

基于田口实验法的无杆采油泵迷宫密封结构分析与优化

张 喆^{1,2,3}

¹长江大学机械工程学院, 湖北 荆州

²长江大学油气钻采工程湖北省重点实验室, 湖北 武汉

³湖北中油科昊机械制造有限公司, 湖北 荆州

收稿日期: 2025年5月10日; 录用日期: 2025年6月2日; 发布日期: 2025年6月10日

摘 要

随着油气井开采不断发展, 无杆采油泵由于其克服了传统采油泵产生偏磨等问题而受到广泛的研究与重视, 目前对无杆采油泵效率的提升是首要任务。为此, 本文采用某公司研发的一款全自动换向无杆采油泵为研究对象, 结合本产品实验条件, 运用田口实验设计和计算流体动力学数值模拟方法对无杆采油泵迷宫密封内部流场进行研究和优化。结果表明: 在密封间隙为0.13 mm, 密封槽深度为0.7 mm, 密封槽的数量为6个, 密封口两端压差为13 MPa, 迷宫密封性能最优; 并且与原产品实验相比, 各因素优化组合后, 其密封效果提升27%。所得出的结论可以为采油泵中迷宫密封的设计与应用提供借鉴和参考。

关键词

迷宫密封, 田口实验, 极差分析, 结构优化

Analysis and Optimization of Labyrinth Seal Structure of Rodless Oil Pump Based on Taguchi Experiment Method

Zhe Zhang^{1,2,3}

¹School of Mechanical Engineering, Yangtze University, Jingzhou Hubei

²Hubei Key Laboratory of Drilling and Production Engineering for Oil and Gas, Yangtze University, Wuhan Hubei

³Hubei PetroChina Kehao Machinery Manufacturing Co, LTD, Jingzhou Hubei

Received: May 10th, 2025; accepted: Jun. 2nd, 2025; published: Jun. 10th, 2025

文章引用: 张喆. 基于田口实验法的无杆采油泵迷宫密封结构分析与优化[J]. 机械工程与技术, 2025, 14(3): 277-289.
DOI: 10.12677/met.2025.143027

Abstract

With the development of oil and gas well exploitation, rodless production pump has been widely studied and paid attention to because it overcomes the problems of traditional production pump. Therefore, it is the primary task to improve the efficiency of rodless oil pump. Therefore, a fully automatic reversing rodless oil pump developed by a certain company is adopted as the research object in this paper. Combined with the experimental conditions of this product, the internal flow field of rodless oil pump labyrinth seal is studied and optimized by Taguchi experiment design and computational fluid dynamics numerical simulation method. The results show that when the sealing gap is 0.13 mm, the sealing groove depth is 0.7 mm, the number of sealing slots is 6, and the pressure difference between the two ends of the sealing port is 13 MPa, the labyrinth sealing performance is the best. And compared with the experiment of the original product, the sealing effect is improved by 27% after the optimization of various factors. The conclusion can provide reference for the design and application of labyrinth seal in oil pump.

Keywords

Labyrinth Seal, Taguchi Experiment, Range Analysis, Structure Optimization

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

随着国内油气采集向着高效率的不断发展,无杆采油泵由于克服了传统采油泵产生偏磨等[1]问题而受到广泛的研究与发展。无杆式采油泵在工作时,泵筒和柱塞利用间隙形成非接触式结构密封[2],这种密封具有结构简单、摩擦力小等特点。由于无杆采油泵主要由高压的液压油驱动工作,所以柱塞与泵筒间严重的间隙泄漏时有发生,对无杆泵迷宫密封的泄漏特性进行深入的分析具有重要的工程意义。为了减少间隙内的泄漏量,提高泵的效率[3],通常会在柱塞上增加密封槽。纪然等[4]用正交实验的方法分析了密封间隙,活塞速度,进口出口端压力和密封腔的大小对迷宫密封效果的影响,得出密封间隙和进出口压比对泄漏量影响最大;文献[5]-[8]在研究影响迷宫密封因素时考虑到密封齿的结构,空腔形状和尺寸等新因素的影响;Bakhtizin 等[9]研究了迷宫密封中密封槽形状,对比了不同几何形状的密封槽对密封效果的影响,得出密封效果最好直角三角形的几何参数;李政辉等[10]研究双侧迷宫密封结构,通过不同的密封形状和尺寸,得出气缸侧与活塞侧迷宫齿几何比例为 1:4 的三角形气缸密封性能最佳;张书天等[11]通过动网格技术对压缩机的迷宫密封流道进行仿真分析,提出对迷宫结构尺寸的改进,并且研究发现改变迷宫齿的形状、间隙宽度等参数,可以显著影响迷宫密封的性能;程亮、余明浩、李小龙等[12]-[14]对分层采油泵迷宫密封的泄漏进行了研究,从间隙宽度、密封槽间距等方面探究对迷宫密封泄漏率的影响,并优化得到了较优的密封槽结构。由上可知,密封间隙,密封槽形状和进出口的压差等因素对迷宫密封的密封效果影响较大,并且学者们给出了各因素下相应的最优结果,但是未同时考虑多个因素组合下对密封效果的影响。本文在各位学者的基础上探究多个因素对迷宫密封效果影响的大小,并且得到了多个因素最优的密封组合。

本文采用田口实验设计和计算流体动力学数值模拟方法对无杆采油泵中泵筒与柱塞间迷宫密封内部流场进行研究,分析采油泵的迷宫密封机理,研究密封间隙、密封槽深度、密封槽数量、密封口两端压差 4 个因素对密封效果的影响,进而确定出 4 个因素的最佳组合。本文所得出的结论可以为采油泵中迷

宫密封的设计与应用提供借鉴和参考。

2. 模型建立

2.1. 几何模型

本文采用某公司研发的一款液驱自动往复无杆采油泵[15]为研究对象。其主要的几何尺寸为：柱塞直径为 $\phi 63.32\text{ mm}$ ，泵筒直径为 $\phi 63.50\text{ mm}$ ，泵筒与柱塞间隙为 0.09 mm ，密封槽个数为 12，密封槽形状大小为 1 mm 的正方形。如图 1 所示，当液驱自动往复无杆采油泵内的柱塞下冲程时，泵筒内压力升高至泵筒内压力能克服出油压力，在克服出油压力前柱塞上下端存在压差，采油泵中柱塞和泵筒间隙内的油液在压差的作用下发生泄漏；当柱塞到达下死点时，采油泵中自动换向阀打开，采油泵开始换向为上冲程，其泄漏情况和下冲程一致。因为柱塞与泵筒为同轴安装，并且流体流道在柱塞和泵筒间的径向间隙宽度远远小于轴向长度，所以流场的周向变化可被忽略；并且为了防止油液中的小颗粒等杂质破坏密封结构，柱塞的两端还开有沉沙槽，使得小颗粒等杂质对密封效果的影响也可以忽略不计。为直观表达柱塞与泵筒间的密封关系，建立三维图如图 2 所示，沉沙槽中还有密封圈和固定密封圈的支座未画出。最终为了简化模型计算，我们可以将环形间隙流模型简化为二维模型。具体液驱自动往复无杆采油泵迷宫密封泄漏模型如图 3 所示。

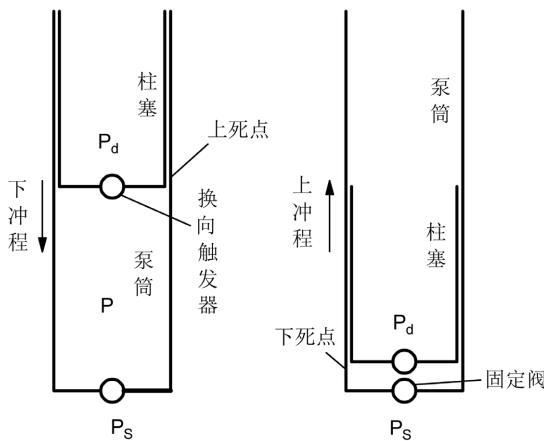
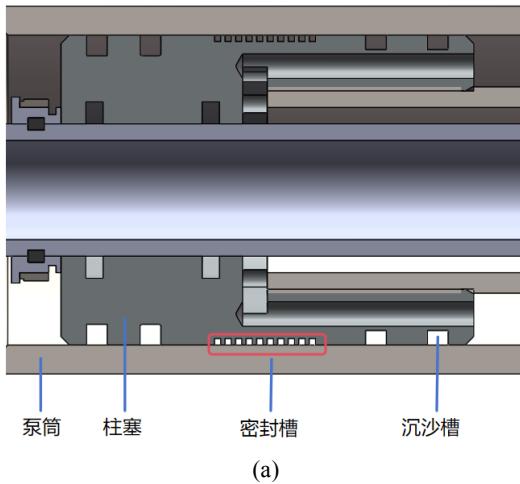
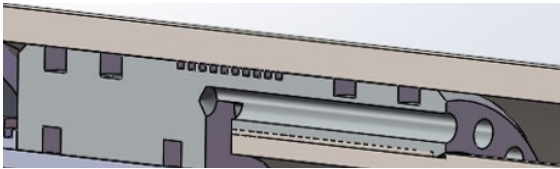


Figure 1. Automatic reversing rodless oil pump leakage principle

图 1. 全自动换向无杆采油泵泄漏原理





(b)

Figure 2. Three-dimensional model of labyrinth seal of piston pump barrel. (a) Oil pump assembly drawing; (b) Piston and pump cylinder sealing principle

图 2. 柱塞泵筒迷宫密封三维模型图。(a) 采油泵装配图；(b) 柱塞与泵筒密封原理

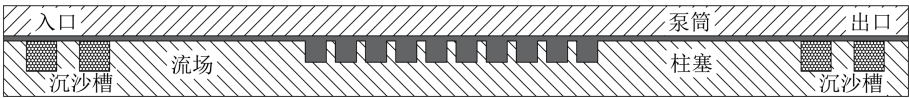


Figure 3. Labyrinth sealing geometry model structure

图 3. 迷宫密封几何模型结构

2.2. 田口实验

对于多参数多水平的实验，采用田口正交实验能够用最少的实验次数找到最优解的一种常用手段，其实验结果较为可靠。本文主要研究一款全自动换向无杆采油泵迷宫密封的密封性能，减少泵筒与柱塞间的泄漏量。因此本次泄漏实验的评判指标主要是：迷宫密封两端的整体泄漏量并且泄漏量越小越好。试验的因素有：密封间隙(因素 A)，密封槽深度(因素 B)，密封槽数(因素 C)，密封口两端压差(因素 D)。为了增加实验的准确性，增加一组空白列作为误差列(因素 E)，每个因素取 4 个水平。根据田口实验原理，设计 5 因素 4 水平正交实验方案 L16 (4^5)，总共 16 次实验，如表 1。

Table 1. Orthogonal experimental scheme

表 1. 正交实验方案

编号	间隙宽度/mm	空腔深度/mm	密封齿数/个	柱塞压差/Mpa	误差列
1	0.05	0.7	6	8	1
2	0.05	1	8	10	2
3	0.05	1.5	10	13	3
4	0.05	2	12	15	4
5	0.09	0.7	8	13	4
6	0.09	1	6	15	3
7	0.09	1.5	12	8	2
8	0.09	2	10	10	1
9	0.13	0.7	10	15	2
10	0.13	1	12	13	1
11	0.13	1.5	6	10	4
12	0.13	2	8	8	3
13	0.17	0.7	12	10	3

续表

14	0.17	1	10	8	4
15	0.17	1.5	8	15	1
16	0.17	2	6	13	2

根据田口实验确定实验模型的几何大小, 本次实验密封形状采用矩形(正方形矩形), 由于 16 组实验尺寸外形相似, 下面就列举几组实验的几何模型如图 4, 间隙和深度以 mm 为单位。

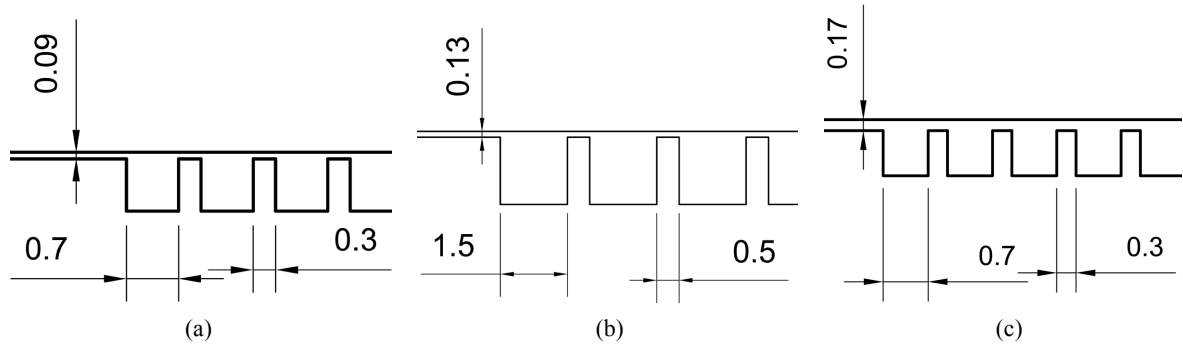


Figure 4. Geometric dimension drawing. (a) Clearance 0.09, depth 0.7, sealing slot number 8; (b) Clearance 0.13, depth 1.5, sealing slot number 6; (c) Clearance 0.17, depth 0.7, sealing slot number 12

图 4. 几何尺寸图。(a) 间隙 0.09, 深度 0.7, 密封槽数 8; (b) 间隙 0.13, 深度 1.5, 密封槽数 6; (c) 间隙 0.17, 深度 0.7, 密封槽数 12

3. 控制方程及边界设置

3.1. 控制方程

基于 N-S 方程, 密封流道内流动的油液应该满足质量、动量和能量三大守恒方程, 3 大守恒方程的具体形式[16]如下:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \mu_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \mu_i \mu_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\tau_{ij} + \tau'_{ij}) \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho H \mu_j) = \left[\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_i}{Pr_i} \right) C_p \frac{\partial T}{\partial x_j} + \frac{\mu_i}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} + \mu_i (\tau_{ij} + \tau'_{ij}) \right] \quad (3)$$

$$H = C_p T + \mu_i^2 / 2 + k \quad (4)$$

$$P_r = \mu C_p / \lambda \quad (5)$$

公式中:

x_i, x_j —— 液体平均速度, m/s; p —— 工作压力, MPa;

τ_{ij} —— 黏性应力张量, Pa; τ'_{ij} —— 雷诺应力, MPa;

H —— 总焓, J/kg; μ_i, μ —— 湍流, 动力黏度, Pa·s;

P_r —— 普朗特数; Pr_i, σ_k —— 模型常数;

k —— 湍流动能, J/m^3 ; T —— 绝热温度, K ;

λ —— 导热系数。

3.2. 边界条件

根据某公司研发的一款液驱自动往复无杆采油泵实验工况, 结合数字模型设置的主要边界条件为: 流体出口处为(Pressure outlet)压力出口, 压力值取 1 MPa; 流体进口处为(Pressure-inlet)压力入口, 按照给定的密封口两端压差计算出流体入口的压力大小; 壁面边界条件和流体的区域设置为默认的(Wall)和 Interior。

4. 结果分析

4.1. 密封机理分析

为探究全自动换向无杆采油泵迷宫密封槽的阻流机理, 对仿真结果进行分析, 由于 16 组实验中密封阻流机理相似, 故选取第 13 组的仿真结果分析, 得到的密封流场速度分布和压力分布如图 5~7 所示。

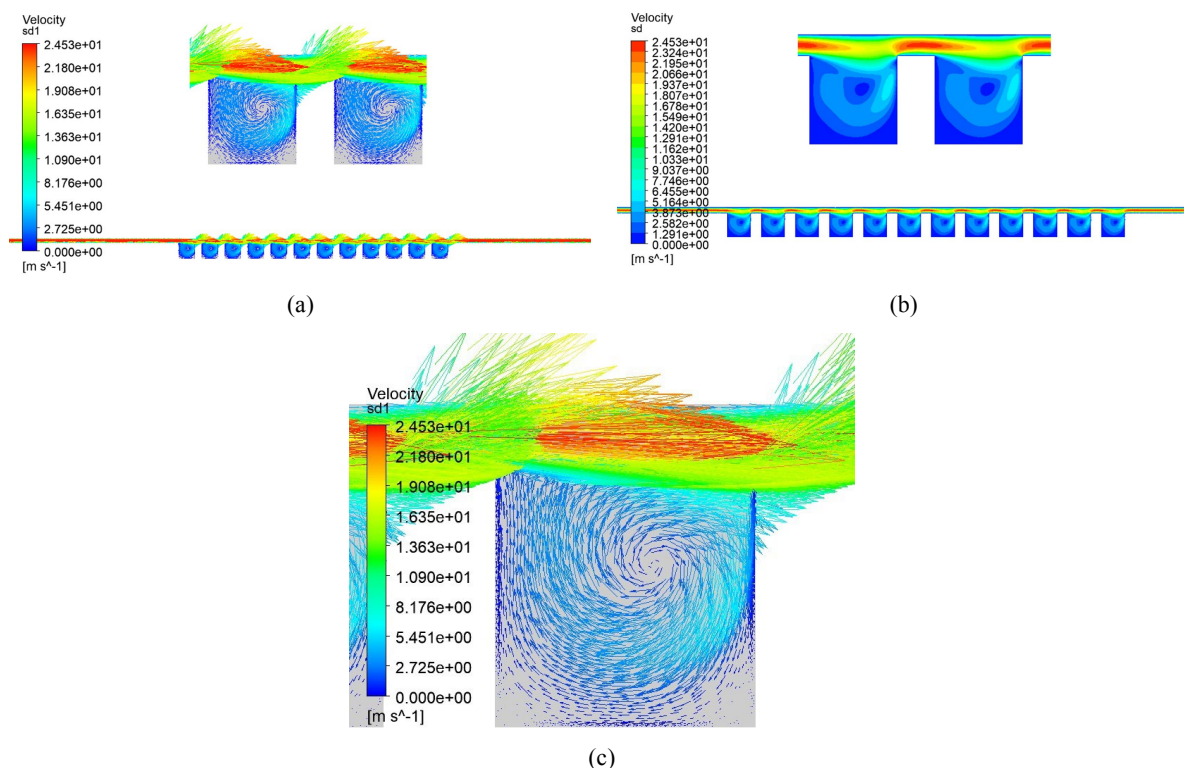


Figure 5. 13 Groups of conditional flow field velocity distribution. (a) Velocity vector diagram; (b) Velocity cloud map; (c) 0.17 mm pump clearance velocity vector diagram

图 5. 13 组条件下流场速度分布图。(a) 速度矢量图; (b) 速度云图; (c) 0.17 mm 泵间隙速度矢量图

根据图 7 间隙中线上的压力分布情况, 可以看出迷宫密封流场中压力液在流经密封槽时有明显的下降趋势, 在整个流道中则呈现出阶梯形下降趋势; 根据图 5 和图 6 中的速度分布情况来看, 由于压力液在流经密封槽时, 流体的横截面突然增大, 致使流过密封槽的速度出现明显的速度差, 但流过密封槽后, 速度又迅速升高; 根据图 5(c), 可以清楚看到由于速度差的影响, 流体在密封槽中呈现一个巨大漩涡流动。综合图 5~7 的速度和压力图分析得, 压力液在密封流道中由于节流间隙将压力能转变为液体的动能,

进入密封槽后，由于流道存在明显的面积差，油液速度骤然下降，但是油液压力在粘度的作用不会突然下降，而是由壁面向中心下降，密封槽中心产生巨大速度漩涡，致使入口处的油液由于无法扩散而发生停滞现象，使得油液动能转化为热能消散出去，从而达到密封效果。

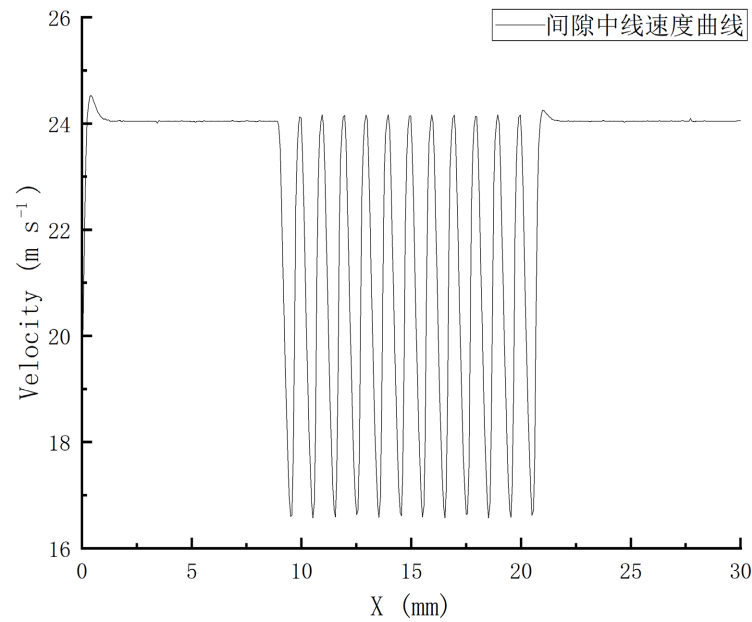


Figure 6. Velocity distribution on the gap midline
图 6. 间隙中线上的速度分布图

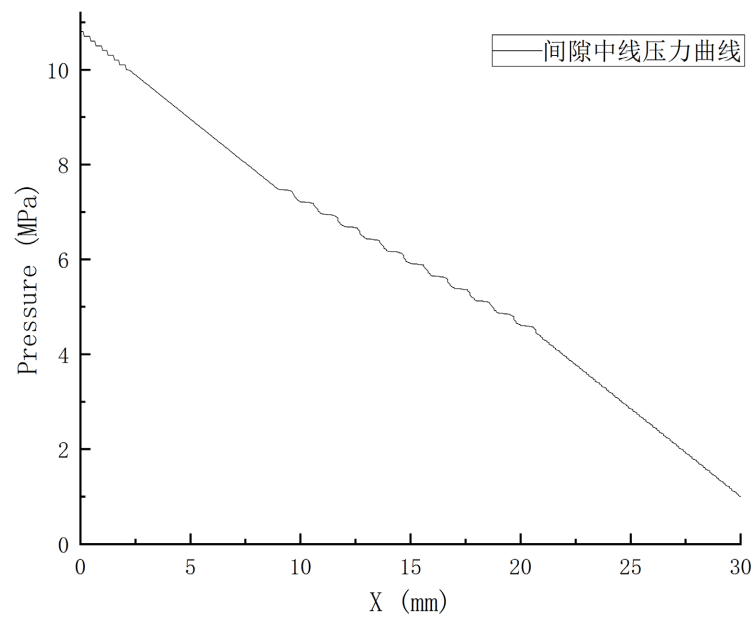


Figure 7. Pressure distribution on the gap midline
图 7. 间隙中线上的压力分布图

4.2. 正交结果分析

根据 16 组实验数据得到每组的总体泄漏量的结果如下表 2。

Table 2. Fluid simulation results
表 2. 流体仿真计算结果

参数 编号	间隙宽度/mm	空腔深度/mm	密封齿数/个	柱塞压差/Mpa	误差列	泄漏量/ 10^{-3} kg
1	0.05	0.7	6	8	1	3.947
2	0.05	1	8	10	2	8.446
3	0.05	1.5	10	13	3	21.336
4	0.05	2	12	15	4	44.006
5	0.09	0.7	8	13	4	5.885
6	0.09	1	6	15	3	7.734
7	0.09	1.5	12	8	2	26.403
8	0.09	2	10	10	1	37.960
9	0.13	0.7	10	15	2	7.823
10	0.13	1	12	13	1	14.135
11	0.13	1.5	6	10	4	15.469
12	0.13	2	8	8	3	31.915
13	0.17	0.7	12	10	3	9.761
14	0.17	1	10	8	4	13.424
15	0.17	1.5	8	15	1	20.536
16	0.17	2	6	13	2	25.870

根据田口实验设计和结果，本文采用极差和 F 值分析可以反映出各个因素对迷宫密封泄漏量的影响程度。极差分析是分析每一个因素下对应水平值对实验指标的影响情况，它能直观反映出各因素在各水平值上对实验指标影响的权重大小。极差值越大，则对应因素所选择的水平值对实验的影响越大[17]。 F 值则可以直观分析出各个因素对泄漏量影响是否显著， F 值越大则说明该因素对实验结果越显著，其影响效果越强。

各因素的极差 R 表示如下(i 表示各因素; j 表示各水平):

$$R_i = \max \{k_i^j\} - \min \{k_i^j\} \tag{6}$$

式中:

K_i^j ——为 i 因素 j 水平时的平均泄漏量; kg。

各因素的 F 值计算公式如下:

$$F = \frac{SS_i/df_i}{SS_e/df_e} \tag{7}$$

$$SS_i = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^4 (K_i^j)^2 - \frac{\left(\sum_{j=1}^4 K_i^j\right)^2}{16} \tag{8}$$

$$df_i = m - 1 = 3, (m = 4) \tag{9}$$

$$SS_e = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^4 (K_e^j)^2 - \frac{\left(\sum_{j=1}^4 K_e^j \right)^2}{16} \tag{10}$$

$$df_e = m - 1 = 3, (m = 4) \tag{11}$$

式中：

SS_i, SS_e ——分别为 i 因素和误差列 e 的离差平方和；

df_i, df_e ——分别为 i 因素和误差列 e 的自由度；

K_i^j, K_e^j ——分别为 i 因素和误差列 e 在 j 水平时的泄漏量； 10^{-3} kg。

F 值的判定方法：查 F 分布表，将 F 值与临界值 $F_{\alpha}(df_i, df_e)$ 比较，当 F 值大于临界值时，说明该因素为显著或者特别显著，分别记为“*”，“**”；反之则说明该因素不显著。一般工业问题， α 取值为 0.1~0.01。本文取 $\alpha = 0.05$ 和 0.01。查表得到 $F_{0.05}(3, 3) = 9.28$ ， $F_{0.01}(3, 3) = 29.46$ [18]。

结合公式和表 2 仿真结果，分别得到各因素水平对迷宫密封泄漏量的影响极差，如下表 3；各因素对泄漏量的显著性影响，如下表 4。

Table 3. Range analysis of leak

表 3. 泄漏量的极差分析

参数	A	B	C	D	E
K1	77.734	27.417	53.020	75.689	76.578
K2	77.983	43.739	66.782	71.636	70.542
K3	69.342	83.744	80.543	67.226	70.747
K4	69.591	139.751	94.305	80.099	78.783
k1	19.434	6.854	13.255	18.922	19.145
k2	19.496	10.935	16.695	17.909	17.635
k3	17.336	20.936	20.136	16.807	17.687
k4	17.398	34.938	23.576	20.025	19.696
R	2.160	28.084	10.321	3.218	2.060
排序	4	1	2	3	5

Table 4. Significance analysis

表 4. 显著性分析

因素	离差平方和	自由度	均方	F 值	显著性
A	17.623	3	5.874	1.015	
B	1875.849	3	625.283	108.045	**
C	236.731	3	78.910	13.635	*
D	22.768	3	7.589	1.311	
E (误差列)	17.362	3	5.787		

从表 3 泄漏量的极差 R 可知, 各因素对迷宫泄漏量的影响从大到小依次为, 密封槽深度(因素 B)> 密封槽数量(因素 C) > 密封口两端压差(因素 D) > 密封间隙(因素 A) > 误差列(因素 E)。进一步结合表 4 中各因素对泄漏量的显著性分析得, 密封槽深度(因素 B)对泄漏量为高度显著, 密封槽数量(因素 C)对泄漏量为显著, 其它各因素不显著。通过 F 值的计算比较, 能够清楚得出密封槽深度对密封泄漏的影响最大, 其次是密封槽个数。其原因在于流体在流经密封槽时, 其截流面积突然增加, 油液速度降低, 使得油液在空腔内产生速度旋涡, 增加油液能耗, 从而使得油液在密封腔内发生停滞现象, 达到密封效果; 但是密封空腔深度不能过大, 密封深度过大, 油液在密封腔内产生的旋涡位置不对, 其不但不能起到密封效果, 反而增加了油液的通流面积, 如此同时, 如果增加密封槽数, 油液泄漏量也会快速增加。因此选则合适的密封槽深度和密封槽的数量能够有效控制油液的泄漏。为了直观分析各因素水平对迷宫泄漏量的影响情况, 以各因素水平为横坐标, 相对应水平导致的泄漏量结果为纵坐标建立因素水平趋势曲线图, 可以更加直观的得出各因素之间各水平的最佳组合, 得到水平趋势图如下图 8 所示。

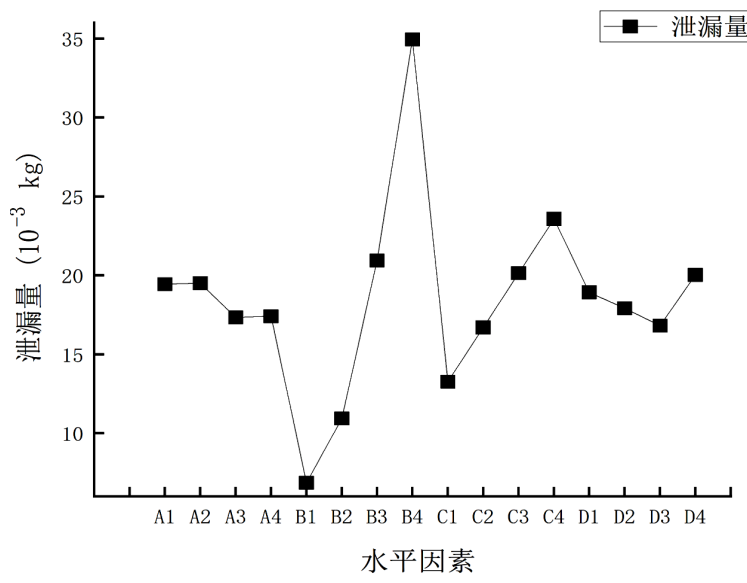


Figure 8. Factor level trend chart
图 8. 因素水平趋势图

从图 8 可以看出, 随着密封间隙(因素 A)的增加, 迷宫密封泄漏量呈现出先增加后减小再增加的趋势, 在 A₃ 处取得最小值; 随着密封槽深度(因素 B)和密封槽数量(因素 C)的增加, 迷宫密封泄漏量都呈现单调递增趋势, 泄漏量线性增加; 随着密封口两端压差(因素 D)的增加, 迷宫密封泄漏量呈现出先减小后增加的趋势。通过极差分析及各因素水平对迷宫密封泄漏量的趋势图, 可以得出最佳的因素水平组合为 A₃B₁C₁D₃, 及密封间隙(0.13 mm), 密封槽深度(0.7 mm), 密封槽数量(6 个), 密封口两端压差(13 MPa)。

5. 优化结果与实验对比

根据优化方案选取最优水平组合 A₃B₁C₁D₃ 进行流体动力学数值模拟仿真得到流场的速度分布情况如图 9, 总体泄漏量如表 5。

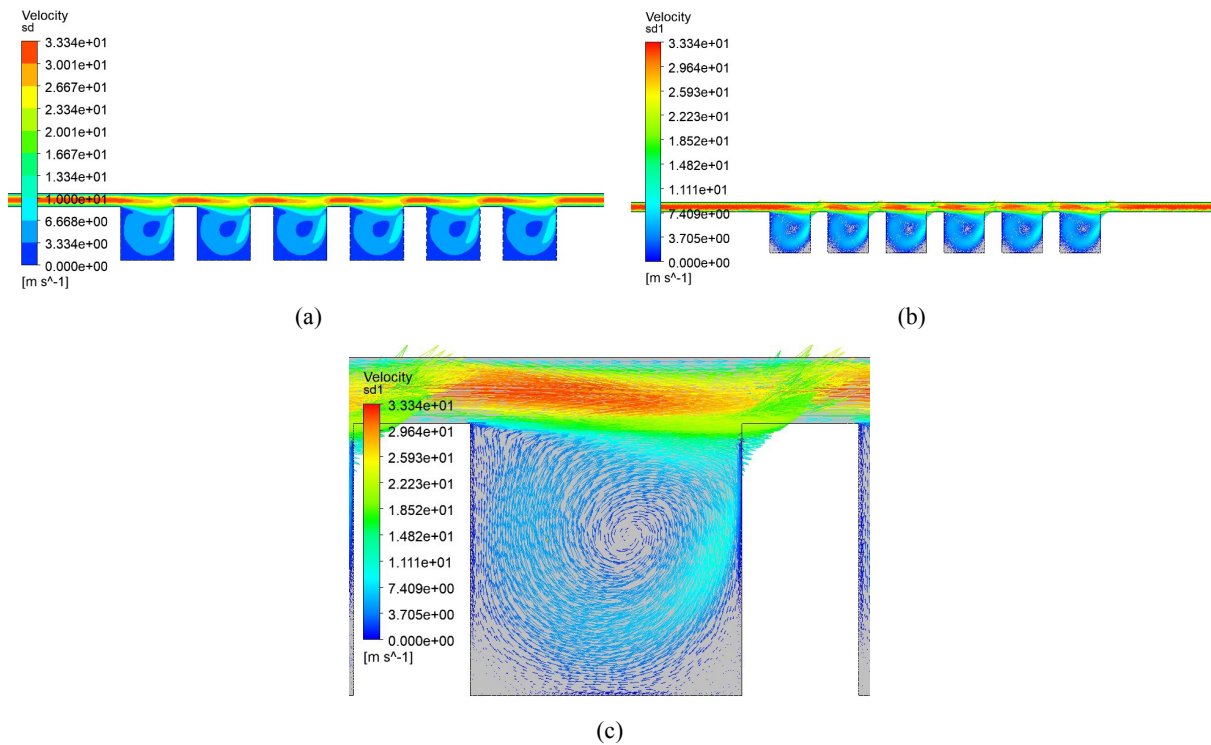


Figure 9. Optimization scheme speed distribution diagram. (a) Velocity distribution cloud map; (b) Velocity distribution vector diagram; (c) Velocity vector diagram of the optimization scheme

图 9. 优化方案速度分布图。(a) 速度分布云图; (b) 速度分布矢量图; (c) 优化方案速度矢量图

以某公司采油泵为实验对象, 对其进行泵筒与柱塞间的密封实验。其实验主要步骤如图 10 所示: 固定泵筒, 给泵筒一端接入液压动力端, 另一端柱塞给一定的负载, 使得加压时, 泵筒内部压力能升高。最后记录一段时间内的柱塞与泵筒间的泄漏量。为提高实验数据的可靠性, 重复实验 3 次, 记录 3 次相同时间内的整体泄漏量。最终取 3 次泄露量的平均值和优化方案对比如表 5 所示。

根据图 9 的速度分布情况看, 迷宫密封流道中液压油在密封槽中产生的密封漩涡更加居中, 密封效果更好, 说明优化方案可行。按照表 5 的密封泄漏量结果来看, 相比于原产品实验的各因素组合, 本次优化组选择的各因素组合更加能够提高无杆采油泵密封效率, 其总体密封泄漏量提升了 27%。

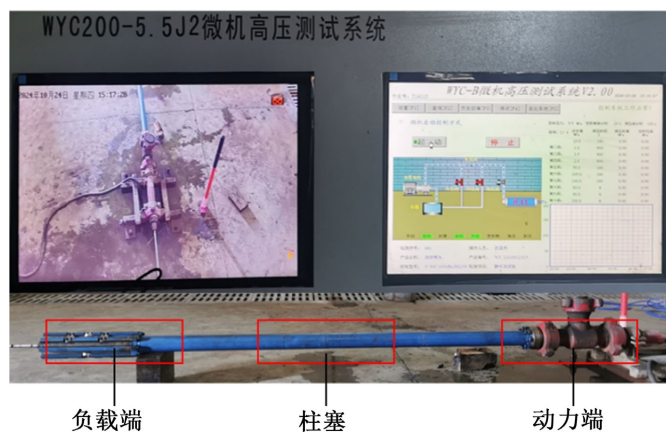


Figure 10. Sealing experiment

图 10. 密封实验

Table 5. Optimized result
表 5. 优化结果

	间隙宽度/mm	空腔深度/mm	密封齿数/个	柱塞压差/MPa	整体泄漏量 $10^{-3}/\text{kg}$
密封实验	0.09	1.5	12	8	26.403
优化方案	0.13	0.7	6	13	7.148

6. 结论

- 1) 通过对全自动换向无杆采油泵迷宫密封流场进行流体动力学数值模拟仿真, 探究了迷宫密封槽的阻流机理, 得出迷宫密封主要机理是通过密封槽突然加大流道横截面积, 并且在油液粘度作用下, 使得油液在压差的作用下产生密封漩涡, 阻止进口油液流过, 从而达到密封效果。
- 2) 通过田口实验方法, 从极差分析和 F 值的显著性分析出发研究迷宫密封中各因素水平之间组合对迷宫密封泄漏量的影响, 从而得出最优组合为 $A_3B_1C_1D_3$, 及密封间隙(0.13 mm), 密封槽深度(0.7 mm), 密封槽数量(6 个), 密封口两端压差(13 MPa)。
- 3) 运用流体动力学数值模拟仿真得出最优方案的求解结果, 并和原产品的密封实验对比, 通过迷宫密封泄漏量的比较, 得出优化方案的密封效果比原产品实验提升了 27%。

基金项目

油气钻采工程湖北省重点实验室基金项目(项目编号“YQZC202409, 基于连续管地热井在线通井除垢及海底涡轮发电关键技术研究”)。

教育部产学研项目(项目编号“231101283271709, 储氢原理及实验室储氢实验搭建”)。

参考文献

[1] 姜国庆. 无杆采油泵技术先异试验研究及实施效果[J]. 清洗世界, 2020, 36(10): 9-10.

[2] 刘思蓉, 王强, 高慧峰, 等. 压气机平面叶栅叶顶间隙流动研究[J]. 流体机械, 2018, 46(4): 18-22+60.

[3] Gao, J., Xu, X., Fan, C., Wang, X., Dai, Y. and Liu, X. (2014) Surface Modification of Fluoroelastomer by Direct Fluorination with Fluorine Gas. *Materials Letters*, **121**, 219-222. <https://doi.org/10.1016/j.matlet.2014.01.149>

[4] 纪然, 巴鹏, 姜浩, 等. 基于正交试验的迷宫密封性能分析研究[J]. 流体机械, 2018, 46(2): 1-4+35.

[5] 白禄, 孙丹, 赵欢, 孟继纲, 王小伟, 周敏. 转/静子齿对迷宫密封泄漏特性与动力特性影响机制研究[J]. 润滑与密封, 2022, 47(3): 40-48.

[6] 董振, 魏来, 汤赫男, 王世杰. 轴向迷宫密封性能的流固耦合分析[J]. 润滑与密封, 2022, 47(1): 89-93.

[7] Yang, S., Tan, B. and Deng, X. (2019) Numerical and Experimental Investigation of the Sealing Effect of a Specific Labyrinth Seal Structure. *Mathematical Problems in Engineering*, **2019**, 1-14. <https://doi.org/10.1155/2019/9851314>

[8] Asok, S.P., Sankaranarayanan, K., Sundararajan, T., Rajesh, K. and Sankar Ganeshan, G. (2007) Neural Network and CFD-Based Optimisation of Square Cavity and Curved Cavity Static Labyrinth Seals. *Tribology International*, **40**, 1204-1216. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2007.01.003>

[9] Bakhtizin, R.N., Urazakov, K.R., Latypov, V.M., Ishmukhametov, B.H. and Narbutovskikh, A.Y. (2017) The Influence of Regular Microrelief Forms on Fluid Leakage through Plunger Pair of Sucker Rod Pump. *Neftyanoe khozyaystvo—Oil Industry*, **4**, 113-116. <https://doi.org/10.24887/0028-2448-2017-4-113-116>

[10] 李政辉, 张秀珩, 李颖, 王云帅. 基于 CFD 的双侧迷宫密封结构气缸侧密封齿优化[J]. 润滑与密封, 2024, 49(6): 154-160+176.

[11] 张书天. 基于动网格的迷宫压缩机流场分析[D]: [硕士学位论文]. 沈阳: 沈阳理工大学, 2015.

[12] 程亮. 分层采油泵漏失分析及结构优化设计[D]: [硕士学位论文]. 荆州: 长江大学, 2019.

[13] 余明浩, 刘旭辉, 李小龙, 等. 分层采油泵迷宫密封槽结构对阻流效果的影响[J]. 润滑与密封, 2022, 47(10): 134-140.

-
- [14] 李小龙, 刘旭辉, 程亮, 等. 分层采油泵迷宫密封的泄漏特性研究[J]. 流体机械, 2020, 48(11): 37-41+72.
 - [15] 李天降, 夏世昌, 李勇, 等. 一种液驱自动往复深采泵[P]. 中国专利, CN117703726A. 2024-03-15.
 - [16] 张谋进, Wong, C.M. 以压力为基本求解变量数值模拟粘性超、跨音速流动[J]. 应用力学学报, 2002(1): 87-89+138.
 - [17] 刘湘华. 基于正交试验法的高温封隔器镶齿卡瓦优化[J]. 石油机械, 2023, 51(7): 96-103.
 - [18] 孙巍伟, 刘跃, 李永健, 蒋杰. 多因素下迷宫密封泄漏分析及实验验证[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2024, 64(8): 1414-1423.