

分类号：TH136

密 级：公开

学校代码：10363

学 号：2220110104



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目

离心泵机械密封自愈系统

设计及控制系统研究

论 文 作 者

李叶春

校 内 导 师

唐铃凤 教授

校 外 导 师

王菲

专业学位类别

机械

研究方向（领域）

离心泵故障诊断

论文提交日期：2025 年 5 月 20 日

分类号：TH136

单位代码：10363

密 级：公开

学号：2220110104

离心泵机械密封自愈系统设计及控制系统研究

RESEARCH ON CENTRIFUGAL PUMP MECHANICAL SEAL SELF-HEALING SYSTEM DESIGN AND CONTROL SYSTEM

学 生 姓 名 : 李叶春

校 内 导 师 : 唐铃凤

校 外 导 师 : 王菲

专 业 : 机械

研 究 方 向 (领 域) : 机械密封

论文答辩日期: 2025 年 5 月 12 日

安徽工程大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：我恪守学术道德，崇尚严谨学风。所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已明确注明和引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品及成果的内容。论文为本人亲自撰写，我对所写的内容负责，并完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名：

李叶春

日期：2025 年 5 月 12 日

安徽工程大学学位论文版权使用授权书

学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅或借阅。本人授权安徽工程大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

本学位论文属于

保密 ☐，在 _____ 年解密后适用本版权书。

不保密 ☐。

学位论文作者签名：

李叶春

日期： 2025 年 5 月 12 日

指导教师签名：

唐韵

日期： 2025 年 5 月 12 日

离心泵机械密封自愈系统设计及控制系统研究

摘 要

随着工业自动化和智能化水平的提升，离心泵机械密封在密封性能、耐腐蚀性、耐高温性等方面不断优化，故障诊断技术借助智能化手段不断提升诊断精度和效率，但自愈系统仍面临技术成熟度和应用普及的挑战。随着新材料和新技术的不断涌现，行业将更加注重提高密封寿命、降低维护成本以及减少泄漏风险，推动机械密封技术的智能化和自愈化发展，为相关领域的故障诊断和自愈技术研究提供参考，促进学科交叉融合和技术创新。本文针对其故障诊断和自愈控制问题，以离心泵机械密封为研究对象，开展了系统的研究，设计了一种机械密封结构，提出了集成泄漏检测与自愈功能的系统方案。针对自愈系统的磁路结构进行了设计、有限元分析与正交试验法优化，建立了闭环控制系统的数学模型，对系统进行了稳定性分析和优化，提出了一种通过 BP 神经网络优化 PID 参数的控制方法，有效提升了系统的控制效果和动态响应性能。经实验验证，结果满足预期要求。

主要研究内容为：

(1) 分析了离心泵机械密封的结构与工作原理，系统论述了常见故障模式，并针对各类故障精准提出了针对性解决方案。设计了离心泵机械密封的结构参数，进行了材料选择以及设计强度验证。完成了离心泵机械密封泄漏故障检测系统的总体方案，分析了多种泄漏检

测原理，设计了磁力驱动装置的总体方案，并提出了集成泄漏检测与自愈功能的系统方案。

(2) 研究了离心泵机械密封系统的磁力驱动装置结构设计与优化。设计了磁力驱动装置的结构参数，建立了磁路结构的仿真模型，运用 Maxwell 软件进行电磁场仿真分析，并通过正交试验法对磁路结构的关键参数进行了优化，并推出输入电流与磁力的关系。

(3) 建立了离心泵机械密封自愈控制系统模型，对模型进行静态性能分析及相关参数优化。对动环进行受力分析，建立自愈控制系统平衡方程，使用 MATLAB 软件对该控制系统进行建模仿真分析，针对控制系统震荡不稳定，提出极点优化配置技术对系统进行仿真及稳定性分析。

(4) 提出了一种利用 BP 神经网络优化 PID 参数的控制方法提升离心泵机械密封自愈控制系统的性能。分析传统 PID 控制的局限性，利用 BP 神经网络的自适应学习特性，基于 MATLAB 编程实现 BP-PID 对机械密封自愈系统的控制，实现了对 PID 参数的在线优化。

(5) 搭建液压力伺服控制系统实验台，通过实验验证第 5 章所提出的力控制方法是否实现了预期效果。

关键词：机械密封，泄漏故障，磁力驱动，自愈系统，BP-PID 控制

RESEARCH ON CENTRIFUGAL PUMP MECHANICAL SEAL SELF-HEALING SYSTEM DESIGN AND CONTROL SYSTEM

ABSTRACT

With the improvement of industrial automation and intelligence, the mechanical seal of centrifugal pump has been continuously optimized in terms of sealing performance, corrosion resistance and high temperature resistance. Fault diagnosis technology has continuously improved the accuracy and efficiency of diagnosis by means of intelligent means, but the self-healing system still faces the challenges of technology maturity and application popularization. With the continuous emergence of new materials and new technologies, the industry will pay more attention to improving seal life, reducing maintenance costs and reducing leakage risks, promoting the intelligent and self-healing development of mechanical seal technology, providing reference for fault diagnosis and self-healing technology research in related fields, and promoting interdisciplinary integration and technological innovation. Aiming at the problem of fault diagnosis and self-healing control, this paper takes the mechanical seal of centrifugal pump as the research object, carries out systematic research, designs a mechanical seal structure, and proposes a system scheme integrating leakage detection and self-healing functions. The magnetic circuit structure of the self-healing system is designed, the finite element analysis and the orthogonal test method are optimized. The mathematical model of the dynamic loop control system is established, and the stability analysis and optimization of the system are carried out. A

control method for optimizing PID parameters by BP neural network is proposed, which effectively improves the control effect and dynamic response performance of the system. After experimental verification, the results meet the expected requirements.

The main research contents are:

(1) The structure and working principle of the mechanical seal of the centrifugal pump have been analyzed. The common fault modes have been systematically discussed, and targeted solutions have been proposed for various faults. The structural parameters of the mechanical seal of the centrifugal pump have been designed, and material selection and design strength verification have been carried out. The overall scheme of the centrifugal pump mechanical seal leakage fault detection system has been completed. The principle of various leakage detection methods has been analyzed. The overall scheme of the magnetic drive device has been designed, and a system scheme integrating leakage detection and self-healing functions has been proposed.

(2) The structure design and optimization of the magnetic drive device of the centrifugal pump mechanical seal system have been studied. The structural parameters of the magnetic drive device have been designed, and a simulation model of the magnetic circuit structure has been established. Electromagnetic field simulation analysis has been conducted using Maxwell software. The key parameters of the magnetic circuit structure have been optimized through the orthogonal test method, and the relationship between input current and magnetic force has been deduced.

(3) The self-healing control system model of centrifugal pump mechanical seal is established, and the static performance analysis and related parameter optimization of the model are carried out. The force

analysis of the moving ring is carried out, and the balance equation of the self-healing control system is established. The MATLAB software is used to model and simulate the control system. In view of the unstable oscillation of the control system, the pole optimization configuration technology is proposed to simulate and analyze the stability of the system.

(4) A control method using BP neural network to optimize PID parameters is proposed to improve the performance of self-healing control system of centrifugal pump mechanical seal. The limitations of traditional PID control are analyzed. Based on the adaptive learning characteristics of BP neural network, the control of BP-PID on the self-healing system of mechanical seal is realized based on MATLAB programming, and the online optimization of PID parameters is realized.

(5) The experimental platform of hydraulic pressure servo control system is built to verify whether the force control method proposed in Chapter 6 achieves the expected effect.

KEY WORDS: Mechanical seal, Leakage fault, Magnetic drive, Self-healing system, BP-PID control

目录

摘 要.....	I
ABSTRACT.....	III
目录.....	VI
第 1 章 绪论.....	1
1.1 课题研究的背景及意义.....	1
1.2 离心泵机械密封故障诊断国内外研究现状.....	2
1.3 离心泵机械密封自愈系统国内外研究现状.....	5
1.4 本文研究内容.....	7
第 2 章 离心泵机械密封故障分析、结构设计及总体方案研究.....	10
2.1 离心泵机械密封故障分析.....	10
2.1.1 离心泵机械密封结构及原理.....	10
2.1.2 离心泵机械密封故障类型及对应解决措施.....	12
2.2 离心泵机械密封结构设计.....	14
2.2.1 机械密封结构参数设计.....	14
2.2.2 材料选择.....	17
2.2.3 设计验证.....	18
2.3 离心泵机械密封自愈系统总体方案研究.....	19
2.3.1 离心泵机械密封故障检测方法分析.....	19
2.3.2 机械密封泄漏检测方案.....	21
2.3.3 磁力驱动装置总体方案设计.....	25
2.3.4 机械密封故障检测及其自愈系统总体方案.....	26
2.4 本章小结.....	27
第 3 章 自愈系统磁路磁感应强度特性及其优化研究.....	29
3.1 磁感应强度与控制电流的关系.....	29
3.1.1 电磁场理论.....	29
3.1.2 离心泵机械密封自愈磁力驱动装置磁路设计.....	31

3.1.3 磁路结构有限元分析.....	32
3.2 基于正交试验的磁路结构优化.....	38
3.2.1 磁感应强度影响因素分析.....	38
3.2.2 正交试验法.....	38
3.3 仿真结果及数据分析.....	39
3.4 本章小结.....	43
第 4 章 机械密封自愈控制系统建模及仿真研究.....	44
4.1 机械密封自愈控制系统建模.....	44
4.1.1 控制系统控制模型建立.....	44
4.1.2 控制系统仿真分析.....	46
4.2 控制系统静态性能分析.....	47
4.2.1 稳定性分析.....	47
4.2.2 控制系统稳态误差分析.....	48
4.2.3 控制系统能控性能观性分析.....	50
4.3 离心泵机械密封自愈控制系统优化.....	51
4.3.1 控制系统极点优化配置介绍.....	51
4.3.2 控制系统极点配置优化.....	52
4.3.3 控制系统仿真及其稳定性分析.....	54
4.4 本章小结.....	56
第 5 章 离心泵机械密封自愈系统控制方法研究.....	58
5.1 PID 控制及仿真.....	58
5.1.1 PID 控制的原理介绍.....	58
5.1.2 PID 控制参数的整定及仿真.....	60
5.2 BP 神经网络优化 PID 控制方法.....	61
5.2.1 BP 神经网络优化 PID 控制参数分析.....	62
5.2.2 BP 神经网络优化 PID 控制算法.....	62
5.2.3 BP 神经网络优化 PID 控制方法控制性能仿真分析.....	65
5.3 本章小结.....	66

第 6 章 控制系统实验台搭建与实验.....	67
6.1 实验台搭建.....	67
6.2 实验台检查.....	68
6.3 离心泵机械密封控制系统性能实验.....	69
6.4 本章小结.....	70
第 7 章 总结与展望.....	71
7.1 总结.....	71
7.2 展望.....	72
参考文献.....	74
学术成果.....	80
致谢.....	81

第 1 章 绪论

随着工业自动化和智能化技术的飞速进步,设备在可靠性和安全性方面的要求也日益提高。机械密封作为防止流体泄漏的关键部件,其泄漏故障不仅会导致设备效率下降、能耗增加,还可能引发安全事故和环境污染。因此如何提升设备的可靠性和使用寿命,减少维修成本是研究的重点。本章从机械密封及自愈系统俩方面的研究背景和意义出发,介绍了国内外学者对机械密封及自愈系统研究的状况。

1.1 课题研究的背景及意义

泵是把原动机的机械能转化为液体能量的机械设备^[1]。离心泵作为具有工作效率高、运行稳定特点的能量转换装置和流体输送装备,被广泛应用于关乎国家基础发展的众多行业^[2],主要包括石油化工行业、电力行业、冶金行业、军工行业、航空航天等领域。机械密封因其高可靠性、长周期安全运行的特点,在各种工业应用中都是关键的组件^[3]。随着科技的发展,全球范围内的离心泵的应用领域正在迅速扩大^[4]。机械密封的设计和材料也在不断进步,以适应更广泛的应用场合和更苛刻的工作条件。

在工业应用中,采用机械密封的离心泵占比已达 80%,而在石油化工领域,这一比例更是攀升至 90%^[5]。根据德国工程协会的统计数据,离心泵故障中密封问题占比最高达到 31%^[6]。机械密封的失效会扰乱离心泵内部的流动状态,导致效率降低,同时流体激振力的变化也会引发离心泵运行的不稳定性^[7]。机械密封的故障问题在工业领域中占据重要地位,然而各工业领域内仍普遍存在机械密封已出现故障却仍在离心泵中运行的高风险现象^[8]。由于设备在生产时发生故障造成的损失是巨大的,因此设备的安全可靠性显得尤为重要^[9]。

弹簧或波纹管是保证机械密封正常工作的关键部件之一,它所提供的预紧力、补偿功能和缓冲作用,共同确保了动环和静环之间的紧端面比压在合理范围内,是机械密封实现其阻止介质泄漏这一基本功能的重要保障^[10]。如果弹簧或波纹管失效,机械密封的密封性能将大大下降,甚至完全丧失,导致介质泄漏,影响

设备的正常运行^[11]。当离心泵运行一段时间，弹簧或波纹管由于长期承受交变应力，开始出现疲劳现象，导致弹性减弱或部分断裂，因弹簧或波纹管疲劳失效导致机械密封泄漏的概率大概在 10%-30%左右，正常情况下需要半年到一年时间就需要更换一次弹簧或者波纹管^[12]。因此研究一种能自动补偿弹簧或波纹管性能的系统很有必要，能有效提升离心泵的维护周期，降低维修成本和人力投入。

传统的维修方式一般是发生故障后停机检查后进行维修，甚至更先进一点的提前预知故障以及智能维修也是停机后人为“治愈”，这都是以生产中断为代价的^[13]。本研究以系统论为基础，结合现代医学“自主调理”理论，探索过程装备在机械密封泄漏故障预防与自愈方面的自主调控机制。通过实时监测和识别设备的早期工况与状态，初步定位故障根源，并深入分析机械各部件之间的相互作用关系。研究旨在实现机器运行过程中，通过自愈控制系统的智能决策与自主调节，确保机械密封端面始终处于密封状态，从而将泄漏故障扼杀在萌芽阶段。

机械系统的故障诊断及自愈系统的研究涉及到多个学科领域的技术，如机械工程、自动化技术、信号处理、人工智能等^[14]。该课题的开展能促进多个学科领域的交叉融合与发展，推动相关技术的不断创新和进步。例如，在故障诊断算法的研究过程中，可能会提出新的信号处理方法和人工智能模型，这些成果不仅可以应用于离心泵机械密封的故障诊断，还可以为其他设备的故障诊断提供参考和借鉴^{[15]-[16]}。

1.2 离心泵机械密封故障诊断国内外研究现状

离心泵的运行与维护领域中，机械密封故障诊断的研究一直是国内外相关学者和工程技术人员关注的重点。现代工业生产高度依赖各类机械设备稳定运行的大背景下，机械密封作为保障设备密封性、防止泄漏的关键部件，其运行状态的可靠性直接关乎生产的连续性、安全性以及环保性^[17]。在这样的形势下，机械密封故障诊断技术应运而生，并在国内外呈现出蓬勃发展又各具特色的态势。图 1-1 为离心泵机械密封图片。



图 1-1 离心泵机械密封图

目前国内外对于离心泵机械密封故障机理的研究颇为深入,已清晰认识到多种因素导致故障的原理^[18]。刘柱^[19]等从信号获取、降噪重构、特征提取、模式识别及寿命预测五个维度,系统梳理了机械密封状态监测与故障诊断技术当前研究现状并展望了未来发展方向。郭世鲁^[20]等通过分析离心泵及机械密封装置的结构特点,深入探讨了机械密封故障类型及其成因,并提出了相应的优化策略,为提升离心泵运行效率提供了理论支持。张栓栓^[21]创新性地采用支持向量机技术实现了液压往复密封状态的精准识别。陈小敏^[22]则通过监测泵电机电流信号与密封间隔液体的变化,建立了机械密封故障监测体系。Unsworth^[23]与 Story^[24]分别提出了基于电流信号时频特征分析和光学探针技术的机械密封状态识别方法。Anderson^[25]开发了基于超声波传感器的机械密封端面接触状态监测技术,为故障判断提供了新思路。Cimbura^[26]通过安装传感器测量机械密封端面之间液膜压力来实现机械密封的故障监测。周小军^[27]针对液压系统泄漏故障诊断难题,采用面向对象建模仿真与支持向量机相结合的方法,显著提高了小样本事件故障诊断的准确率。Towsyfy H^[28]等研究开发了一个可用于获得机械密封的摩擦学行为数学模型,从而在不同运行条件下开发可靠和准确的状态监测系统,但实验可能未能完全模拟机械密封在复杂工况下的摩擦学行为。王汝成^[29]等深入研究了化工机械密封泄漏问题的根源,全面剖析了过热损伤、长期磨损以及密封零件失效等典型故障模式,并提出了相应的维修策略,并结合具体案例,研究从密封材料优化、设计改进和日常维护等角度提供了详细建议,该研究主要依赖于理论分析和有限的实验数据,尚未经过大规模工业现场的长期实践验证。Towsyfy H^[30]等通过建立声发射信号能量预测模型,有效区分了不同润滑状态下的机械密

封行为,但对于其他可能影响机械密封性能的因素(如温度、压力变化等)的综合分析较少。宋运锋^[31]等通过研究机械密封端面振动加速度的产生机制,建立了相关数学模型,并在输油站输油泵上安装了嵌有振动传感器的机械密封进行应用研究,验证了该方法的有效性,这一研究为精准监测机械密封状态、实现预测性维修以及预防泄漏事故提供了重要的理论和工程应用价值。李春雨^[32]等研究了离心泵机械密封的常见故障类型(如密封面磨损、泄漏、弹簧失效等),分析了故障原因(包括设计选型不当、操作工况异常、维护不足及环境因素影响),并提出了相应的预防措施,如优化密封材料与结构、规范操作流程、加强维护管理和引入状态监测技术,以提高机械密封的可靠性和使用寿命,减少工业应用中的非计划停机风险。Manikandan S^[32]等开发了一种基于振动信号的工业单体离心泵故障诊断方法,通过实验采集健康和故障状态下的振动信号,将其转换为二维图像后,利用深度卷积神经网络(DCNN)进行训练和测试,最终实现了高达 99.07% 的故障诊断准确率。Xinglin Li^[34]等提出了一种面向水动力机械密封(HDMS)磨损故障诊断的深度动态高阶图卷积网络(DDHGCN),通过动态图学习模块优化图结构以减少噪声干扰,并结合高阶图卷积模块和残差卷积模块提取全局和局部特征,实验结果表明该方法优于现有技术。张尔卿^[35]等通过多传感器监测实验,研究了机械密封端面状态,提出了基于声发射信号的双边非对称 Laplace 小波相关系数法检测密封端面开启转速,利用超球面支持向量机识别密封端面接触状态,并提出了基于偏置因子隐马尔可夫模型的磨损状态评估技术,结合灰色理论与粒子滤波,提出了灰色粒子滤波预测方法以预测机械密封摩擦副剩余寿命,为工业现场相关监测实施提供了理论依据和技术支持,图 1-2 为机械密封状态监测系统组成图。

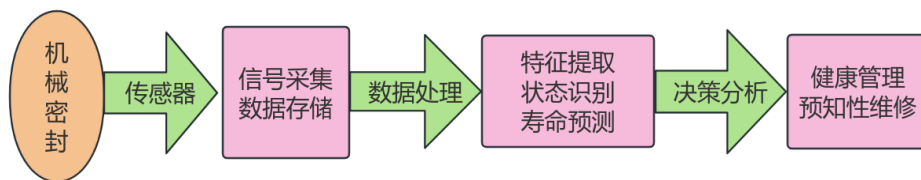


图 1-2 监测系统结构示意图

陈金鑫^[36]等提出了一种基于 CNN-ViT 模型的非接触式机械密封多源故障状态识别方法,通过声发射技术采集信号,结合卷积神经网络(CNN)和视觉

Transformer (ViT) 模型, 实现了对非接触式机械密封多源故障状态的高精度识别。X.R. Zhao^[37]等提出了一种基于机械密封故障特征的智能识别算法, 通过提取故障特征并结合智能算法实现对机械密封故障的识别。魏浩^[38]等以滚动轴承和齿轮的全寿命周期振动信号为研究对象, 针对样本数量不平衡、故障特征表征不全面以及健康退化过程提取困难等问题, 提出了基于深度学习的特征提取和预测模型, 有效提升了故障诊断的准确性和剩余使用寿命预测的精度。侯耀春^[39]等提出了一种基于最大李雅普诺夫指数异常感知和 CatBoost 识别的机械密封失效模式层次化诊断框架, 通过提取机械密封振动信号的最大李雅普诺夫指数, 并结合模糊逻辑实现故障异常检测, 一旦检测到异常, 再从振动信号中提取多尺度模糊熵, 与最大李雅普诺夫指数一起输入 CatBoost 模型进行失效模式识别和诊断, 实验结果表明, 该方法的异常检测精度达到 100%, 失效模式识别率达到 99.66%, 具有较高的鲁棒性和精度。

综上所述, 国内外围绕机械密封故障诊断展开了广泛且深入的探索, 积累了丰富的经验和技术手段, 综合运用了多种先进的监测与诊断技术, 从信号处理、特征提取到智能算法应用, 显著提升了离心泵机械密封故障诊断的准确性和效率。但鉴于机械密封工作环境的复杂性和故障模式的多样性, 上述研究主要针对离心泵机械密封的故障机理、失效模式及常规维修方法进行了探讨, 但其研究范围存在一定局限性, 特别是未能深入研究在离心泵持续运转工况下机械密封故障的在线诊断与不停机修复技术。因此, 开发能够在离心泵不停机情况下实现机械密封故障诊断与修复的技术具有重要的工程应用价值。这类技术需要解决在线状态监测、故障精确定位、动态密封补偿等一系列关键技术难题, 以实现对机械密封运行状态的实时监控和故障的快速修复, 提高生产效率。

1.3 离心泵机械密封自愈系统国内外研究现状

国内对机械密封自愈系统的研究已从概念与技术探索起步, 自愈理念逐渐兴起, 学者们意识到赋予机械密封自诊断、自修复等能力, 能保障设备平稳运转, 并从材料设计、结构优化、智能控制等方面初步探索技术途径, 如研发自润滑、自修复密封材料与自动补偿磨损变形的结构。

高金吉^[40]首次提出了人工自愈的概念, 借鉴中华传统医学中“自主調理是

治疗学的第一原理”，将人类和动物的自愈机制引入机器系统，赋予其自主修复和调节的能力。高金吉^[41]阐述了人工自愈的概念及其基本原理，提出人工自愈是控制论的一个新兴分支学科，扩展了控制论和工程控制论的研究范畴，通过构建人工自愈与人工智能、赛博-物理系统（CPS）的三体模型，研究指出人工自愈技术能够显著提升机器装备的健康状态，具有广泛的应用前景。尹逊和^[42]等对自愈控制系统的研究现状进行了全面综述与分析，重点梳理了智能电网、飞行控制系统以及机器故障自愈调控系统中的相关技术应用成果。研究明确了自愈控制的特征、功能及其定义，并深入探讨了其与容错控制、自适应控制等其他控制方法的区别与联系，总结了自愈控制技术的发展趋势，为未来研究提供了方向性指导。Joma A^[43]等提出了一种智能制造系统中故障诊断与自愈的智能框架，综述了过去十年中多篇相关文献，分析了故障检测与诊断（FDD）和自愈容错（SH-FT）策略的不同方法及其在智能制造中的应用，并提出了未来研究方向。马波^[44]等详细阐述了卧螺离心机系统的整体结构及其功能，针对其在运行过程中常见的振动、扭矩过大等故障问题，开发了一套集实时状态监测与故障自愈功能于一体的调控系统。田毅^[45]等针对往复压缩机气量调节系统中执行器失效故障的问题，构建了多执行器气量调节模型，提出了一种基于自适应滑模控制的自愈调控算法，该算法通过评估系统的故障劣化程度，启动相应的调控策略，快速抑制因执行器故障导致的气量调节失效，从而保障系统不停机并实现长时间稳定运行。潘鑫^[46]等针对旋转机械因质量不平衡导致的振动超标问题，设计了一种气压液式自愈调控系统，该系统利用压缩气体驱动平衡液实现质量转移，从而实时在线抑制转子的不平衡振动，通过理论分析和试验验证，确定了执行器的最小驱动力，并将转子的不平衡振动从 13 μm 降低至 2.1 μm ，振幅降低比例达到 80% 以上。陈立芳^[47]等针对旋转机械不平衡振动故障，搭建了电磁驱动式自动平衡试验台，研究了配重块自锁、驱动原理及设计方法，分析了控制极限因素并计算了系统平衡能力，建立转子诊断模型，提出轴心轨迹重构法进行不平衡振动辨识，并采用水平、垂直及椭圆长轴方向振动矢量作为控制输入进行试验，结果表明，椭圆长轴矢量控制方式降振效果最佳，降幅达 74.84%，显著优于其他方式。Xin P^[48]等提出了一种用于高端磨床主轴的径向电磁式不平衡振动自愈调控系统（UVSRR），旨在抑制磨轮加工过程中的振动，消除或最小化不平衡，介绍了

系统的组成和技术原理，分析了 UVSR 系统中的平衡执行器，通过理论计算和软件仿真验证了平衡执行器的性能，结果表明其自锁扭矩满足实际需求，驱动扭矩相比传统结构提高了 1.73 倍，通过实验室性能对比和工厂实际应用验证了 UVSR 系统的工程应用价值，其平衡速度和效果优于国际主流产品，工厂加工工件的质量提高了 40%。Xuan L^[49]等提出了一种结合量子行为粒子群优化算法（QPSO）和二进制粒子群优化算法（BPSO）的 QPSO-BPSO 算法，用于分布式配电网的故障自愈，该算法实现了优化问题的快速全局搜索和最优解获取，能够同时处理连续的功率分配问题和离散的开关状态问题，显著提升了系统的自愈效率和可靠性，该方法优化了光伏和风力发电机的输出调度，降低了有功功率损耗，增强了供电能力。袁野^[50]等借鉴自然界的免疫原理，建立了故障自愈系统与免疫系统之间的映射关系，以电液伺服系统为对象，使用 AMESim 软件构建仿真模型，设计了基于免疫原理的故障自愈系统，仿真结果表明，该系统能够有效识别故障并实现自愈，具有较高的可行性和有效性。

综上所述，故障自愈系统的研究取得了一定进展，涵盖了多个领域的应用和技术突破，结合了多学科理论与先进算法，为机械装备及其他复杂系统的故障自愈提供了理论支持和技术路径。智能制造领域也提出了基于人工智能和大数据的故障诊断与自愈架构，为复杂制造系统的故障快速识别和恢复提供了新的思路。尽管故障自愈系统的研究取得了重要进展，但现有研究几乎没有运用在离心泵机械密封方面，本文针对离心泵机械密封泄漏故障展开研究，提出一种离心泵机械密封自愈控制系统模型，有效解决弹簧、波纹管等使用周期短的问题。

1.4 本文研究内容

针对离心泵机械密封泄漏故障检测及其自愈系统研究，本文主要研究内容有：

（1）第 1 章阐述了离心泵机械密封在工业中的重要性，其故障尤其是泄漏问题对生产安全和效率的严重影响。传统维修方式主要通过停机检查后进行维修，难以满足现代工业需求。因此，研究机械密封的故障诊断与自愈技术具有重要意义。本文以系统论为指导，借鉴医学“自主调理”原理，提出通过实时监测、智能诊断和自动调控实现机械密封的自主维护。本章综述了国内外在机械密封故障诊断和自愈系统方面的研究现状，现有技术仍具有一定的局限性，明确本文的研究

内容和目标。

(2) 第 2 章深入分析了离心泵机械密封的结构组成和工作原理, 研究了离心泵机械密封自愈系统的总体方案。探讨了机械密封常见的故障类型, 如磨损、腐蚀、热损伤、设计安装缺陷及气蚀等, 并针对每种故障类型提出了相应的解决措施。论述了机械密封参数设计的关键要点, 包括密封类型选择、结构参数优化、材料选型及设计验证, 通过理论计算与工程实践相结合的方式, 完成了一个具体的机械密封参数设计实例, 并进行了设计验证。探讨了新兴技术在泄漏检测中的应用, 如智能算法、新型材料与物联网技术。提出了一种集成多种检测技术的故障诊断系统方案, 能够实时监测机械密封的运行状态, 并在检测到泄漏时迅速响应。设计了磁力驱动装置的总体方案, 为实现机械密封的自愈功能提供了技术支撑, 旨在为工业生产提供高效、智能的故障诊断与自愈解决方案。

(3) 第 3 章研究了离心泵机械密封自愈控制系统的磁力驱动装置设计与优化。设计了磁力驱动装置的结构参数, 确定了励磁线圈和关键部位的尺寸, 通过 Maxwell 软件建立了磁路结构的有限元模型, 通入不同控制电流到磁力驱动装置励磁线圈中, 进行有限元分析, 得到了磁感应强度与控制电流的关系。采用正交试验法对磁路结构的关键参数(如励磁线圈厚度、磁芯间隙宽度等)进行优化, 确定了最优参数组合, 对比优化前后的磁路结构在磁场强度和分布方面, 验证优化的有效性, 为机械密封自愈系统提供一定的控制效果。

(4) 第 4 章完成了离心泵机械密封自愈控制系统的建模与仿真。通过对动环受力分析, 建立了轴向和径向的力平衡方程以及动力学方程。基于上述模型, 通过拉普拉斯变换得到了系统的传递函数, 并将其转换为状态空间表示。进一步利用 Lyapunov 方法和极点配置技术对系统进行了稳定性分析和性能优化, 验证了系统的稳定性和可控可观性。通过 Simulink 软件仿真采用 Bode 图法、Nyquist 图法对极点优化后的控制系统进行了阶跃响应测试和频率响应分析, 结果表明系统具有良好的动态性能和稳定性, 满足设计要求。

(5) 第 5 章针对机械密封自愈控制系统的性能优化问题, 研究了一种结合 BP 神经网络的 PID 参数优化控制策略。通过采用增量式 PID 控制方法对系统进行分析, 并借助 MATLAB 进行建模及仿真分析验证, 结果表明传统 PID 控制在复杂工况下存在明显不足。引入 BP 神经网络后, 其自学习与自适应特性能够实

现 PID 参数的实时优化，有效克服了非线性问题，显著提升了系统的抗干扰性能和稳定性。

（6）第 6 章进行了离心泵机械密封控制系统的实验验证。基于实验室现有的液压伺服控制系统，搭建了电液力伺服控制实验台，严格按照液压系统图和电气控制框图进行油路连接和接线，并对系统压力进行了初步调节和测试。在实验开始前，对液压泵、电机、油路连接等进行了全面检查，确保系统运行安全可靠。液压控制系统的操作流程包括加载缸定位、系统压力调节等步骤，确保试验台在稳定状态下运行。通过实验台对第 6 章提出的控制方法进行了实验验证，重点对比了传统 PID 控制和 BP-PID 控制在力输出方面的性能表现。

第 2 章 离心泵机械密封故障分析、结构设计及总体方案研究

离心泵机械密封作为保障设备稳定运行的关键部件，其性能直接影响生产系统的可靠性与安全性。本章从机械密封的结构原理与典型故障分析入手，结合科学合理的机械密封参数设计，从根源上保障其良好密封性能、延长使用寿命^[51]，提出基于多传感器融合的智能检测与磁力驱动自愈系统，形成“故障机理-优化设计-主动调控”的全链条解决方案，为提升密封可靠性提供理论支撑与工程实践指导。

2.1 离心泵机械密封故障分析

离心泵运行体系，机械密封为核心部件，其工况直接关乎设备的整体性能与稳定性。机械密封一旦出现泄漏故障，犹如离心泵的“健康防线”出现漏洞，不仅会造成物料浪费、效率折损，还存在一定的安全隐患，威胁生产环境与人员安全。因此，精准剖析机械密封泄漏的故障类型，探寻行之有效的解决措施，成为确保离心泵持续稳定运行的关键所在。

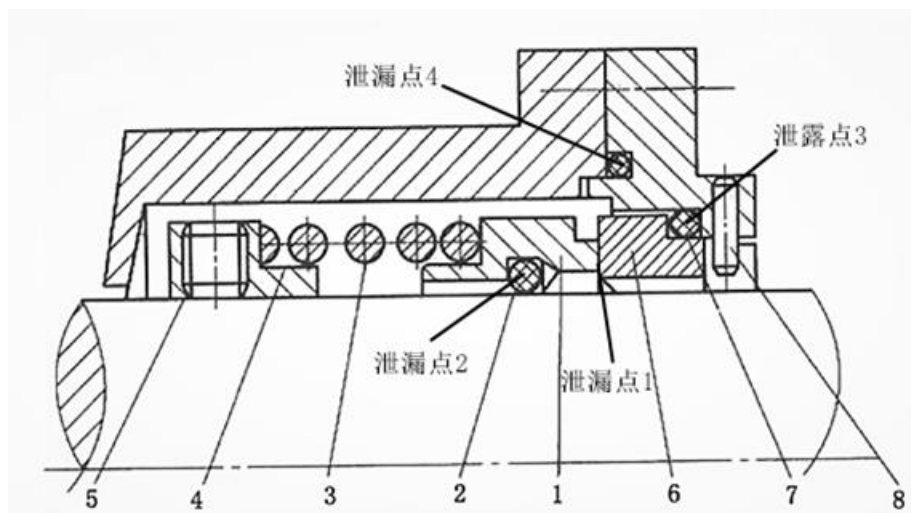
2.1.1 离心泵机械密封结构及原理

机械密封又叫端面密封，是由至少一对垂直于旋转轴线的端面在流体压力和补偿机构弹力（或磁力）的作用以及辅助密封的配合下保持贴合并相对滑动而构成的防止流体泄漏的装置^[52]。

离心泵机械密封主要由密封端面、弹性元件、密封圈、传动机构以及防转机构组成^[53]，如图 2-1 所示，其中密封端面由动环和静环构成，动环随泵轴旋转，静环固定于泵体，两者紧密贴合的端面是密封功能的核心部分，通常采用硬度不同且耐磨性良好的材料制成。常见的弹性元件有弹簧、波纹管等，其作用是为动环提供轴向力，确保动环与静环在离心泵运行过程中始终保持紧密贴合状态，补偿由于磨损、温度变化以及泵轴振动等因素导致的密封端面变化，维持稳定的密

封性能。密封圈分别安装在动环与轴、静环与泵体的密封部位，防止介质从密封部件与泵体或泵轴之间的间隙泄漏，同时也阻止外界杂质进入密封端面^[54]。传动机构通过键、紧定螺钉、弹簧座等部件将泵轴的旋转传递至动环，实现同步旋转。防转机构采用防转销，防止静环随动环转动，确保其静止。

主要原理是利用动环与静环两个端面的紧密贴合，当离心泵启动前，弹簧力使动环紧紧压在静环端面上，形成初始密封，此时动环与静环的端面紧密贴合，阻止了介质在静止状态下的泄漏^[55]。离心泵启动后，介质压力作用于动环背面，产生指向静环的轴向力，该力与弹簧力共同作用，进一步增强了动环与静环之间的密封效果。在密封过程中，动环与静环之间会形成一层极薄的液膜，这层液膜具有流体静压和动压承载能力，既能润滑密封端面，减少摩擦磨损，又能阻止介质泄漏，形成动态平衡的密封状态。长期运行中，密封端面因摩擦磨损导致间隙增大时，弹性元件会自动调整压紧力，确保动环与静环紧密贴合，维持密封性能。当密封端面磨损严重时，可通过更换动环和静环等易损件恢复密封性能。



1-动环；2-动环密封圈；3-弹簧；4-弹簧座；5-紧定螺钉；6-静环；7-静环密封圈；8-防转销

图 2-1 机械密封结构图

图 2-1 中泄漏点 1 为动静环摩擦端面泄漏点，这是机械密封的关键密封区域。该部位由动环和静环的端面构成一对摩擦副，通过弹簧力和介质压力的作用维持紧密接触，进而达到密封效果。该部位是机械密封中最关键的密封面，据统计，约 80%~90%的机械密封泄漏是由动静环端面磨损或密封失效引起的^[56]。泄漏点 2 为动环与轴套（或轴）的辅助密封点，动环通过动环密封圈与轴套（或轴）连

接，防止介质从动环与轴套之间泄漏。若密封圈老化、破损或装配不规范，可能会引发泄漏问题。泄漏点 3 是静环与静环座之间的辅助密封部位。静环借助静环密封圈与静环座相连，用以阻止介质从二者之间渗漏。静环密封圈的密封效果好坏直接决定了机械密封是否可靠。泄漏点 4 位于压盖与密封腔体之间，二者通过密封圈实现密封，用以防止介质从压盖与腔体间渗漏，泄漏通常源于密封圈的老化、变形或安装不当。其中泄漏点 1 为动密封，其余三个泄漏点为静密封，本文主要针对泄漏点 1 进行研究。

2.1.2 离心泵机械密封故障类型及对应解决措施

机械密封一旦出现故障，不仅可能导致离心泵性能丧失，影响生产效率，还可能引发安全隐患与环境污染等问题^[57]。深入了解离心泵机械密封的故障类型，并掌握相应的解决措施，对于保障离心泵的可靠运行、延长设备使用时间具有重要意义。以下将详细阐述离心泵机械密封常见的故障类型及对应的解决措施。

根据国内某石油化工厂离心泵故障的不完全统计数据（表 2-1），机械密封故障在离心泵故障中占比最高^[58]。

表 2-1 离心泵故障统计

故障原因	机械密封	轴承（泵）	轴承（电机）	叶轮	平衡盘	键	轴	腐蚀	泵体
件数	74	40	13	6	5	4	3	2	2
比例/%	45.41	24.55	7.97	3.69	3.06	2.45	1.84	1.22	1.22

（1）磨损类故障

1）密封面磨损：液体介质中杂质颗粒较多，使动环与静环之间的摩擦力增大，密封面磨损加大；机械密封的材料耐磨性差；弹簧力弹力不足，无法及时补偿密封面的磨损。

解决措施：选用性能良好的摩擦副材料；介质入口处安装过滤器，过滤介质中的杂质颗粒；定期检查弹力元件的弹性和压缩量，及时更换失效的弹力元件。

2）密封圈磨损：密封圈材料质量不达标，杂质含量较高，长期浸泡于高粘度液体介质中后弹性下降，导致过早老化或硬化；同时，介质的持续冲刷加剧了

密封圈的磨损和膨胀。

解决措施：选择质量合格的密封圈，如氟橡胶密封圈，其具有较好的耐腐蚀性和耐磨性；定期检测密封圈的弹性和密封效果，及时更换老化或损坏的密封圈。

（2）腐蚀类故障

1) 密封面腐蚀：离心泵输送的液体介质具有腐蚀性，如酸、碱、盐等，长时间接触后腐蚀密封面；密封面材料不能适应具有腐蚀的介质环境。

解决措施：根据介质的腐蚀性选择合适的密封面材料；对密封面进行表面处理，如镀硬铬、化学镀镍等，提高密封面的耐腐蚀性；定期对密封面进行检查和维护，及时发现和处理问题。

2) 弹簧腐蚀：弹簧长期暴露于腐蚀性介质中，发生化学腐蚀和电化学腐蚀，导致弹簧弹性降低、断裂。

解决措施：选用耐腐蚀的弹簧材料；对弹簧进行表面防护处理，如涂覆防腐涂层、进行钝化处理等；定期检查弹簧的腐蚀状况，及时更换严重腐蚀的弹簧。

（3）热损伤类故障

1) 热裂纹：密封面润滑不足、冷却不足或密封面汽化；在高速和高压下使用低比重液体的密封时，更容易出现热裂纹。

解决措施：确保密封面上有足够量的润滑剂和冷却液流，以带走密封面上产生的热量；检查密封设置是否具有适当的工作高度；审查冲洗系统设计，提高冲洗流量。

2) 结焦：密封在过高的温度下工作，或者使用不清洁或受污染的冲洗液，导致密封的大气侧出现黑色堆积物或研磨淤泥，使密封面快速磨损。

解决措施：用凉爽、清洁的外部液源冲洗密封；改用能够承受氧化的硬密封面材料；出现结焦迹象时，使用蒸汽清除密封大气侧的污泥和碎屑。

（4）安装类故障

1) 安装不合理：离心泵轴存在较大窜量与挠度，密封端面压力不平衡，密封失效，就会导致泄漏。

解决措施：合理设计装置，选用等级高的材料来制作轴，设计完成以后要进行校核验证。

2) 安装过紧或过松：弹簧压缩量过大或者失去弹性，会导致密封面间压力

过大或贴合不紧密，导致泄漏。

解决措施：重新装配，调整安装高度，保证动环与静环之间的密封面贴合紧密，并有 2-4mm 的移动距离。

（5）气蚀类故障

当液体介质流经低压区时，气泡破裂导致液体高速溢流，引发局部压力升高，产生气穴现象，进而导致机械密封失效；泵在灌浆前启动可能导致空气进入，产生干摩擦，同样造成机械密封失效。

解决措施：严格控制液体介质温度，避免过热，同时检查相邻介质罐液位，确保其高于最低液位；避免干摩擦，确保泵正常运行，并定期清理管道，防止混气引发泵抽真空和气蚀现象。

2.2 离心泵机械密封结构设计

机械密封参数设计对离心泵的稳定运行和密封性能起着决定性作用。合理的参数设定，能确保机械密封在离心泵高速运转、不同压力与温度环境下，有效阻挡介质泄漏，降低磨损，延长使用寿命^[59]。若参数设计不合理，即使面对常规工况，也可能引发泄漏、过热等故障，严重影响离心泵性能与生产连续性。因此，深入了解并精准设计机械密封各项参数，是优化离心泵性能、保障生产安全稳定的关键步骤。

2.2.1 机械密封结构参数设计

选用单端面机械密封，适用于一般工况，结构简单，成本较低^[60]。优先采用平衡型结构，可有效降低密封端面比压，延长使用寿命。

以下为离心泵相关参数：

（1）流量： $Q = 100\text{m}^3/\text{h}$ ，流量决定了泵的输送能力，在后续计算密封面线速度等参数时会涉及到对泵整体运行状态的考量。

（2）扬程： $H = 50\text{m}$ ，扬程反映了泵对液体做功的能力，影响着密封腔压力等参数的确定，进而关联到密封面比压等设计。

（3）转速： $n = 2900\text{r}/\text{min}$ ，转速是计算密封面线速度等关键参数的重要

依据，直接关系到机械密封的动态性能。

(4) 电机功率： $P=20\text{kW}$ ，功率是衡量能量转换和传递效率的关键指标。

(5) 输送介质：水（密度 $\rho = 1000\text{kg/m}^3$ ，运动粘度 $\nu = 1.003 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ ，此时温度为 20°C ），介质的物理性质对密封材料的选择、密封面比压的确定以及泄漏量的计算都有重要影响。

(6) 密封腔内径： $D_0 = 60\text{mm}$ （假设此参数不变，实际可能需根据轴径调整密封腔相关尺寸。密封腔内径需与轴径、密封件尺寸相适配，以保证良好的密封效果和机械性能）

(7) 密封腔压力： $p = 0.6\text{MPa}$ （表压），密封腔压力是计算密封面比压和泄漏量等参数的关键因素，它决定了密封面所承受的压力大小。

(8) 密封腔温度： $t = 30^\circ\text{C}$ ，温度影响介质的粘度等性质，进而影响泄漏量计算，同时对密封材料的性能也有一定影响，关系到材料的选择和使用寿命。

机械密封主要参数设计如下。

(1) 密封面直径

初选轴径，轴的材料选择 45#钢，根据式 (2-1)、(2-2) 计算。

$$T = 9550 \frac{P}{n} \quad (2-1)$$

$$T = \frac{\pi}{16} \times [\tau] \times d^3 \quad (2-2)$$

通过以上设计计算过程，综合考虑了泵的功率、转速、结构形式、机械密封安装空间以及行业经验等多方面因素，最终确定泵轴轴径为 80mm 。

初选动环内径 d_1 ，根据经验动环内径一般取轴径的 1.1-1.2 倍。已知轴径 $d = 80\text{mm}$ ，取 $d_1 = 88\text{mm}$ 。

静环外径 D_2 一般比动环内径大 4-6mm，取 $D_2 = 93\text{mm}$ 。该差值范围是为了确保动环和静环在相对运动时，密封面能有合适的接触和密封效果。

密封面平均直径 $D_m = 90.5\text{mm}$ 。密封面平均直径在后续计算密封面比压、线速度等参数时起到关键作用。

(2) 密封面比压

根据经验考虑，且为减少密封面的磨损，将密封面比压调整为 $p_c = 0.5\text{MPa}$ ，密封面宽度 $b = 2\text{mm}$ 。密封面压力按式 (2-3) 计算。

$$p_c = p + \frac{K}{\pi(D^2 - d^2)} F_N = \frac{F}{A} \quad (2-3)$$

$$A = \pi D_m b \quad (2-4)$$

式中， F —密封面上的总作用力（N）；

A —密封面的有效面积（mm²）；

b —密封面宽度（mm）。

密封面宽度的选取会影响密封面的接触面积和比压分布，需要根据实际情况进行优化，计算得到 $F = 284.25\text{N}$ 。

（3）弹簧参数

弹簧材料选择不锈钢 304，剪切弹性模量 $G = 7.8 \times 10^4 \text{MPa}$ ，弹簧的许用剪应力取 $[\tau] = 400 \text{MPa}$ ，根据密封尺寸和结构，选取弹簧数量为 10 个，弹簧数量的确定需考虑密封面的受力均匀性、密封结构的空间布局等因素。对于内装式单端面机械密封，要确保弹簧能均匀地提供压紧力，保证密封面的良好贴合。

根据弹簧设计标准及式（2-5）、（2-6）、（2-7）、（2-8）、（2-9）计算。

$$k = \frac{F_N}{x} \quad (2-5)$$

$$\tau = K \frac{8FD_s}{\pi d_s^3} \quad (2-6)$$

$$k = \frac{Gd_s^4}{8D_s^3 n} \quad (2-7)$$

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \quad (2-8)$$

$$C = \frac{D_s}{d_s} \quad (2-9)$$

式中， x —弹簧压缩量（mm）；

k —弹簧刚度（N/m）；

n —弹簧个数（个）；

τ —剪应力（MPa）；

K —曲度系数；

C —弹簧旋绕比；

d_s —弹簧丝径 (mm) ;

D_s —弹簧中径 (mm) 。

一般弹簧压缩量在 4-6mm 之间, 这里取 5mm。弹簧压缩量的取值影响弹簧的工作状态和密封面的比压稳定性。将上述数据带入计算得 $k = 5.68N/mm$, $d_s = 4mm$, $D_s = 20mm$ 。

(4) 密封面线速度

密封面线速度 v 的根据式 (2-10) 计算。

$$v = \frac{\pi D_m n}{60 \times 1000} \quad (2-10)$$

算得 $v = 13.7m/s$, 一般对于水介质, 密封面线速度不宜超过 15m/s, 此处满足要求。

(5) 泄漏量

机械密封的泄漏量与密封面的间隙、介质压力、粘度等因素有关^[61]。根据经验公式估算泄漏量。

密封面间隙取 $\delta = 0.005mm$, 根据式 (2-11) 计算。

$$q = \frac{\pi D_m \delta^3 p}{12 \mu l} \quad (2-11)$$

式中, μ —介质动力粘度 (Pa·s) ;

l —密封面长度 (mm) 。

一般密封面长度为 3-6mm, 这里取密封面宽度 $l = 4mm$, 该公式是基于流体在微小间隙中的流动理论推导得出。

代入数据计算得 $q = 5ml/h$ 。一般要求机械密封的泄漏量在允许范围内, 对于水介质, 泄漏量通常要求不超过 10ml/h, 此处泄漏量符合标准。

2.2.2 材料选择

机械密封的材料选择是确保其性能可靠、寿命长久的关键因素。合理的材料选择能够有效应对不同工况下的摩擦、腐蚀、温度变化等挑战。

(1) 动环材料。石墨 (自润滑性好, 耐磨性高)。在水介质中且为内装式单端面机械密封使用时, 需要注重密封面的维护和保养, 以及对密封参数的合理调整, 以确保密封性能和使用寿命。

(2) 静环材料。碳化硅（硬度高，耐磨性好）。静环材料的选择主要考虑与动环材料的匹配性以及在水介质的适应性。

(3) 弹簧材料。选择不锈钢 304，具有较好的耐腐蚀性和一定的弹性。不锈钢 304 能在水介质环境中保持较好的力学性能，防止弹簧因腐蚀而失效。

(4) 密封圈材料。选择丁腈橡胶（NBR），其对水具有优异的耐溶性，同时具备良好的弹性和密封性能。丁腈橡胶的这些特性使其能有效阻止介质泄漏，保证密封的可靠性。

石墨与碳化硅的配合提供了优异的自润滑性和耐磨性，不锈钢 304 弹簧和丁腈橡胶密封圈确保了稳定的轴向力和可靠的密封效果，整体设计兼顾了性能、工况适应性和成本效益。

2.2.3 设计验证

对上述机械密封结构参数计算及材料选择后，需对设计的机械密封结构参数进行校核。

(1) 密封面接触应力计算

石墨的弹性模量为 $E_1 = 10\text{GPa}$ ，泊松比 $\nu_1 = 0.3$ ，碳化硅的弹性模量为 $E_2 = 10\text{GPa}$ ，泊松比 $\nu_2 = 0.2$ ，根据赫兹接触应力理论，对于两个圆柱体接触（近似密封面接触情况），密封面接触应力根据式（2-12）计算。

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F}{\pi b l} \frac{\frac{1}{D_1} + \frac{1}{D_2}}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}} \quad (2-12)$$

式中， ν_1 —动环材料的泊松比；

ν_2 —静环材料的泊松比；

E_1 —动环材料的弹性模量（MPa）；

E_2 —静环材料的弹性模量（MPa）。

计算可得： $\sigma_H = 0.12\text{GPa}$ ，由于计算得到的密封面许用接触应力，所以密封面在接触应力方面满足强度要求，不会出现塑性变形或疲劳磨损的情况。

(2) 弹簧强度计算

弹簧材料剪切应力根据式（2-13）计算。

$$\tau = K \frac{8FD_s}{\pi d_s^3} \quad (2-13)$$

带入上述数据，算得 $\tau = 71.2MPa$ 。由于计算得到的弹簧丝剪切应力小于不锈钢 304 的许用剪切应力，所以弹簧在强度方面满足要求，在工作过程中不会发生断裂等失效形式。

2.3 离心泵机械密封自愈系统总体方案研究

在工业生产中，离心泵作为物料输送的关键设备，其机械密封的可靠性直接关系到整个生产流程的稳定性与安全性。

2.3.1 离心泵机械密封故障检测方法分析

机械密封泄漏的检测技术根据其原理可分为四类：接触式检测、非接触式检测、基于运行参数的检测和新兴技术检测^[62]。各类方法的核心原理、适用场景及局限性对比如下。

(1) 接触式检测方法包含直接观察法和接触式传感器检测。直接观察法依靠人工定期查看机械密封部位有无液体泄漏迹象，其简单直观且无需额外设备，但只能检测明显泄漏，微量泄漏难以察觉，还受人为因素影响大。接触式传感器检测又分为电阻式和电容式传感器。电阻式传感器通过密封处泄漏液体改变周围电阻值来判断泄漏，对导电液体泄漏检测灵敏且结构简单，不过对非导电液体检测效果欠佳，还易受环境因素干扰；电容式传感器利用泄漏液体改变电容介电常数致使电容值变化检测泄漏，对多种液体检测效果好、响应速度快，然而容易受到电磁场的干扰，检测精度受环境影响。

(2) 非接触式检测方法涵盖光学检测法、声学检测法和化学检测法。光学检测法里的光纤传感器检测，是基于泄漏液体影响光纤周围光学环境使光信号参数改变来判断，有灵敏度高、抗电磁干扰能力强、可远距离监测的优点，但安装和调试复杂、成本高，对光纤保护要求高。激光检测技术则是激光束遇泄漏液体产生散射或衍射，通过检测散射或衍射光判断泄漏，检测精度高且可实现非接触式快速检测，不过设备昂贵，对环境要求高，易受灰尘、雾气等干扰。声学检测

法中的超声波检测,是泄漏时产生特殊超声波信号,由传感器接收转换为电信号经分析判断,对微小泄漏敏感,可在线检测不影响设备运行,但信号易受噪声干扰,检测结果受介质特性影响大。声发射检测是密封面出现问题导致泄漏时产生声发射信号,由传感器捕捉分析,能实时监测密封状态,对早期故障检测有优势,只是信号微弱,需高灵敏度传感器,易受背景噪声影响。化学检测法里的示踪气体检测,是向系统充入示踪气体,用专门仪器检测周围环境中示踪气体浓度判断泄漏,检测灵敏度极高,可检测微小泄漏,然而需专业设备,操作复杂,成本高,不适用于所有工况。化学指示剂检测是在介质中添加化学指示剂,泄漏时指示剂与周围物质反应,化学性质改变被观察到,简单直观且成本较低,但只能检测特定化学反应的泄漏,检测范围有限,指示剂可能影响介质性质。

(3) 基于运行参数的检测方法包括温度检测、压力检测和振动检测^[63]。温度检测是利用机械密封正常运行温度稳定,泄漏时温度异常变化,由温度传感器监测判断,温度传感器成本低、安装方便且可实时监测,但温度变化因素多,易误判,对微量泄漏反应不灵敏。压力检测是机械密封泄漏会导致系统压力下降或波动增大,通过压力传感器监测分析,能反映系统整体运行状态,对较大泄漏检测效果好,不过压力变化原因复杂,难以准确判断泄漏位置和程度,对早期泄漏检测能力弱。振动检测是机械密封泄漏会引起泵振动异常,通过振动传感器检测振动信号分析判断,能反映机械密封的动态性能变化,对故障早期预警有帮助,只是振动信号受多种因素影响,分析难度大,需专业知识和经验。

(4) 新兴技术检测方法有基于智能算法的检测方法、基于新型材料与技术的检测方法以及基于物联网与远程监控的检测方法^[64]。基于智能算法的检测方法中,基于深度学习的图像识别检测利用卷积神经网络对摄像头拍摄的机械密封图像进行分析,学习泄漏特征判断泄漏,可自动识别泄漏,能检测复杂情况下的泄漏,准确性较高,但需要大量标注数据进行训练;基于大数据分析的故障诊断收集离心泵多参数数据,运用机器学习算法挖掘数据规律,对比正常状态判断泄漏,能综合分析多种数据,提前预测泄漏故障,为维护提供依据,然而数据收集和处理难度大,模型建立和优化复杂,依赖大量历史数据。基于新型材料与技术的检测方法中,基于石墨烯传感器的检测是石墨烯传感器对泄漏液体或气体吸附后电学性能改变,检测电学性能判断泄漏,灵敏度高,响应速度快,可检测微量

泄漏，但石墨烯材料制备和传感器制造工艺复杂；基于光纤光栅传感器的检测是泄漏引起的环境变化使光纤光栅反射波长漂移，检测波长变化判断泄漏，抗干扰能力强，可实现分布式测量，精度高，但安装和维护技术要求高，成本较高，对波长检测设备要求高。基于物联网与远程监控的检测方法中，无线传感器网络检测通过无线传感器节点采集数据，经无线通信传输到远程监控中心分析判断，可实时远程监测，便于集中管理，能及时发现泄漏问题，但传感器节点易受环境干扰，通信稳定性受距离、信号强度等影响，成本较高。离心泵机械密封泄漏多种检测方法总结如图 2-2。



图 2-2 机械密封泄漏检测方法

离心泵机械密封泄漏检测方法多样，从直接观察、接触式和非接触式传感器检测，到基于运行参数分析和新兴技术如智能算法、新型材料与物联网的检测，各种方法有其优势和局限性，选择合适的检测技术需根据实际工况和需求综合考量。

2.3.2 机械密封泄漏检测方案

机械密封泄漏会导致物料浪费、生产效率降低，还可能因泄漏介质的特性引发安全隐患与环境污染等问题。因此，对离心泵机械密封泄漏进行及时、准确的检测，并构建具备自愈功能的系统，对于保障离心泵的稳定运行和生产的连续性至关重要。

本系统采用多模态传感器融合策略，核心设备为 UE Ultraprobe 9000 超声波检漏仪，辅以温度和振动传感器进行交叉验证。UE Ultraprobe 9000 超声波检漏仪利用超声波原理检测泄漏，通过捕捉泄漏产生的高频声波（通常为 20–100 kHz），并将其转换为可听声音或数字信号，帮助定位和量化泄漏。表 2-1 是 UE Ultraprobe 9000 超声波检漏仪相关技术参数。

表 2-1 UE Ultraprobe 9000 超声波检漏仪技术参数表

参数	检测灵敏度	频率分辨率	动态范围	频率范围	响应时间	防护等级
指标	0.005 mL/min	1 Hz	24–130 dB μ V	20–100 kHz	<10 ms	IP54

UE Ultraprobe 9000 是一款多功能超声波检漏仪，专为工业泄漏检测和状态监测设计。其核心结构包括传感器、信号处理单元、用户交互界面、电源与数据接口以及防护外壳等模块。

在离心泵机械密封泄漏检测中展现出高频信号捕捉能力与灵敏度与量化能力的优势。UE Ultraprobe 9000 的检测范围覆盖 20–100 kHz，可有效隔离离心泵运行中的低频机械噪声（<10 kHz）。典型机械密封泄漏的超声波信号峰值频率集中在 35–45 kHz，如图 2-3 所示。

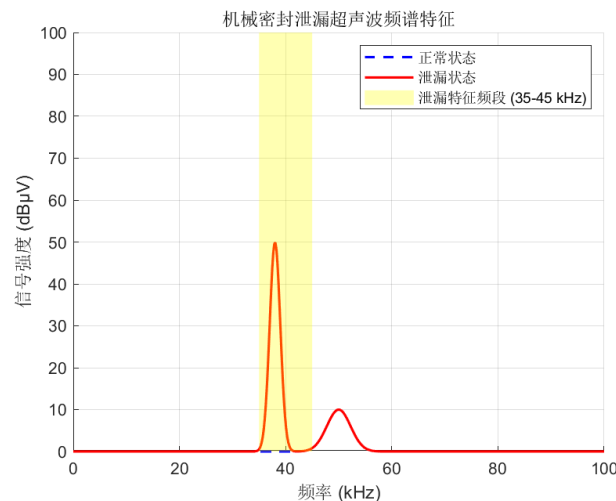


图 2-3 机械密封泄漏的超声波频谱特征图

液体喷射泄漏（压力>0.2 MPa）检测灵敏度为 0.1 mL/min。通过信号强度（dB μ V）与泄漏率的标定曲线式（2-14），实现泄漏量半定量分析。

$$Q=0.023 \times S^{1.5} \quad (2-14)$$

式中，S—信号强度（dB μ V）；

Q—泄漏率（mL/min）。

以下是检测方案的详细设计与实施步骤，图 2-4 是信号处理流程图。

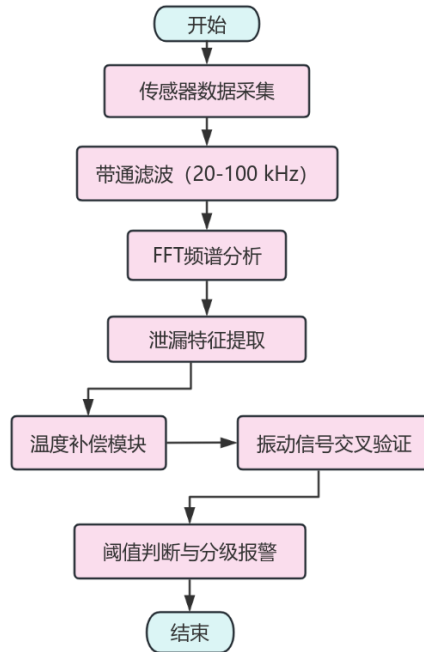


图 2-4 信号处理流程图

（1）系统硬件配置

检测系统的核心设备为 UE Ultraprobe 9000 超声波检漏仪，配备磁吸式接触探头（UA-9010）和抛物线反射器（UA-9090）。磁吸式探头适用于近距离检测，可直接吸附在离心泵密封腔外壳，减少环境噪声干扰；抛物线反射器则用于远距离扫描，检测距离可达 10 米，适合快速定位泄漏区域。此外，系统还集成了 IEPE 振动传感器和 PT100 温度传感器，用于辅助验证泄漏信号。振动传感器的频响范围为 0.5–10 kHz，灵敏度为 100 mV/g，能够捕捉密封面摩擦引起的 2×转频谐波；温度传感器的精度为 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ，用于补偿环境温度对超声波信号的影响。

（2）信号采集与预处理

检测开始时，UE Ultraprobe 9000 通过抛物线反射器或磁吸式探头采集超声波信号。信号首先经过前置放大器进行增益调节（20–60 dB），随后进入数字滤波器进行预处理。数字滤波器包括高通滤波和带通滤波两个模块：高通滤波器的截止频率为 20 kHz，用于消除离心泵运行中的低频机械噪声；带通滤波器的频率范围设置为 35–45 kHz，锁定机械密封泄漏的特征频段。滤波后的信号通过 16 位模数转换器（ADC）进行数字化处理，采样率为 500 kS/s，确保高频信号无失

真采集。

（3）泄漏特征提取与分析

数字化后的信号通过快速傅里叶变换（FFT）转换为频域频谱，提取以下特征参数。

峰值频率。机械密封泄漏的典型峰值频率集中在 35–45 kHz 区间。若频谱在此区间出现明显峰值（ $>50 \text{ dB}\mu\text{V}$ ），则提示潜在泄漏。

信号强度。根据信号强度（ $\text{dB}\mu\text{V}$ ）评估泄漏严重程度。例如，信号强度为 $70 \text{ dB}\mu\text{V}$ 时，对应泄漏率约为 0.5 mL/min 。

时间稳定性。真正的泄漏信号具有持续性和稳定性，而非短暂波动。通过时间序列分析，观察信号在较长时间内（ $>5 \text{ 秒}$ ）的特征参数变化，进一步确认泄漏的存在。

（4）多传感器数据融合

为提高检测可靠性，系统结合振动和温度传感器数据进行交叉验证。

振动信号验证。泄漏引起的密封面摩擦会激发 $2\times$ 转频振动谐波（频域能量增加 $\geq 15 \text{ dB}$ ）。若超声波信号与振动信号同时出现异常，则进一步确认泄漏。

温度补偿修正。密封腔温度每升高 10°C ，超声波信号衰减约 3 dB 。通过 PT100 温度传感器实时监测环境温度，对信号强度进行动态补偿，减少误判。

（5）泄漏判定与分级报警

基于提取的特征参数，系统通过预设算法和阈值进行泄漏判定：

一级报警（警告）。当超声波信号强度 $>50 \text{ dB}\mu\text{V}$ 且持续 5 秒以上，或振动 $2\times$ 转频能量 $>$ 正常值 10 dB 时，触发一级报警，提示潜在泄漏。

二级报警（严重泄漏）。当超声波信号强度 $>70 \text{ dB}\mu\text{V}$ ，或温度骤升 $>15^\circ\text{C}$ 时，触发二级报警，提示严重泄漏，需立即处理。

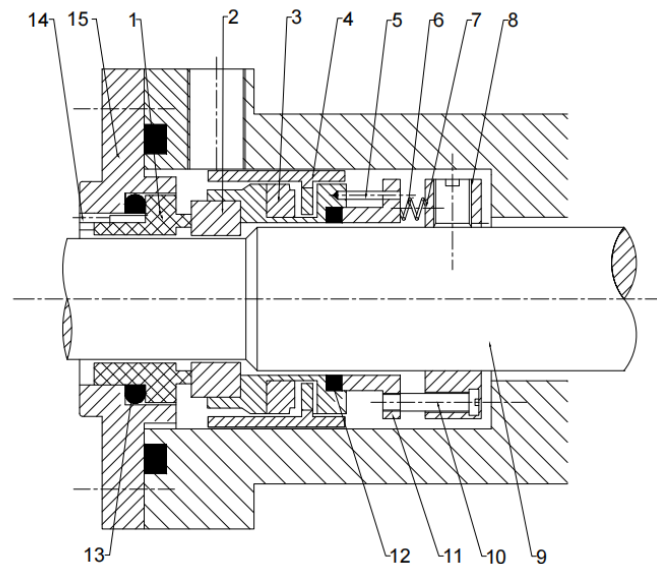
（6）数据记录与报告生成

检测结果通过 UE Ultraprobe 9000 的液晶显示屏实时显示，包括频谱图、泄漏位置标记和报警状态。同时，数据存储于内置存储器（支持 32 GB SD 卡 ），可通过蓝牙连接手机 APP（Ultraprobe APP）导出检测数据，生成 PDF 报告。报告内容包括检测时间、泄漏位置、信号强度、频谱图及维护建议，为后续故障诊断和维修提供依据。

2.3.3 磁力驱动装置总体方案设计

磁力驱动装置是离心泵机械密封自愈系统的核心组件，其主要功能是通过磁力作用调整动环位置，减小密封间隙，从而抑制泄漏。本方案基于电磁驱动技术，结合闭环控制策略，实现了对机械密封泄漏的快速响应和精确调节^[65]。

磁力驱动装置通过电磁线圈、动环、位移传感器和控制单元完成总体方案执行，位移传感器采用激光位移传感器（KEYENCE LK-G5000），精度为 $\pm 0.1\ \mu\text{m}$ ，用于实时监测动环位置并反馈给控制单元。磁力驱动装置总体方案布置图如图 2-5。



1-静环；2-动环；3-磁体；4-磁力驱动装置；5-传动销；6-弹簧；7-弹簧座；8-紧定螺钉；9-轴套；10-传动螺钉；11-推环；12-动环 O 形圈；13-静环 O 形圈；14-防转销；15-压盖

图 2-5 磁力驱动装置总体布置图

图 2-5 中磁力驱动装置，在磁力驱动装置伸入一个电磁线圈进入动环座，当 UE Ultraprobe 触发一级报警时，系统在迅速启动磁力驱动器，通过控制单元调节电磁线圈电流，通入电流产生磁场，进而在磁体中产生磁力，这个磁力通过动环座传递，推动推环移动，进而带动动环向静环方向轴向移动，减小两者之间的密封间隙。同时，弹簧和弹簧座为动环提供必要的预紧力，确保动环与静环之间保持紧密接触。动环 O 形圈和静环 O 形圈则辅助实现侧面的密封。防转销确保动环在移动过程中不会发生旋转，而压盖固定静环并形成机械密封的外部边界。

整个过程中，轴套为动环提供支撑。通过这种设计，系统能够在检测到泄漏时自动调整动环位置，实现机械密封的自动修复，无需人工干预，从而显著提高机械密封的可靠性和设备的运行效率。

在机械密封系统中，磁力驱动装置可以用于调整密封面的压力，以适应不同的工况。当检测到机械密封的泄漏时，磁力驱动装置可以自动响应，通过改变磁力的大小来推动动环或静环，从而改变密封面之间的接触压力，从而实现自动修复密封效果。

2.3.4 机械密封故障检测及其自愈系统总体方案

自愈系统其核心原理和实现方式，包括通过传感器、监测诊断及自愈调控和执行器等实现自主消除已故障和自主抑制未故障^[66]，如图 2-6 所示：

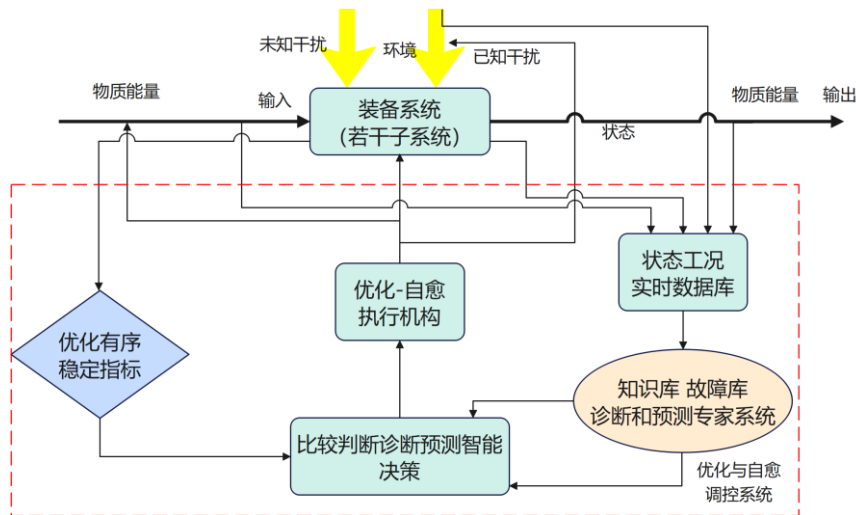


图 2-6 装备故障自愈调控系统模式简图

图 2-6 展示了一个优化与自愈调控系统的框架，其中装备系统由多个子系统组成，接收输入的物质和能量，并在环境和各种已知或未知干扰的影响下输出物质和能量。系统的状态通过状态工况实时数据库进行监控，该数据库与知识库-故障库诊断和预测专家系统相连，用于诊断和预测可能发生的故障。优化有序稳定指标用于评估系统性能，基于此评估，比较判断-诊断预测智能决策模块生成相应的优化和自愈执行策略，由优化-自愈执行机构实施，以确保系统稳定运行。整个框架旨在通过实时监控、智能诊断、预测和自动执行优化措施，提高系统的自愈能力和运行效率。

通过机械密封泄漏检测以及磁力驱动装置，设计了机械密封泄漏故障诊断及自愈系统总体方案，流程图如图 2-7 所示。

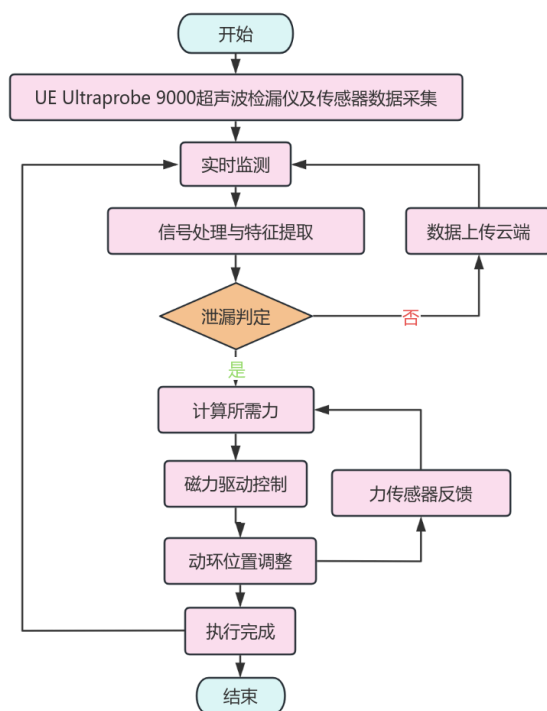


图 2-7 机械密封泄漏故障诊断及自愈系统总体方案流程图

该方案集成了多种传感器和自动控制机制的离心泵机械密封自愈系统的工作流程。系统首先利用温度、压力和位移传感器以及 UE Ultraprobe 9000 泄漏检测仪实时监测离心泵机械密封的运行状态。这些传感器分别负责监测温度、压力、位移和泄漏情况，并将监测到的数据转换为电信号。对采集的数据进行滤波、频谱分析和特征提取，根据信号强度和特征频率，判断机械密封是否存在泄漏。如果检测到泄漏，系统会通过处理信号并输出数据来确定泄漏情况。控制模块会产生电信号，形成交变磁场，激活执行模块，该模块推动动环向静环方向移动来调整机械密封端面压力，以期修复泄漏。一旦执行模块完成操作，系统将回到实时监测状态，确保泄漏得到有效控制，从而实现机械密封的自愈功能，提高离心泵的运行可靠性和减少维护需求。

2.4 本章小结

本章系统研究了离心泵机械密封的故障机理、结构设计及智能调控方法。通

通过对密封结构和工作原理的深入分析，明确了主要泄漏形式及其成因，基于工程案例提出的针对性解决措施，为故障预防提供了有效方案。在参数设计方面，通过密封面比压、弹簧刚度等关键参数的优化计算与校核，建立了兼顾性能与可靠性的设计方法。进一步地创新性地集成多传感器检测技术与磁力驱动自愈系统，实现了从故障诊断到自主修复的闭环调控。

第3章 自愈系统磁路磁感应强度特性及其优化研究

本章节研究了自愈系统中磁路的磁感应强度特性,分析了其对系统自愈能力的影响,并探索了优化策略以提高自愈效率。通过理论分析、有限元仿真和正交试验,研究了磁感应强度与控制电流的关系、磁路设计的关键参数及其优化方法,最终提出了最优磁路设计方案。

3.1 磁感应强度与控制电流的关系

磁力驱动装置是自愈系统的关键组成部分,其研究主要集中在磁路参数的设计,以及输入电流大小对磁感应强度的作用机制。

3.1.1 电磁场理论

电磁场理论的核心是麦克斯韦方程组,涵盖安培环路定律、法拉第电磁感应定律、高斯电通定律和高斯磁通定律,描述了电场与磁场之间的相互作用关系,为磁路设计提供了理论基础^[67]。

安培环路定律表示磁场沿任意闭合环路的线积分等于穿过该环路所包围面积的电流的代数和与真空磁导率的乘积,如式(3-1),即:

$$\oint_{\Gamma} \vec{H} \cdot d\vec{l} = \iint_{\Omega} \left(\vec{J} + \frac{\partial \vec{D}}{\partial t} \right) \cdot d\vec{S} \quad (3-1)$$

式中, $\vec{H}$ —磁场强度(A/m);

Γ —曲面 Ω 的边界;

$\vec{J}$ —传导电流密度(A/m²);

$\vec{D}$ —电通密度(C/m²);

$\frac{\partial \vec{D}}{\partial t}$ —位移电流密度(A/m²)。

法拉第电磁感应定律表示变化的磁场会在导体中产生感应电动势,如式(3-2),即:

$$\oint_{\Gamma} \vec{E} \cdot d\vec{l} = - \iint_{\Omega} \frac{\partial \vec{B}}{\partial t} \cdot d\vec{S} \quad (3-2)$$

式中， $\vec{E}$ —电场强度(V/m)；

$\vec{B}$ —磁感应强度(T)。

高斯电通定律如式(3-3)，即：

$$\oiint_S \vec{D} \cdot d\vec{S} = \iiint_V \rho dv \quad (3-3)$$

式中， V —闭合曲面 S 所围成的体积区域；

ρ —电荷体密度(C/m²)。

高斯磁通定律描述了磁场的通量特性，如式(3-4)，即：

$$\oiint_S \vec{B} \cdot d\vec{S} = 0 \quad (3-4)$$

麦克斯韦方程组的微分形式为：

$$\nabla \times \vec{H} = \vec{J} + \frac{\partial \vec{D}}{\partial t} \quad (3-5)$$

$$\nabla \times \vec{E} = - \frac{\partial \vec{B}}{\partial t} \quad (3-6)$$

$$\nabla \cdot \vec{D} = \rho \quad (3-7)$$

$$\nabla \cdot \vec{B} = 0 \quad (3-8)$$

电磁场问题的计算与求解，常用的边界条件有三种，即诺依曼（Neumann）边界条件、狄利克雷（Dirichlet）边界条件以及二者组合^[68]。

诺依曼边界条件为式(3-9)。

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial n} \right|_{\Gamma} + f(\Gamma) \phi|_{\Gamma} = h(\Gamma) \quad (3-9)$$

式中， Γ —诺伊曼边界；

n —边界 Γ 的外法线矢量；

$f(r)$ 、 $h(r)$ —一般函数，可为零和常数。

狄利克雷边界条件为式(3-10)。

$$\phi|_{\Gamma} = g(\Gamma) \quad (3-10)$$

式中, r —狄利克雷边界;

$g(r)$ —位置函数。

3.1.2 离心泵机械密封自愈磁力驱动装置磁路设计

控制机械密封端面比压的磁力驱动装置是产生可控力、实现调节机械密封端面比压的关键,能否实现机械密封自愈与磁路设计直接联系,故而磁路设计的总体目标是使机械密封端面比压保持在正常范围内,以保障离心泵在不发生泄漏的前提下正常运行,且输入电流能精准控制磁感应强度的变化。

由于控制机械密封端面比压的磁路是对称设计,为了简化分析并确保计算精度,可以选取磁路结构的 1/2 进行研究。这种简化方法不仅减少了计算量,还能准确反映磁路的整体特性。所研究的磁路结构如图 3-1 所示。

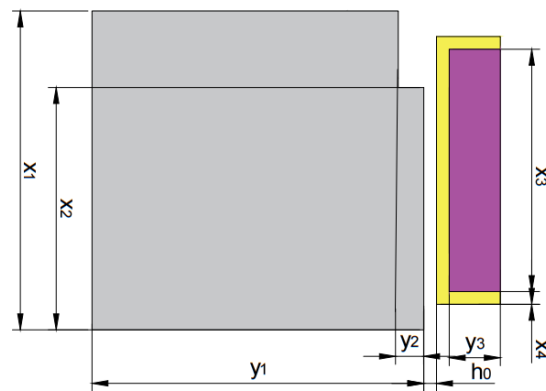


图 3-1 磁路结构图

图 3-1 中 x_1 为磁体的高度, x_3 为磁路结构中励磁线圈的长度, x_4 为磁路结构中磁芯的厚度, y_1 表示磁体的长度, y_3 为磁路结构中励磁线圈的厚度, h_0 为磁路结构与磁体之间间隙的厚度。

考虑磁路结构各组件的装配情况及相关标准,确定了磁路结构的关键参数如 3-1, 励磁线圈的相关数据见表 3-2。

表 3-1 磁路结构参数

结构参数 (mm)	x_1	x_2	x_3	x_4	y_1	y_2	y_3	h_0
数值	25	18	20	2	25	4	8	1

表 3-2 励磁线圈相关参数

名称	导线直径 (mm)	漆包线最大外径 (mm)	击穿电压 (V)
高强度漆包铜线	0.56	0.63	4600

3.1.3 磁路结构有限元分析

电流输入是调控机械密封端面比压大小的最终信号,因此推导出磁力驱动装置的输入电流与磁力之间的关系在整个控制过程中具有关键作用。

对电磁场问题的分析,其实质就是对电磁场实际应用问题的偏微分方程组进行求解,常用的方法主要有两个,即解析法和数值法^[69]。解决电磁场相关问题通常使用有限元法,该方法能高效处理复杂几何形状和材料属性的电磁场问题,提供高精度数值解。ANSYA、Ansoft Maxwell、ASKA 等软件是现阶段市场上面向实际工程的主要有限元软件,已成为各行业处理工程学问题不可或缺的中坚力量^[70]。

本研究采用 Ansoft Maxwell 软件对前述磁路驱动装置进行了求解与分析,具体实施流程如下。

(1) 建模

本文所设计的磁力驱动装置具备轴对称特性,在 Ansoft Maxwell 软件中,依据磁路结构的相关参数,可直接绘制二维模型进行求解,该模型绕着设置的 z 轴旋转 360 度即可生成相应的三维模型。通过这种方法,能够高效地建立用于控制机械密封端面比压的电磁场求解模型。

(2) 材料属性定义

机械密封控制系统的磁力驱动装置中,材料的选择至关重要,为了获得更好、精准反映磁路性能,磁芯材料选择电工纯铁(DT4),磁体材料为 45#钢,励磁线圈材料选择铜。电工纯铁(DT4)是一种高纯度铁材料,具有高磁导率和低矫顽力,能够有效增强磁场强度并减少能量损耗;45#钢是一种强度高、加工性能好且经济实惠的优质碳素结构钢,不需要采用渗碳淬火等热处理工艺,在导磁性、机械加工性能、架构强度等方面具有较好的综合性能^[71]。

在 Ansoft Maxwell 中,材料的磁导率是电磁场问题求解的核心参数,直接影响模型的精度,磁导率是衡量材料在磁场中磁化难易程度的物理量,表示材料传

导磁力线的能力。本文中，铜的相对磁导率设为 1，而 45#钢和电工纯铁（DT4）的磁导率使非线性特性，并非固定值，需根据材料的磁化曲线在软件中进行设置。如表 3-3 所示为不同材料的 B-H 磁化特性。

表 3-3 不同材料的 B-H 磁化特性

45#钢		电工纯铁（DT4）	
H(A/m)	B(T)	H(A/m)	B(T)
110	0	21.2	0.2
164	0.2	42.0	0.4
245	0.4	63.2	0.6
365	0.6	104	1.0
813	1.0	120	1.1
1213	1.2	135	1.2
1809	1.4	220	1.4
2996	1.6	480	1.5
11204	1.8	1600	1.6

（3）单元选择与网格划分

合理选择单元和优化网格划分是确保有限元分析成功的关键步骤，合适的单元类型和精细的网格划分能够准确捕捉物理现象，提升解的可靠性。本文采用三角形单元进行网格划分。

（4）边界条件

合理的边界条件能够确保模型反映真实物理环境，避免奇异解或不收敛问题，为防止磁路漏磁，使用了矢量磁位边界条件，处理后的磁路结构如图 3-2 所示。

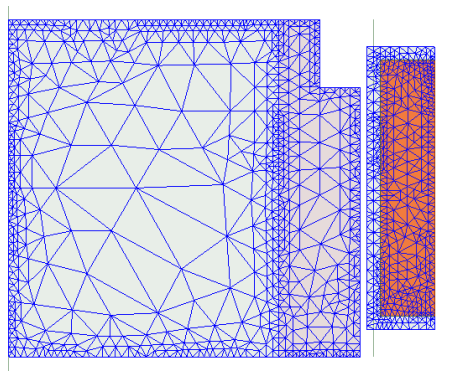


图 3-2 磁路结构网格划分及设置边界条件图

（5）载荷定义

确保磁路模型准确控制动环的运动，需对该线圈通入适当的电流，电流密度需满足式（3-11）。

$$J = \frac{NI}{S_x} \quad (3-11)$$

式中， N — 线圈匝数(匝)；

I — 通电电流(A)；

S_x — 线圈截面积(mm²)。

通过多次软件仿真分析，最终确定自愈控制系统中励磁线圈的匝数 N 为 120 匝。

（6）求解

在 Ansoft Maxwell 软件中将励磁线圈匝数设置为 120 匝、通入电流设置为 3A，运行模型，得到机械密封自愈控制系统磁路结构的有限元分析仿真结果。其磁力线分布如图 3-3 所示：

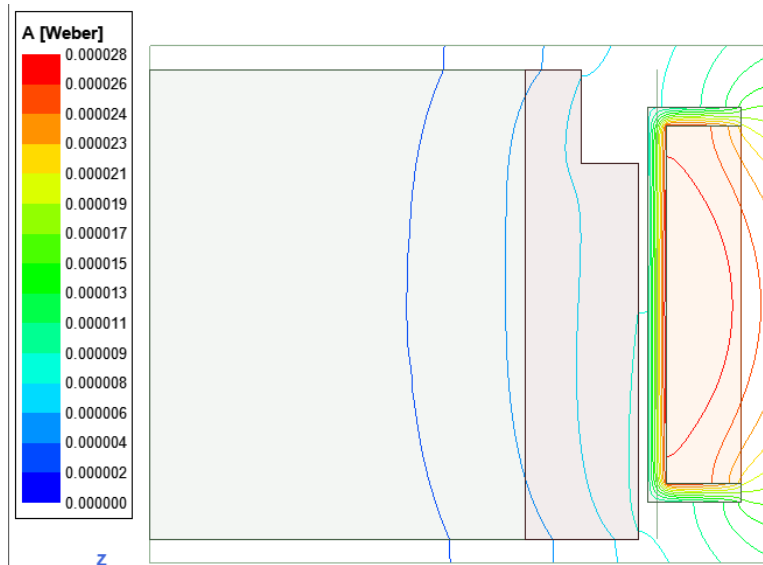


图 3-3 磁力线分布图

等值云图及磁感应强度分布图如图 3-4、3-5 所示：

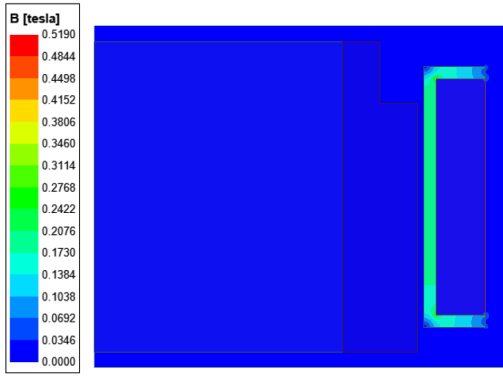


图 3-4 等值云图

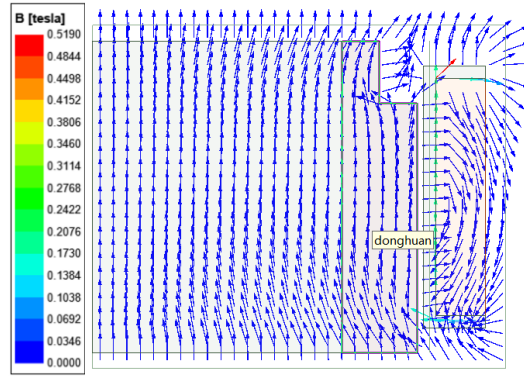


图 3-5 磁感应强度分布图

从图 3-3、3-4 及 3-5 可以看出,当前磁路结构产生的最大磁感应强度为 0.519T, 低于材料的磁饱和强度,表明该设计基本满足要求。在该磁力驱动装置中,励磁线圈的电流强度是最终的控制变量。当设置的输入电流改变时,磁路中的磁感应强度也随之改变,从而产生可控的磁力。这种磁力能够推动动环与静环之间的端面比压增大,实现机械密封泄漏故障的自愈。因此,研究磁感应强度随输入电流变化的规律对于优化控制系统的自愈性能具有意义。

在不改变其他参数的情况下,分别将磁力驱动装置的励磁线圈中的电流设置为 0.5A、1.0A、1.5A、2.0A、2.5A 和 3.0A,逐步对磁路模型进行电磁场仿真分析。图 3-6、3-7 和 3-8 分别呈现了不同电流条件下磁路结构的磁力线分布、磁感应强度等值云图以及对应的磁感应强度结果。

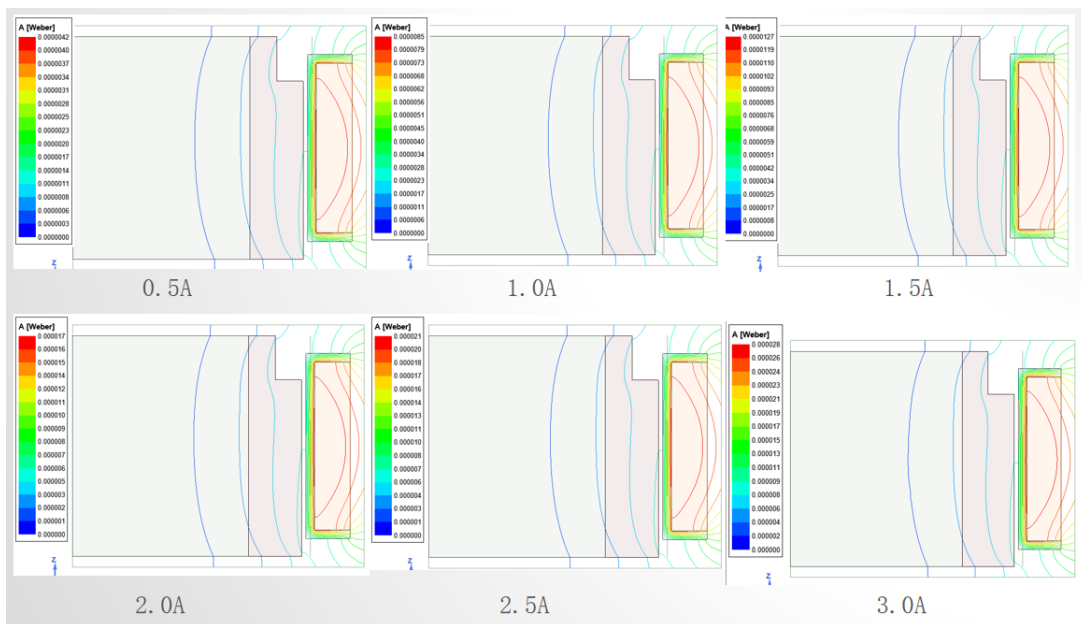


图 3-6 各磁力线分布图

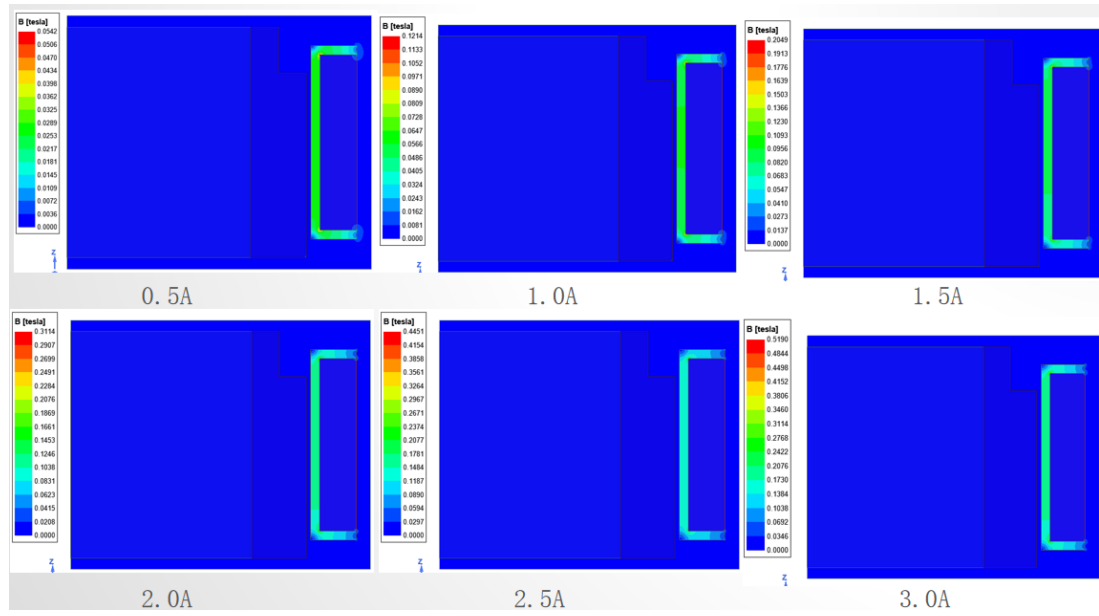


图 3-7 各等值云图

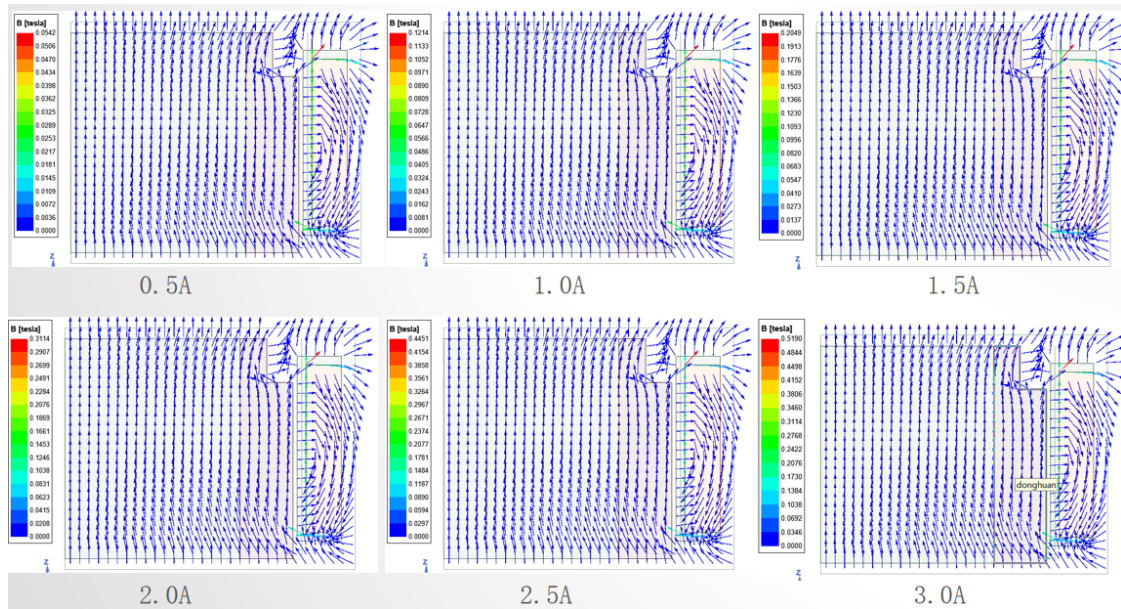


图 3-8 各磁感应强度图

分析图 3-6、3-7 及 3-8 可知，随着控制电流的增大，磁感应强度也持续增强，磁力线分布更加密集，表明磁场强度与电流呈正相关关系。这一规律为磁力驱动装置的精确控制提供了重要依据，同时也验证了通过调节电流实现机械密封自愈的可行性。为进行量化分析，以磁芯与动环中间位置的平均磁感应强度为基准进行计算，得到此时通入不同电流产生的磁感应强度平均值如表 3-4 所示。

表 3-4 输入电流-磁感应强度平均值对应表

电流 I/A	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
磁感应强度 B/T	0.12	0.18	0.22	0.26	0.29	0.32

为研究磁路结构中磁感应强度随控制电流的变化规律，并使磁场强度的变化更贴近实际工况，对表 3-4 中的离散数据点进行了数值分析与拟合处理。通过拟合分析，推导出磁感应强度（B）与控制电流（I）之间的连续关系表达式。使用 MATLAB 软件对上述数据进行拟合，结果显示为一阶曲线更符合该磁路的变化规律，磁力驱动装置的磁感应强度与控制电流之间呈现线性关系，如图 3-9 所示，拟合关系如式 (3-11) 所示。

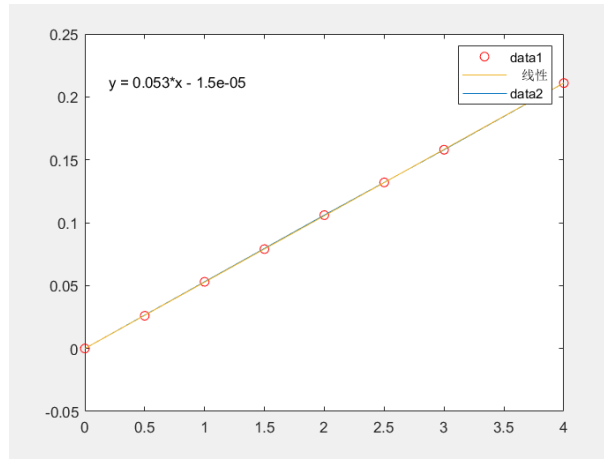


图 4-9 磁路的特性拟合图

$$B = 0.053I - 0.00005 \quad (3-11)$$

磁力 F 可以通过式 (3-13) 计算。

$$F = \frac{B^2 A}{2\mu_0} \quad (3-12)$$

式中， μ_0 —真空磁导率（H/m）；

A 为磁路截面积（ m^2 ）。

可得出输入电流与磁力的关系，所以，输入电流 I 与磁力 F 的关系为式 (3-13)。

$$F = 0.0056I^2 - 0.0011I \quad (3-13)$$

式 (3-13) 描述了磁力与电流的非线性关系，随着电流的增大，磁力增大。可以根据所需的磁力计算出对应的控制电流，从而实现磁力的精确控制。

3.2 基于正交试验的磁路结构优化

分析机械密封自愈装置的磁感应强度,详细探讨了影响磁感应强度的关键因素,并对其进行了具体分析。

3.2.1 磁感应强度影响因素分析

影响磁路磁感应强度的因素多样,忽略外部干扰,磁路的结构参数是决定磁感应强度的主要原因。具体分析如下:

(1) 励磁线圈的长度 x_3 。不改变其它参数大小, x_3 的数值变化直接影响到磁路磁感应强度的大小,过短或过长都会降低磁感应强度,因此要选择合适的励磁线圈的长度。

(2) 磁体与磁芯间隙的厚度 h_0 。不改变其它参数大小,通过对磁路结构进行软件模拟仿真可知,磁路结构与动环之间间隙厚度影响磁路的磁阻,过大的间隙会导致磁感应强度显著下降,其一般取值范围在 1-4mm。

(3) 励磁线圈的厚度 y_3 。不改变其它参数大小,线圈厚度影响磁场的均匀性,过薄或过厚都会降低磁感应强度。

(4) 磁芯的厚度 x_4 。不改变其它参数大小,磁芯厚度影响磁路的磁导率,过薄会导致磁饱和,过厚会增加磁阻,一般取值为 1-4mm。

3.2.2 正交试验法

为研究机械密封自愈系统磁路中磁感应强度的影响因素对试验结果的影响,需对所有试验数据进行验证。当需要分析多个水平、多个因素对试验结果的综合影响时,通常采用正交试验方法^[72]。通过正交试验法优化磁路内部结构参数,并利用 Maxwell 软件进行仿真验证。最终根据试验结果确定了磁路结构的最优参数配置。

(1) 变量选择

在设计正交试验时,需要确定试验研究的目标,根据目标制定试验的测试指标和选择影响因素,其具体流程如下:

1) 确定试验目标

对于本文研究的离心泵机械密封自愈系统磁路设计,合理选择试验指标并控制其取值范围,可以确保磁路设计的可行性和仿真结果的准确性。

2) 选择影响因素

在对磁路的研究中,有许多因素可能影响研究目标。为了保证试验的有效性和结果的可靠性,必须合理选择影响因素的数量及其水平。通常选择 3-5 个关键影响因素,这些因素应是对磁感应强度、磁场分布或能量效率等目标有显著影响的参数。

在机械密封自愈系统的磁路设计中,为提高试验效率,选择励磁线圈厚度 y_3 、磁芯距离磁体间隙宽度 h_0 、励磁线圈长度 x_3 、磁芯的厚度 x_4 作为正交试验的四个影响因素。

(2) 水平因素

选取励磁线圈厚度 y_3 、磁芯距离动环间隙宽度 h_0 、励磁线圈长度 x_3 、磁芯的厚度 x_4 成为该试验的四个影响因素,影响因素的水平值的数值如表 3-5 所示。

表 3-5 水平因素表

变量 水平	间隙的厚度 $h_0(\text{mm})$	励磁线圈厚度 $y_3(\text{mm})$	励磁线圈长度 $x_3(\text{mm})$	磁芯的厚度 $x_4(\text{mm})$
1	1	6	14	1
2	2	8	18	2
3	3	10	21	3
4	4	12	25	4

3.3 仿真结果及数据分析

在明确多个影响因素后,需选用合适的正交表进行分析。本文综合考虑各因素及其水平间的相互作用,采用 4 因素 4 水平正交表对自愈系统的磁路设计进行仿真研究。为便于表述,将励磁线圈厚度记为 C、磁芯与动环间隙宽度记为 A、励磁线圈长度记为 D、磁芯厚度记为 B,电流设定为 3A,试验结果如表 3-6 所示。

表 3-6 试验的结果

试验号	A(mm)	C(mm)	B(mm)	D(mm)	磁场强度 B (T)
1	1	6	1	14	0.3965
2	3	10	1	21	0.4769
3	4	12	1	25	0.5088
4	2	8	1	18	0.4689
5	2	12	3	14	0.3510
6	4	10	2	14	0.3997
7	3	8	4	14	0.2381
8	1	12	4	21	0.2498
9	4	6	4	18	0.2183
10	1	10	3	18	0.2787
11	2	10	4	25	0.2805
12	2	6	2	21	0.2639
13	3	6	3	25	0.2038
14	3	12	2	18	0.4142
15	4	8	3	21	0.2398
16	1	8	2	25	0.3027

为避免磁饱和现象，需确保磁感应强度低于电工纯铁（DT4）的磁饱和磁感应强度 1.6T。根据表 3-6 的正交试验仿真结果，在 16 组数据中，第 3 组的磁路结构尺寸参数表现最优，其磁感应强度最大。将正交试验第 3 组的结果与原始设计的磁感应强度进行对比，如图 3-10 所示。

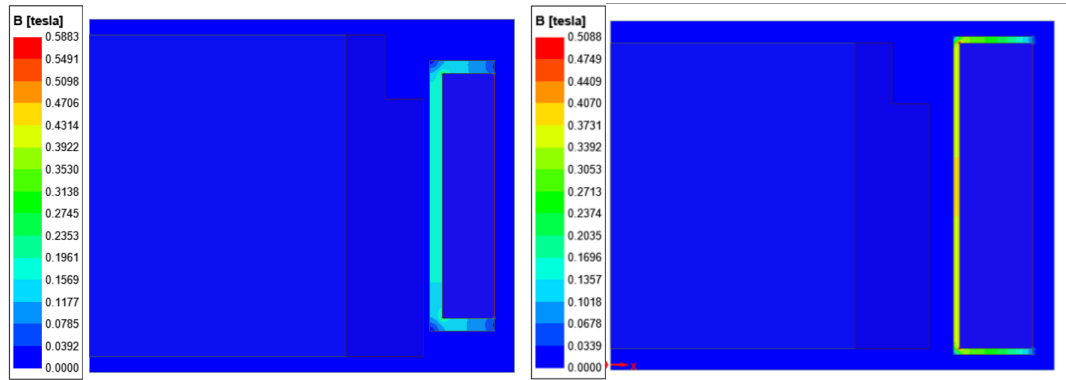


图 3-10 磁感应强度对比图

通过对比可以直观地看出，优化后的磁路结构在磁场均匀性和强度方面均有显著提升，同时避免了磁饱和问题。

将表 3-6 中的数据，求解磁路结构各参数的 R 值，评价指标为磁场强度，结果如表 3-7 所示。

表 3-7 各结构参数对磁场强度影响数据表

	A	B	C	D
K_1	0.3069	0.4628	0.2706	0.3463
K_2	0.3411	0.3451	0.3124	0.3450
K_3	0.3333	0.2683	0.3590	0.3076
K_4	0.3417	0.2467	0.3810	0.3240
R	0.0347	0.2161	0.1103	0.0387
排序	4	1	2	3

分析表 3-7 可知， K_1 、 K_2 、 K_3 、 K_4 分别为各因素在第 1、2、3、4 这 4 个水平下的磁场强度值之和，得到最佳组合为 $A_4B_1C_4D_1$ ，即励磁线圈厚度 $y_3=12\text{mm}$ 、磁芯距离磁体间隙宽度 $h_0=2\text{mm}$ 、励磁线圈长度 $x_3=26\text{mm}$ 、磁芯的厚度 $x_4=1\text{mm}$ ，可以获得在一定范围内最大的磁感应强度。

本章通过极差分析法对正交试验的 16 组数据进行了分析，旨在研究各因素对磁场强度这一评价指标的影响规律。极差 R 的数值直观反映了各因素对磁场强度影响的显著程度。根据分析结果，各参数对磁场强度的影响大小排序为磁芯厚度 x_4 影响最大，励磁线圈厚度深度 y_3 影响次之，励磁线圈高度 x_3 影响较小，磁芯距离磁体间隙宽度 h_0 影响最小。这一排序表明，磁芯厚度是影响磁场强度

的最关键因素，而磁芯距离磁体间隙宽度的影响相对较弱。通过极差分析，可以明确各参数的优化优先级。

优化前后的磁感应强度分布图、对应等值云图以及磁力线分布图，对比图如图 3-11 所示：

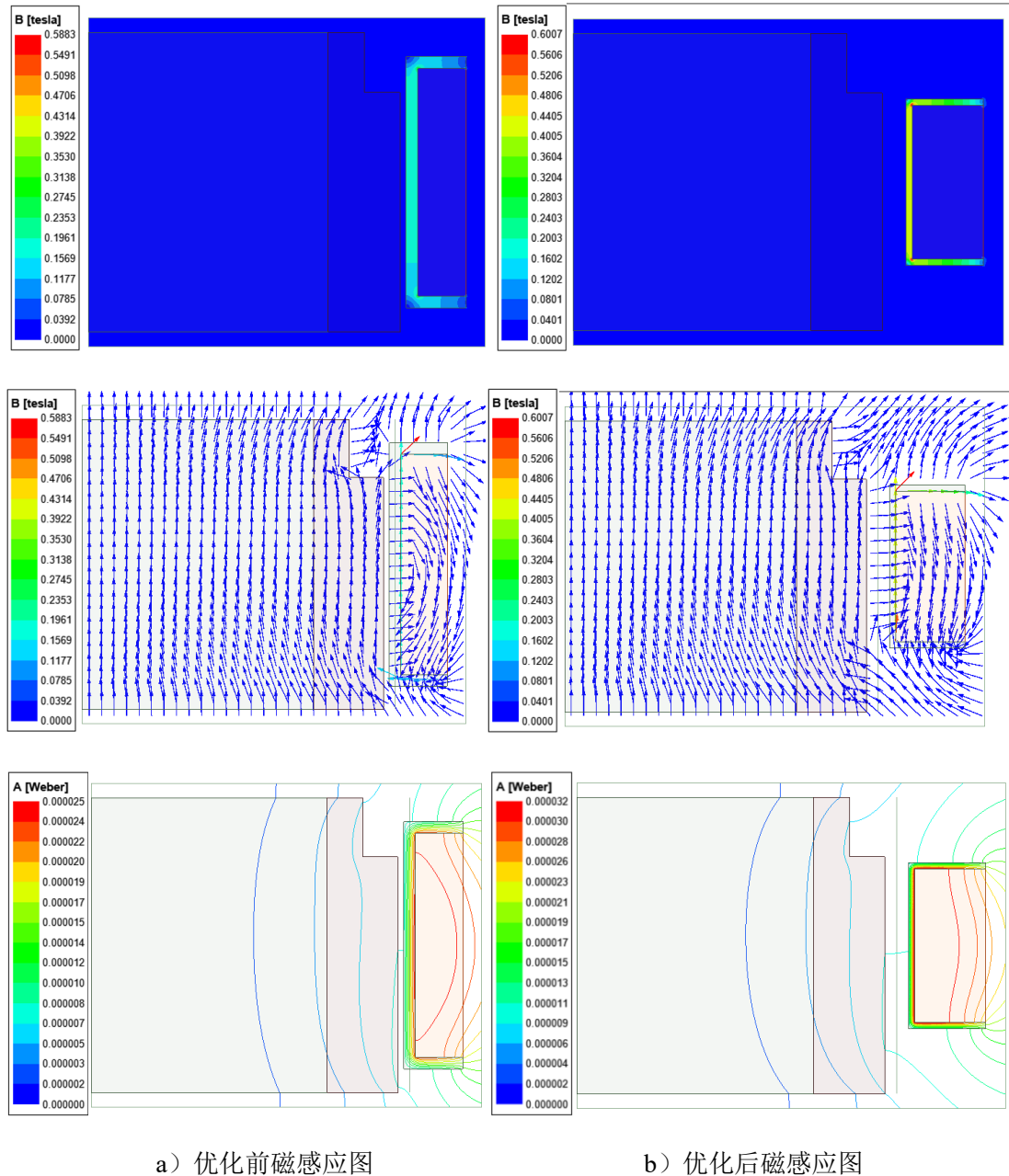


图 3-11 优化前后对比图

优化前后磁路结构参数值及磁感应强度值如表 3-8 所示。

表 3-8 优化前后各项数值

参数	A(mm)	B(mm)	C(mm)	D(mm)	磁感应强度(T)
优化前值	1	8	20	2	0.5190
优化后值	2	12	14	1	0.6007

通过表 3-8，结合图中数据进行分析，可得正交试验原始设计参数组的磁感应强度为 0.519T，优化后的磁感应强度为 0.6007T，两组参数的磁感应强度均未超过材料的磁饱和强度，但优化后的磁感应强度比优化前提升了约 15.7%，增加了 0.0817T。

3.4 本章小结

本章研究了机械密封自愈系统的磁路结构设计及优化，重点研究磁感应强度与控制电流的关系。通过建立磁路结构的有限元模型，并利用 Ansoft Maxwell 软件对不同输入电流下的磁感应强度进行仿真分析，验证了二者之间的线性关系。进一步采用正交试验法对磁路结构的关键参数进行优化，确定了最优参数组合，使磁感应强度显著提升了约 15.7%，优化后的磁感应强度达到 0.6007T，优化结果表明，优化后的磁路结构在磁感应强度和磁场分布方面均优于原始设计。本章完成了磁路设计与优化，为第 4 章的控制系统建模提供了理论基础。

第 4 章 机械密封自愈控制系统建模及仿真研究

本章围绕机械密封自愈控制系统的建模与仿真展开研究,重点通过数学建模、受力分析、动力学方程建立及仿真优化,深入探讨系统的控制模型、稳定性、稳态误差及能控能观性,提出控制系统优化策略,旨在提升机械密封的可靠性和效率。

4.1 机械密封自愈控制系统建模

通过数学建模与仿真分析,是其在实时检测泄漏故障并自动修复密封性能方面的核心原理与运行机制。

4.1.1 控制系统控制模型建立

对动环进行受力分析,建立轴向和径向的力平衡方程,以及动力学方程,为理解动环在工作过程中的受力情况打下基础^[73]。

动环在工作过程中主要受到以下几种力的作用:弹簧力 F_s , 介质压力 F_p , 液膜作用力 F_m , 摩擦力 F_f , 机械密封正常工作时,动环的轴向受力需要达到平衡。建立以下力平衡方程。

(1) 动环轴向力平衡方程

动环在轴向方向上的力平衡可以表示为:

$$F_s + F_p - F_m - F_f = 0 \quad (4-1)$$

$$F_p = PA \quad (4-2)$$

$$F_s = kx \quad (4-3)$$

式中, P —密封腔内的压力 (N);

A —动环的有效面积 (mm^2);

(2) 动环径向力平衡方程

动环在径向方向上的力平衡主要考虑离心力和径向支撑力的平衡。

$$F_1 - F_2 = 0 \quad (4-4)$$

$$F_1 = m\omega^2 r \quad (4-5)$$

式中, F_1 —离心力 (N) ;

m —动环的质量 (kg) ;

ω —旋转速度 (rad/s) ;

r —动环的半径 (mm) ;

F_2 ——径向支撑力 (N) 。

(3) 动环动力学方程

在考虑动环的动态响应时, 还需要引入动力学方程。假设动环在轴向方向上的位移为 $y(t)$, 则动环的动力学方程可以表示为。

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F_p - F_m - F_f \quad (4-6)$$

其中: c —阻尼系数。

(4) 液膜压力分布

液膜压力分布可以使用雷诺方程求解。对于动环补偿型液膜密封, 雷诺方程可以表示为:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left(\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{\partial h}{\partial x} u + \frac{\partial h}{\partial y} v \right) \quad (4-7)$$

式中: h —液膜厚度 (mm) ;

p —液膜压力 (N) 。

当输入电流信号, 磁路装置会产生磁力驱动动环, 机械密封动环的轴向方向会增加一个外加轴向力 $F(I)$ 时, 动环的轴向力平衡方程和动力学方程需要相应地进行调整, 以下是具体的分析:

(1) 动环轴向力平衡方程

当增加外加轴向力 $F(I)$ 时, 假设该力的方向与闭合力方向一致 (即与弹簧力 F_s 和介质压力 F_p 方向相同), 则轴向力平衡方程变为:

$$F_s + F_p + F(I) - F_m - F_f = 0 \quad (4-8)$$

(2) 动环受磁力后动力学方程

当增加外加轴向力 $F(I)$ 时, 动力学方程需要加上该外力项, 外加轴向力 $F(I)$ 方向与闭合力方向一致, 则动力学方程为:

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F_p - F_m - F_f + F(I) \quad (4-9)$$

为简化运算, 忽略摩擦力的影响, 由于增加轴向力, 对系统内的液膜压力及

介质压力影响较小，可看成常数项。因此此时控制系统动力学方程为可化简为：

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F(I) - PA \quad (4-10)$$

由第 4 章给定磁体的尺寸以及材料，已知 45#钢的密度是 $\rho = 7.85\text{g/cm}^3$

$$m = \rho V \quad (4-11)$$

求得 $m = 1.361\text{kg}$ ， k 取 1.48， c 取 0.1，即：

$$1.361\ddot{y} + 0.1\dot{y} + 1.48y = F(I) - PA \quad (4-12)$$

对上式进行拉普拉斯变换求解传递函数。设初始条件为零，即 $y(0) = 0$ 和 $\dot{y}(0) = 0$ ，得到：

$$1.361s^2Y(s) = F(I)(s) - 1.48Y(s) - PA(s) - 0.1sY(s) \quad (4-13)$$

整理方程得到：

$$Y(s)(1.361s^2 + 0.1s + 1.48) = F(I)(s) - PA(s) \quad (4-14)$$

传递函数 $D(s)$ 如式（4-15）。

$$D(s) = \frac{Y(s)}{F(I)(s)} = \frac{1}{1.361s^2 + 0.1s + 1.48} \quad (4-15)$$

$PA(s)$ 项是一个给定范围内的常数，这里没有考虑 $PA(s)$ 项的情况，最终得到模型为式（4-16）。

$$D(s) = \frac{1}{1.361s^2 + 0.1s + 1.48} \quad (4-16)$$

4.1.2 控制系统仿真分析

使用 simulink 软件对控制系统传递函数进行仿真建模及仿真分析如图 5-1，单位阶跃响应图如图 4-2。

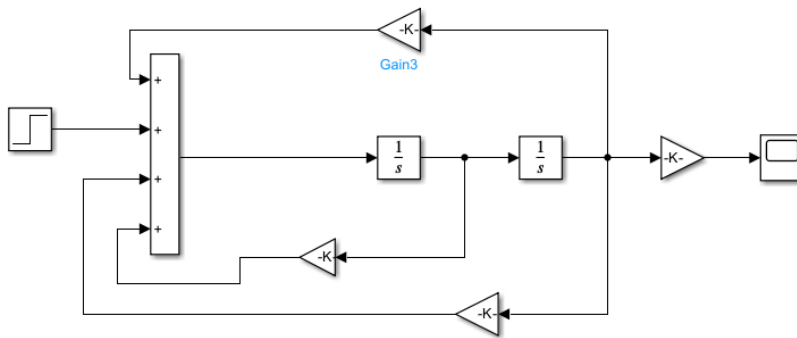


图 4-1 控制系统仿真模型图

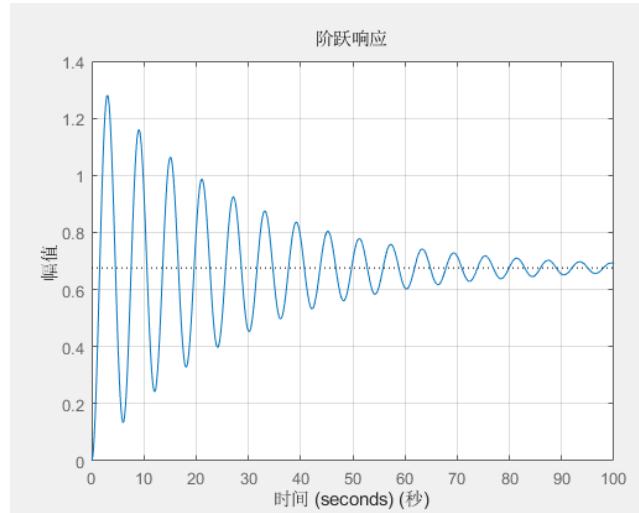


图 4-2 单位阶跃响应图

图 4-2 为控制系统的阶跃响应，其特征表现为明显的振荡行为，系统在初始阶段迅速上升并超过稳态值，产生较大的超调，随后呈现衰减振荡趋势，振荡幅度逐渐减小，表明系统具有一定的阻尼特性；然而，系统需要较长时间才能稳定下来，且最终未能完全达到期望的稳态值 1，存在一定的稳态误差，整体响应显示系统需要进行控制参数调整，改善其动态性能和稳定性。

4.2 控制系统静态性能分析

控制系统性能分析可以评估系统当前状态是否满足要求，通过分析结果对系统设计与改进、保障系统可靠性与安全性，最终实现系统平稳运行。

4.2.1 稳定性分析

使用 Lyapunov 方法验证控制系统的稳定性，我们首先需要确定系统的极点，极点是传递函数分母多项式的根，它们决定了系统的稳定性特性^[74]。

对于此控制系统的传递函数，分母为 $1.361s^2 + 0.1s + 1.48$ ，我们需求解以下方程：

$$1.361s^2 + 0.1s + 1.48 = 0 \quad (4-17)$$

使用二次公式：

$$s = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (4-18)$$

我们可以计算出极点的位置：

$$\Delta = b^2 - 4ac \quad (4-19)$$

算得 $\Delta = -7.9732$ ， $s_1 \approx -0.0367 + j0.544$ ， $s_2 \approx -0.0367 - j0.544$ 。由于极点 s_1 、 s_2 都位于复平面的左半部分（即实部为负），基于 Lyapunov 方法和极点位置的分析，系统的响应将随时间减小到零，系统最终达到稳定。

4.2.2 控制系统稳态误差分析

离心泵机械密封自愈控制系统的稳态误差是反映其准确度的重要技术指标，自愈控制系统的稳态误差不仅与外作用的形式有关，而且与控制系统本身的结构参数密切相关^[75]。前期采用 Lyapunov 方法进行验证，已判定离心泵机械密封自愈控制系统具有稳定的静态特性。在此稳定性保障基础上，可进一步开展针对机械密封自愈控制系统的稳态误差分析，这对于提高密封性能、实现精确控制以及保障离心泵运行可靠性具有重要的工程实践价值。

由上述式（4-16），此时闭环传递函数为：

$$G(s) = \frac{D(s)}{1 + D(s)H(s)} \quad (4-20)$$

令 $H(s)=1$ 有：

$$G(s) = \frac{D(s)}{1 + D(s)H(s)} = \frac{1}{1.361s^2 + 0.1s + 2.48} \quad (4-21)$$

忽略离心泵机械密封自愈控制系统扰动作用，其反馈控制系统如图 4-3，则系统的误差信号 $E(s)$ 为式（4-22）：

$$E(s) = R(s) - H(s)C(s) \quad (4-22)$$

则离心泵机械密封自愈控制系统误差传递函数为：

$$\frac{E(s)}{R(s)} = \frac{1}{1 + D(s)H(s)} \quad (4-23)$$

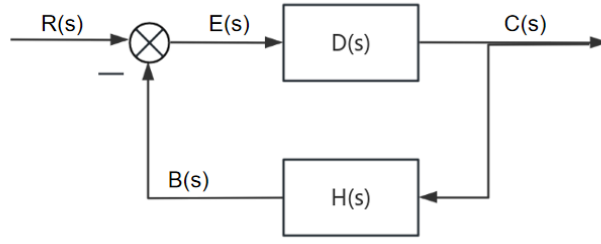


图 4-3 反馈控制系统图

则离心泵机械密封自愈控制系统的稳态误差表达式为：

$$e_{ss} = \lim_{t \rightarrow \infty} e(t) = \lim_{s \rightarrow 0} sE(s) = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{sR(s)}{1 + D(s)H(s)} \quad (4-24)$$

从式（4-24）可知，机械密封自愈控制系统的稳态误差受到系统结构、输入信号类型以及系统特性等因素的影响。

（1）阶跃信号作用下的稳态误差

阶跃信号输入： $r(t) = R \cdot 1(t) \rightarrow R(s) = \frac{R}{s}$ ，其中 R 为信号幅值。

则此时离心泵机械密封自愈控制系统的稳态误差为：

$$e_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{sR(s)}{1 + D(s)H(s)} = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{R}{1 + D(s)H(s)} = \frac{R}{1 + \lim_{s \rightarrow 0} D(s)H(s)} \quad (4-25)$$

将式（4-16）代入式（4-25）得此时的稳态误差为：

$$e_{ss} = \frac{R}{1 + \lim_{s \rightarrow 0} D(s)H(s)} = \frac{R}{1 + \lim_{s \rightarrow 0} \frac{1}{1.361s^2 + 0.1s + 1.48}} = 0.6R \quad (4-26)$$

（2）斜坡信号作用下的稳态误差

斜坡信号输入： $r(t) = R \cdot t \rightarrow R(s) = \frac{R}{s^2}$ ，其中 R 为信号幅值。

则此时离心泵机械密封自愈控制系统的稳态误差为：

$$e_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{sR(s)}{1 + D(s)H(s)} = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{R}{s + sD(s)H(s)} = \frac{R}{\lim_{s \rightarrow 0} sD(s)H(s)} \quad (4-27)$$

将式（5-16）代入式（5-27）得此时的稳态误差为：

$$e_{ss} = \frac{R}{\lim_{s \rightarrow 0} sD(s)H(s)} = \frac{R}{1 + \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{1}{1.361s^2 + 0.1s + 1.48}} = \infty \quad (4-28)$$

3.加速度信号作用下的稳态误差

加速度信号输入: $r(t) = \frac{1}{2} R \cdot t^2 \rightarrow R(s) = \frac{R}{s^3}$, 其中 R 为信号幅值。

则此时离心泵机械密封自愈控制系统的稳态误差为:

$$e_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{sR(s)}{1 + D(s)H(s)} = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{R}{s^2 + s^2 D(s)H(s)} = \frac{R}{\lim_{s \rightarrow 0} s^2 D(s)H(s)} \quad (4-29)$$

将式 (4-16) 带入式 (4-29) 得此时的稳态误差为:

$$e_{ss} = \frac{R}{\lim_{s \rightarrow 0} s^2 D(s)H(s)} = \frac{R}{1 + \lim_{s \rightarrow 0} s^2 \frac{1}{1.361s^2 + 0.1s + 1.48}} = \infty \quad (4-30)$$

通过对三种不同输入信号 (阶跃信号、斜坡信号和加速度信号) 作用下的稳态误差分析发现, 离心泵机械密封自愈控制系统的跟踪性能存在显著差异。在阶跃信号输入下, 系统存在 60% 的稳态误差, 表明其无法完全跟踪阶跃输入; 而在斜坡信号和加速度信号输入下, 系统的稳态误差均为无穷大, 说明系统无法有效跟踪这两种输入信号。总的来说该控制系统在阶跃输入下的性能有很大改进的空间。

4.2.3 控制系统能控性能观性分析

进行能控能观性分析的意义在于确保系统状态能够通过输入控制和输出观测实现有效调节与监测, 为系统稳定性、控制策略设计和性能优化提供理论基础。

(1) 能控性分析

能控性是指系统的状态变量能否通过输入在有限时间内从任意初始状态转移到任意最终状态。对于线性时不变系统, 能控性可以通过能控性矩阵来判断。对于给定的传递函数, 我们可以通过建立状态空间模型来分析其能控性。

状态空间模型通常表示为:

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx + Du \end{cases} \quad (4-31)$$

其中, A 是系统矩阵, B 是输入矩阵, C 是输出矩阵, D 是直通矩阵。对于给定的传递函数, 我们可以将其转换为如下的状态空间表示:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -1.086 & -0.0735 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.735 \end{bmatrix}, C = [1 \quad 0], D = 0 \quad (4-32)$$

能控性矩阵 Q_c 为:

$$Q_c = [B \quad AB] \quad (4-33)$$

计算 AB :

$$AB = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -1.086 & -0.0735 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0.735 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.735 \\ -0.054 \end{bmatrix}$$

$$Q_c = \begin{bmatrix} 0 & 0.735 \\ 1 & -0.054 \end{bmatrix} \quad (4-34)$$

此时能控性矩阵 Q_c 的秩为 2，与系统的维数一致，因此系统是完全能控的。

(2) 能观性分析

能观性是指系统的状态变量能否通过输出在有限时间内唯一确定。对于线性时不变系统，能观性可以通过能观性矩阵来判断。能观性矩阵 Q_o 为:

$$Q_o = \begin{bmatrix} C \\ CA \end{bmatrix} \quad (4-35)$$

计算 CA :

$$CA = [1 \quad 0] \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -1.086 & 0.0735 \end{bmatrix} = [0 \quad 1] \quad (4-36)$$

所以能观性矩阵 Q_o 为:

$$Q_o = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4-37)$$

此时能观性矩阵 Q_o 的秩为 2，与系统的维数相同，因此系统是完全能观的。

根据上述分析，给定的传递函数对应的系统既是能控的，也是能观的。这意味着系统可以通过输入在有限时间内从任意初始状态转移到任意最终状态，并且可以通过输出唯一确定系统的状态。这些特性对于设计控制器和观测器是非常重要的，因为它们是系统能够被有效控制和观测的前提条件。

4.3 离心泵机械密封自愈控制系统优化

在自愈控制系统的优化研究中，对系统进行全面优化，以提升其自愈效率、可靠性和适应性，确保在复杂工况下实现高效、精准的故障诊断与修复。

4.3.1 控制系统极点优化配置介绍

极点配置就是通过选择合适的控制规律，使闭环系统的极点位于复平面上所期望的位置，从而使系统具有所要求的性能指标，如稳定性、快速性、准确性等^[76]。从系统响应的角度来看，不同的极点分布会导致系统产生不同的动态响应特性。

极点配置的目标是通过设计合适的反馈控制器,将闭环系统的极点设置在期望的位置^[77]。极点是系统传递函数分母多项式的根,对于线性时不变(LTI)系统的状态空间模型 $\dot{x} = Ax + Bu$, $y = Cx + Du$, 其中 x 是状态向量, u 是输入向量, y 是输出向量, A 、 B 、 C 、 D 是相应的系数矩阵。对于状态反馈控制为式(4-38):

$$u = -Kx \quad (4-38)$$

系统状态方程为:

$$\dot{x} = (A - BK)x \quad (4-39)$$

结合式(4-38)、(4-39)代入此时闭环系统的特征方程变为:

$$|\lambda I - (A - BK)| = 0 \quad (4-40)$$

期望的闭环极点为 λ_1^* 、 $\lambda_2^* \cdots \lambda_n^*$, 那么对应的期望特征多项式为:

$$p^*(\lambda) = (\lambda - \lambda_1^*)(\lambda - \lambda_2^*) \cdots (\lambda - \lambda_n^*) \quad (4-41)$$

$$\det(\lambda I - (A - BK)) = p^*(\lambda) \quad (4-42)$$

将式(4-41)代入式(4-42)求解,得到反馈增益矩阵 K , 就可以实现极点配置。

通过调整极点的位置,可以改变系统的稳定性和动态响应特性,将极点配置在左半平面且远离虚轴,能够使系统既稳定又具有快速的响应能力。

4.3.2 控制系统极点配置优化

针对上述控制系统稳定性差,响应时间长,进行极点配置优化如下。

(1) 系统期望极点的确定

针对本文控制系统通过极点配置的方法优化该系统,添加状态反馈增益矩阵 $K = [k_1 \ k_2]$ 后,特征多项式是:

$$\alpha(\lambda) = \det(\lambda I - A + BK) = \begin{vmatrix} \lambda & 0 \\ 0 & \lambda \end{vmatrix} - \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -1.086 & -0.0735 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0.735k_1 & 0.735k_2 \end{bmatrix} = \lambda^2 + (0.0735 + 0.735k_2)\lambda + 0.735k_1 + 1.086 \quad (4-43)$$

设控制系统的允许误差为 5%, 根据最大超调量和调整时间的要求,确定期望主导极点的合理位置,有:

$$\begin{cases} T_s = \frac{4}{\xi \omega_n} \\ M_p = e^{-\frac{\pi \xi}{\sqrt{1-\xi^2}}} \times 100\% \end{cases} \quad (4-44)$$

式中， ξ —阻尼比；

ω_n —自然频率（rad/s）；

T_s —调整时间（s）；

M_p —最大超调量（%）。

系统的期望主导极点为：

$$\lambda_{1,2} = -\xi \omega_n \pm j \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (4-45)$$

式中 $\lambda_{1,2}$ 是期望主导极点。

给定期望的调整时间为：

$$\begin{cases} T_s = \frac{4}{\xi \omega_n} \leq 0.5 \\ M_p = e^{-\frac{\pi \xi}{\sqrt{1-\xi^2}}} \times 100\% \leq 5\% \end{cases} \quad (4-46)$$

解得：

$$\begin{cases} \xi \geq 0.69 \\ \xi \omega_n \geq 8 \end{cases} \quad (4-47)$$

取 $\xi = 0.707$ ， $\xi \omega_n = 8$ ，此时：

$$\lambda_{1,2} = -\xi \omega_n \pm j \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} = -8 \pm j8 \quad (4-48)$$

故有：

$$\alpha^*(\lambda) = (\lambda + 8 - j8)(\lambda + 8 + j8) = \lambda^2 + 16\lambda + 128 \quad (4-49)$$

由 $\alpha(\lambda) = \alpha^*(\lambda)$ ，得

$$K = [k_1 \ k_2] = [175.63 \ 21.67] \quad (4-50)$$

状态反馈控制律为 $u = -Kx$ ，闭环系统矩阵 A_{cl} ：

$$A_{cl} = A - BK = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -130.27 & -15.99 \end{bmatrix} \quad (4-51)$$

闭环系统的特征多项式是：

$$\det(\lambda I - A_{cl}) = \lambda^2 + 15.99\lambda + 130.27 \quad (4-52)$$

因此，基于状态反馈增益矩阵 K 的极点配置后的系统仿真模型为：

$$\begin{cases} \dot{x} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -130.27 & -15.99 \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0 \\ 0.735 \end{bmatrix} u \\ y = [1 \quad 0]x \end{cases} \quad (4-53)$$

算得现在的传递函数为：

$$G_{cl}(s) = \frac{0.735}{s^2 + 15.99s + 130.27} \quad (4-54)$$

4.3.3 控制系统仿真及其稳定性分析

控制系统仿真及其稳定性分析是确保系统设计满足性能要求、验证理论模型与实际行为一致性的关键步骤，具体如下。

(1) 控制系统建模及仿真

极点配置后进行系统仿真分析，使用 Simulink 软件进行控制系统建模如图 4-4，运行得到单位阶跃响应曲线如图 4-5。

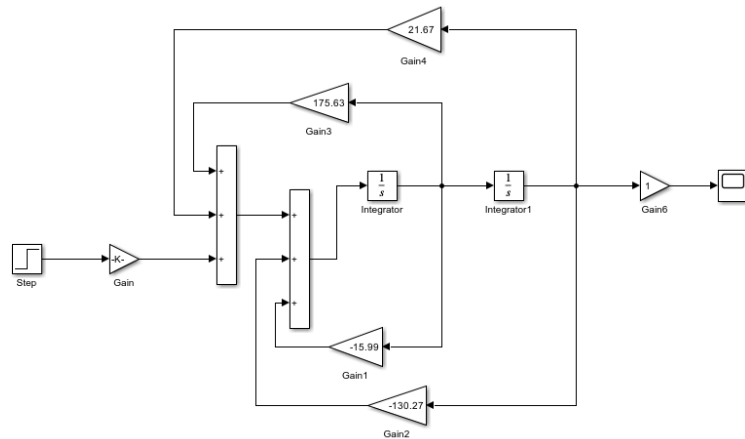


图 4-4 极点配置后的控制系统模型

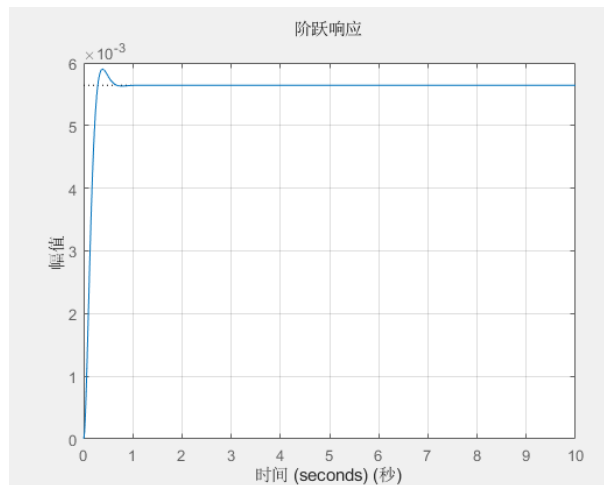


图 4-5 极点配置后的控制系统阶跃响应

根据上图 4-6 极点配置后的控制系统模型的单位阶跃响应可知, 此时调整时间为 0.8s, 超调量为 4.57%, 调整时间相对较短, 比优化前的系统响应快, 性能有很大提升, 能够迅速对输入变化做出反应, 超调量较小, 总体上是稳定的。

(2) 分析控制系统稳定性

采用 Bode 图法分析控制系统稳定性, 其中相角裕度和幅值裕度为判断控制系统稳定性的两个主要参数^[78]。

相角裕度 p_m 可以表示在剪切频率 ω_c 上, 使控制系统发生振动的附加相位滞后量。 p_m 和相角 $\varphi(\omega_c)$ 的关系如式 (4-55) 所示。

$$p_m = \varphi(\omega_c) + 180^\circ \quad (4-55)$$

式中, 当 $p_m \leq 0$ 时, 控制系统不稳定;

当 $p_m \geq 0$ 时, 控制系统稳定。

p_m 越小, 控制系统的稳定性越差, 通常情况取 $p_m = 30^\circ \sim 60^\circ$; 如果 p_m 太大, 则控制系统灵敏度会降低。

幅值裕度 G_m 表示在交界频率 ω_g 上, 使控制系统发生振动的附加增益量, 幅值裕度如式 (4-56) 所示。

$$G_m = \frac{1}{|G(j\omega_g)H(j\omega_g)|} \quad (4-56)$$

式中, $\varphi(\omega_g) = -180^\circ$ 。

将式 (4-56) 用分贝表示, 可得

$$G_m(dB) = 20\lg G_m = -L(\omega_g) = -20\lg |G(j\omega_g)H(j\omega_g)| (dB) \quad (4-57)$$

在 Bode 图中, 当 $|G(j\omega_g)H(j\omega_g)| < 1$, 且 $G_m(dB) > 1$ 时, 控制系统稳定; 反之, 控制系统不稳定。为了使控制性能达到最佳状态, 通常取 $G_m(dB) < 6dB$ 。

使用 Matlab 软件绘制控制系统的 Bode 图及 Nyquist 图, 如图 4-6、4-7。下图 4-6 显示了该控制系统的频率响应特性, 其中幅值图显示在低频时增益接近 0dB, 随着频率增加而以大约 -40dB/十倍频的速率下降, 表明系统具有典型的低通滤波器行为; 相位图从 0 度开始, 随着频率的增加而平滑下降, 反映了系统相位滞后逐渐增加的趋势。整体来看, 该系统在保持稳定性的同时, 能够有效地衰减高频噪声, 是一个性能良好的二阶低通滤波系统。

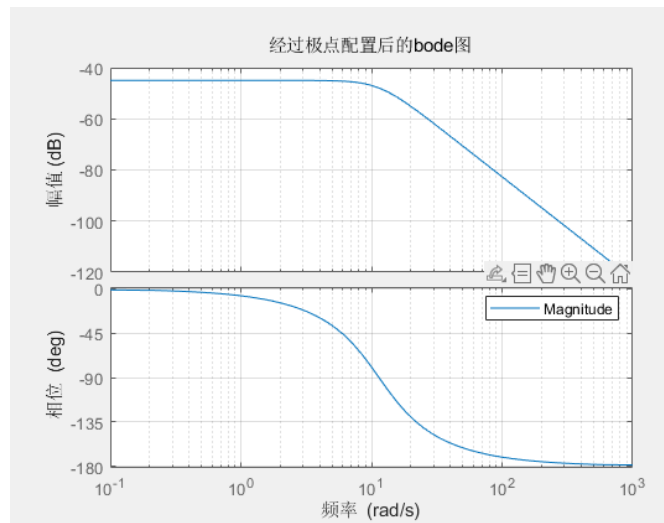


图 4-6 控制系统的 bode 图

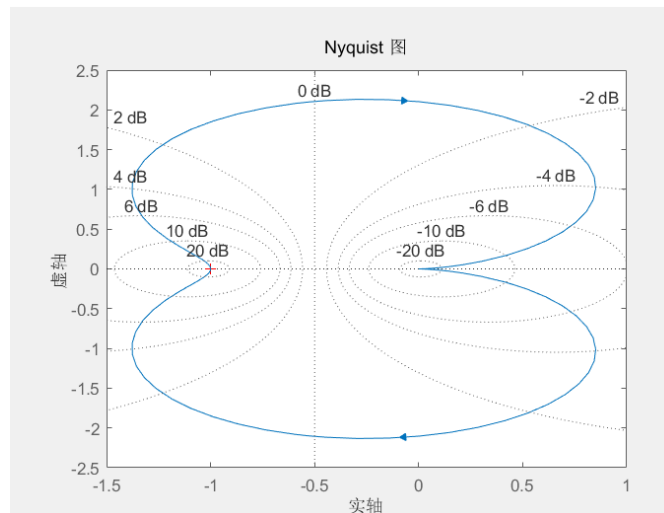


图 4-7 控制系统的 Nyquist 图

图 4-7 显示了给定传递函数在复平面上的频率响应，图中曲线围绕原点的分布表明系统是稳定的，因为曲线没有包围临界点 $(-1,0)$ ，这意味着系统没有在右半平面的极点，满足 Nyquist 稳定性判据。此外，曲线主要位于右半平面，表明系统具有正的相位裕度，这通常与良好的瞬态响应相关。然而，曲线在某些频率下接近负虚轴，这说明系统在这些频率下增益较高。

4.4 本章小结

本章通过理论建模与仿真分析，系统地研究了离心泵机械密封自愈控制系统

的动态特性与优化方法。基于动环的受力分析,建立了轴向和径向的力平衡方程、动力学方程以及液膜压力分布模型,推导了系统的传递函数,揭示了系统的动态响应特性。通过 Lyapunov 方法和能控能观性分析,验证了系统的稳定性与可控性,确保系统在复杂工况下的可靠运行。采用极点配置方法对系统进行优化设计,通过选择期望主导极点和计算状态反馈增益矩阵,显著提升了系统的动态性能,优化后的系统单位阶跃响应显示调整时间为 0.8 s,超调量降低至 4.57%,通过 Simulink 仿真和 Bode 图法分析,验证了优化后系统的稳定性与动态性能。本章通过模型仿真验证了系统的稳定性,第 5 章将在此基础上优化控制方法。

第 5 章 离心泵机械密封自愈系统控制方法研究

基于第 4 章的控制模型，本章为改善机械密封自愈控制系统的性能，对该控制系统进行分析研究，寻找合适的控制方法对系统做出优化，以经典 PID 控制为基础，提出 BP 神经网络优化 PID 控制参数进行研究。

5.1 PID 控制及仿真

本节系统地阐述 PID 控制理论的核心原理及其在实际工程应用中的仿真验证过程，深入探讨 PID 控制器的设计、参数整定以及通过 MATLAB 等仿真工具进行仿真分析^[79]。

5.1.1 PID 控制的原理介绍

PID 控制是一种闭环控制方法，其核心是根据设定值（目标值）与实际反馈值之间的误差来调整控制量，从而实现对系统输出的精确控制。

PID 的控制原理图如图 5-1 所示。基本原理是调整比例、积分和微分三个参数来控制被控对象的输出。

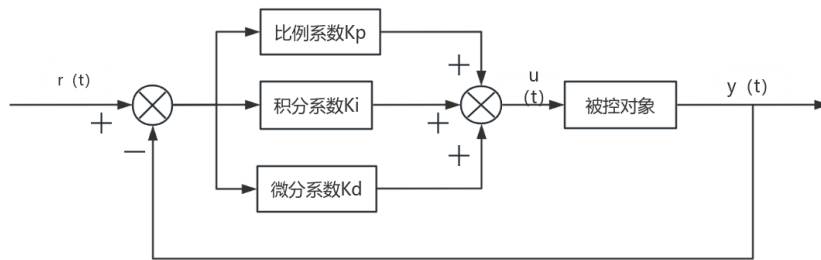


图 5-1 PID 的控制原理图

PID 控制器的输出 $u(t)$ 可以表示为：

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (5-1)$$

$$U(k) = K_p \cdot e(k) + K_i \cdot \sum_{i=0}^k e(i) + K_d \frac{e(k) - e(k-1)}{T} \quad (5-2)$$

$$\Delta U(k) = K_p \cdot [e(k) - e(k-1)] + K_i \cdot e(k) + K_d \cdot [e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)]$$

$$2)] \quad (5-3)$$

$$U(k) = U(k-1) + K_p \cdot U(k) = U(k-1) + K_p \cdot [e(k) - e(k-1)] + K_i \cdot e(k) + K_d \cdot \frac{e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)}{T} \quad (5-4)$$

$$v_i^{t+1} = w \cdot v_i^t + c_1 \cdot r_1 \cdot (pbest_i - x_i^t) + c_2 \cdot r_2 \cdot (gbest - x_i^t) \quad (5-5)$$

$$x_i^{t+1} = x_i^t + v_i^{t+1} \quad (5-6)$$

$$s_1 = \sqrt{S + S_2} + a \quad (5-7)$$

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt + k_d \frac{de(t)}{dt} \quad (5-8)$$

$$e(t) = r(t) - y(t) \quad (5-9)$$

式中： $e(t)$ 是设定值 $r(t)$ 与反馈值 $y(t)$ 之间的误差，

K_p —比例增益；

K_i —积分增益；

K_d —微分增益。

数字式 PID 控制方法是传统的连续 PID 控制算法离散化，以便通过计算机或微控制器实现^[80]。其基本形式如下：

$$U(k) = K_p \cdot e(k) + K_i \cdot \sum_{i=0}^k e(i) + K_d \frac{e(k) - e(k-1)}{T} \quad (5-10)$$

式中： $U(k)$ —第 k 个采样时刻的控制量；

$e(k)$ —第 k 个采样时刻的误差；

T —采样周期。

数字式 PID 控制有两种实现方法：

(1) 位置式 PID 控制算法是直接根据误差计算控制量，其离散形式为：

$$U(k) = U(k-1) + K_p \cdot [e(k) - e(k-1)] + K_i \cdot e(k) + K_d \cdot \frac{e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)}{T} \quad (5-11)$$

位置式 PID 控制的优点在于其结构简单、易于理解和实现，能够直观地反映控制器的输出与执行机构位置之间的关系。但是其抗风险能力弱，若控制器发生故障，可能导致执行机构出现大幅度的异常变化，进而影响系统的稳定性和安全性。

(2) 增量式 PID 控制算法的输出是控制量的增量，而不是绝对值，其离散

形式为：

$$\Delta U(k) = K_p \cdot [e(k) - e(k-1)] + K_i \cdot e(k) + K_d \cdot [e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)] \quad (5-12)$$

增量式 PID 控制的优点是抗干扰能力强、故障影响小、无积分饱和问题，适合快速动态响应和高安全性要求的系统。

通过上述对比可知，增量式 PID 控制的计算量显著降低，因此在工业生产中应用广泛，具有显著优势。通过加权处理可以进一步提升其控制效果，且在被控对象发生故障时，对生产过程的影响较小。基于这些优点，本节选择增量式 PID 控制方法对自愈系统进行研究。

5.1.2 PID 控制参数的整定及仿真

数字式 PID 控制的参数整定是实现精确控制的关键。常见的参数整定方法包括试凑法与 Ziegler-Nichols 方法，前者通过逐步调整参数，观察系统响应，直至达到满意的控制效果，后者通过逐步增加比例增益，使系统出现等幅振荡，记录振荡增益和周期，然后根据公式计算 PID 参数^{[81]-[82]}。目前针对 PID 的控制参数调节主要采用经验调参试凑法^{[83]-[84]}。

针对本文设计机械密封泄漏故障自愈系统控制系统，采用 PID 控制。通过调节输入力 $y(t)$ ，使机械密封动环受力保持在设定值，抑制泄漏，输入信号为设定值 $r(t)$ （期望力），输出信号为实际力 $y(t)$ 。

首先将 PID 控制器的比例系数（ K_P ）、积分系数（ K_I ）和微分系数（ K_d ）初始值设为 0，开始缓慢增大比例系数，直到系统输出响应开始发生振荡，此时停止增大比例系数；随后开始减小比例系数，直到振荡消失，取此时比例系数的 50%作为 K_P 值，得到 $K_P=14.5$ 。接着，设定一个较大的积分系数，逐步减小 K_I 值，直到系统输出响应开始发生振荡，取此时积分系数的 60%作为 K_I 值，得到 $K_I=60.2$ 。微分系数通常初始设为 0，若调节比例和积分系数后系统响应仍未达到预期，可进一步调节微分系数，方法与积分系数调节类似，最终取调节值的 30%作为 K_d 值。

通过经验试参，PID 控制器的参数选择分别为： $K_P=14.5$ 、 $K_I=60.2$ 、 $K_d=0.2$ 。

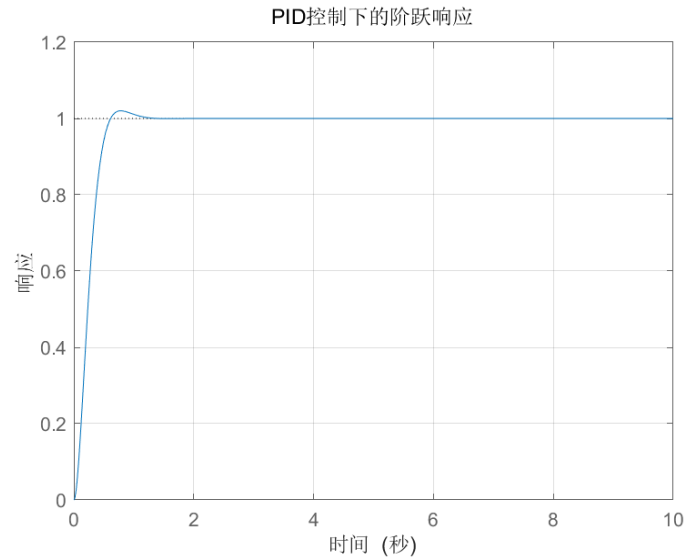


图 5-1 PID 控制下的系统阶跃响应图

从上图 5-1 可以看出，系统采用 PID 控制后性能得到一些改善。当输入单位阶跃信号时，该系统的超调量为 2%，系统响应时间为 0.8s，并且其输入与输出信号吻合。但是该系统响应还不够迅速，对此需要进行改进优化控制。

5.2 BP 神经网络优化 PID 控制方法

BP 神经网络（Backpropagation Neural Network）是一种多层前馈神经网络，通过误差反向传播算法（Backpropagation）进行训练^[85]。它主要应用于模式识别、预测分析、优化控制和数据分类等领域，适用于处理复杂的非线性问题。

BP 神经网络能够学习和模拟复杂的非线性关系，适用于处理非线性问题。还可以适应不同的数据特征，通过调整网络参数来适应不同的学习任务^[86]。BP 神经网络与 PID 控制的结合在工程实践中展现出强大的适应性和鲁棒性，能够有效应对环境变化和外部干扰。这种智能控制策略通过神经网络的自学习特性优化 PID 参数，弥补了传统 PID 控制在非线性、时变和多变量系统中的不足，显著提升了控制精度和系统稳定性。其应用范围广泛，特别适用于复杂工业场景，为自动化控制系统的智能化升级提供了可靠的技术手段。

针对本文设计的自愈控制系统复杂性较高的问题，传统 PID 控制在参数在线整定和系统响应速度方面存在局限性。本节提出了一种结合 BP 神经网络的 PID 优化控制方法，利用 BP 神经网络的自适应学习与动态调整能力，实时优化

PID 控制器的参数配置。通过对 BP-PID 控制器的结构进行详细分析与设计，并结合 MATLAB 实现算法编程，最终实现对控制系统的优化控制，提升系统性能。

5.2.1 BP 神经网络优化 PID 控制参数分析

BP 神经网络优化 PID 控制参数是一种结合神经网络自学习能力和 PID 控制器实时调整能力的智能控制策略^[87]。通过构建优化的 BP 神经网络框架，以实时误差、误差变化率及前一时刻的控制量作为输入信号，经过网络计算后输出 PID 控制器的关键参数（比例增益 K_p 、积分增益 K_i 和微分增益 K_d ），从而实现 PID 参数的智能化动态调节与性能优化。在训练过程中，通过数据采集、前向传播、参数调整、控制输出、误差反向传播和迭代优化等步骤，BP 神经网络能够实时调整 PID 参数，从而实现对复杂系统的自适应控制^[88]。这种方法在 MATLAB 和 Simulink 仿真中均显示出比传统 PID 控制更好的跟踪效果和鲁棒性。

5.2.2 BP 神经网络优化 PID 控制算法

针对本文设计的机械密封自愈控制系统，以 PID 控制为核心，结合 BP 神经网络算法，赋予系统在线参数调节与自主学习能力。BP 神经网络优化 PID 控制的机制如下：输入信号 u_i 、偏差信号 u_g 、反馈信号 u_f 以及伺服放大器输出信号 u 作为 BP 神经网络的输入，经过网络的学习与训练，实时输出 PID 控制器的比例、积分和微分参数。PID 控制器根据这些参数生成控制信号，经放大器处理后传递至电磁驱动装置，驱动动环产生相应的力。压力传感器采集力的大小并反馈至比较器，比较器生成偏差信号，该偏差信号与输入信号、反馈信号及伺服放大器输出信号再次输入 BP 神经网络，网络继续优化输出 PID 参数。此过程循环进行，直至输出位移的稳态误差控制在 2% 以内。控制原理如图 5-2 所示。

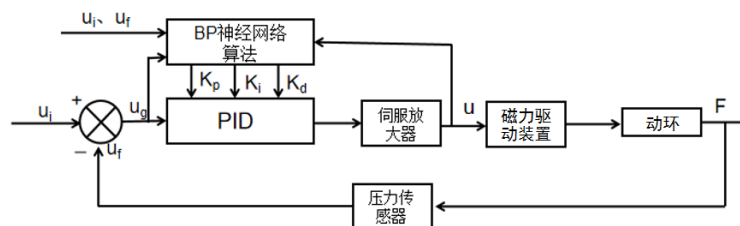


图 5-2 BP-PID 控制原理图

隐含层是 BP 神经网络的核心组成部分，位于输入层和输出层之间，负责连接并处理信息。其层数和神经元数量直接影响网络的性能：增加层数可以增强网络的表达能力，但可能导致复杂度升高和过拟合问题；神经元数量过多会降低泛化能力，过少则难以学习复杂模式。隐含层的主要功能包括特征提取和非线性映射，能够将输入信号转化为高级特征表示，并通过非线性激活函数处理输入空间，从而学习复杂的非线性关系。在训练过程中，误差通过反向传播传递到隐含层，调整其权重。隐含层的结构和参数设计对网络的过拟合和欠拟合有重要影响，合理设计隐含层结构是平衡网络学习能力与泛化能力的关键。

神经元数目按式（5-13）选取。

$$s_1 = \sqrt{S + S_2} + a \quad (5-13)$$

式中，S—输入层神经元数（个）；

S_1 —隐含层神经元数（个）；

S_2 —输出层神经元数（个）

a 取值范围在 1-10 之间。

本文设计了一个三层 BP 神经网络结构，如图 5-3 所示。输入层包含 4 个神经元，分别接收输入力信号 u_i 、偏差信号 u_g 、反馈信号 u_f 以及伺服放大器输出信号 u ；输出层包含 3 个神经元，分别对应 PID 控制器的三个参数 K_p 、 K_i 和 K_d ；隐含层则由 12 个神经元组成。该结构通过合理的神经元配置，实现了对输入信号的有效处理与 PID 参数的动态优化。

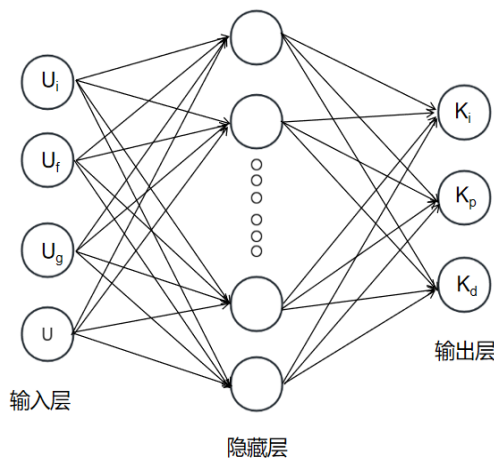


图 5-3 控制系统 BP 神经网络结构图

BP 神经网络的激活函数处处可微，一般采用 Sigmoid, Tanch, ReLU, Leaky ReLU 等函数。考虑到 PID 控制器的 3 个参数 K_p 、 K_i 、 K_d 是正数，所以输出层激活函数采用非线性 Sigmoid 函数，隐含层采用 Tanh 型双曲正切函数。

$$\text{Sigmoid}(x) = \frac{1}{1 + e^x} \quad (6-14)$$

$$\text{Tanch}(x) = \frac{e^x - e^{(-x)}}{e^x + e^{(-x)}} \quad (6-15)$$

图 5-2 展示了控制系统的原理图，其中经典 PID 控制器与神经网络控制器相结合。神经网络接收输入力信号 u_i 、反馈信号 u_f 、偏差信号 u_g 以及伺服放大器输出信号 u 作为输入，通过 BP 神经网络的自学习机制和权值优化，实时输出 PID 控制器的最优参数组合 (K_p 、 K_i 、 K_d)，从而提升系统的控制性能。具体算法如下。

对式 5-12 增量式 PID 控制算式改写得到式 (5-16)。

$$u(k) = u(k-1) + K_p[u_g(k) - u_g(k-1)] + K_I u_g(k) + K_D[u_g(k) - 2u_g(k-1) + u_g(k-2)] \quad (5-16)$$

隐含层第 k 个神经元的输出如式 (5-17) 所示。

$$a_{1k} = f_1(\sum_{j=1}^r \omega_{1kj} p_j + b_{1k}) (k = 1, 2, 3 \dots, 12) \quad (5-17)$$

输出层第 z 个神经元输出如式 (5-18) 所示。

$$W_z = f_2(\sum_{k=1}^{s_1} \omega_{2kj} a_{1k} + b_{2z}) (z = 1, 2, 3) \quad (5-18)$$

式中， $W_1 = K_p$ ， $W_2 = K_I$ ， $W_3 = K_D$ 。

误差函数如式 (5-19) 所示。

$$E(W, B) = \frac{1}{2} \sum_{z=1}^3 (t_z - W_z)^2 \quad (5-19)$$

权值系数按照有监督的 Hebb 学习规则进行调整，采用梯度下降法更新 BP 神经网络的权值系数，包括输出层和隐含层的权值系数。

输出层第 i 个输入与第 k 个输出的之间的权值可表示为式 (5-20)。

$$\Delta \omega_{2ki} = -\eta \frac{\partial E}{\partial \omega_{2ki}} = \eta (t_k - W_k) \frac{\partial W_k}{\partial u(k)} f'_2 a_{1i} = \eta \delta_{ki} a_{1i} \quad (5-20)$$

隐含层第 j 个输入与第 i 个输出的权值可表示为式 (5-21)。

$$\Delta\omega_{ij} = -\eta \frac{\partial E}{\partial \omega_{ij}} = \eta(t_k - W_k)f_2'\omega_{2ij}f_1'p_j = \eta\delta_{ij}p_j \quad (5-21)$$

5.2.3 BP 神经网络优化 PID 控制方法控制性能仿真分析

根据控制系统的需求，完成了 BP 神经网络 PID 控制器及其算法的设计与分析，并利用 MATLAB 编程实现了 BP-PID 对控制系统的仿真控制。如图 5-4 所示，BP 神经网络通过在线实时调节，输出了 PID 控制器的具体参数 K_p 、 K_i 和 K_d 。在单位阶跃输入作用下，BP 神经网络输出的参数最终稳定为 $K_p=0.61$ 、 $K_i=0.59$ 、 $K_d=0.62$ ，表明系统能够通过神经网络动态优化 PID 参数，实现高效控制。

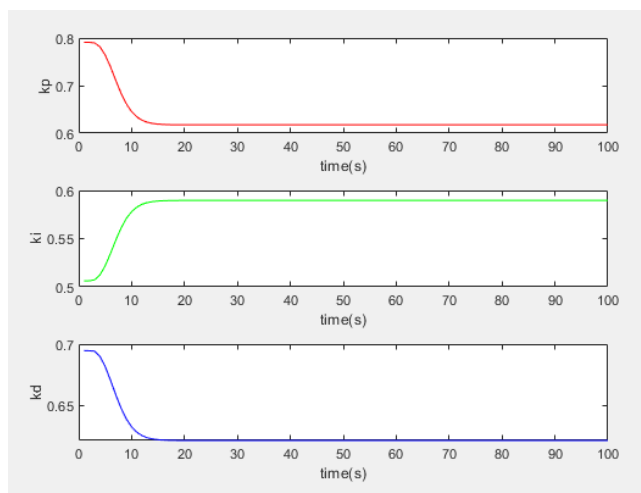


图 5-4 BP 神经网络输出参数图

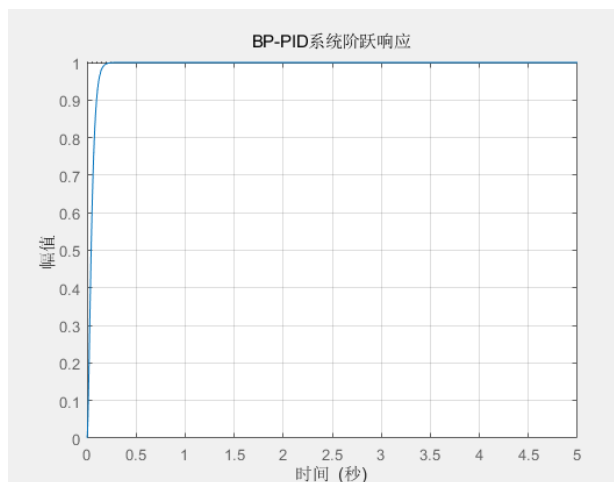


图 5-5 BP-PID 阶跃响应图

图 5-5 为自愈系统 BP-PID 控制的阶跃响应曲线，超调量已经减小到忽略不

计, 调整时间 t_s 仅为 0.1s。可以看出, 引入了 BP 神经网络后, BP-PID 控制可以有效输出 K_p 、 K_i 、 K_d 。BP-PID 的调整时间较传统 PID 控制缩短了 0.7 秒, 系统响应时间得到了很大的提升, 较传统 PID 控制提高了 87.5%。

5.3 本章小结

本章针对机械密封自愈控制系统的性能优化需求, 设计了一种结合 BP 神经网络的 PID 参数优化控制策略。针对传统 PID 控制在参数整定复杂、响应速度慢等方面的不足, 利用 BP 神经网络的自适应学习能力, 实现了 PID 参数的动态优化。仿真结果显示, 基于 BP-PID 的控制方法大幅提升了系统的控制精度和动态响应性能, 超调量接近零, 调整时间缩短至 0.1s, 相比传统 PID 控制提升了 87.5%。

第 6 章 控制系统实验台搭建与实验

为验证第 5 章离心泵机械密封控制系统控制方法研究是否达到预期效果,因此本章搭建了电液力伺服实验台模拟机械密封控制系统进行研究与验证。

6.1 实验台搭建

由于实验条件有限,本章只针对控制系统控制性能进行实验分析。该试验直接使用实验室已有液压伺服控制系统进行实验,实验设备基本配置有 PLC、显示屏、动力加载液压控制系统。动力加载液压控制系统主要分为以下三个部分,分别为液压伺服控制回路、加载力控制回路和供油系统。液压伺服控制回路包括电液伺服阀、双出杆液压缸以、压力传感器及各种阀组。加载力控制回路主要由三位四通换向阀、单出杆液压缸和各类阀组组成。

电液力伺服实验台力控制系统主要由一台可程式编程器控制,其中实验台的供油系统启停、加载缸等由 PLC 控制。用电液伺服阀控制控制加载缸力输出,显示屏支持手动输入和编程控制调节液压缸力输出。

实验台搭建步骤如下:

伺服阀调零。在接入七芯-圆芯辫子线前,先将“调零”旋钮调整至伺服阀电流显示表头为 0mA。

系统压力调节。关闭 A 模块中蓄能器进出口的高压球阀,启动实验台电源,依次点击“启动主泵”和“加载”。顺时针调节先导式溢流阀,将系统压力调至 5MPa,随后卸荷并停止系统。

辅助泵操作。关闭 B 模块中的 1#、3#、4#高压球阀,打开 2#、5#、6#高压球阀。启动辅助泵,顺时针旋转加载阀板上的直动式溢流阀手柄,将系统压力调节至 6MPa。

电磁换向阀操作。从主面板 1 的“DC24V 输出”端用试验导线连接电磁换向阀,直至加载缸活塞杆伸出。

按照该实验仪器液压伺服阀-液压系统图连接油路,根据系统压力控制及传感器接线图接线。伺服阀力控制-电气控制框图如图 6-1 所示,实验台的总体布

置图如图 6-2 所示，系统连接图如图 6-3 所示。

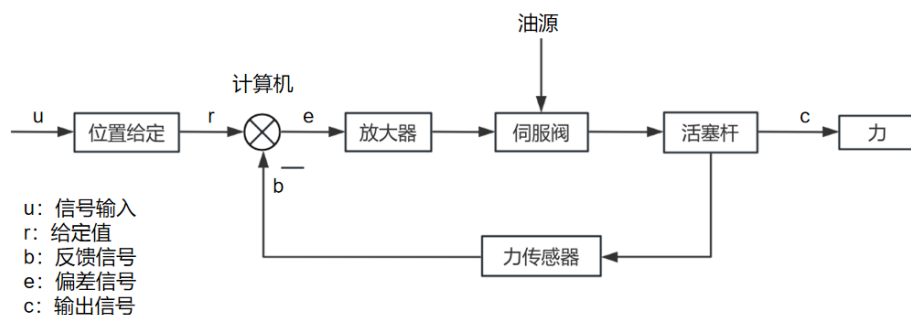


图 6-1 伺服阀力控制-实验原理图



图 6-2 实验总体布置图

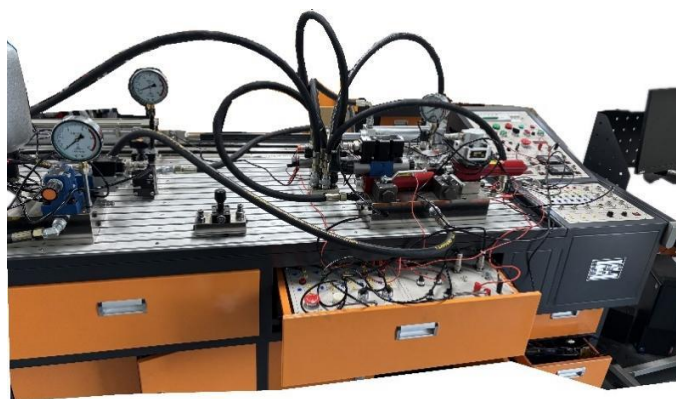


图 6-3 系统连接图

6.2 实验台检查

在启动实验台之前，需完成以下准备工作。

(1) 供油系统检查

确保供油系统、加载缸回路、液压伺服控制回路及各阀组件的油液进出口连

接正确，避免管路接反。

（2）电机与油泵检查

确认电机和油泵安装无误，旋转方向与设备标识一致。若为实验台首次启动，需向液压泵注满液压油，并手动旋转电机与液压泵的连接轴，确保转动顺畅。液压泵中存在空气会使初次启动时供油不畅，可稍微松开输出端接口进行排气。

液压控制系统的操作步骤：加载缸定位，控制加载缸伸出至指定位置，使液压杆顶住压力传感器的一端。系统压力调节，在液压伺服控制回路工作前，先将溢流阀调至低压状态；系统运行约两分钟后，逐步调节溢流阀，使系统压力缓慢升至 6MPa；若升压过程中出现压力波动或泄漏等异常情况，应立即卸压并关闭试验台电源，停机后进行全面检查，排除故障，确保系统恢复正常。

完成上述检查和测试后，方可正式进行试验。

6.3 离心泵机械密封控制系统性能实验

该实验控制系统是通过输入信号为力的大小推动活塞杆等效输入电流推动动环的效果。本文第 5 章中，采用 PID 控制调节机械密封控制系统，发现系统响应时间仍然较长，因此基于 PID 设计了 BP-PID，其控制性能及响应速度均有效提升。为了验证上述控制方法对本文机械密封控制系统是否真是有效，搭建该实验台，将实验台系统工作压力调整为 5.58MPa，在 PC 操作端，输入第 5 章得到的 PID 初始参数，输入设定值力 5000N，运行控制算法，通过试验，得到系统在 PID，BP-PID，的响应曲线，如图 6-4、6-5 所示。

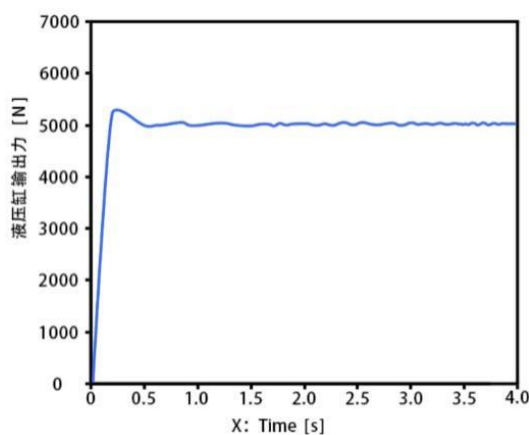


图 6-4 PID 控制响应曲线图

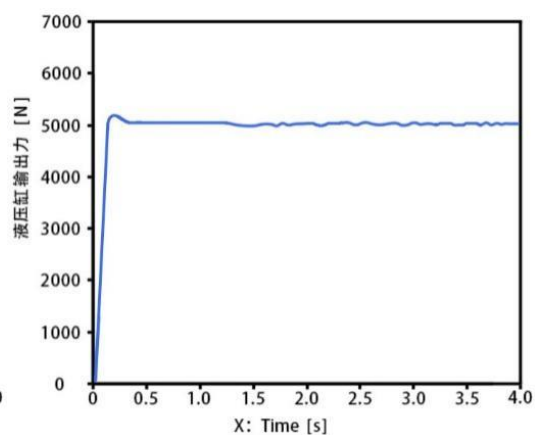


图 6-5 BP-PID 控制响应曲线图

由图 6-4、6-5 可知，在设定值输入均为 5000N 的条件下，传统 PID 控制的试验台的响应时间为 1s，同时伴随着 7% 的最大超调量。相比之下，采用 BP-PID 控制的试验台响应时间显著缩短至 0.3 秒，且最大超调量降低至 4%。从数据可以看出，传统 PID 控制下的系统响应速度较慢，而经过 BP 神经网络优化的 PID 控制器在控制试验台时，不仅将响应时间大幅缩短了 70%，还使系统的超调量减少了 43%。

综上所述，BP 神经网络对 PID 控制的优化显著提升了系统的动态性能，不仅加快了响应速度，还有效抑制了超调现象。这一实验结果与第 5 章的仿真结果一致，进一步验证了 BP-PID 控制策略的合理性和有效性，表明其在控制试验台力输出方面具有优越性能。

6.4 本章小结

本章通过搭建电液力伺服控制实验台，对第 5 章提出的离心泵机械密封控制方法进行了实验验证。试验台基于液压伺服控制系统，结合 PLC、电液伺服阀、压力传感器等设备，模拟了机械密封自愈控制的控制过程。通过对比传统 PID 控制和 BP-PID 控制的实验结果，发现 BP-PID 控制显著提升了系统的动态性能：响应时间从 1 秒缩短至 0.3 秒，缩短了 70%；最大超调量从 7% 降低至 4%，减少了 43%。实验结果与第 5 章的仿真结果一致，验证了 BP-PID 控制策略的有效性和优越性，表明其在机械密封控制系统中具有一定的价值。

第 7 章 总结与展望

7.1 总结

本文阐述了离心泵机械密封的有关理论,为了减少离心泵机械密封工作时故障发生率及减少停机维修次数,设计了一种机械密封泄漏故障自愈控制系统,并对其进行优化。具体工作和结果如下:

(1) 分析了离心泵机械密封的结构、原理及常见故障类型,提出了针对性的解决措施。详细探讨了机械密封的参数设计,包括密封类型选择、结构参数优化、材料选型及设计验证,通过理论计算与工程实践相结合的方式,完成了一个机械密封参数设计。提出了一种集成多种检测技术的故障诊断系统方案,能够实时监测机械密封是否泄漏,为实现机械密封的自愈功能,设计了磁力驱动装置的总体方案,该装置可通过磁力作用调整密封面压力,为后续自愈控制提供了技术基础。

(2) 研究了机械密封自愈系统的磁路设计与优化。基于麦克斯韦方程组的电磁场理论,建立了磁路结构的有限元模型,分析了磁感应强度与控制电流的关系,并通过仿真揭示了二者之间的线性关系。进一步采用正交试验法对磁路结构的关键参数进行优化,确定了最优参数组合,使磁感应强度显著提升约 15.7%,优化后的磁感应强度达到 0.6007T。优化结果表明,该磁路结构在磁场强度和分布方面优于原始设计,为自愈系统的高效运行提供了可靠的磁路设计方案。

(3) 完成了离心泵机械密封自愈控制系统的建模与仿真分析。通过对机械密封动环的受力分析,推导出系统的传递函数,并对其进行仿真分析,对控制系统的稳定性、能控性及能观性进行分析,并利用极点配置技术优化系统的动态性能,使其满足快速响应和低超调量的设计要求。通过 Simulink 仿真平台对优化后的控制系统进行单位阶跃响应测试和频率响应分析。仿真结果表明,优化后的系统具有显著提升的动态性能,调整时间缩短至 0.8 秒,超调量仅为 4.57%,且系统能够快速稳定地达到期望的稳态值。通过 Bode 图和 Nyquist 图对系统的频率特性进行分析,进一步验证了系统的稳定性和鲁棒性。Bode 图显示系统具有良好的低通滤波特性,能够有效抑制高频噪声, Nyquist 图表明系统相位裕度充

足，无右半平面极点，满足稳定性要求。

(4) 针对 PID 控制效果一般，提出了一种基于 BP 神经网络优化 PID 参数的智能控制策略。设计了 BP 神经网络与 PID 控制相结合的控制架构，通过 MATLAB 仿真调整 PID 控制器的参数为 $K_p=0.61$ ， $K_i=0.59$ ， $K_d=0.62$ ，调整时间缩短至 0.1 秒，相比传统 PID 控制提升了 87.5%，系统响应几乎没有出现超调量。

(5) 根据实验室现有实验台力控制系统完成实验。完成实验台的搭建及检查，实验结果表明，相较于传统 PID 控制，BP-PID 控制显著提升了系统的动态性能，响应时间从 1 秒缩短至 0.3 秒，超调量从 7%降低至 4%。通过实验验证了第 6 章机械密封自愈控制系统达到预期效果。

本文主要创新点如下：

(1) 提出了离心泵机械密封自愈系统磁力驱动装置的磁感应强度响应控制电流的规律。利用 Maxwell 软件，针对磁路结构进行有限元分析，得到了不同控制电流下的磁感应强度，基于数值分析的方法拟合二者关系式。

(2) 提出了离心泵机械密封自愈系统磁路优化的方法。通过选取自愈系统磁力驱动装置的关键评价指标和水平，采用正交试验法设计不同参数组合，结合 Maxwell 仿真结果，确定了磁力驱动装置的最优结构参数组合。

(3) 建立了离心泵离心泵机械密封自愈控制系统控制模型并提出了相应的智能控制方法。对动环进行受力分析，建立轴向和径向的力平衡方程以及动力学方程，建立控制系统传递函数，进行仿真分析，针对此时控制效果不理想，完成了极点优化配置及 PID 和 BP-PID 控制算法设计，通过 MATLAB 编程实现机械密封自愈系统的仿真控制。

7.2 展望

目前的研究主要针对单一故障模式的自愈控制，未来可以进一步拓展到多故障模式的综合自愈系统，实现对多种故障类型的协同诊断与修复，从而提升系统的性能。虽然本文通过实验验证了自愈系统的有效性，但在实际工业应用中，还需要考虑更多复杂工况下的工程化问题，比如在高温、高压或腐蚀性介质环境中如何保持系统稳定运行，以及如何降低系统成本，使其更具经济性和实用性。

未来可以针对不同行业的特定需求,开发定制化的自愈系统,推动这项技术在更多领域的应用。此外,结合物联网技术,可以开发远程监控和智能维护系统,实现对离心泵机械密封的实时监测和故障预警。通过大数据分析和云计算技术,进一步优化维护策略,减少设备停机时间,提高运行效率,为工业设备的安全性和可靠性提供更强有力的保障。

参考文献

- [1] 袁寿其,刘厚林.泵类流体机械研究进展与展望[J].排灌机械,2007,(06):46-51.
- [2] 吴俊.离心泵系统高精度测试技术研究工程实现[D].杭州:浙江大学,2015.
- [3] 刘帅.浅谈离心泵机械密封的应用[J].中国金属通报,2019,(04):90-92.
- [4] 关醒凡.现代泵理论与设计[M].北京:中国宇航出版社,2011.
- [5] Stavale A E.Reducing Reliability incidents and improving meantime between repairs[C].Proceedings of the Twenty-fourth International Pump Users Symposium.Texas,USA,2008:1-10.
- [6] Beckerle P, Schaede H, Rinderknecht S. Fault diagnosis and state detection in centrifugal pumps—A review of applications[C]. Proceedings of the 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics.2015:387-398.
- [7] 骆寅,孙慧,卢加兴等.无传感器监测技术在离心泵中的应用研究综述[J].排灌机械工程学报,2015,33(6):547-552.
- [8] 卢加兴.离心泵空化诱导非定常动力特性及其机理研究[D].镇江:江苏大学,2017.
- [9] 彭涛.离心泵机械密封泄漏现象及维护对策研究[J].现代制造技术与装备,2021,57(06):127-128.
- [10] 姜宏春.金属波纹管机械密封中波纹管的有限元分析[D].北京化工大学,2007.
- [11] 赵文元,穆塔里夫·阿赫迈德,田雪峰.极端工况机械密封波纹管结构-热耦合失效分析[J].流体机械,2018,46(08):21-24.
- [12] 梁文元,蔡纪宁,李双喜等.挤压成型金属波纹管机械密封结构的优化设计[J].流体机械,2010,38(06):17-20.
- [13] 王维民.离心压缩机轴位移故障自愈调控及密封改进增效技术研究[D].北京化工大学,2006.
- [14] 高金吉.人工自愈与机器自愈调控系统[J].机械工程学报,2018,54(08): 83-94.
- [15] 任浩,屈剑锋,柴毅等.深度学习在故障诊断领域中的研究现状与挑战[J].控制与决策,2017,32(08):1345-1358.
- [16] 文成林,吕菲亚.基于深度学习的故障诊断方法综述[J].电子与信息学

- 报,2020,42(01):234-248.
- [17]陈志强,陈旭东,José Valente de Oliveira 等.深度学习在设备故障预测与健康管
理中的应用[J].仪器仪表学报,2019,40(09):206-226.
- [18]王茂贵,王善平.浅谈离心泵的机械密封[J].矿山机械,1999,(09):66-67.
- [19]刘柱,丁雪兴,丁俊华等.机械密封状态监测与故障诊断技术研究进展[J].润滑
与密封,2023,48(06):203-212.
- [20]郭世鲁,杨涛,崔维隆等.离心泵机械密封装置故障分析及对策[J].造纸装备及
材料,2024,53(01):21-23.
- [21]张栓栓.液压往复密封状态监测及识别方法研究[D].武汉:武汉理工大学,2016.
- [22]陈小敏.高温离心泵机械密封失效诊断及解决措施[J].水泵技术,2016(5):46-48.
- [23]Unsworth P J, Discenzo F M, Babu V S, et al. Detection of pump cavitation and
blockage and seal failure via current signature analysis[P].US,2006.
- [24]Story C E, Nichols J A, Cady B C, et al. Fluid pumping apparatus and system
with leak detection and containment[P].US,1991.
- [25]Anderson W, Salant R. A condition monitor for liquid lubricated mechanical seals
[J].ASLE Transactions,2001.44(3):479-483.
- [26]Cimbura S. Self monitoring oil pump seal[P].US,1998.
- [27]周小军.基于 AMESim 液压系统泄漏仿真与故障诊断研究[D].长沙:国防科学
技术大学,2012.
- [28]Towsyfy H, Gu F, Ball D A, et al. Modelling acoustic emissions generated by
tribological behaviour of mechanical seals for condition monitoring and fault
detection[J].Tribology International,2018,125:46-58.
- [29]王汝成.化工机械密封泄漏问题及维修对策探析[J].Journal of Natural Science
Research (JNSR),2024,1(1).
- [30]Towsyfy H, Gu F, Ball D A, et al. Tribological behaviour diagnostic and fault
detection of mechanical seals based on acoustic emission measurements[J].
Friction,2019,7(6):572-586.
- [31]宋运锋.基于端面振动加速度测量的机械密封摩擦学行为表征方法[D].北京:
北京化工大学,2024.

- [32]李春雨,刘伟奇,宫吉超.离心泵机械密封故障损坏与预防措施探讨[J].中国石油和化工标准与质量,2024,44(13):14-16.
- [33]S. M ,K. D .Vibration-Based Fault Diagnosis of Broken Impeller and Mechanical Seal Failure in Industrial Mono-Block Centrifugal Pumps Using Deep Convolutional Neural Network[J].Journal of Vibration Engineering & Technologies,2022,11(1):141-152.
- [34]Li X ,Xie L ,Deng B , et al.Deep dynamic high-order graph convolutional network for wear fault diagnosis of hydrodynamic mechanical seal[J].Reliability Engineering and System Safety,2024,247:110-117.
- [35]张尔卿.机械密封端面状态监测及寿命预测关键技术研究[D].成都:西南交通大学,2015.
- [36]陈金鑫,丁雪兴,陆俊杰等.基于 CNN-VIT 模型的非接触式机械密封多源故障状态识别方法[J].流体机械,2024,52(09):98-107.
- [37]Zhao X ,Yu X S .A Study on Intelligence Recognition Algorithm Based on Mechanical Seal Fault Feature[J].Key Engineering Materials, 2010, 873(426-427): 585-588.
- [38]魏浩.基于深度学习的旋转机械故障诊断与剩余使用寿命预测方法研究[D].北京:北京化工大学,2023.
- [39]侯耀春,周昶清,武鹏等.基于最大李雅普诺夫指数异常感知和 CatBoost 识别的机械密封失效模式层次化诊断框架[J].工程热物理学报,2024,45(01):93-100.
- [40]高金吉.人工自愈与机器自愈调控系统[J].机械工程学报,2018,54(08):83-94.
- [41]高金吉.人工自愈概论[J].机械工程学报,2021,57(02):1-10.
- [42]尹逊和,王忻.自愈控制系统研究的综述、分析与展望[J].控制理论与应用,2021,38(08):1145-1158.
- [43]Joma A ,Ines C ,Lilia S .Fault diagnosis and self-healing for smart manufacturing: a review[J].Journal of Intelligent Manufacturing,2023,35(6):2441-2473.
- [44]马波,马日红,江志农等.卧螺离心机实时监测与故障自愈系统研究[J].北京化工大学学报(自然科学版),2005,(03):92-94.
- [45]田毅,刘雯华,王瑶等.气量调节系统执行器失效故障的自愈调控算法研究[J].

- 机电工程,2024,41(11):1958-1966、1976.
- [46]潘鑫,葛德宏,李薇等.气压液式自愈调控系统性能分析与试验研究[J].流体机械,2024,52(01):1-6、22.
- [47]陈立芳,李兆举,王维民等.旋转机械不平衡振动自愈调控原理与方法[J].机械工程学报,2021,57(22):416-424.
- [48]Xin P ,Haoyu Z ,Jinji G , et al.Radial electromagnetic type unbalance vibration self-recovery regulation system for high-end grinding machine spindles[J].Frontiers of Mechanical Engineering,2023,18(3):47-50.
- [49]Xuan L ,Meng L ,Hong Y .Application of QPSO-BPSO in fault self-healing of distributed power distribution networks[J].Energy Informatics,2024,7(1).
- [50]袁野,袁宇浩,孙文理等.电液伺服系统故障自愈仿真研究[J].机床与液压,2017,45(19):194-198.
- [51]周兵其.机械密封结构设计研究[J].科技创新与应用,2013,(21):35.
- [52]王瑞.离心泵机械密封端面优化与仿真[J].设备管理与维修,2024,(03):120-122.
- [53]孙永杰,温炳清,刘凤.离心泵机械密封结构分析及改进[J].设备管理与维修,2013,(12):60-61.
- [54]胡国良.机械密封用波形弹簧承载特性分析[J].中国新通信,2018,20(20):236-237.
- [55]孟金梁.机械密封原理及常见泄漏的解决方法[C]//河南省科学技术协会.第十四届河南省汽车工程科技学术研讨会论文集.海马汽车有限公司,2017:2.
- [56]彭涛.离心泵机械密封泄漏现象及维护对策研究[J].现代制造技术与装备,2021,57(06):127-128.
- [57]Yin L ,Wenqi Z ,Yakun F , et al.Analysis of Vibration Characteristics of Centrifugal Pump Mechanical Seal under Wear and Damage Degree[J].Shock and Vibration,2021,2021:6670741.
- [58]范亚坤.基于无传感器技术的离心泵机械密封故障状态监测研究[D].镇江:江苏大学,2021.
- [59]孟庆涛,郝晓林,齐彬彬等.高速离心泵用新型磁力机械密封设计及其力学性能

- 计算[J].化学工程与装备,2020,(07):185-187.
- [60]孙星星.侧入式单端面机械密封结构热特性数值分析与试验研究[D].杭州:浙江工业大学,2016.
- [61]高杰.化工用泵机械密封泄漏与检修问题研究[J].工程建设与设计,2019,(12):147-148.
- [62]何明星.基于嵌入式技术的液体泄漏检测系统研究[J].微型电脑应用,2024,40(02):188-191.
- [63]张丽铎.化工设备机械密封技术的改进与应用[J].冶金与材料,2024,44(04):112-114.
- [64]周涛,朱勇,汤胜楠等.核主泵故障诊断研究现状与展望[J].排灌机械工程学报,2024,42(11):1081-1090.
- [65]操瑞嘉.离心泵空化诱导的振动信号提取与分析[D].镇江:江苏大学,2023.
- [66]王庆锋,高金吉,袁庆斌等.主风机静叶可调执行机构自愈化智能电液控制系统研究与应用[J].机械工程学报,2016,52(20):185-192.
- [67]陈凡凡,苏宁.基于 Maxwell 软件的车用永磁有刷直流电机效率的优化[J].电子科技, 2024:1-7.
- [68]闫孝姮,林晓雪,吕秋皓等.基于 Homotopy-Tikhonov 算法的接地网电阻抗成像方法[J].电工技术学报,2022,37(09):2284-2294.
- [69]于亚婷.电涡流传感器的电磁场仿真分析[D].成都:电子科技大学,2005.
- [70]Walid H. EI-Aouar. Finite element analysis based modeling of magneto-rheological dampers[J]. Master of Science In Mechanical Engineering. 2002, 9.
- [71]王瑜.永磁装置中磁场力的计算[J].磁性材料及器件,2007,(05):49-52、60.
- [72]刘瑞江,张业旺,闻崇炜等.正交试验设计和分析方法研究[J].试验技术与管理,2010, 27(09): 52-55.
- [73]顾永泉著.机械密封实用技术 [M]. 北京:机械工业出版社, 2001.
- [74]Castorena H A G ,Garcia A A M ,Esqueda S A J , et al.Lyapunov' s stability analysis for first degree polynomial systems, subject to risk-sensitive control[J].Mathematics and Computers in Simulation,2024,226: 464-473.

- [75] 谢跃跃. 离心泵壳机器人抛光装置的结构设计及其控制研究[D]. 芜湖: 安徽工程大学, 2020.
- [76] 屠运武, 徐俊艳, 张培仁等. 自平衡控制系统的建模与仿真[J]. 系统仿真学报, 2004, (04): 839-841.
- [77] 殷春武. 航天器姿态控制方法及其关键技术综述[J]. 海军航空大学学报, 2024, 39(06): 660-670.
- [78] Zhang Yunong, Ma Weimu, Li Xiaodong, etc. MATLAB Simulink modeling and simulation of LVI-based primal-dual neural network for solving linear and quadratic programs [J]. Neurocomputing, 2008, 72(7-9): 1679-1687.
- [79] 何芝强. PID 控制器参数整定方法及其应用研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2005.
- [80] 谭广超. 四旋翼飞行器姿态控制系统的设计与实现[D]. 大连: 大连理工大学, 2013.
- [81] 韩京清. 自抗扰控制器及其应用[J]. 控制与决策, 1998, (01): 19-23.
- [82] 王伟, 张晶涛, 柴天佑. PID 参数先进整定方法综述[J]. 自动化学报, 2000, (03): 347-355.
- [83] 颜奕政, 郭海龙, 侯俊伟等. 基于模糊 PID 算法的平衡车自适应控制[J]. 时代汽车, 2024, (21): 110-113、120.
- [84] Sun Z, Sanada K, Gao B, et al. Improved Decoupling Control for a Powershift Automatic Mechanical Transmission Employing a Model-Based PID Parameter Autotuning Method[J]. Actuators, 2020, 9(3): 54.
- [85] 周飞燕, 金林鹏, 董军. 卷积神经网络研究综述[J]. 计算机学报, 2017, 40(06): 1229-1251.
- [86] 刘立轴, 卢毅勤, 林梦婧等. BP 神经网络在安全评估领域的研究进展文献研究综述[J]. 安全与健康, 2024, (01): 65-68.
- [87] 汪若尘, 蒋亦勇, 丁仁凯等. 基于 BP 神经网络 PID 的机电式作业机全向调平控制[J]. 农业工程学报, 2024, 40(23): 52-62.
- [88] 廖芳芳, 肖建. 基于 BP 神经网络 PID 参数自整定的研究[J]. 系统仿真学报, 2005, (07): 1711-1713.

学术成果

1、论文情况

Yechun Li , Lingfeng Tang, Weiwei Duan. Research on the fault detection method of centrifugal pump rotor misaligned[J]. Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers,2024,45(3):279-292.(SCI 第一作者)

致谢

行文至此，意味着我的硕士研究生生涯即将画上句点。回首求学路上的点滴成长，心中充满感恩之情。

首先，谨以最诚挚的敬意感谢我的导师——唐铃凤教授。唐老师渊博的学术造诣与严谨的治学态度深刻影响了我对科研工作的认知，她总能在关键节点给予我高屋建瓴的指导，还以春风化雨般的耐心，在生活和学习中给予我细致入微的帮助。唐老师亦师亦友的教导方式，让我既领悟到学术研究的真谛，也学会了为人处世的智慧。

同时，也要感谢实验室同门兄弟姐妹们的并肩作战，与你们探讨学术、分享生活的日子将成为我最珍贵的记忆。

其次深深感恩我的父母家人，你们无私的爱与包容始终是我坚实的后盾。感谢陈宇航同学多年来的鼓励陪伴，让我在迷茫时重拾勇气。

最后，向参与论文评审和答辩的各位专家致以衷心感谢！学生才疏学浅，文中不足之处恳请各位师长批评指正。

尚德敏学 唯实惟新

