

DOI: 10.3901/JME.2022.09.172

磁性液体密封与迷宫密封组合密封的结构设计及优化^{*}

张彤¹ 李德才^{1,2} 李艳文²

(1. 北京交通大学机械与电子控制工程学院 北京 100044;

2. 清华大学摩擦学国家重点实验室 北京 100084)

摘要: 目前, 磁性液体密封作为一种新型密封方式, 具有零泄漏、无污染、寿命长等优点, 但存在着耐温差和耐压差能力相对较弱, 高速工况下容易失效的问题。而迷宫密封作为传统密封方式, 具有泄漏量大的缺点, 但适用于高温、高压和高速的工况, 可以很好地弥补磁性液体密封的缺点。因此, 设计了磁性液体密封与迷宫密封组合密封的结构, 对极靴和轴套的结构尺寸进行正交试验和响应曲面法优化, 得到了使组合密封结构耐压值最大的结构尺寸, 为高温、高压、高速工况实现零泄漏密封提供了理论基础。

关键词: 磁性液体密封; 迷宫密封; 结构优化; 响应曲面法

中图分类号: TH122; TH136

Design and Optimization of Combined Magnetic Fluid Seal and Labyrinth Seal

ZHANG Tong¹ LI Decai^{1,2} LI Yanwen²

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

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

Abstract: At present, as a new sealing method, magnetic fluid seal has the advantages of zero leakage, no pollution and long life, but it is relatively weak when the temperature or pressure is high and it is easy to fail under high-speed working conditions. As a traditional sealing method, labyrinth seal has the disadvantage of large leakage, but it is suitable for high-temperature, high-pressure and high-speed working conditions, so it can make up for the shortcomings of magnetic fluid seal well. Therefore, the combined seal structure of magnetic fluid seal and labyrinth seal is designed, and the structural size of pole shoe and shaft sleeve is optimized by orthogonal test and response surface method. The structural size that could maximize the pressure resistance value of the combined seal is obtained, which may provide a theoretical basis for zero-leakage sealing under high-temperature, high-pressure and high-speed conditions.

Key words: magnetic fluid seal; labyrinth seal; structure optimization; response surface methodology

0 前言

随着石油化工、航空航天等朝着高度智能化、节能以及绿色环保方向发展, 各个领域对于密封的要求越来越高, 不仅需要其适用于更高转速、更大

压差的工况, 而且要寿命长、环保无污染、易维修等, 传统的密封方式已很难满足这些要求。磁性液体密封作为一种新型密封方式^[1-6], 采用聚磁结构实现了非均匀的磁场分布, 将磁性液体约束在密封间隙中, 从而实现密封的目的。磁性液体密封不仅可以消除机械密封和填料密封结构存在的摩擦磨损, 还可以实现“零”泄漏, 同时, 由于磁性液体较低的黏性摩擦, 其使用寿命可达十年以上^[7-12]。

^{*} 国家自然科学基金(51735006, U1837206, 51927810)和北京市自然科学基金(3182013)资助项目。20210602 收到初稿, 20211013 收到修改稿

但是, 目前磁性液体密封存在着耐温差和耐压差能力相对较弱, 高速工况下容易失效的问题。高温下, 磁性液体蒸发速度加快, 并且磁性能会减弱, 从而使磁性液体密封的寿命缩短, 耐压性能下降; 高速下, 磁性液体与旋转轴的摩擦和内部存在的黏性摩擦增大, 导致温度升高, 另一方面高速使离心力增大, 磁性液体“O”形环容易被破坏。

迷宫密封是典型的非接触式密封, 通过迷宫流道中对流体产生的各种能量转换与耗散的作用^[13-15], 使得流体的整体动能降低, 最终达到密封的效果。其特点是适应性强、工作稳定、寿命长、结构相对简单且易于维护, 在高温、高压以及高旋转频率的设计场合上都可以应用。缺点是泄漏量大, 在低转速下泄漏必然存在^[16]。

因此, 将磁性液体密封与迷宫密封组合, 既能解决磁性液体密封高温、高速下失效的问题, 又能解决迷宫密封泄漏量大的问题, 实现高温高速工况下, 泄漏量小的密封效果。目前关于迷宫密封的研究大多集中于结构参数对泄漏系数的影响和结构参数的优化, SCHRAMM 等^[17]通过计算流体力学商用软件得到了迷宫密封的形状优化环境; RHODE 等^[18]设计了一种新型的低泄漏迷宫密封, 在定子外壳上设置了一个环形槽。关于解决高速磁性液体密封的研究较多, 但与迷宫密封组合的很少。TIETZE 等^[19]为了更加有效地降低磁性高速工况下磁性液体密封的研究液体密封的温度, 提出在密封外壳和转轴内部设计冷却通道, 其中转轴与冷却水管路之间的连接采用带密封功能的旋转接头, 防止冷却介质泄漏; 吴旭东等^[20]为解决高速磁性液体密封容易失效的问题, 在普通磁性液体密封结构的基础上通过互换旋转磁极与静止磁极位置, 消除离心力对磁性液体的影响, 通过增加非导磁套筒, 加快热量传递, 降低磁性液体温度; 杨小龙等^[21]为了提高大间隙磁性液体密封的耐压能力, 在多级磁源磁性液体密封的基础上提出一种磁性液体与迷宫交替式组合密封结构并设计一种普通的具有二级磁源的磁性液体与迷宫交替式组合密封结构。

目前, 关于磁性液体密封与迷宫密封组合密封的研究很少, 已有的结构应用范围有很大限制, 缺少两种密封方式组合密封的有效结构。因此, 本文设计了一种可以普遍应用于高速、高压、高温的磁性液体密封与迷宫密封组合密封的结构, 并且通过正交实验和响应曲面法优化结构参数, 得到了使密封效果最佳的结构参数。

1 磁性液体密封与迷宫密封组合密封的结构设计

磁性液体密封一般由永磁体、极靴和轴构成磁回路, 通过极齿产生磁感应强度差, 磁性液体被吸引在极齿下的间隙中, 达到密封效果。两端通过轴承定位, 轴承与极靴中间有隔磁环防止磁力线通过轴承泄漏, 典型的磁性液体密封结构如图 1 所示。

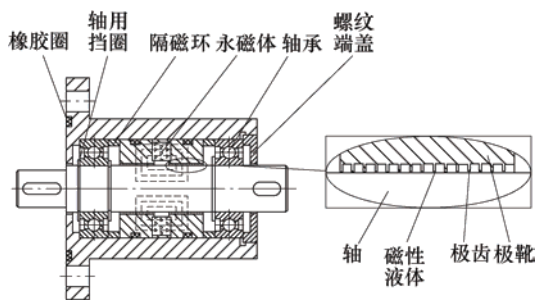


图 1 磁性液体密封原理图^[15]

迷宫密封的结构与磁性液体密封相似, 但迷宫密封的密封间隙和空腔相对更大。因此本文通过改变典型的磁性液体密封结构, 将多个极齿看作一组, 在两组极齿中间增加迷宫空腔, 整体则会起到迷宫密封效果。为保证每组极齿的磁性液体密封效果, 每 3 个极齿构成一组。

因为当转速较高时, 磁性液体密封容易失效, 考虑收敛型迷宫密封的泄漏系数更小, 所以将极靴内侧加工成阶梯形极齿, 轴上配合对应的阶梯轴套, 如图 2 所示, 当转速过高使磁性液体密封失效, 此结构便会起到迷宫密封的效果。

为使组合密封结构能够应用于高转速工况, 本文根据所在实验室高速转台的功率和结构以及转轴表面线速度最高 20 m/s 的条件进行结构设计。

极靴与冷却水套中间使用隔磁环隔开, 使磁力线集中通过极齿, 减少漏磁。轴套上设有 O 形环, 与旋转轴形成静密封, 防止被密封流体从轴套与旋转轴之间泄漏, 极靴与外壳中间同样设有 O 形环。外壳下端的两个孔为出水孔, 上端的两个孔为进水孔, 冷却水在水冷套中流动, 起到冷却极靴的作用, 使整体工作温度更低, 保证磁性液体的密封效果。与传统磁性液体密封与迷宫密封相比, 此结构可以应用到更高转速、更高压差的工况, 并且可以达到零泄漏, 缺点则是结构更加复杂, 密封间隙的线速度更高。

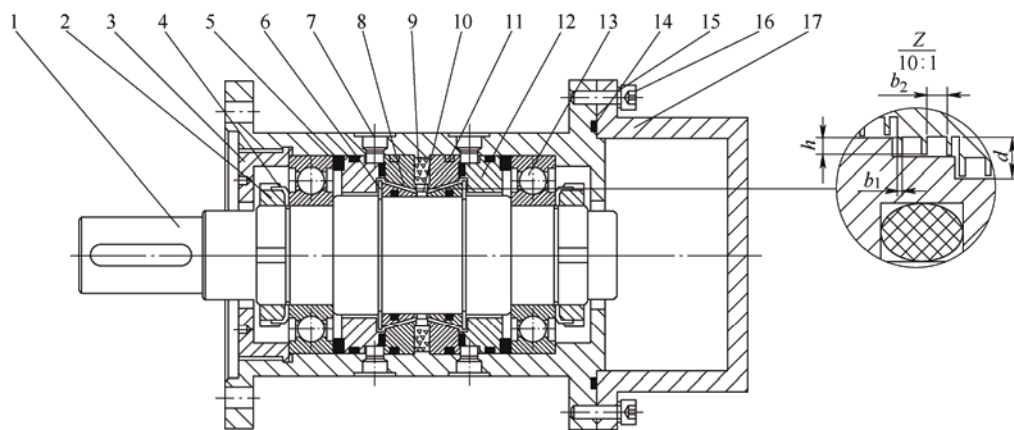


图 2 磁性液体密封与迷宫密封组合密封结构

1. 轴 2. 圆螺母 3. 螺纹端盖 4. 止动垫圈 5. 隔磁环 6. 轴用挡圈 7. 外壳 8. 阶梯轴套 9. 永磁体
10. 轴套 11. 极靴 12. 水冷套 13. 轴承 14. O 形圈 15. 弹簧垫圈 16. 内六角螺栓 17. 密封腔

2 磁性液体密封与迷宫密封组合密封的耐压计算

2.1 正交实验设计

图 2 结构中极齿宽 b_1 、齿槽宽 b_2 、齿高 h 、空腔深 d 和空腔深宽比 ε 都会对组合密封效果有影响, 因此对组合密封的耐压能力影响因素进行分析, 各个因素的水平如表 1 所示。若进行析因仿真试验, 需要进行的实验数为 $5^5=3\ 125$ 次试验, 工作量巨大, 难以实现。正交试验是从析因设计中挑选出的部分组合, 但能较全面反映实验结果, 并且每个因素的每个水平下的实验结果都包含了其他所有因素的全部水平。因此, 某个因素任何水平下的结果都是一种综合效应, 即统计结果。同时, 通过数据分析, 可以了解因素是否对结果产生影响、因素间影响的差异、水平变化对结果影响的趋势等^[22-23]。

对组合密封耐压能力进行正交仿真试验分析, 目标是找到使耐压值达到最大的各因素组合。密封间隙为 0.1 mm, 由于整体尺寸确定, 根据极齿宽 b_1 、齿槽宽 b_2 、齿高 h 、空腔深 d 和空腔深宽比 ε 即能确定极齿数, 所以因素定为以下五个(假设无交互作用), 因素水平如表 1 所示。

表 1 耐压值正交试验因素及水平

水平	A 极齿宽 b_1/mm	B 齿槽宽 b_2/mm	C 齿高 h/mm	D 空腔深 d/mm	E 空腔深宽比 ε
1	0.1	0.6	0.5	1.2	0.6
2	0.2	0.7	0.6	1.3	0.7
3	0.3	0.8	0.7	1.4	0.8
4	0.4	0.9	0.8	1.5	0.9
5	0.5	1	0.9	1.6	1

选用 L25(5^6) 正交表如表 2 所示, 存在一列空白列, 因此 5 个因素可以任意排列。

2.2 电磁场有限元分析的基本理论

组合密封的耐压值正交试验结果通过密封间隙的磁感应强度计算得到, 因此本文利用电磁场有限元分析得到组合密封间隙的磁感应强度。

电磁场有限元分析的基本理论是麦克斯韦方程组, 包括高斯电通定律(简称高斯定律)、高斯磁通定律(也称磁通连续性定律)、安培环路定律、法拉第电磁感应定律 4 个定律, 该方程组的核心是其两个高斯定律。

(1) 高斯电通定律。

在电场中, 通过闭合曲面的电通量等于这个闭合曲面里的总电荷量, 表达式为

$$\oiint_S \mathbf{D} d\mathbf{S} = \iiint_V \rho dV \quad (1)$$

式中, ρ 表示电荷体密度(C/m^3); \mathbf{D} 表示电通密度矢量; V 表示闭合曲面 S 所围成的区域。

(2) 高斯磁通定律。

在磁场中, 穿过闭合曲面的磁通量总等于零, 表达式为

$$\oiint_S \mathbf{B} d\mathbf{S} = 0 \quad (2)$$

式中, \mathbf{B} 表示磁通密度。

上述公式的微分形式表达式为

$$\nabla \cdot \mathbf{D} = \rho \quad (3)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{B} = 0 \quad (4)$$

在工程实践中, 有限元法是根据具体给定的初始条件和边界条件进行的最有效、最广泛的数值计算方法。在计算电磁场时, 通常定义两个量以将磁场和电场分离, 第一个量为矢量磁势 \mathbf{A} (也称磁矢

位), 第二个为标量电势 ϕ , 这样分别形成磁场和电场的偏微分方程, 目的是为了简化问题, 方便数值计算。它们的定义如下所述。

矢量磁势定义为

$$\mathbf{B} = \nabla \times \mathbf{A} = \begin{bmatrix} i & j & k \\ \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial z} \\ A_x & A_y & A_z \end{bmatrix} = \left(\frac{\partial A_z}{\partial y} - \frac{\partial A_y}{\partial z} \right) \mathbf{i} + \left(\frac{\partial A_x}{\partial z} - \frac{\partial A_z}{\partial x} \right) \mathbf{j} + \left(\frac{\partial A_y}{\partial x} - \frac{\partial A_x}{\partial y} \right) \mathbf{k} \quad (5)$$

由安培环路定理得

$$\oint_l \mathbf{H} d\mathbf{l} = I \quad (6)$$

$$\oint_l \mathbf{H} d\mathbf{l} = \int_s \nabla \times \mathbf{H} d\mathbf{S} = I \quad (7)$$

因为自由电流 I 为零, 所以式(7)中

$$\nabla \times \mathbf{H} = 0 \quad (8)$$

由库伦规范得

$$\nabla \cdot \mathbf{A} = 0 \quad (9)$$

又因为

$$\begin{aligned} \nabla \times \mathbf{H} &= \nabla \times \left(\frac{\mathbf{B}}{\mu} \right) = \nabla \times \left(\frac{\nabla \times \mathbf{A}}{\mu} \right) = \\ \frac{1}{\mu} \nabla \times (\nabla \times \mathbf{A}) &= \frac{1}{\mu} [\nabla \cdot (\nabla \cdot \mathbf{A}) - \nabla^2 \mathbf{A}] = \\ -\frac{1}{\mu} \nabla^2 \mathbf{A} &= 0 \end{aligned} \quad (10)$$

因此

$$\nabla^2 \mathbf{A} = \begin{cases} \frac{\partial^2 A_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 A_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 A_x}{\partial z^2} = 0 \\ \frac{\partial^2 A_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 A_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 A_y}{\partial z^2} = 0 \\ \frac{\partial^2 A_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 A_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 A_z}{\partial z^2} = 0 \end{cases} \quad (11)$$

分析二维模型时, 可简化为

$$\nabla^2 A_x = 0 \quad (12)$$

$$\nabla^2 A_y = 0 \quad (13)$$

因此式(11)可化简为

$$\frac{\partial^2 A_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 A_z}{\partial y^2} = 0 \quad (14)$$

现在加入边界条件式(15)、(16)

$$H_{1t} = H_{2t} \quad (15)$$

$$B_{1n} = B_{2n} \quad (16)$$

式中, H_t 表示磁场强度的切向分量; 1 表示磁感应强度的法向分量。

则式(5)根据边界条件, 二维简化后可得

$$\mathbf{B} = \frac{\partial A_z}{\partial y} \mathbf{i} + \frac{\partial A_z}{\partial x} \mathbf{j} \quad (17)$$

可以在 ANSYS 中求解方程式(17), 进而可以获得磁感应强度 \mathbf{B} 和磁场强度 \mathbf{H} 。

2.3 ANSYS 求解方法

对组合密封结构进行静态磁场求解, 由于组合密封为轴对称结构, 经简化得到磁场仿真模型如图 3 所示, 改变各因素水平值得到 25 项实验模型。

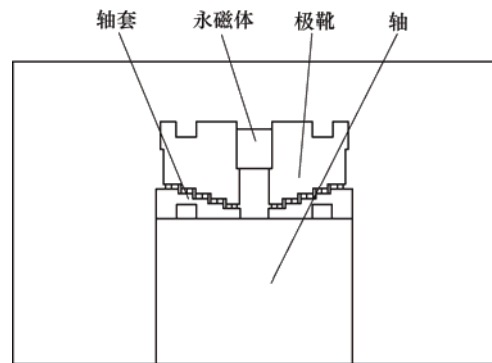


图 3 磁性液体密封与迷宫密封组合密封磁场仿真模型

具体实验步骤为: 首先在 ANSYS 中定义空气、永磁体钕铁硼、轴套和轴的材料 2Cr13, 空气和永磁体的磁导率分别为 1 和 1.05, 2Cr13 的 $B-H$ 曲线如图 4 所示, 永磁体的矫顽力 $H_c = 980\ 000\text{ A/m}$ 。

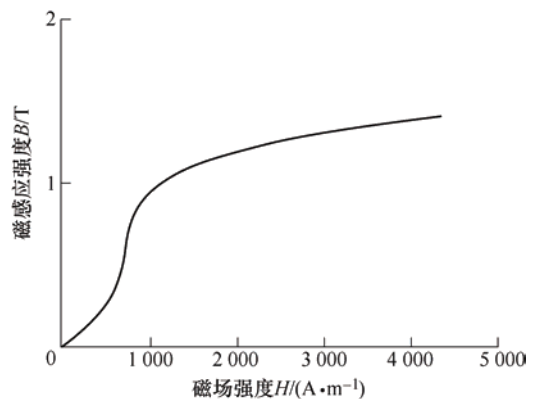


图 4 2Cr13 的 $B-H$ 曲线

以第一项实验因素水平为例, 将磁场仿真模型导入到 ANSYS 中, 赋予结构对应的材料, 如图 5 所示, A1 代表空气, A2 代表 Nd-Fe-B, A3 代表 2Cr13。

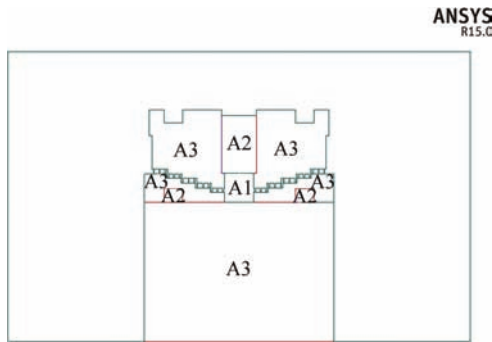


图 5 磁性液体密封与迷宫密封组合密封磁场仿真赋予材料

选择用四边形智能划分方式进行网格划分,并将智能网格划分的等级设置为 4,生成的网格形状如图 6 所示。从图 6 中可以清楚地看出,极齿的网格更加密集,这样有利于分析极齿处的磁场强度。

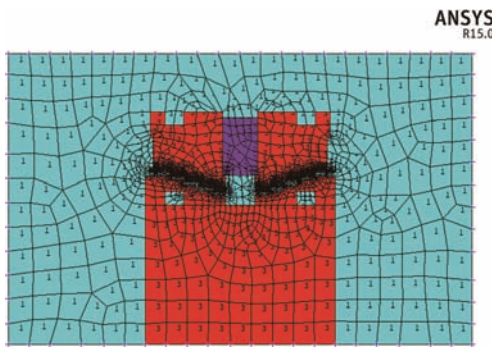


图 6 磁性液体密封与迷宫密封组合密封磁场仿真网格划分及边界条件加载

在网格划分后,加载边界条件。给定磁感应强度在法线上的分量相等、磁场强度在切线上的分量均相等的边界条件,也就是说,强制边界上的磁力线平行于表面,磁力线是平行的。

求解后,经过画图可得到组合密封的磁力线分布如图 7 所示,整体和极齿部分的磁感应强度云图如图 8 所示,在密封间隙即磁性液体所在位置定义直线,得到直线上的磁感应强度,图 9 为左极靴第一级磁性液体密封间隙处磁感应强度。

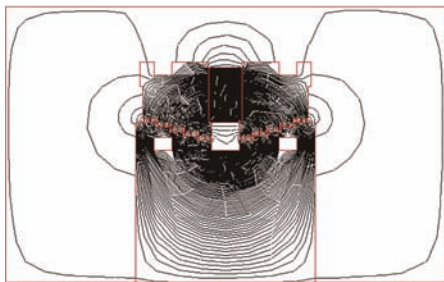
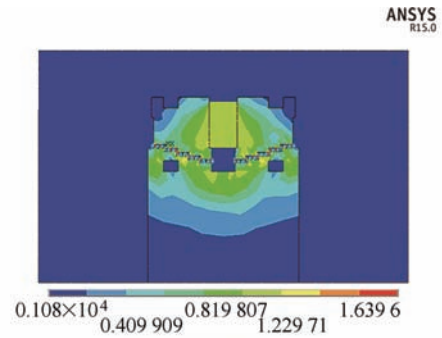
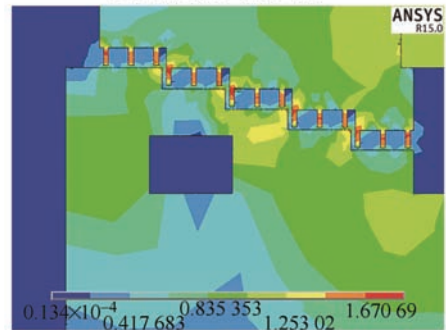


图 7 磁性液体密封与迷宫密封组合密封磁力线分布



(a) 整体磁感应强度云图



(b) 极齿部分磁感应强度云图

图 8 磁性液体密封与迷宫密封组合密封磁感应强度云图

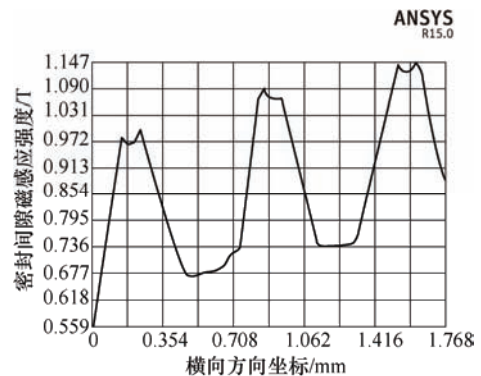


图 9 磁性液体密封与迷宫密封组合密封第一级磁性液体密封间隙磁感应强度

2.4 求解结果

根据 ANSYS 仿真得到密封间隙的磁感应强度的数值,可通过 Matlab 计算得到所有极齿下的最大磁场强度 H_{\max} 与最小磁场强度 H_{\min} 。在计算密封结构的理论耐压值时,需计算左右两个极靴所有极齿的耐压值之和。

磁性液体密封的耐压公式为

$$\Delta P = \mu_0 N M_s \Delta H \quad (18)$$

式中, N 为极齿数, M_s 为磁性液体饱和磁化强度,取 $M_s = 15 \text{ kA/m}$; μ_0 是真空磁导率,取 $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7}$; ΔH_i 为极齿下磁场强度的差值,即 $\Delta H_i = H_{\max} - H_{\min}$ 。

根据软件得到的数值计算可得 ΔH_i ，即

$$\Delta H = \sum_{i=1}^N \Delta H_i \tag{19}$$

代入耐压公式即可得到各个极齿下磁性液体的耐压值，求和得到总耐压值。

经计算得到 25 项因素水平下的耐压值如表 2 所示。

表 2 实验设计和实验结果正交表

试验号	A	B	C	D	E	F	耐压值/kPa
1	1	1	1	1	1	1	144.275
2	1	2	2	2	2	2	139.342
3	1	3	3	3	3	3	158.673
4	1	4	4	4	4	4	147.485
5	1	5	5	5	5	5	135.080
6	2	1	2	3	4	5	173.232
7	2	2	3	4	5	1	177.672
8	2	3	4	5	1	2	147.841
9	2	4	5	1	2	3	153.674
10	2	5	1	2	3	4	140.290
11	3	1	3	5	2	4	236.541
12	3	2	4	1	3	5	213.528
13	3	3	5	2	4	1	239.851
14	3	4	1	3	5	2	215.675
15	3	5	2	4	1	3	203.352
16	4	1	4	2	5	3	262.933
17	4	2	5	3	1	4	225.827
18	4	3	1	4	2	5	203.507
19	4	4	2	5	3	1	211.714
20	4	5	3	1	4	2	238.992
21	5	1	5	4	3	2	243.426
22	5	2	1	5	4	3	235.636
23	5	3	2	1	5	4	247.670
24	5	4	3	2	1	5	193.540
25	5	5	4	3	2	1	212.437

3 结果分析

3.1 方差分析

为分析各因素对组合密封耐压值是否有效影响以及影响程度，对实验结果进行方差分析。将计算结果通过 Minitab 软件进行田口分析和线性拟合，得到均值响应表如表 3 所示，耐压值主效应图如

图 10 所示。

表 3 田口分析均匀响应表

水平	A	B	C	D	E	F
1	145.0	212.1	187.9	199.6	183.0	197.2
2	158.5	198.4	195.1	195.2	189.1	197.1
3	221.8	199.5	201.1	197.2	193.5	202.9
4	228.6	184.4	196.8	195.1	207.0	199.6
5	226.5	186.0	199.6	193.4	207.8	183.8
Delta	83.6	27.7	13.2	6.3	24.8	19.1
排列	1	2	5	6	3	4

通过表 3 可以知道，五个因素对耐压值的影响程度为 A 极齿宽度>B 齿槽宽度>E 空腔深宽比>C 极齿高>D 空腔深。通过耐压值主效应图可以看出，极齿宽度为 0.4 mm，齿槽宽为 0.6 mm，极齿高为 0.7 mm，空腔深为 1.2 mm，空腔深宽比为 1 时，耐压值最大。利用方差分析的方法进一步估计误差的大小，精确估计各因素对实验结果影响的重要性，弥补直观分析法的不足。通过线性拟合得到方差分析表如表 4 所示。

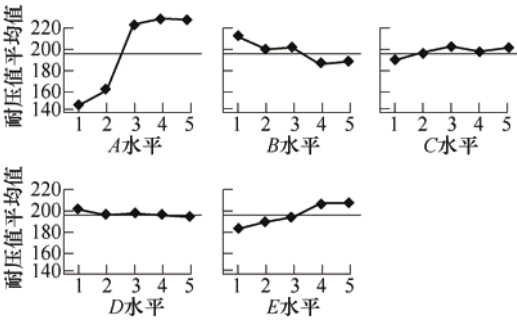


图 10 耐压值均匀响应图

表 4 方差分析表

来源	自由度	SeqSS	AdjSS	AdjMS	F	P
A	4	33 336.7	33 336.7	8 334.2	31.52	0.003
B	4	2551.0	2551.0	637.7	2.41	0.207
C	4	530.7	530.7	132.7	0.50	0.740
D	4	114.6	114.6	28.7	0.11	0.973
E	4	2 424.0	2 424.0	606.0	2.29	0.221
误差	4	1 057.7	1 057.7	264.4		
合计	24	40 014.8				

注：S = 16.2614，R-Sq = 97.36%，R-Sq(调整) = 84.14%

SeqSS 表示连续平方和，AdjSS 表示校正平方和，AdjMS 表示校正均方。其中 $P < 0.01$ 表示影响极显著， $0.01 < P < 0.05$ 表示影响显著， $P > 0.05$ 表示影响不显著。

从方差分析表可以看出, 只有因素 *A* 影响极显著, 因此首先剔除 *P* 值最大的因素 *D*, 重新进行方差分析, 得到方差分析表如表 5 所示。

表 5 剔除因素 *D* 后的方差分析表

来源	自由度	SeqSS	AdjSS	AdjMS	<i>F</i>	<i>P</i>
<i>A</i>	4	33 336.7	33 336.7	8 334.2	56.87	0.000
<i>B</i>	4	2551.0	2551.0	637.7	4.35	0.037
<i>C</i>	4	530.7	530.7	132.7	0.91	0.504
<i>E</i>	4	2 424.0	2 424.0	606.0	4.14	0.042
误差	8	1 172.4	1172.4	146.5		
合计	24	40 014.8				

注: $S = 12.105\ 7$ $R-Sq = 97.07\%$ $R-Sq(\text{调整}) = 91.21\%$

从剔除因素 *D* 后的方差分析表可以看出, 因素 *A* 影响极显著, 因素 *B* 影响显著, 因素 *C* 和因素 *E* 影响不显著, 因此, 再次剔除 *P* 值最大的因素 *C* 后再次进行方差分析, 得到方差分析表如表 6 所示。

表 6 剔除因素 *D* 和因素 *C* 后的方差分析表

来源	自由度	SeqSS	AdjSS	<i>MS</i>	<i>F</i>	<i>P</i>
<i>A</i>	4	33 336.7	33 336.7	8 334.2	58.72	0.000
<i>B</i>	4	2 551.0	2 551.0	637.7	4.49	0.019
<i>E</i>	4	2 424.0	2 424.0	606.0	4.27	0.022
误差	12	1 703.1	1 703.1	141.9		
合计	24	40 014.8				

注: $S = 11.913\ 2$ $R-Sq = 95.74\%$ $R-Sq(\text{调整}) = 91.49\%$

从剔除因素 *D* 和因素 *C* 后的方差分析表可以看出, 因素 *A* 影响极显著, 因素 *B* 和因素 *E* 影响显著。

综合以上分析, 因素 *A* 极齿宽对组合密封耐压值影响极显著, 因素 *B* 齿槽宽、因素 *E* 空腔深宽比、因素 *C* 极齿高对耐压值影响显著, 因素 *D* 空腔深影响不显著, 影响程度 $A > B > E > C > D$ 。

3.2 各因素对耐压值的影响分析

单独分析因素 *A* 极齿宽对耐压值的影响, 耐压值与因素 *A* 的单值图如图 11 所示, 因素 *A* 极齿宽与耐压值的关系总体呈正相关, 极齿宽在水平 3 即 0.3 mm 后耐压值变化不大。

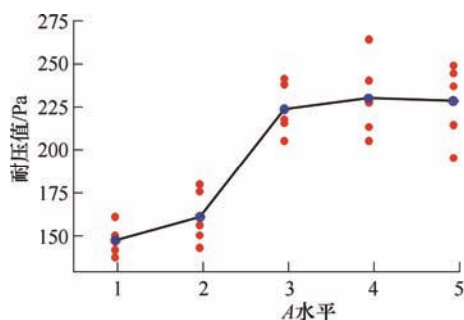


图 11 因素 *A* 极齿宽对耐压值的影响

单独分析因素 *B* 齿槽宽对耐压值的影响, 耐压值与因素 *B* 的单值图如图 12 所示, 因素 *B* 齿槽宽与耐压值的关系总体呈负相关, 耐压值变化不大, 结合表 3 可知, 耐压值最大值和最小值相差 27.7 Pa, 是最大值的 13.06%。齿槽宽在 1 水平即 0.6 mm 时, 耐压值最大。

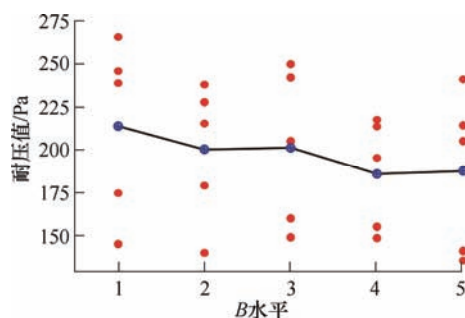


图 12 因素 *B* 齿槽宽对耐压值的影响

耐压值与因素 *E* 空腔深宽比的单值图如图 13 所示, 因素 *E* 空腔深宽与耐压值有较小的正相关关系, 整体耐压值变化很小, 最大值和最小值相差 24.8 Pa, 是最大值的 11.93%。

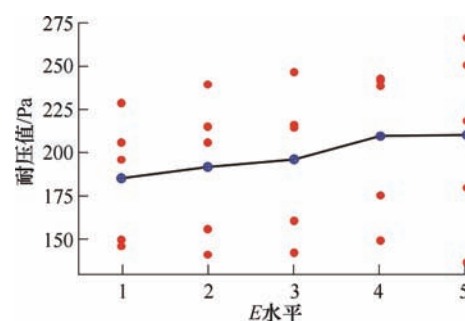


图 13 因素 *E* 空腔深宽比对耐压值的影响

耐压值与因素 *C* 的单值图如图 14 所示, 因素 *C* 极齿高对耐压值影响很小, 整体耐压值几乎不变, 最大值和最小值相差 13.2 Pa, 是最大值的 6.56%。

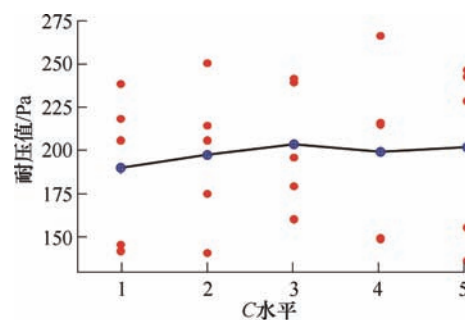


图 14 因素 *C* 极齿高对耐压值的影响

耐压值与因素 *D* 的单值图如图 15 所示, 因素 *D* 空腔深对耐压值影响很小, 耐压值几乎不变, 最

大值和最小值相差 6.3 Pa, 是最大值的 3.16%。

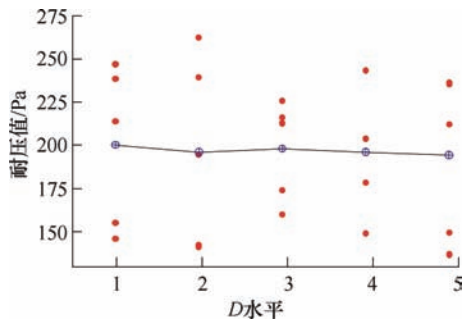


图 15 因素 D 空腔高对耐压值的影响

组合密封的密封间隙磁感应强度及磁通密度越大, 耐压值则越大, 当永磁体的尺寸等其他条件相同时, 极齿宽度在一定范围及 0.1 mm 到 0.3 mm, 极齿宽越大, 通过每个极齿的磁力线越多及磁通密度越大, 因此, 耐压值越大。由于磁通量是一个定值, 当极齿宽超过一定值(0.3 mm), 每个极齿的磁通密度不再增大, 组合密封的耐压值也会增大了。而齿槽宽度在一定范围, 齿槽宽越大, 极齿就越小, 通过齿槽的磁力线越多(漏磁越多), 通过极齿的磁力线越少, 则耐压值越小。当齿槽宽超过此范围, 极齿的磁通密度变化不大, 组合密封的耐压值应该不再变化。因此, 齿槽宽应该尽量小。但是, 当齿槽宽小于一定程度, 两个相邻的极齿靠得太近, 密封间隙中的磁性液体容易溶到一起, 磁性液体中的磁场互相干扰, 影响密封效果。

当空腔深一定时, 空腔深宽比越大意味着空腔宽越小, 因为极靴尺寸一定, 所以每一阶磁性液体密封的极齿就越多, 从而组合密封耐压值越大。

在密封间隙和极齿宽等条件一定时, 极齿高的变化会改变磁场分布, 密封间隙的磁感应强度发生变化, 因此, 耐压值也发生改变。

4 响应曲面回归分析

在工程优化设计中, 应用响应面法不仅可以得到响应目标与设计变量之间的变化关系, 而且可以得到优化方案, 即设计变量的最优组合, 使目标函数达到最优^[24-25]。通过响应曲面法对设计的正交实验拟合出耐压值的全局逼近来代替真实响应面, 得到极齿宽、齿槽宽、极齿高、空腔深和空腔深宽比 5 个结构尺寸的最优组合, 使耐压值达到最大。

通过 Minitab 对实验数据进行响应曲面回归分析, 耐压值的估计回归系数如表 7 所示。

表 7 耐压值的估计回归系数

项	系数	系数标准误	T	P
常量	249.319	10.397	23.979	0
A	60.725	4.514	13.452	0
B	-6.063	4.641	-1.306	0.233
C	17.610	4.844	3.635	0.008
D	-4.661	4.844	-0.962	0.368
E	10.519	4.641	2.266	0.058
$A*A$	-37.128	6.168	-6.020	0.001
$B*B$	13.205	8.573	1.540	0.167
$C*C$	-43.329	12.211	-3.548	0.009
$D*D$	-50.369	12.211	-4.125	0.004
$E*E$	11.160	8.573	1.302	0.234
$A*B$	-9.162	8.149	-1.124	0.298
$A*C$	-30.848	11.488	-2.685	0.031
$A*D$	27.993	11.488	2.437	0.045
$A*E$	31.472	8.149	3.862	0.006
$B*D$	1.907	6.599	0.289	0.781
$B*E$	39.088	8.715	4.485	0.003
$C*E$	15.349	6.599	2.326	0.053

注: $S = 11.6558$, $PRESS = 12396.1$, $R-Sq = 97.62\%$, $R-Sq(\text{预测}) = 69.02\%$, $R-Sq(\text{调整}) = 91.85\%$ 。

对于耐压值的方差分析如表 8 所示。

表 8 曲面响应法方差分析

来源	自由度	SeqSS	AdjSS	AdjMS	F	P
回归	17	39063.8	39063.8	2297.87	16.91	0
线性	5	32056.1	28798.5	5759.70	42.40	0
平方	5	2953.2	6052.6	1210.51	8.91	0.006
交互作用	7	4054.4	4054.4	579.21	4.26	0.037
残差误差	7	951.0	951.0	135.86		
合计	24	40014.8				

响应曲面优化结果如图 16 所示。

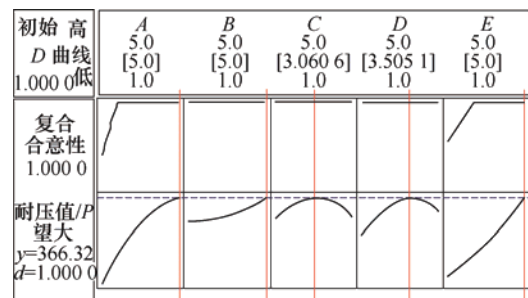


图 16 曲面响应优化结构

参数如表 9 所示, 通过响应曲面优化结果全局解: $A=5$; $B=5$; $C=3.06061$; $D=3.50505$; $E=5$ 。预

测的响应: 耐压值=366.319 Pa, 合意性=1.000 000。
对曲面响应优化结果取整: $A=5$; $B=5$; $C=3$; $D=4$;
 $E=5$ 即极齿宽为 0.5 mm, 齿槽宽为 1 mm, 空腔深
宽比为 1, 极齿高为 0.7 mm, 空腔深为 1.5 mm。

表 9 曲面优化结果参数

	目标	下限	望目	上限	权重	重要性
耐压值/Pa	望大	150	250	250	1	1

5 结 论

(1) 设计了磁性液体密封与迷宫密封组合密封的结构, 将典型的磁性液体密封结构中的极齿设计为阶梯形, 与对应的阶梯轴套构成迷宫密封。

(2) 对极靴和轴套的结构尺寸进行正交试验, 通过仿真计算得到耐压值, 对数据进行线性方差分析, 得到各因素对耐压值的影响程度是: 极齿宽 $b_1 >$ 齿槽宽 $b_2 >$ 空腔深宽比 $\varepsilon >$ 极齿高 $h >$ 空腔深 d 。

(3) 通过方差分析、曲面响应优化, 结合单独分析各因素对耐压值的影响, 确定结构最佳尺寸为极齿宽为 0.3 mm, 齿槽宽为 2 mm, 空腔深宽比为 1, 极齿高为 0.7 mm, 空腔深为 1.2 mm。

本文后期将针对以下几个方向进行研究: 对组合密封耐压值的计算时, 目前求解的是静态的磁场, 后面对转轴转速等因素对耐压值的影响需进一步研究; 各个因素对耐压值的影响由于正交实验的单因素水平数较少, 单因素对耐压值的影响分析不确切, 需要通过进一步进行全析因实验进行更准确的分析; 本文所设计的结构缺少可靠性和寿命验证, 后续会进行理论分析及实验验证。

参 考 文 献

- [1] 李德才, 王忠忠, 姚杰. 新型磁性液体密封[J]. 北京交通大学学报, 2014, 38(4): 1-6.
LI Decai, WANG Zhongzhong, YAO Jie. New types of magnetic fluid seal[J]. Journal of Beijing Jiaotong university, 2014, 38(4): 1-6.
- [2] 何新智, 李德才, 郝瑞参. 屈服应力对磁性液体密封性能的影响[J]. 兵工学报, 2015, 36(1): 175-181.
HE Xinzhi, LI Decai, HAO Rencan. The influence of magnetic fluid yield stress on the performance of magnetic fluid seal[J]. Acta Armamentarii, 2015, 36(1): 175-181.
- [3] 李德才. 磁性液体理论及应用[M]. 北京: 科学出版社, 2003.
LI Decai. Theory and application of magnetic fluid[M].

Beijing: Science Press, 2003.

- [4] ROSENSWEIG R E. Ferrohydrodynamics[M]. New York: Dover Publications INC, 2002: 307-323.
- [5] 李德才. 磁性液体密封理论及应用[M]. 北京: 科学出版社, 2010.
LI Decai. Theory and application of magnetic fluid seal[M]. Beijing: Science Press, 2010.
- [6] 何新智, 李德才, 王虎军. 重力对磁性液体密封性能的影响[J]. 真空科学与技术学报, 2014, 34(11): 1160-1163.
HE Xinzhi, LI Decai, WANG Hujun. Influence of gravity on performance of magnetic fluid seal[J]. Chinese Journal of Vacuum Science and Technology, 2014, 34(11): 1160-1163.
- [7] 李德才. 神奇的磁性液体[M]. 北京: 科学出版社, 2016.
LI Decai. Magical magnetic fluid[M]. Beijing: Science Press, 2016.
- [8] 杨小龙, 李德才, 邢斐斐. 大间隙多级磁源磁性液体密封的实验研究[J]. 兵工学报, 2013, 34(12): 1620-1624.
YANG Xiaolong, LI Decai, XING Feifei. Experimental study of magnetic liquid seal with large gap and multiple magnetic sources[J]. Acta Armamentarii, 2013, 34(12): 1620-1624.
- [9] ANTON I, SABATA I D, VÉKÁS L, et al. Magnetic fluid seals: Some design problems and applications[J]. Journal of Magnetism & Magnetic Materials, 1987, 65(2-3): 379-381.
- [10] OZAKI K, FUJIWARA T. An experimental study of high-speed single stage magnetic fluid seals[J]. Journal of Magnetism & Magnetic Materials, 1987, 65(2-3): 382-384.
- [11] MIZUMOTO M, INOUE H. Development of a magnetic liquid seal for clean robots[J]. Journal of Magnetism & Magnetic Materials, 1987, 65(2-3): 385-388.
- [12] VÉKÁS L, POTENCZ I, BICA D, et al. The behaviour of magnetic fluids under strong nonuniform magnetic field in rotating seal[J]. Journal of Magnetism & Magnetic Materials, 1987, 65(2-3): 223-226.
- [13] 刘卫华, 林丽, 朱高涛. 迷宫密封机理的研究现状及其展望[J]. 流体机械, 2007, 35(2): 35-39.
LIU Weihua, LIN Li, ZHU Gaotao. Current situation of the research and development of the mechanism of labyrinth seal[J]. Fluid Machinery, 2007, 35(2): 35-39.
- [14] 刘有军. 迷宫密封湍流增阻的数值研究[J]. 计算力学学报, 2005, 22(3): 330-334.
LIU Youjun. Numerical study on resistance enhancement of labyrinth seal by turbulence[J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2005, 22(3): 330-334.
- [15] 巴鹏, 李旭, 任希文, 等. 迷宫密封内部结构尺寸变化

- 对泄漏量的影响[J]. 润滑与密封, 2011, 36(3): 101-104.
- BA Peng, LI Xu, REN Xiwen, et al. The Influence of changes in internal structure size of labyrinth seal on leakage[J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(3): 101-104.
- [16] 纪云鹏. 大型往复式压缩机迷宫密封效果的影响因素分析[D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2016.
- JI Yunpeng. Influence factors of labyrinth seal effect of large reciprocating compressor[D]. Shenyang: Shenyang University of Technology, 2016.
- [17] SCHRAMM V, DENECKE J, KIM S, et al. Shape optimization of a labyrinth seal applying the simulated annealing method[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2014, 10(5): 365-71.
- [18] RHODE D L, KO S H, MORRISON G L. Experimental and numerical assessment of an advanced labyrinth seal[J]. Tribology Transactions, 1994, 37(4): 743-50.
- [19] TIETZE W. Handbuch Dichtungspraxis[M]. Essen: Vulkan-Verlag, 1997.
- TIETZE W. Manual of sealing practice[M]. Essen: Vulkan-Verlag, 1997.
- [20] 吴旭东, 刘同冈, 费菲, 等. 高转速磁性液体密封结构的优化设计[J]. 润滑与密封, 2016, 41(8): 97-101.
- WU Xudong, LIU Tonggang, FEI Fei, et al. Optimization design of structure of high-speed magnetic fluid seals[J]. Lubrication Engineering, 2016, 41(8): 97-101.
- [21] 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 Xinzh, et al. Numerical and experimental studies of alternative combined magnetic fluid and labyrinth seal with large gap[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(20): 175-179.
- [22] 方开泰. 均匀设计——数论方法在试验设计的应用[J]. 应用数学学报, 1980(4): 363-372.
- FANG Kaitai. Uniform design: Application of number theory method to experimental design [J]. Acta Mathematicae Applicatae Sinica, 1980(4): 363-372.
- [23] 方开泰. 正交与均匀试验设计[M]. 北京: 科学出版社, 2001.
- FANG Kaitai. Orthogonal and uniform experiment design [M]. Beijing: Science Press, 2001.
- [24] 周萍. 基于响应面法的车内结构噪声控制研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2011.
- ZHOU Ping. Research on automotive interior structural-borne noise control based on response surface method[D]. Changsha: Hunan University, 2011.
- [25] 李莉, 张赛, 何强, 等. 响应面法在试验设计与优化中的应用[J]. 实验室研究与探索, 2015, 34(8): 41-45.
- LI Li, ZHANG Sai, HE Qiang, et al. Application of response surface methodology in experiment design and optimization[J]. Research and Exploration in Laboratory, 2015, 34(8): 41-45.

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

E-mail: ZhangTong_0209@163.com

李德才(通信作者), 男, 1965 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为机电液磁一体化的理论及应用。

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