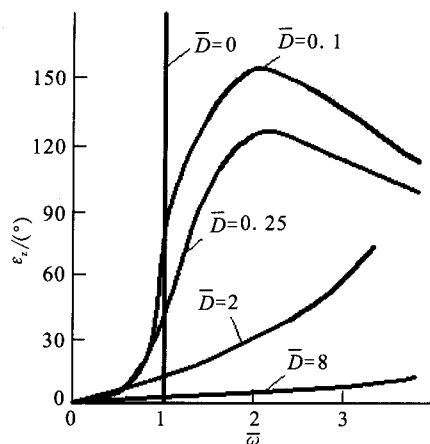
$$\psi(\bar{\omega}) = -\arctg \frac{2\bar{D}\bar{\omega} k + 2\bar{D}(1-K)}{1 + \bar{\omega}^2 (4\bar{D}^2 k - 1)} = -\varepsilon_z(\bar{\omega}) \quad (4)$$

式中: $\bar{\omega} = \omega/\omega_0$ 为无量纲频率; ω_0 为固有频率, $\omega_0 = \sqrt{\frac{c_n + c_c}{m}}$; $\bar{D} = \delta/\omega_0$, δ 为阻尼系数, $\delta = \frac{b_0 + b_c}{2m}$; $k = \frac{b_c(c_n + c_c)}{c_c(b_0 + b_c)}$ 。

则 v_z 和 ε_z 的关系曲线如图 3 所示。



(a)



(b)

图 3 机械密封轴向振动振幅放大系数和相位差

Fig. 3 Magnified coefficient and phasic difference of axial vibration amplitude for mechanical seal

2 密封阻尼设计

2.1 密封阻尼设计规范

由密封动力学模型分析可知, 增大阻尼系数 \bar{D} 可有效降低密封环的振荡幅度和频率 (如图 3 所示)。从式 (3) 和式 (4) 中参数可看出增大阻尼系数 \bar{D} 有 3 种途径: 减小密封静环质量; 减少弹性元件刚度; 增加密封静环阻尼系数 b_c 。在空间尺寸和结构变化范围小的情况下, 采用减少密封静环质量或弹性元件刚度的措施增大阻尼系数的效果没有直接增加密封阻尼系数明显 (见式 (5), 式 (5) 中符号与式 (3) 和式 (4) 相同), 且增加阻尼系数对密封结构改变最小。

$$\bar{D} = (b_0 + b_c) / 2\sqrt{m(c_n + c_c)} \quad (5)$$

根据这一理论, 在膜盒式机械密封的结构中设置阻尼器, 如图 4 所示。阻尼器的设计按如下准则: 内径 A 与膜盒外径的过盈量控制在 10%~20%, 外径 B 与密封壳体之间过盈量控制在 5%~15%; 阻尼带与膜盒之间的摩擦阻力约为密封弹力的 5%~10%。

2.2 阻尼带布局

在膜盒式机械密封中设置阻尼带主要目的是增加密封静环轴向阻尼系数, 以减少膜盒振动频率, 最大限度地提高其寿命。阻尼带在密封中的

布局如图5所示,图5(a)所示的结构在发动机某次试车中,膜盒出现了周向疲劳裂纹,导致密封失效。为了解决该问题,在密封壳体与膜盒之间设置阻尼带如图5(b)所示,在密封壳体上设置环槽,阻尼带爪子放入环槽,其内孔环抱阻尼带。设置阻尼带后静环组件阻尼系数 \bar{D} 将会增大。阻尼系数增大后,静环固有频率将增大,其实际效果需进行模态试验和工程实际应用,以验证改进措施的有效性。

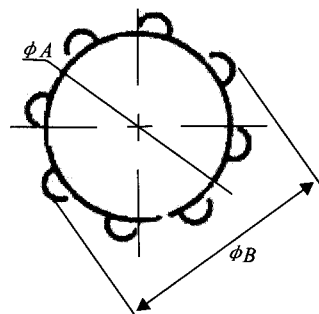
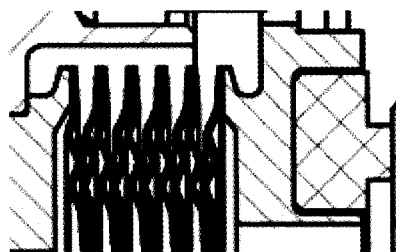
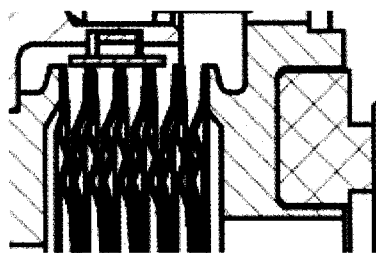


图4 阻尼带结构图

Fig. 4. Structure diagram of damper



(a) 无阻尼静环结构



(b) 有阻尼静环结构

图5 有无阻尼静环结构对照图

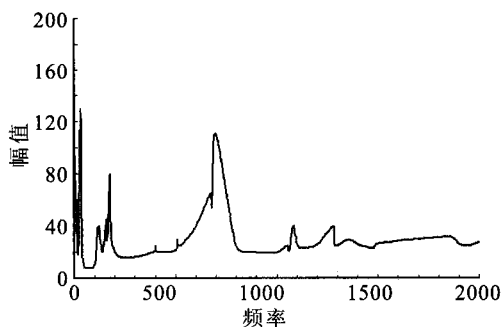
Fig. 5 Comparison of seal static ring structures with damper and without damper

3 有无阻尼密封结构试验及应用

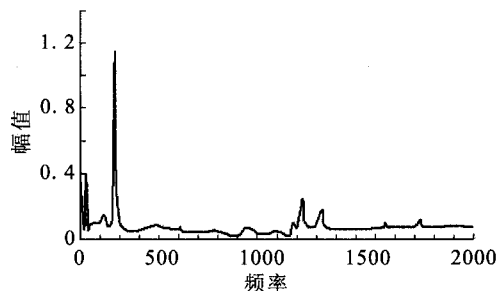
3.1 密封模态试验

将试验件装入特定的试验工装中,其压缩量根据密封比压进行调整(试验过程中分别设置为1 mm和2 mm),测量系统为非接触式激光测量系统,激励点为密封壳体和轴,激励方向为轴

向。试验前将激光分别对准上述测点进行定位,试验过程中分别敲击密封壳体和轴,计算机记录测点振动幅值和频率。静环改进前后振动频率与幅值关系如图6所示。从曲线可以清楚看出静环增加阻尼后,在发动机主频范围内其振动幅值大幅度减少,达到了降低密封轴向振动幅值和提高密封工作稳定性的目的。



(a) 无阻尼静环振动幅值与频率关系曲线



(b) 有阻尼静环振动幅值与频率关系曲线

图6 静环振动频率与幅值关系曲线

Fig. 6 Vibration frequency versus amplitude of static ring

3.2 密封疲劳振动试验

振动试验主要目的是模拟膜盒在工作过程中的振动情况,检测其抗疲劳破坏的能力。试验装置如图7所示,试验输入参数为:膜盒压缩量为0.3 mm,振动幅值为0.1 mm;振动频率为10 Hz。试验过程中,每进行10万次振动,将试件装入气检工装内,充入0.12 MPa压缩空气,检查膜盒及其焊缝是否发生泄漏,以判断其是否出现裂纹。带阻尼的密封结构经过600万次疲劳振动试验,膜盒未出现裂纹;无阻尼的膜盒振动80~200万次后出现周向疲劳裂纹。



图7 振动试验装置

Fig. 7 Picture of vibration test facility

3.3 密封热试车验证

有无阻尼器机械密封分别参加了发动机地面热试车:无阻尼密封在试车过程前期工作良好,后期发现密封泄漏量增大,分解后发现密封面磨痕不均匀,磨损量较大,膜盒出现周向裂纹,出现这种现象的主要原因是密封无阻尼,在工作过程中密封振动大造成的,这与模态试验的结果一致;有阻尼密封在试车过程中密封工作参数稳定,试车过程中泄漏较小,发动机试车分解后观察并测量密封发现:密封面磨痕均匀;磨损量小;膜盒未出现疲劳裂纹等。通过发动机试车数据统计可得出:与无阻尼的密封相比,带阻尼的密封膜盒寿命提高约4倍,带阻尼的膜盒式机械密封通过了试验验证和发动机热试车的考验。

4 结束语

针对膜盒式机械密封在使用过程中存在膜盒疲劳裂纹等问题,构建了机械密封动力学模型,提出了增加阻尼带等的方法,并给出了阻尼带的设计准则。密封设置阻尼带后通过了模态和振动试验验证,并成功地经受了多次火箭发动机热试车的考验。文中所采用的方法为该类问题的解决提供了理论基础和工程使用经验。

参考文献:

- [1] 迟立波. 高压金属波纹管机械密封的设计[J]. 机械, 2001, 28(增刊): 157-158.
- [2] 丁雪兴, 王悦. 机械密封焊接波纹管波片的应力计算及分析[J]. 兰州理工大学学报, 2008, 34(1): 58-60.
- [3] 陈德才, 崔德容. 机械密封设计制造与使用[M]. 北京: 机械工业出版社, 1993.
- [4] 张绪猛, 朱汉华, 高岚, 等. 机械端面密封的动力学特性分析[J]. 船舶工程, 2009, 31(3): 18-21.
- [5] 刘雨川, 徐万浮, 王之栋, 等. 端面气膜密封动力特性系数的计算[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2002, 42(2): 185-189.
- [6] 白长青, 许庆余, 张小龙. 密封和阻尼对火箭发动机液氢涡轮泵转子系统动力稳定性的影响[J]. 机械工程学报, 2006, 42(3): 150-155.
- [7] 陈安宁, 陆克久. 曲轴油封的密封机理及其使用寿命的影响因素[J]. 润滑与密封, 2005 (1): 122-123.
- [8] 杜天恩. 高压液体火箭发动机新结构密封[J]. 推进技术, 2000, 21(4): 16-19.
- [9] 孙见君, 顾伯勤. 弹簧比压对机械密封性能影响的分形分析[J]. 润滑与密封, 2006 (6): 67-70.
- [10] 程建辉, 陈利海. 机械端面密封计算技术[J]. 润滑与密封, 2001 (6): 9-11.
- [11] 李继合, 蔡纪宁, 林学海. 机械密封技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 1988.
- [12] 彭旭东, 杨惠霞. 机械密封的新技术及其应用[J]. 石油化工设备技术, 2001, 22(1): 62-66.

(编辑: 马 杰)