

DOI: 10.3901/JME.2022.03.213

磁性液体密封新结构及耐压性能理论研究^{*}

袁 芳¹ 王四棋¹ 李德才^{1,2} 陈 铎¹ 邸楠楠¹ 李文怡¹

(1. 北京交通大学机械电子与控制工程学院 北京 100044;

2. 清华大学摩擦学重点实验室 北京 100084)

摘要: 对于某特定大尺寸主轴重型装备, 主轴在高线速度运转中会出现一定的径向摆动, 导致密封泄漏问题。传统单一轴向磁性液体密封结构未能满足该设备出现径向摆动时的耐压要求, 为了解决这一问题, 并考虑到机械设备的密封结构的轴向空间受到一定限制, 提出一种新型轴向径向串联磁性液体密封结构。理论研究磁路中轴向和径向磁性液体串联密封结构的耐压性能, 并利用有限元对该密封结构的密封间隙内的磁场强度进行数值模拟, 根据磁性液体密封耐压理论计算出密封间隙内的理论耐压值, 分析主轴径向摆动位移量对轴向、径向和系统整体密封性能的影响。结果表明, 针对文中设定的密封结构, 随着径向摆动位移量的增大, 轴向密封处并联磁阻增大, 其理论耐压值减小, 径向密封处并联磁阻减小, 其理论耐压值增大。在轴向和径向密封两者串联作用下, 系统整体的耐压能力保持在一定范围内波动, 可有效提升高速旋转轴动密封的耐压稳定性。

关键词: 磁性液体; 密封; 径向摆动; 磁场强度

中图分类号: TB42

Theoretical Research on the Novel Magnetic Fluid Seal Structure and Its Pressure Resistance

YUAN Fang¹ WANG Siqi¹ LI Decai^{1,2} CHEN Duo¹ DI Nannan¹ LI Wenyi¹

(1. School of Mechanical, Electronic and Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044;

2. State Key Laboratory of Tribology, Tsinghua University, Beijing 100084)

Abstract: For a certain large-size main shaft and heavy equipment, the spindle will have a certain radial swing during high linear speed operation, which will cause seal leakage. The traditional single axial magnetic liquid sealing structure fails to meet the pressure requirements of the equipment when radial swing occurs. In order to solve this problem, and considering that the axial space of the main shaft sealing structure of the mechanical equipment is limited, a novel shaft-diameter-bidirectional magnetic fluid seal structure is proposed. The pressure resistance of the axial and radial magnetic liquid series seal structure in the single magnetic source magnetic circuit is theoretically studied, and the finite element simulation is used to numerically simulate the magnetic field strength in the seal gap of the seal structure. According to the pressure resistance theory of the magnetic fluid seal, the theoretical pressure resistance value in the sealing gap is calculated, and the influence of spindle radial runout displacement on the axial, radial and overall sealing performance of the system is analyzed. The research results show that for the sealing structure set in the article, as the radial swing displacement increases, the parallel magnetic resistance at the axial seal increases, and its theoretical pressure resistance value of the axial seal decreases. The parallel magnetic resistance at the radial seal decreases, and its theoretical pressure resistance value of the radial seal increases. Under the series action of both axial and radial seals, the overall pressure capability of the system remains within a certain range, which can effectively improve the pressure stability of the high-speed rotating shaft dynamic seal.

Key words: magnetic fluid; sealing; radial swing; magnetic field strength

0 前言

随着重型机械的快速发展, 高速、高精度旋转

机械装备的密封需求也在不断提高^[1]。对于传统动密封形式^[2], 其密封结构与转轴之间存在着固固相对运动, 两者之间会出现摩擦磨损, 易导致密封件失效。为解决传统动密封在工程应用中所出现的磨损问题, 李德才等^[3]提出并研究了磁性液体密封技术, 即一种用磁性液体作为密封介质的独特动密封,

^{*} 中央高校基本科研业务费专项资金(2019JBM054)和北京市自然科学基金 (3182013)资助项目。20210216 收到初稿, 20210918 收到修改稿

并采用聚磁结构实现非均匀磁场分布,将磁性液体约束在密封间隙中,形成“O”型液环,充满于密封间隙内,达到密封效果^[4]。在转轴密封中,密封结构与转轴之间的相对运动会对磁性液体产生轴切线方向的剪切力。当该剪切力超出它的屈服值时,磁液沿轴切线方向流动,产生内摩擦。在外磁场作用下,密封间隙内所形成的“O”型液环的两侧压差对磁流体产生轴向剪切力,该剪切力等于磁流体的屈服值时,“O”型液环达到最大的承压能力^[5]。磁性液体密封与传统动密封相比,具有零泄漏、寿命长、无污染等优点,并且已应用到了航空航天、军工装备、真空设备、化工生产、生物医学等多个领域^[6]。

磁性液体密封应用在高速大尺寸转轴上时,转轴出现的径向摆动使得轴运动时更易搅动磁性液体,磁性颗粒取向也易被打乱^[7-8]。传统的转轴密封,主轴高速旋转所提供的离心力作用以及转轴振动引起的径向摆动都会导致磁性液体出现径向移动,使其形成的液体“密封环”因径向尺寸变化而有效截面减小,导致轴向磁性液体密封耐压能力下降,且稳定性降低^[9]。在实际应用中,磁性液体密封一旦失效,导致泄漏量较大,就会使磁性液体密封可靠性下降。因此,对磁性液体密封适应大尺寸主轴径向摆动的研究至关重要,其直接影响到磁性液体密封装置的密封效果。对于某特定大尺寸主轴重型装备出现径向摆动,传统单轴向磁性液体密封未能达到很好的密封效果^[10]。为解决这一问题,本文在单一轴向密封结构的基础上提出了一种新型的轴向径向串联磁性液体密封结构。对于新增设的径向密封结构,磁性液体受到平行磁场作用,在进行理论分析时应考虑到磁性液体的径向移动^[11]。该结构的优点在于,当主轴径向摆动导致轴向磁性液体密封耐压能力下降时,新结构中的径向密封可起到耐压补充作用,使整个密封系统的耐压能力稳定在一定范围内,进而提高密封系统的稳定性。此外,本文分别对径向密封、轴向密封间隙内磁性液体的耐压机理进行了理论分析,得出相应的耐压公式,并研究在主轴出现不同径向摆动位移的情况下,轴向、径向以及密封系统整体耐压能力的变化趋势。

1 磁性液体密封新结构

常见磁性液体密封结构多为轴向密封^[10],磁性液体位于动态转轴与静态极靴之间的单磁源磁路上,起到动密封作用。考虑到重型机械对轴向尺寸

的要求,新型密封结构是在单一轴向密封结构的基础上增设径向密封环节,且使二者以串联形式位于被密封腔室之间,其结构形式如图 1 所示。新型密封结构的第一静环、第二静环的内环面开有斜齿,分别与回转轴形成轴向密封,第一静环、第二静环、第一动环以及第二动环的一侧端面分别开有矩形齿,动环与静环上的斜齿对应构成径向密封,其中轴向与径向密封间隙的两侧腔室首尾串联。在密封装置正常工作时,第一动环、第二动环、永磁铁、非导磁性轴套与主轴构成的动环组件随转轴同步转动。永磁铁产生的磁场在结构中形成闭合回路,且穿过径向密封间隙和轴向密封间隙,在磁场力的作用下使间隙内的磁性液体形成“O”型密封环,从而达到密封效果^[12]。考虑到高转速产生的离心力会影响磁性液体的密封性能,径向密封采用短边与水平方向呈一定角度的斜齿齿型,如图 1 所示。当转轴高转速产生的离心力过大导致一级斜齿间的液膜破坏时,斜齿可使液膜破坏后的磁性液体补充到相邻一级斜齿间,避免多级密封液膜发生破坏而导致失效。

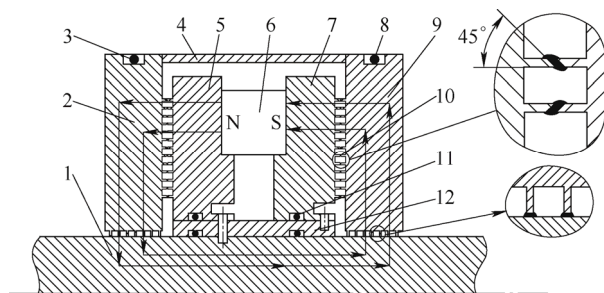


图 1 轴向径向串联磁性液体密封新结构及磁回路示意图

1. 回转轴 2. 第一静环 3. 密封圈 4. 定位隔磁环 5. 第一动环
6. 永磁铁 7. 第二动环 8. 密封圈 9. 第二静环
10. 磁性液体 11. 密封圈 12. 非导磁性轴套

对单磁源磁性液体密封新结构进行磁路分析,并忽略漏磁和边缘效应的影响,则该结构的等效磁路如图 2 所示,其中, Rt_1^i 、 Rt_4^i 为第一、二动环中第 i 斜齿的齿部磁阻; Rg_1^i 、 Rg_4^i 为第一、二动环中第 i 斜齿处密封间隙磁阻; Rt_2^j 、 Rt_3^j 为第一、二静环中第 j 矩形齿的齿部磁阻; Rg_2^j 、 Rg_3^j 为第一、二静环中第 j 矩形齿处密封间隙磁阻; $i=1\sim 13$; $j=1\sim 7$ 。从图 2 中可看出等效磁路主要由永磁铁的磁势 F_c 、永磁铁的磁阻 R_m 、回转轴磁阻 F_s 、第一动环的机身磁阻 R_{p1} 、第一静环的机身磁阻 R_{p2} 、第二静环的机身磁阻 R_{p3} 、第二动环的机身磁阻 R_{p4} 以及各个极齿的磁阻 R_t 和其间隙磁阻 R_g 串联组成。由于空气的相对磁导率为 1,如果

密封间隙变大, 其磁阻 R_g 会明显变大, 因此当转轴出现径向摆动时, 密封间隙大小发生变化, 进而改变磁回路中各个极齿间隙磁阻 R_g 大小, 使磁场强度也随之改变, 导致相应的密封性能也发生变化。

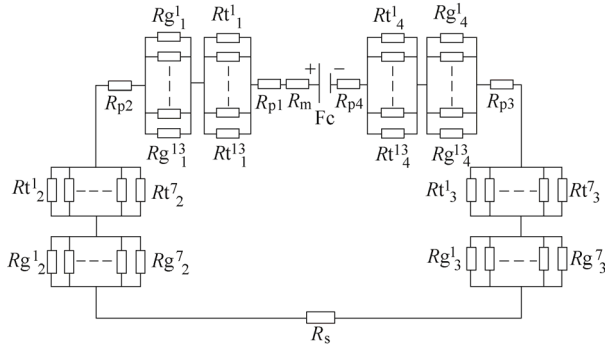


图2 轴向径向串联磁性液体密封新结构的等效磁路

2 磁性液体密封理论

2.1 磁性液体的 Bernoulli 方程

磁性液体为一种磁控智能流体, 其对应的运动方程^[11]为

$$\rho_f \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \rho_f \mathbf{V} \cdot \nabla \mathbf{V} = \rho_f \mathbf{g} - \nabla p^* + \mu_0 \mathbf{M} \cdot \nabla \mathbf{H} + \eta_H \nabla^2 \mathbf{V} + \frac{1}{3} \eta_H \nabla (\nabla \cdot \mathbf{V}) + \frac{1}{2t_s} \nabla \times (\mathbf{\Omega} - \boldsymbol{\omega}) \quad (1)$$

式中, ρ_f 为磁性液体的密度; \mathbf{V} 为速度矢量; μ_0 为真空磁导率; \mathbf{M} 为磁性液体的磁化强度矢量; \mathbf{H} 为外加磁场强度矢量; η_H 为存在外磁场时磁性液体的动力黏性系数; t_s 为 Newton 松弛时间; $\mathbf{\Omega}$ 为固体颗粒旋转角速度矢量; $\boldsymbol{\omega}$ 为涡量矢量。

根据磁性液体的自身特性进行以下假设:

① 磁性液体的密度 $\rho_f = \text{const}$, 可知

$$\nabla \cdot \mathbf{V} = 0$$

② 流动是具势的, 即

$$\nabla \times \mathbf{V} = 0 \text{ 或 } \boldsymbol{\omega} = 0$$

③ 磁性液体是内禀性的, 则磁性液体的磁化强度矢量 \mathbf{M} 和外磁场 \mathbf{H} 平行, 外磁场变化不造成磁性固体颗粒的旋转, 同时因为 $\boldsymbol{\omega} = 0$, 所以

$$\mathbf{\Omega} = 0$$

在以上假设的基础上, 对磁性液体的运动方程进行整理, 可得磁性液体的 Bernoulli 方程的一般形式

$$\nabla \left[-\rho_f \frac{\partial \varphi_v}{\partial t} + \frac{1}{2} \rho_f V^2 + \rho_f gh + p^* - \mu_0 \int_0^H M dH \right] + \mu_0 \int_0^H \frac{\partial M}{\partial T} \nabla T dH = 0 \quad (2)$$

若流动是等温的, 即 $\nabla T = 0$; 流场中的温度远低于居里温度 (Curie 温度), 这时 $(\partial M / \partial T) \approx 0$; 并且流动是定常的, 则 Bernoulli 方程的一般形式为

$$p^* + \frac{1}{2} \rho_f V^2 + \rho_f gh - \mu_0 \int_0^H M dH = C \quad (3)$$

对于磁化强度 M 与密度 ρ_f 成正比的磁性液体, $p_m + p_s = 0$, 即可得到

$$p + \frac{1}{2} \rho_f V^2 + \rho_f gh - \mu_0 \int_0^H M dH = C \quad (4)$$

2.2 轴向密封的耐压公式

磁性液体所形成密封环的密封能力取决于密封间隙的磁场梯度。对极齿形状为矩形齿的轴向密封进行以下假设: ① 磁性液体本身的重力和磁场力相比较可忽略; ② 磁力线可近似用圆弧来代替, 并且认为等磁场线与磁力线相重合; ③ 忽略磁性液体的表面张力。将这三个假设用于 Bernoulli 方程^[11], 则有

$$p_1 - \mu_0 \int_0^{H_1} M dH = p_2 - \mu_0 \int_0^{H_2} M dH \quad (5)$$

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \mu_0 \int_{H_2}^{H_1} M dH = M \cdot \Delta B \quad (6)$$

当密封腔高压侧压力升高至使磁性液体密封膜变形时, 这时 H_1 达到最大值 H_{\max} , 而低压侧表面的 H_2 达到最小值 H_{\min} 。两侧表面的磁场力之差所能平衡的压力差是最大的, 即 ΔP_{\max} , 称为密封能力。对其进行近似假设, 整个磁性液体密封膜均处于饱和和磁化状态, 则有

$$\Delta P_{\max} = \mu_0 \int_{H_{\min}}^{H_{\max}} M dH \approx \mu_0 M_s (H_{\max} - H_{\min}) \quad (7)$$

根据单个液膜的耐压能力可推导出轴向密封多级矩形齿的耐压能力, 即为

$$\Delta P_{\text{axis}} = M_s \cdot \sum_{i=1}^{n_1} \Delta B_{Ai} \quad (8)$$

式中, M_s 为磁性液体的饱和磁化强度; n_1 为矩形齿齿数; ΔB_{Ai} 为轴向密封的各个矩形齿处磁性液体两侧的磁感应强度梯度。

2.3 径向密封耐压公式

对于极齿为 $\theta = 45^\circ$ 斜齿的径向密封, 间隙内磁

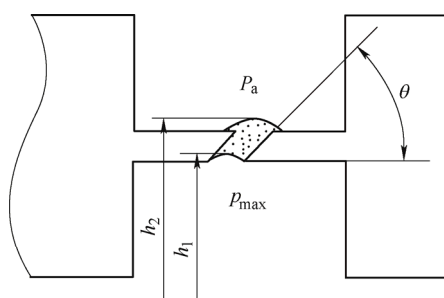
场力的方向与斜齿的斜面相垂直, 推导该类型的 Bernoulli 方程时, 应转换到两个对应斜齿间隙内的对称中面上进行分析, 并进行与式(5)中②和③相同的假设, 且在磁极环的尖端部分, 磁力线仍然是直线, 向尖端处收拢, 即聚磁。在内禀性假设下, 磁性液体的磁化强度矢量 \mathbf{M} 平行于外磁场 \mathbf{H} , 则在间隙内的对称中面上, \mathbf{M} 的法向分量不存在, 即 \mathbf{M}_n 等于零。

对第一静环与第一动环之间的径向密封间隙进行分析, 将假设用于 Bernoulli 方程, 并考虑磁液受到平行磁场的同时, 两侧压差导致径向形变所产生的重力势能, 则有

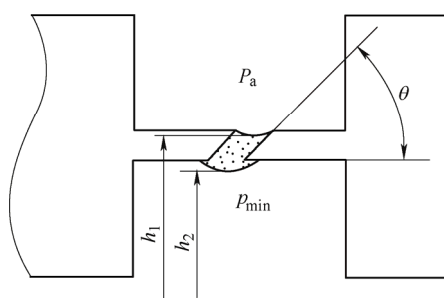
$$p_1 + \rho_f g h_1 - \mu_0 \int_0^{H_1} M dH = p_2 + \rho_f g h_2 - \mu_0 \int_0^{H_2} M dH \quad (9)$$

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \rho_f g (h_2 - h_1) + \mu_0 \int_{H_2}^{H_1} M dH = \rho_f g (h_2 - h_1) + M \cdot \Delta B \quad (10)$$

式中, h_1 为高压侧液膜高度; h_2 为低压侧液膜高度。



(a) 第一静环与第一动环之间的密封间隙



(b) 第二静环与第二动环之间的密封间隙

图 3 压力达到极大值时的磁性液体液膜形态

当压力达到极大值时, 径向密封的液膜形态变化如图 3 所示, 其中图 3a、3b 分别为第一静环与第一动环、第二静环与第二动环之间的密封间隙液膜形态。假定密封组件的左侧为密封气体, 则图 3a 中下侧为高压侧, 上侧为低压侧; 图 3b 中上侧为高压侧, 下侧为低压侧。上下两侧表面的磁场力之差与重力之差所能平衡的压力差是最大的, 即

$$\Delta P'_{\max} = \rho_f g (h_{2\max} - h_{1\max}) + \mu_0 \int_{H_{\min}}^{H_{\max}} M dH \approx \rho_f g (h_{2\max} - h_{1\max}) + \mu_0 M_s (H_{\max} - H_{\min}) \quad (11)$$

对于多级径向密封的耐压能力, 通过上述单级密封公式可进行推导, 即

$$\Delta P_{\text{radial}} = \sum_{i=1}^{n_2} \rho_f g (h_{2\max} - h_{1\max}) + \sum_{i=1}^{n_2} M_s \Delta B_{Ri} \quad (12)$$

式中, ρ_f 为磁性液体的密度; g 为重力加速度; ΔB_{Ri} 为径向密封的各个斜齿处磁性液体两侧的磁感应强度梯度。

2.4 磁性液体密封新结构的系统耐压公式

由图 1 可知, 新型密封结构为对称结构, 其中两组轴向和径向密封的各极齿间两侧腔室首尾衔接, 且磁性液体密封具有自修复的特性, 即当磁性液体受到大压差破裂后, 一旦压差下降至一定程度, 密封环将自动恢复并重新起到密封作用^[13-14]。因此, 系统密封的耐压能力为每个密封处的各极齿两侧最大承受压差之和, 根据式(8)、式(12), 可推导出新型密封结构的系统理论耐压值 ΔP , 即

$$\Delta P = \int_{H_{\min}}^{H_{\max}} \mu_0 M dH \approx \sum_{i=1}^N M_s (B_{i\max} - B_{i\min}) = 2 \times \Delta P_{\text{axis}} + \Delta P_{\text{radial1}} + \Delta P_{\text{radial2}} \quad (13)$$

式中, $H_{i\min}$ 和 $H_{i\max}$ 分别为第 i 齿下最小和最大的磁场强度; $B_{i\min}$ 和 $B_{i\max}$ 分别为第 i 齿下最小和最大的磁通量密度; N 为系统极齿的数量; M 和 M_s 分别为磁性液体密封极齿下磁性液体的磁化强度和饱和磁化强度; $\Delta P_{\text{radial1}}$ 为第一静环与第一动环之间密封间隙的理论耐压值, $\Delta P_{\text{radial2}}$ 为第二静环与第二动环之间密封间隙的理论耐压值^[15]。

在两侧径向密封间隙中, 压力所导致的液膜在径向方向向上的位移量相同, 并且重力势能对两组径向密封耐压能力的作用方向相反, 因此在系统耐压公式中, $\Delta P_{\text{radial1}}$ 与 $\Delta P_{\text{radial2}}$ 两侧径向密封耐压公式的重力项符号相反, 则系统耐压公式为

$$\Delta P = 2 \sum_{i=1}^{n_1} M_s \Delta B_{Ai} + 2 \sum_{i=1}^{n_2} M_s \Delta B_{Ri} \quad (14)$$

3 密封结构的磁场强度有限元分析

3.1 仿真分析

利用 ANSYS Maxwell 软件对新型密封结构进行有限元分析。创建磁性液体密封的物理环境, 由于密封结构为三维轴对称型结构, 可将其简化为二

维模型进行仿真。对结构进行磁场分析，仿真得出密封间隙内磁感应强度梯度，并假设：磁性液体处于饱和磁化状态，饱和磁化状态磁性液体的磁导率与真空的磁导率近似相等；忽略极靴即软磁材料的磁滞现象，假定其为各向同性。结合仿真结果和磁性液体特性，计算磁性液体密封间隙内的理论耐压值。

针对特定的大尺寸主轴重型装备，设计该新型密封结构中的轴向密封间隙为 0.3 mm，径向密封间隙为 0.25 mm。第一静环与第二静环的内环面分别开有 7 个矩形齿和 6 个槽，第一静环和第二动环的右端面、第二动环和第二静环的左端面分别开有 13 个斜齿和 12 个槽，各个斜齿的宽度为 0.2 mm，槽的宽度均为 0.8 mm，矩形齿的径向高度为 0.7 mm，斜齿的轴向高度为 0.7 mm。结构中零件的材料属性如表 1 所示，其中氟醚油基磁性液体的饱和磁化强度为 334 Gs($1\text{Gs}=10^{-3}\text{ A/m}$)。

表 1 结构中零件的材料属性

零件	回转轴	极靴	永磁铁	非导磁性轴套	定位隔磁环	磁性液体
材料	2Cr13	2Cr13	钕铁硼	304	304	氟醚油基磁性液体

将已设计完成的密封结构工程图导入至 Maxwell 软件中，根据表 1 所确定的结构参数和材料属性，对该模型中各个零件进行参数和材料的定义，创建计算域，对其进行范围设定，形成一个矩形求解区域，并将模型设定为沿 Z 轴对称的球体模型，通过求解器进行求解，得出仿真结果。从图 4a 可知该结构构成了一个以永磁铁作为磁源，磁力线穿过轴向和径向密封间隙的闭合磁回路，且在永磁铁的外部及极间出现了少量漏磁。图 4b 为斜齿间隙处磁感应强度云图，其中斜齿尖端的磁感应强度最大，数值达到 1.5 T，密封间隙处的磁感应强度最大值达到 0.735 T。由于结构的密封性能取决于密封间隙处磁感应强度梯度的大小，为分析系统耐压能力，应仿真得出轴向、径向密封间隙处的磁感应强

度梯度，如图 5 所示，其中轴向间隙处矩形齿的磁感应强度梯度均值为 116.26 mT，径向密封间隙处斜齿的磁感应强度梯度均值为 556.43 mT。

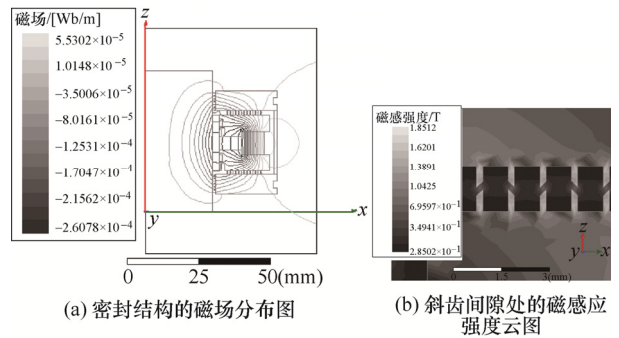


图 4 密封结构的有限元分析结果

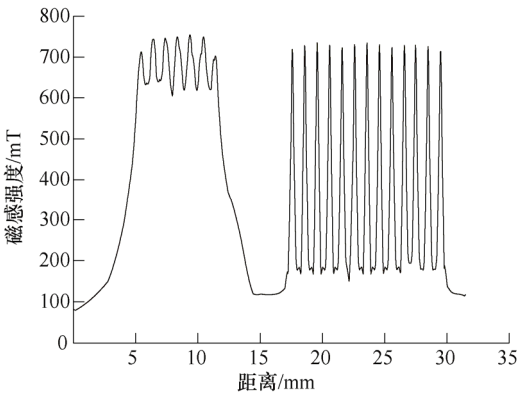


图 5 单侧轴向、径向密封间隙处的磁感应强度曲线图

4 结果比较与分析

由于径向摆动会导致轴向密封处出现某一位置的间隙增大或减小，因此，探究高速转轴产生的径向摆动对密封耐压能力的影响，应分别对发生不同摆动位移时轴向间隙最大侧和间隙最小侧展开分析。在径向摆动位移为 0~0.25 mm 的变化范围内，对密封结构进行磁场仿真，通过 Matlab 计算出轴向密封和径向密封两者的磁感应强度梯度以及理论耐压值，如表 2、3 所示。

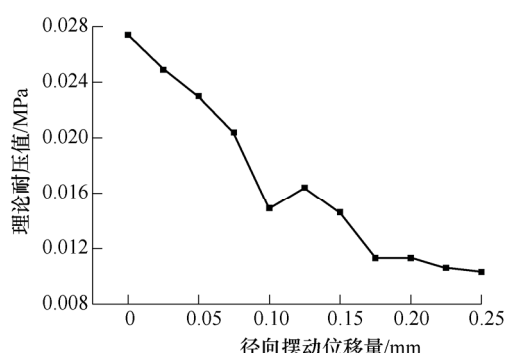
表 2 轴向间隙最小侧的磁感应强度梯度及理论耐压值

径向摆动位移量/mm	0	0.025	0.05	0.075	0.1	0.125	0.15	0.175	0.2	0.225	0.25
轴向单侧磁感应强度梯度/T	1.031	1.198	1.434	1.718	2.035	2.51	2.977	3.359	4.195	5.346	6.761 6
轴向理论耐压值/MPa	0.027 4	0.031 8	0.038 1	0.045 7	0.054 1	0.066 7	0.079 1	0.089 3	0.111 5	0.142 1	0.179 7
径向单侧磁感应强度梯度/T	6.172	6.177	6.527	6.690	6.965	6.998	6.356	7.025	6.404	5.564 9	5.150 5
径向理论耐压值/MPa	0.164 0	0.167 2	0.173 5	0.177 8	0.185 1	0.186 0	0.168 9	0.186 7	0.170 2	0.147 9	0.136 9

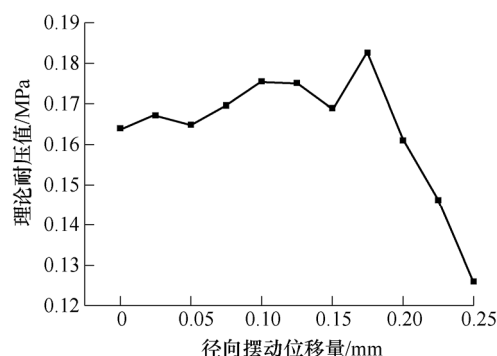
表 3 轴向间隙最大侧的磁感应强度梯度及理论耐压值

径向摆动位移量/mm	0	0.025	0.05	0.075	0.1	0.125	0.15	0.175	0.2	0.225	0.25
轴向单侧磁感应强度 梯度/T	1.031	0.938	0.864	0.766	0.561	0.616	0.548	0.424	0.427	0.401	0.388
轴向理论耐压值/MPa	0.027 4	0.024 9	0.023 0	0.020 4	0.014 9	0.016 4	0.014 6	0.011 3	0.011 3	0.010 6	0.010 3
径向单侧磁感应强度 梯度/T	6.172	6.224	6.205	6.380	6.604	6.589	6.654	6.870	6.059	5.502	4.743
径向理论耐压值/MPa	0.164 0	0.165 4	0.164 9	0.169 6	0.175 5	0.175 1	0.176 9	0.182 6	0.161 0	0.146 2	0.126 0

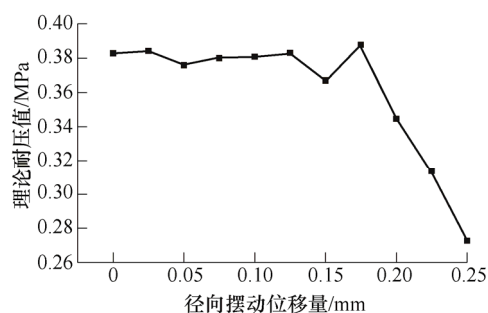
分析系统耐压能力时,应取轴向、径向密封在两种不同间隙变化情况中耐压最小值,因此对上述两个表格进行数值比较,得出不同摆动状况下各位置处的理论耐压值,并根据式(14)得出密封系统的理论耐压值,其变化趋势如图 6 所示。



(a) 系统单侧轴向密封的耐压能力变化趋势



(b) 系统单侧径向密封的耐压能力变化趋势



(c) 系统理论耐压值变化趋势

图 6 摆动作用下密封系统的理论耐压能力

从表 2、3 可知,摆动位移量从 0 增大到 0.175 mm 时,轴向间隙最小侧的理论耐压值从

0.027 4 MPa 增大到 0.089 2 MPa; 轴向间隙最大侧的最小理论耐压值从 0.027 4 MPa 降低至 0.011 3 MPa, 径向密封处的理论耐压值从 0.164 MPa 增大到 0.182 6 MPa。由图 6a、6b 可知,随着径向摆动位移的增大,轴向密封间隙的理论耐压值减小,这是由于间隙增大,密封间隙的磁阻也增大,在磁源不变的情况下,密封间隙内的磁场强度减小,磁感应强度梯度也随之减小,并由式(8)、式(12)可知,磁感应强度梯度与理论耐压值呈正相关,因此理论耐压值也下降。而径向密封间隙的理论耐压值呈增大趋势,是因为径向摆动引起径向密封处的一部分斜齿间隙增大,另一部分斜齿间隙减小,使径向密封间隙处磁阻的并联阻值降低,从而导致磁感应强度梯度也随之增大,相应的理论耐压值提高。

在图 6b 中,当摆动位移量为 0.175 mm 时,理论耐压值最大,是由于部分斜齿间距小导致斜齿间隙处整体的磁感应强度梯度达到峰值。图 7 为径向摆动 0.175 mm 时,径向密封处两组相邻斜齿对齿的状态以及磁感应强度分布云图,其中一组对齿之间的距离较大,另一组对齿尖端距离较小。由于磁场的尖角效应,磁力线流向尖角处,使斜齿尖角处的磁力线密集,因此在尖角处磁感应强度要高得多,使间隙处磁感应强度梯度增大,从而导致径向摆动 0.175 mm 时径向密封的耐压出现波动。

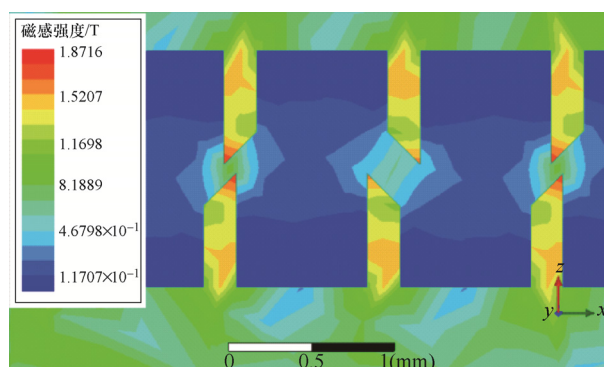


图 7 径向摆动为 0.175 mm 时径向密封状态及磁感应强度分布

当摆动位移大于 0.175 mm 时,在部分斜齿间距

为最小值的同时, 部分斜齿间距达到最大值, 使间隙处整体的磁感应强度梯度下降。而摆动位移量超出斜齿宽度大小即 0.2 mm 时, 会导致部分斜齿顶部的斜面未能相互对应, 磁感应强度梯度下降, 理论耐压值随之出现急剧下降。

图 6c 表征系统理论耐压值的变化趋势, 其数值的变化范围为 $(0.38 \pm 0.002\ 633)$ MPa。图 6a 中径向摆动位移量为 0.1mm 处出现数值突变, 在径向密封的作用下, 图 6c 中系统耐压值在 0.1 mm 处未出现数值突变。图 6b 中径向摆动位移量为 0.175 mm 时, 径向理论耐压值达到峰值, 由于轴向密封耐压值的下降, 降低了该处所对应的系统耐压值的变化波动。根据图 6a 与图 6b 中轴向与径向密封耐压能力的变化可知, 在径向摆动位移增大导致轴向密封耐压值下降的同时, 引起径向密封耐压值升高, 使整个密封系统的耐压能力稳定在一定范围内, 进而提高密封系统的稳定性。因此, 系统耐压能力能够保持在稳定的范围内是因为密封结构中增设了径向密封, 使径向摆动的变化对系统理论耐压值的影响较小, 即保证了系统的耐压能力。

5 结论

(1) 随着径向摆动的幅度增大, 轴向密封处并联磁阻增大, 理论耐压值减小, 径向密封处并联磁阻减小, 使其耐压能力增大。由于径向密封与轴向密封两者为串联结构, 使系统理论耐压值在一定小范围内波动。因此, 对于结构中所增设的动环与静环组成的径向密封可保证密封组件的系统耐压能力。

(2) 当径向摆动的位移达到径向密封处斜齿的宽度时, 径向密封的理论耐压值出现急剧下降; 径向摆动位移量在 0~0.175 mm 范围内可保证结构系统密封稳定性。因此, 根据对结构的仿真结果分析, 在保证主轴出现摆动时系统耐压稳定的前提下, 允许摆动量应小于斜齿宽度大小。为避免轴向出现撞齿现象, 需增大轴向密封间隙余量, 使间隙大小大于允许摆动量。

(3) 与单一轴向磁性液体密封相比, 采用新型单磁源磁性液体密封为一种解决径向摆动引起密封失效的有效方法, 且新型单磁源磁性液体密封的耐压能力在主轴出现径向摆动的情况下可维持在一个可控的范围内, 进而提高密封系统的稳定性。

参 考 文 献

- [1] 林小凤. 航空发动机机械系统技术分析[J]. 内燃机与配件, 2019, 294(18): 51-52.
- [2] LIN Xiaofeng. Technical analysis of aero-engine mechanical system[J]. Internal Combustion Engines & Parts, 2019, 294(18): 51-52.
- [3] 王晓勤. 浅谈我国密封行业的发展现状和前景[J]. 科技创新与应用, 2013, 70(30): 123-123.
- [4] WANG Xiaoqin. Talking about the development status and prospects of my country's sealing industry[J]. Science & Technology Innovation and Application, 2013, 70(30): 123-123.
- [5] 李德才. 磁性液体密封理论及应用[M]. 北京: 科学出版社, 2010.
- [6] LI Decai. Theory and application of magnetic liquid sealing[M]. Beijing: Science Press, 2010.
- [7] OCHONSKI W. Dynamic sealing with magnetic fluids[J]. Wear, 1989, 130(1): 261-268.
- [8] 夏丽英. 高速分散机主轴磁流体密封机理的研究[J]. 机械工程师, 2005(2): 84-86.
- [9] XIA Liying. Research on the magnetic fluid sealing mechanism of the high-speed disperser spindle[J]. Mechanical Engineer, 2005(2): 84-86.
- [10] 彭旭东, 王玉明, 黄兴. 密封技术的现状与发展趋势[J]. 液压气动与密封, 2009(4): 4-11.
- [11] PENG Xudong, WANG Yuming, HUANG Xing. The status quo and development trend of sealing technology[J]. Hydropneumatics & Sealing, 2009(4): 4-11.
- [12] 王虎军, 李德才, 甄少波, 等. 磁流体对气体和液体耐压能力的对比研究[J]. 食品与机械, 2016, 32(11): 68-70, 101.
- [13] WANG Hujun, LI Decai, ZHEN Shaobo, et al. Comparative study on the pressure resistance capability of magnetic fluid to gas and liquid[J]. FOOD & MACHINERY, 2016, 32(11): 68-70, 101.
- [14] 李保锋, 刘颖, 余智勇. 磁性流体动密封失效机理分析[J]. 液压与气动, 2004(6): 83-85.
- [15] LI Baofeng, LIU Ying, YU Zhiyong. Analysis of failure mechanism of magnetic fluid dynamic seal[J]. Hydraulics & Pneumatics, 2004(6): 83-85.
- [16] 杨逢瑜, 王顺, 娄磊, 等. 高速大长径比搅拌轴微纳米磁流体密封性能研究[J]. 液压与气动, 2009, 211(3): 63-65.
- [17] YANG Fengyu, WANG Shun, LOU Lei, et al. Research on micro/nano magnetic fluid seal performance of high speed and large length-to-diameter ratio stirring shaft[J]. Hydraulics & Pneumatics, 2009, 211(3): 63-65.
- [18] 何新智, 苗玉宾, 王礼, 等. 磁性液体密封液体技术的进展简述[J]. 真空科学与技术学报, 2019, 39(5): 361-366.
- [19] HE Xinzhi, MIAO Yubin, WANG Li, et al. Brief

- introduction to the progress of magnetic liquid sealing liquid technology[J]. Journal of Vacuum Science and Technology, 2019, 39(5): 361-366.
- [11] 池长青, 王之珊, 赵丕智. 铁磁流体力学[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1993.
CHI Changqing, WANG Zhishan, ZHAO Pizhi. Ferrohydrodynamics[M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 1993.
- [12] 张惠涛, 李德才. 分瓣式密封装置磁性液体平面密封研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(5): 149-155.
ZHANG Huitao, LI Decai. Research on magnetic liquid plane seal of split seal device[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(5): 149-155.
- [13] 顾红, 徐伟华, 宋鹏云, 等. 磁流体密封水介质的自修复研究[J]. 摩擦学学报, 2002(3): 214-217.
GU Hong, XU Weihua, SONG Pengyun, et al. Research on self-healing of magnetic fluid sealing water medium[J]. Tribology, 2002(3): 214-217.
- [14] 刘颖, 王全胜, 王建华, 等. 磁流体密封自修复的试验研究[J]. 摩擦学学报, 1998(3): 3-5.
LIU Ying, WANG Quansheng, WANG Jianhua, et al. Experimental research on self-repair of magnetic fluid seal[J]. Tribology, 1998(3): 3-5.
- [15] 杨小龙, 李德才, 何新智, 等. 大间隙磁性液体与迷宫交替式组合密封的数值及试验研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(20): 175-179.
YANG Xiaolong, LI Decai, HE Xinzhi, et al. Numerical and experimental research on large-gap magnetic liquid and labyrinth alternate combination seal[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(20): 175-179.

作者简介: 袁芳, 女, 1997 年出生。主要研究方向为电液磁一体化的理论及应用。

E-mail: 19121312@bjtu.edu.cn

王四棋(通信作者), 男, 1980 年出生, 博士, 副教授。主要研究方向为磁液应用技术。

E-mail: sqwang@bjtu.edu.cn

李德才, 男, 1965 年出生, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为电液磁一体化的理论及应用。

E-mail: lidecai@mail.tsinghua.edu.cn