

分类号: TP133.3

密 级: 公开

学校代码: 10363

学 号: 2210120114



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

# 硕士学位论文

题 目 离心机用径向永磁轴承  
优化设计

论 文 作 者 邵龙

校 内 导 师 王向东（教授）

校 外 导 师 崔岩（高级工程师）

专业学位类别 机械

研究方向（领域） 磁悬浮轴承技术

论文提交日期: 2024 年 5 月 31 日

分类号：TP133.3

单位代码：10363

密 级：公开

学 号：2210120114

离心机用径向永磁轴承优化设计  
OPTIMAL DESIGN OF RADIAL PERMANENT MAGNET  
BEARING FOR CENTRIFUGE

学生姓名：邵龙

指导教师：王向东（教授）

校外导师：崔岩（高级工程师）

专 业：机械

研究方向：磁悬浮轴承技术

论文答辩日期：2024 年 5 月 26 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：

日期：2024 年 5 月 26 日

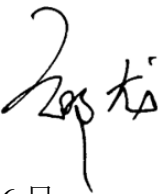
## 安徽工程大学学位论文版权使用授权书

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。

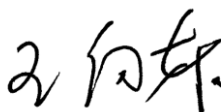
保密 ☐，在          年解密后适用本版权书。

本学位论文属于

不保密 ☒。

学位论文作者签名：

日期：2024 年 5 月 26 日

指导教师签名：

日期：2024 年 5 月 26 日

---

# 离心机用径向永磁轴承优化设计

## 摘 要

离心式水泥制管机作为一种关键的混凝土制管设备，能够快速、高效地生产各种规格的水泥管道，被广泛应用于建筑和基础工程领域。传统离心式水泥制管机在长期使用过程中，支承部件托轮会严重磨损，影响产品的性能。为解决上述问题，综合考虑到永磁轴承结构简单、摩擦损耗小、工作寿命长等优点，本文提出了一种应用于离心制管机的径向永磁轴承替代托轮机构，能够降低其维护成本以及减少噪声和振动。

本文以离心机用径向永磁轴承为研究对象，通过理论分析和数值模拟设计了一种新型半定子环径向永磁轴承，并进行了实验来验证该支承结构对离心制管机工作性能的影响。主要研究内容如下：

（1）根据离心机低速重载的运行工况，设计出一种半定子环径向永磁轴承，并对其所受载荷进行分析计算。结合等效磁荷法，建立了永磁轴承承载特性的数学模型，引入了蒙特卡洛法数值求解，通过对比有限元结果验证了方法的有效性；对永磁轴承拼接采用的永磁体形状进行分析，得出了永磁体形状对永磁轴承性能的影响。

本论文工作得到国家自然科学基金青年项目（12205004）、2022 年度安徽工程大学-鸠江区产业协同创新专项基金项目（2022cyxtb8）、安徽省智能矿山技术与装备工程实验室开放研究课题（AIMTEEL202201）和安徽省自然科学基金资助项目（1908085QA25）的资助。

(2) 对托轮受力分析, 建立了托轮支承离心制管机的支承刚度阻尼计算模型, 利用传递矩阵法分别建立了托轮支承和永磁支承离心制管机管桩模具振动模型, 对模型进行了数值求解, 并与有限元法计算结果对比, 验证了所建立模型的准确性; 分析了永磁轴承刚度、支承跨距、承载力对离心制管机振动性能的影响。

(3) 设计并搭建了永磁离心制管机实验平台, 对永磁轴承及离心制管机的性能进行了实验研究。测试了永磁轴承的承载特性, 与理论计算和仿真结果对比, 验证了永磁轴承设计的可行性; 进行了对比测试, 试验了离心制管机在负载运行状态下使用永磁轴承和不使用永磁轴承时的振幅、振动速度、噪声与温度等情况。

(4) 研究轴向长度、径向厚度、气隙、内环内径等关键结构参数对永磁轴承承载特性的影响规律; 探讨多对磁环叠加方式与叠加对数对性能的影响; 建立响应面模型, 对永磁轴承结构进行优化, 确定永磁轴承内外磁环的最佳配置形式。

**关键词:** 离心制管机, 永磁轴承, 传递矩阵法, 有限元分析, 响应面优化

# OPTIMAL DESIGN OF RADIAL PERMANENT MAGNET BEARING FOR CENTRIFUGE

## ABSTRACT

As a key equipment for concrete pipe production, centrifugal cement pipe-making machine can efficiently produce various specifications of cement pipes, and is widely used in construction and infrastructure fields. During the long-term usage of traditional centrifugal cement pipe-making machines, the supporting components of the rollers suffer from severe wear, which will affect the product's performance. To solve this issue, considering the advantages of a simple structure, low friction loss, and long working life of permanent magnet bearings, this paper proposes a radial permanent magnet bearing instead of the roller mechanism for centrifugal pipe-making machines, which can reduce maintenance cost and minimize noise and vibration.

This dissertation focuses on the radial permanent magnet bearing used in centrifuges, designs a novel semi-stator ring radial permanent magnet bearing through theoretical analysis and numerical simulation, and conducts experiments to verify its impact on the working performance of centrifugal pipe-making machines. The main research contents are as follows:

(1) Based on the operation conditions of centrifuges at low-speed heavy-load, a semi-stator ring radial permanent magnet bearing is designed, and its load analysis is conducted. Combined with the equivalent magnetic charge method, a mathematical model of the bearing capacity characteristics of permanent magnet bearings is established. The Monte Carlo method is introduced to solve numerical solution. The effectiveness of the method is validated by comparing finite element results. The influence of permanent magnet shape on the performance of permanent magnet bearing is obtained by analyzing the shape of permanent magnet.

(2) The force analysis of the rollers is performed, and a calculation model for the support stiffness and damping of the roller-supported centrifugal pipe-making machine is established. The vibration model of the pipe pile mold of the centrifugal pipe making machine with the support of the wheel and the permanent magnet is established by the transfer matrix method, and the numerical solution of the model is carried out. The calculation results of the finite element method are compared to verify the accuracy of the established model. The impact of permanent magnet bearing stiffness, support span, and load capacity on the vibration performance of centrifugal machines is analyzed.

(3) An experimental platform for permanent magnet centrifugal pipe-making machines is designed and built to study the performance of the permanent magnet bearing and the centrifugal pipe-making machine. The bearing characteristics of the permanent magnet bearing are tested and compared with theoretical calculations and simulation results to validate the feasibility of the permanent magnet bearing design. The amplitude, vibration speed, noise and temperature of the centrifugal pipe



making machine under load operation with and without permanent magnet bearings were tested.

(4) The influence of key structural parameters such as axial length, radial thickness, air gap, and inner ring inner diameter on the bearing capacity characteristics of permanent magnet bearings is studied. The impact of multiple magnet ring stacking methods and the logarithmic stacking on performance is explored. A response surface model is established to optimize the permanent magnet bearing structure and determine the optimal configuration of inner and outer magnet rings.

Shao Long(mechanical)

Supervised by Wang Xiangdong

**KEY WORDS:** Centrifugal pipe making machine, permanent magnet bearing, transfer matrix method, finite element analysis, response surface optimization

## 目录

|                               |    |
|-------------------------------|----|
| 第 1 章 绪论 .....                | 1  |
| 1.1 研究背景与意义 .....             | 1  |
| 1.1.1 离心式水泥制管机研究背景与意义 .....   | 1  |
| 1.1.2 磁轴承研究背景与意义 .....        | 2  |
| 1.2 永磁轴承研究现状 .....            | 3  |
| 1.3 论文的课题支撑及研究内容 .....        | 7  |
| 1.3.1 论文课题支撑项目 .....          | 7  |
| 1.3.2 论文研究内容安排 .....          | 7  |
| 第 2 章 永磁轴承设计理论分析 .....        | 9  |
| 2.1 引言 .....                  | 9  |
| 2.2 永磁轴承设计与分析 .....           | 9  |
| 2.2.1 永磁轴承结构设计 .....          | 9  |
| 2.2.2 载荷分析计算 .....            | 11 |
| 2.3 永磁轴承磁力计算 .....            | 12 |
| 2.3.1 永磁轴承数学模型 .....          | 12 |
| 2.3.2 基于蒙特卡洛法计算磁力 .....       | 15 |
| 2.4 算例分析 .....                | 16 |
| 2.4.1 方法验证 .....              | 16 |
| 2.4.2 蒙特卡洛法结果分析 .....         | 17 |
| 2.4.3 蒙特卡洛法与有限元仿真比较 .....     | 18 |
| 2.5 拼接永磁体形状分析 .....           | 21 |
| 2.6 本章小结 .....                | 22 |
| 第 3 章 离心制管机动力学模型构建及性能研究 ..... | 23 |
| 3.1 引言 .....                  | 23 |
| 3.2 离心制管机结构布局设计 .....         | 23 |
| 3.3 支承模型建立 .....              | 24 |
| 3.3.1 支承刚度和阻尼计算 .....         | 24 |
| 3.3.2 刚度和阻尼的等效 .....          | 26 |
| 3.4 振动模型建立 .....              | 27 |
| 3.4.1 传递矩阵法 .....             | 27 |

|                              |    |
|------------------------------|----|
| 3.4.2 有限元法 .....             | 31 |
| 3.5 算例研究 .....               | 32 |
| 3.5.1 模态振型与临界转速 .....        | 33 |
| 3.5.2 动力学性能分析 .....          | 36 |
| 3.6 本章小结 .....               | 39 |
| 第 4 章 永磁离心制管机实验分析 .....      | 41 |
| 4.1 引言 .....                 | 41 |
| 4.2 永磁轴承承载力实验研究 .....        | 41 |
| 4.2.1 永磁轴承承载力测试分析 .....      | 41 |
| 4.2.2 永磁轴承轴向偏移时承载力测试分析 ..... | 43 |
| 4.3 离心制管机动态性能测试 .....        | 44 |
| 4.3.1 管桩模具振幅测试 .....         | 44 |
| 4.3.2 振动速度测试 .....           | 47 |
| 4.3.3 噪声测试 .....             | 49 |
| 4.3.4 轴承温度测试 .....           | 50 |
| 4.4 本章小结 .....               | 52 |
| 第 5 章 永磁轴承结构优化设计 .....       | 54 |
| 5.1 引言 .....                 | 54 |
| 5.2 单因素影响分析 .....            | 54 |
| 5.2.1 内外磁环轴向长度不同的影响 .....    | 55 |
| 5.2.2 内外磁环径向厚度不同的影响 .....    | 55 |
| 5.2.3 轴向长度的影响 .....          | 56 |
| 5.2.4 径向厚度的影响 .....          | 57 |
| 5.2.5 气隙的影响 .....            | 57 |
| 5.2.6 内环内径的影响 .....          | 58 |
| 5.3 永磁轴承叠加方式分析 .....         | 58 |
| 5.4 永磁轴承叠加对数分析 .....         | 59 |
| 5.5 基于响应面法的多目标优化 .....       | 60 |
| 5.5.1 响应面法介绍 .....           | 61 |
| 5.5.2 响应面的实验设计 .....         | 61 |
| 5.5.3 响应面模型的拟合及评价 .....      | 62 |
| 5.6 本章小结 .....               | 64 |

|                     |    |
|---------------------|----|
| 第 6 章 总结与展望 .....   | 65 |
| 6.1 总结 .....        | 65 |
| 6.2 展望 .....        | 66 |
| 参考文献 .....          | 67 |
| 攻读学位期间取得的科研成果 ..... | 73 |
| 致谢 .....            | 74 |

## 第 1 章 绪论

### 1.1 研究背景与意义

#### 1.1.1 离心式水泥制管机研究背景与意义

离心式水泥制管机作为一种关键的混凝土制管设备，广泛应用于建筑和基础工程领域。其主要功能是通过离心力将混凝土均匀地分布于钢模内表面，并使其密实，形成高强度、高质量的水泥制管。这种机器在建筑行业中扮演着至关重要的角色，能够快速、高效地生产各种规格的水泥管道，满足道路、桥梁、排水系统等工程项目的需求。其广泛应用不仅提高了水泥制品的生产效率，同时也为工程施工提供了可靠的建材支持，促进了基础设施建设的快速发展。

在离心式水泥制管机的运行过程中，托轮作为支承部件承担着关键的角色。然而，长期使用会导致托轮的磨损，对于长久稳定生产是一个显著的挑战。由于制管机的高强度运作和复杂的生产环境，托轮经常承受着巨大的摩擦和压力，导致其表面和零部件逐渐磨损。



图 1-1 离心式水泥制管机

托轮的磨损不仅直接影响设备的稳定性和性能，而且增加了维护成本。频繁更换和修理磨损严重的托轮零部件不仅耗费时间，还会导致昂贵的维护费用。维护成本的居高不下影响整体的生产经济性，这对于制管机的长期运行和生产效益构成了挑战。此外，托轮磨损还可能引发噪声和振动问题。随着摩擦表面的不规则变化，机器运行时产生的噪声和振动会影响工作环境和设备的可靠性。这不仅

可能对工作人员的健康和安全构成威胁，还可能损害其他机器和设备，影响整个生产过程的连续性。

因此，解决托轮长期使用中的磨损问题，降低其维护成本以及减少噪声和振动是关键的技术挑战。采用先进的支承技术，如径向永磁轴承，可能成为延长使用寿命、减少维护需求的有效途径，从而提高离心式水泥制管机的整体可靠性和生产效率。

### 1.1.2 磁轴承研究背景与意义

磁轴承是指使用磁场来支撑和稳定旋转轴，实现无接触悬浮的轴承系统。磁轴承作为先进的轴承技术，突出的优势在于零摩擦和无磨损，通过磁场悬浮实现支承，延长了轴承寿命，降低了维护成本。磁轴承无需润滑和密封、高速度、高精度、低噪声和低振动的特性，使其在各种特殊场合有着独特而广泛的应用前景，尤其适用于对能源效率、精密控制和环境影响有严格要求的应用领域<sup>[1-2]</sup>。

磁轴承可以根据其工作原理和控制方式分为主动磁轴承、被动磁轴承和混合磁轴承。主动磁轴承通过激活电磁线圈来主动控制轴承的磁场，从而实现对转子的主动支撑和控制<sup>[3-4]</sup>，能够提供更灵活的控制，适用于对系统精度和动态响应要求较高的应用，如精密仪器和高速机械。被动磁轴承依赖于磁场的自发产生，无需外部电源激活。这种轴承的磁场通常是由永磁体产生的，通过磁场相互作用实现轴承的支持<sup>[5]</sup>。被动磁轴承结构简单，成本相对较低，适用于一些对精度要求适中且对成本敏感的应用。混合磁轴承结合了主动和被动磁轴承的特点，通常由永磁体和可控电磁线圈组成，可以在需要时主动调节磁场以实现更精准的控制。这种混合结构兼具了主动磁轴承的灵活性和被动磁轴承的简单性，适用于各种需要平衡性能和成本的应用场景。

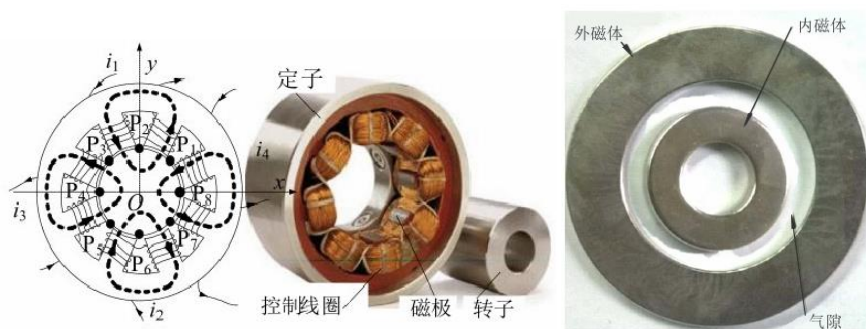


图 1-2 主动磁轴承 (左) 与永磁轴承 (右)

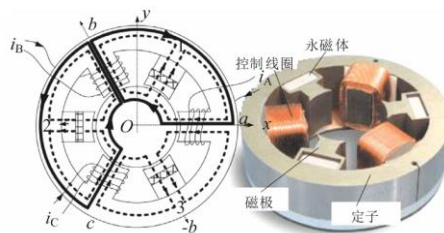


图 1-3 混合磁轴承

根据磁轴承上述特征,选用永磁轴承代替托轮支承,可能成为延长设备使用寿命、减少维护需求的有效途径,从而提高离心式水泥制管机的整体可靠性和生产效率。

## 1.2 永磁轴承研究现状

20 世纪 80 年代,随着资源丰富、高磁能积的稀土永磁材料的问世,永磁轴承得以迅速发展。对永磁轴承的研究,主要涉及理论模型和工业应用方面。永磁轴承作为一种先进的轴承技术,在现代工程中扮演着重要的角色。其能够通过磁场实现无接触支撑和悬浮,为高速、高精度设备提供了新的解决方案,因此在航空航天、工业制造等领域具有广泛应用前景,特别是在储能飞轮<sup>[6-7]</sup>、风力发电机<sup>[8-10]</sup>和人工心脏泵<sup>[11]</sup>中被广泛使用。

国外对永磁轴承的研究起步较早,早在 1842 年, Earnshaw 教授证明,不可能仅用永久磁铁便能完全自由、稳定地悬浮,至少在一个自由度上引入辅助支撑,即著名的 Earnshaw 定理<sup>[12]</sup>。Yonnet 教授对永磁轴承进行了深入研究:1978 年,建立了关于轴向充磁和径向充磁的数学模型<sup>[13]</sup>,证明了充磁方式对承载特性无影响;1981 年,推导出了轴向永磁轴承的磁力和刚度的数学表达式,并对其承载性能进行了详尽的分析和研究<sup>[14]</sup>;1991 年,通过旋转磁化提出了一种新型的永磁轴承堆叠方式,并计算了磁力和刚度<sup>[15]</sup>,为该领域的发展和应用提供了重要的理论支持,永磁轴承也逐渐进入到科研人员的研究视野。

Dellinger SJ<sup>[16]</sup>结合等效磁荷法,建立了轴向磁化径向磁轴承的数学模型,计算出各端面间的作用力。Delamare J<sup>[17]</sup>等人在 Yonnet 的研究基础上,综合了永磁轴承径向磁化和轴向磁化间的不同布置和组合方式,为永磁轴承的设计与优化提供了基础。Ohji T<sup>[18]</sup>等人设计了一种特殊的永磁轴承,结构如图 1-4 所示。该结构在转子处于中心位置时悬浮力不为零。在定子的上部放置一段永磁体,会降低悬浮力,但是可以获得更好的径向刚度,降低了扰动的影响。

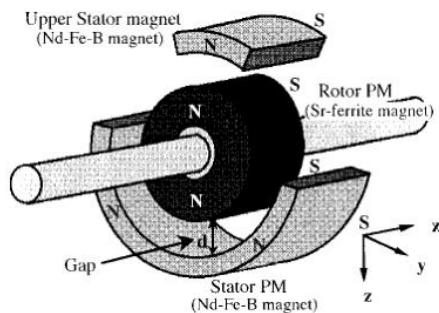


图 1-4 永磁轴承配置形式

Hamler A<sup>[19]</sup>等人提出了一种能够承载全方位载荷的端面锥形结构的永磁轴承，为永磁轴承的设计和优化提供了新的思路。Lang M 等人<sup>[20]</sup>采用旋转磁化的叠加磁环方法获得了一种具有很高径向刚度的永磁轴承结构。Bassani R<sup>[21]</sup>等人计算了永磁轴承系统的浮力，研究了低不稳定性及极低不稳定性系统存在的可能性，通过理论分析了一个轴向磁化的永磁轴承能够接近稳定时所需要的条件。Hirani H<sup>[22]</sup>等人推导了定子环为不完整环结构的永磁轴承磁力计算公式，分析了各种角度的定子环的径向力和轴向力，计算结果与其他文献的结果十分吻合。Bachovchin KD<sup>[23]</sup>等人提供了由在径向方向 Halbach 阵列组成的永磁轴承的磁场和力的静态分析，在相同尺寸下，Halbach 阵列提供的力远大于普通堆叠永磁轴承。Bachovchin KD<sup>[24]</sup>等人还介绍了一种能使转子在各个方向上稳定悬浮的被动磁轴承系统的设计。轴承系统由永磁轴承和稳定器组成，该稳定器在稳定线圈中诱导电流，以克服仅由永磁体组成的系统固有的不稳定性，整个磁轴承系统在垂直和横向位移都是稳定的。Samanta P<sup>[25]</sup>等人通过理论和实验提出了一种 180 度的定子磁环配置，对比全定子环有更高的承载力，并分析了图 1-5 三种磁环配置的使用场合。

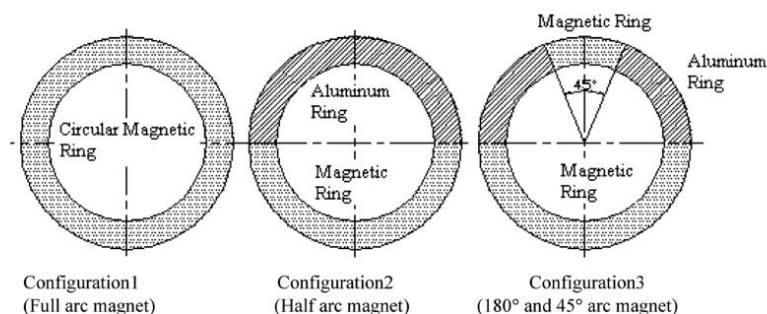


图 1-5 永磁轴承磁环配置结构



2016 年, Bekinal SI<sup>[26]</sup>等人推导了多对磁环的永磁轴承在不同磁化方向下的力和刚度, 通过对五对磁环永磁轴承有限元分析验证了模型的准确性。Lijesh KP<sup>[27]</sup>等人对不同弧度定子磁环配置的永磁轴承进行了研究, 确定了 13 种可能的故障模式及其对轴承性能的影响, 实验了各种故障模式的严重程度、发生率和检测率, 并计算了每种故障模式的风险优先数, 以识别出高风险故障。

2017 年, Van Beneden M<sup>[28]</sup>等人研究了在给定负载下具有最小体积的永磁环参数, 提出了简单和通用的缩放定律来预测结果, 可以快速确定永磁轴承的尺寸, 为永磁轴承的体积优化提供了一种快速的方法。Bekinal SI<sup>[29]</sup>等人提出了一种混合轴承组合方案, 使用箔片轴承提供径向支撑、旋转磁化永磁轴承作为轴向支撑, 实验验证了转子在 40 000 r/min 转速保持稳定悬浮。

2018 年, Reza Safaeian R<sup>[30]</sup>等人研究了多种永磁轴承的配置, 并引入了归一化刚度, 即每磁体体积比的刚度, 结果表明采用不同配置和间隔方式可以显著影响其刚度, 其中带有背铁和空气间隔的径向标准堆叠的永磁轴承结构刚度最大。

2021 年, Marignetti F 等人<sup>[31]</sup>提出了一种由三个磁环组成的新型永磁轴承结构, 用遗传算法优化了结构后, 新结构比双环结构提供了更高的刚度且使用的永磁体体积更小。

2022 年, Bekinal SI<sup>[32]</sup>等人在考虑径向力和刚度的情况下, 提出了一种优化的多层径向永磁轴承, 并引入了涡流阻尼系统, 优化后的永磁轴承径向力和刚度显著提升, 具有更强的阻尼特性。Karmakar M<sup>[33]</sup>等人采用了一种新型半解析有限元方法来计算永磁轴承的力和力矩, 并与其他仿真软件进行比较, 通过计算解释了永磁轴承的角刚度或抗磁矩随着转子磁铁长度和转子位置偏移的变化而提高的现象。

国内对永磁轴承的研究起步较晚, 但发展迅速。20 世纪 90 年代, 谭庆昌<sup>[34]</sup>、修世超<sup>[35]</sup>等人对轴向永磁轴承和径向永磁轴承的承载能力及刚度问题展开了研究, 推导出了含四重积分的永磁轴承的刚度和磁力, 为永磁轴承的理论研究提供了数学模型。永磁轴承逐渐受到国内科研学者们的青睐, 使得永磁轴承的性能大幅提升, 应用领域也越来越广泛。

在永磁轴承数学模型建立方面, 杨志轶<sup>[36]</sup>等人采用有限元法数值模拟分析了径向永磁轴承的磁场分布情况, 研究了轴承结构参数对轴承承载特性的影响。

姚海<sup>[37]</sup>、李群明<sup>[38]</sup>、田录林<sup>[39]</sup>等分别采用动态磁路法、分子电流法、标量磁位法来分析永磁轴承的力学特性,能较好地描述永磁轴承的力学特性,在永磁轴承力学特性的分析中具有较高的理论参考价值。田录林等人又通过虚功原理法,得到了轴向磁化的双环、多环永磁轴承轴向磁力<sup>[40-41]</sup>、径向磁力<sup>[42-43]</sup>解析模型,为多环永磁轴承结构计算奠定了基础。为解决分子电流法难以实现工程应用的技术难题,王洪昌<sup>[44]</sup>、张海波<sup>[45]</sup>等人分别采用蒙特卡洛法和积分定义法来近似计算基于分子电流法分析计算永磁轴承的轴向力,使求解过程简单化。王念先<sup>[46]</sup>等人利用标量磁位的模型研究了 Halbach 阵列的永磁轴承,对永磁轴承的最大承载力和支承刚度特性展开了研究,利用有限元分析软件对所建立的理论模型进行了验证,取得了较好的效果。

由于永磁轴承的蓬勃发展,已将永磁轴承应用于多种场合。钱坤熙等人<sup>[47]</sup>开发了一种使用永磁轴承的悬浮叶轮泵,既保留了旋转泵的优点,又克服了电磁轴承悬浮泵的缺点,满足了人工心脏血泵的大部分要求,具有更广阔的应用前景。李奕良<sup>[48]</sup>等人设计了一种磁路漏磁微小的新型轴向卸载永磁轴承来解决立式储能飞轮下支承磨损严重、耗能大的问题,卸载方案在旋转试验中收效良好,满足飞轮使用要求。杨伟波<sup>[49]</sup>、徐波<sup>[50]</sup>、钱杰<sup>[51]</sup>等人将永磁轴承运用于风力发电机以降起动阻力矩,提高了风能利用率,降低了维护成本。关勇<sup>[52]</sup>采用径向永磁轴承和轴向电磁轴承相结合的悬浮系统,设计了能够实现五自由度全悬浮的磁悬浮心脏泵。吴华春<sup>[53]</sup>、李朋<sup>[54]</sup>等人为解决带式输送机托辊中机械托辊摩擦造成的耗能问题,设计了一种径向方向采用永磁轴承支承的磁悬浮托辊,进行的磁悬浮托辊的旋转阻力测试结果表明了磁悬浮托辊能有效减少摩擦和降低运行阻力。

也有众多学者研究了永磁轴承与其他轴承混合使用的方案,取得了良好的效果。戴兴建等<sup>[55]</sup>采用永磁轴承与螺旋槽动压轴承的混合支承方式,设计了飞轮储能系统,研究飞轮转子轴承系统动力学问题,成功地进行了飞轮运行试验。邱玉江<sup>[56]</sup>设计了一种将永磁轴承和螺旋槽轴承一起混合使用的支承系统,该系统具有承载能力大,摩擦功耗低等特点,提高了飞轮转子系统的动态稳定性。杜元昊<sup>[57]</sup>设计了主动磁轴承和永磁轴承相结合的支承方式,用于高速电机,设计并搭建了磁悬浮轴承实验平台进行试验,实现转子的基本悬浮要求。韩经纬<sup>[58]</sup>采用永磁轴承辅助静压空气轴承,通过仿真将此时结合的轴承结构与原空气轴承和

永磁轴承在不同转速下承载能力和耗气量进行比较,验证了永磁辅助静压空气轴承的良好性能。

总的来说,永磁轴承作为磁悬浮技术的关键组成部分,国内外在磁轴承理论研究方面已经比较成熟,在科研人员的共同努力下,取得了令人瞩目的成就,为相关领域的发展提供了坚实的技术支持。永磁轴承也向着新型拓扑结构的设计<sup>[59]</sup>与动态特性研究<sup>[60]</sup>发展。但永磁轴承仍存在许多的问题需待解决:永磁轴承的理论分析和设计涉及机械、材料、有限元等多门学科,在其研究过程中基础知识内容较多,甚至还要与其他专业知识相结合,因此对永磁轴承在各行业具体使用领域的研究带来了困难;现阶段对于永磁轴承的研究,磁力计算、力学特性分析、数学模型建立都比较复杂;目前,国内外有关永磁轴承的研究主要集中于静态理论,对于动态特性理论与实验的研究较少。

### 1.3 论文的课题支撑及研究内容

#### 1.3.1 论文课题支撑项目

本论文由以下科研项目支撑:

(1) 2022 年度安徽工程大学-鸠江区产业协同创新专项基金项目 (2022cyxtb8)。

(2) 国家自然科学基金青年项目 (12205004)。

(3) 安徽省智能矿山技术与装备工程实验室开放研究课题 (AIMTEEL202201)。

(4) 安徽省自然科学基金资助项目 (1908085QA25)。

#### 1.3.2 论文研究内容安排

本文提出采用永磁轴承替代托轮的永磁离心制管机,来提高离心式水泥制管机的性能,降低设备的维护成本。主要研究内容如下:

第一章:介绍本文的研究背景。调研离心式水泥制管机目前存在的关键问题,介绍永磁轴承的研究现状及相关工程应用,结合永磁轴承的结构优势,提出本文的研究对象。

第二章:永磁轴承设计理论分析。分析计算永磁轴承的受载情况,介绍永磁轴承的基本结构形式,分析其工作原理,进行结构设计。依据等效磁荷法,建立承载力数学模型,对比理论计算结果和有限元模拟结果,完成相关参数的设计。

第三章：离心制管机动力学模型构建及性能研究。针对传统离心式水泥制管机结构，建立托轮支承的刚度阻尼模型，结合振动理论，构建传统离心式水泥制管机的动力学模型，进行模型求解，与永磁离心制管机对比；研究永磁轴承刚度、承载力、轴承位置等对永磁离心制管机振动性能的影响。

第四章：永磁离心制管机实验分析。制作永磁离心制管机样机，针对永磁轴承，对其无轴向偏移和不同轴向偏移时的承载力进行实验研究；进行了对比测试，分析了负载状态下离心制管机使用永磁轴承和不使用永磁轴承时的振幅、振动速度、噪音和温度等情况。

第五章：永磁轴承结构优化设计。研究轴向长度、径向厚度、气隙、内环内径等关键结构参数对承载力的影响规律；考虑叠加方式与叠加对数对永磁轴承性能的影响；建立永磁轴承的响应面模型，并进一步完成优化，并确定永磁轴承内外磁环的最佳配置形式。

第六章：对全文进行总结，同时提出需要继续研究的问题，指出了研究工作的不足之处，并对未来的工作进行了展望。

## 第 2 章 永磁轴承设计理论分析

### 2.1 引言

托轮作为离心制管机的关键支承部件，长期的磨损不仅直接影响设备的稳定运行，甚至可能对工作人员的安全构成威胁。本章提出用永磁轴承替换托轮，并结合离心制管机的运行工况，设计永磁轴承结构，分析永磁轴承的受载情况；承载力是永磁轴承的承载特性中的一项重要组成部分，为保证在使用过程的安全性和可靠性，在永磁轴承的设计时，首先需要计算的就是内、外磁环之间的磁力。本章基于等效磁荷法建立了所设计永磁轴承的数学模型，得出永磁轴承内、外磁环间磁力计算表达式，采用蒙特卡洛法进行数值求解计算，通过与有限元仿真结果比较验证了求解方法的正确性。

### 2.2 永磁轴承设计与分析

#### 2.2.1 永磁轴承结构设计

永磁轴承是一种通过利用永磁体产生磁场，实现对机械轴承系统中转子的支撑和悬浮的先进技术。与传统的机械轴承相比，永磁轴承通过磁场力来实现对转子的非接触支撑，从而避免了机械摩擦和磨损，因此永磁轴承具有低能耗、长寿命、高转速、减小振动和噪声等特点，被广泛运用于风力发电、电机、航空航天、工业生产等领域，尤其在对摩擦、振动、寿命和能效要求较高的高端领域中得到了广泛应用。

永磁轴承的分类方法有很多，按照轴承承受载荷方向可分为径向永磁轴承和轴向永磁轴承；按磁环磁化方向的不同，可分为径向磁化永磁轴承和轴向磁化永磁轴承；按磁环之间吸、斥力的不同，永磁轴承可分为吸力型永磁轴承和斥力型永磁轴承<sup>[61]</sup>。这些分类方法使得永磁轴承能够适应不同的工作条件和要求。根据具体应用的需要，选择合适类型的永磁轴承可以提高系统性能和可靠性<sup>[62]</sup>。

离心制管机的主要工作特点是通过旋转来形成水泥管，主要由托轮承受来自水泥式离心制管机管桩模具运转过程中产生的径向载荷。为减小摩擦，降低维护成本，使用径向永磁轴承支承替换托轮，支撑和稳定转子的运转，保持机器的稳定性和使用性能。下图为径向永磁轴承的基本结构形式。

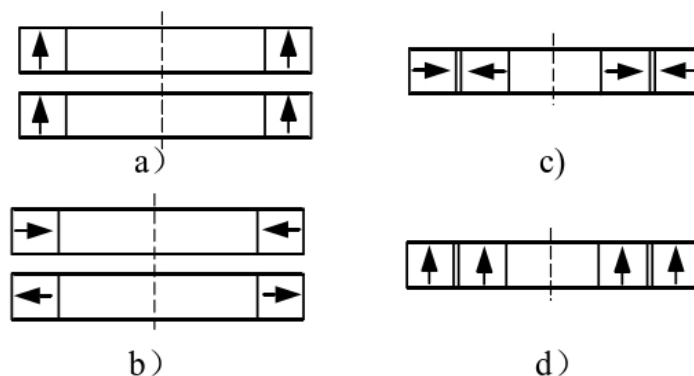


图 2-1 径向永磁轴承基本结构形式

图中，a 为吸力型永磁轴承，磁化方式为轴向磁化；b 为吸力型永磁轴承，磁化方向为径向磁化；c 为斥力型永磁轴承，磁化方式为径向磁化；d 为斥力型永磁轴承，磁化方式为轴向磁化。

吸力型永磁轴承在轴向和径向方向上都能提供较高的稳定性，但由于磁体间是吸力，如果系统失稳，可能导致磁极之间的直接接触，增加摩擦，而斥力型永磁轴承则较为稳定，不容易发生磁极之间的直接接触。同时，在动、静磁环的邻边吸力型永磁轴承磁环的自身退磁场减少，而在斥力型径向永磁轴承中则相反，即斥力型永磁轴承结构更适用<sup>[63]</sup>。

考虑到离心制管机管桩模具尺寸较大，大型磁环的制造涉及到多个工艺和技术方面的难题，因此相对困难。在实际应用中，为了克服这些问题，采用多块小型永磁体组合而成的方式，以降低制造难度和成本。对于需要较强径向支持的离心制管机，采用径向磁化的方式。

内外磁环均为整环配置的永磁轴承将导致中心位置沿径向的悬浮力为零，由于离心式制管机所需承载力很大，根据参考文献 25，外磁环在  $180^\circ$  时承载力最大，因此本文采用内磁环为整环，外磁环为  $180^\circ$  度圆心角的半定子磁环配置。

根据 Earnshaw 定理，在轴向方向引入辅助支撑，径向使用永磁轴承，才能使转子稳定地悬浮，因此在轴向上使用调心滚子轴承对轴向约束。图 2-2 为所设计出的永磁离心制管机结构图。

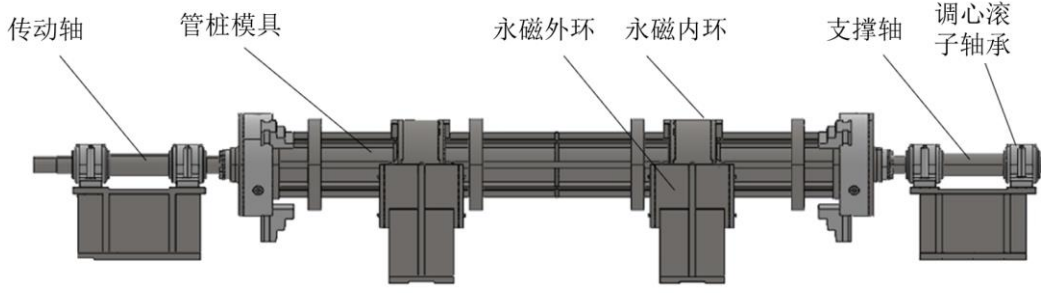


图 2-2 永磁离心制管机结构

### 2.2.2 载荷分析计算

离心制管机的载荷分析是设计和优化该机器的重要步骤之一。通过载荷分析可以了解机器在运行过程中所受的各种力和扭矩，从而确保其结构足够承受这些负载。

假设管桩模具有若干个支承位置，每个支撑上管桩模具重量为  $m_1$ ，模具内物料重量为  $m_2$ ，假设物料分布均匀，内外磁环间无轴向偏移，其力学模型如图 2-3 所示。离心制管机运行过程中的离心力

$$F_c = (m_1 + m_2) \omega^2 r \quad (2-1)$$

其中， $\omega$  为离心制管机的角速度， $\omega = 2\pi n / 60$ ， $n$  为转速， $n$  单位为 r/min； $r$  是永磁轴承内环与外环之间的距离。

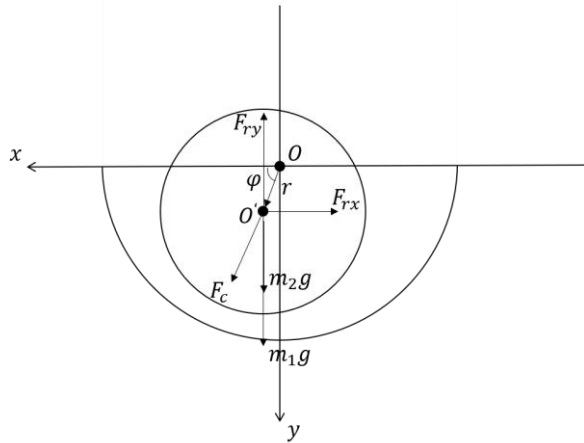


图 2-3 永磁轴承内环受力示意图

将永磁轴承内环受到外环的斥力  $F_r$  分解分为水平方向力  $F_{rx}$  与竖直方向力  $F_{ry}$  两部分， $F_0$  为永磁轴承内外环圆心重合时受到的悬浮力，方向竖直向上。

永磁轴承径向刚度近似为一常量<sup>[40]</sup>，因此  $F_{rx}$  与  $F_{ry}$  可表示为

$$\begin{cases} F_{rx} = k_x r \cos \varphi \\ F_{ry} = F_0 + k_y r \sin \varphi \end{cases} \quad (2-2)$$

其中， $\varphi$  为内环偏移方向与  $x$  轴的夹角。

对永磁内环受力分析可得

$$F_x = F_c \cos \varphi - k_x r \cos \varphi \quad (2-3)$$

$$F_y = (m_1 + m_2)g + F_c \sin \varphi - k_y r \sin \varphi - F_0 \quad (2-4)$$

在运行中希望管桩模具在竖直方向处于平衡状态，即：

在  $\varphi = -90^\circ$  时，即永磁内环相对于外环向上偏移，此时受载情况为

$$(m_1 + m_2)g - F_c + k_y r - F_0 = 0 \quad (2-5)$$

在  $\varphi = 90^\circ$  时，即永磁内环相对于外环向下偏移，此时受载情况为

$$(m_1 + m_2)g + F_c - k_y r - F_0 = 0 \quad (2-6)$$

由此可以设计出半定子环径向永磁轴承对应的  $F_0$  与  $k_y$  分别为

$$F_0 = (m_1 + m_2)g \quad (2-7)$$

$$k_y = (m_1 + m_2)\omega^2 \quad (2-8)$$

考虑到离心制管机所需承载力较大，而半定子环径向永磁轴承很难同时满足高承载力与高刚度，因此设计永磁轴承优先以承载力  $F_0$  为标准。

## 2.3 永磁轴承磁力计算

### 2.3.1 永磁轴承数学模型

永磁轴承的理论模型可通过等效磁荷法建立<sup>[64]</sup>。根据等效磁荷理论，将永磁轴承中的磁场作用等效为分布在磁环表面的磁荷，磁环内部磁荷视为零，径向磁化永磁环视为外表面充满着类似于正负电荷的磁荷，如图 2-4 所示。将磁力计算转化为求解这些磁荷之间的相互作用，进而得到总磁力<sup>[65-66]</sup>。



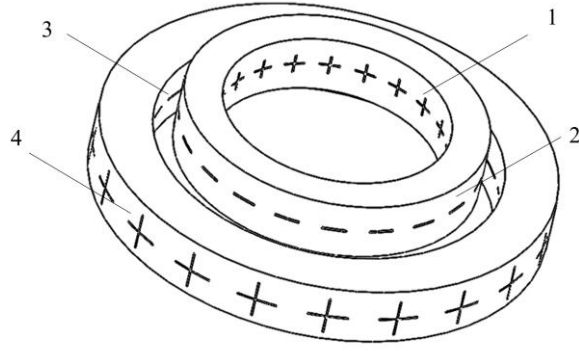


图 2-4 径向磁化永磁轴承等效磁荷示意图

根据等效磁荷法建立半定子环径向磁化的永磁轴承数学模型,如图2-5所示。图中,1、2、3、4 分别为永磁轴承内、外磁环内表面和外表面;永磁轴承内、外磁环内径和外径分别为 $R_1$ 、 $R_2$ 、 $R_3$ 和 $R_4$ ;  $L_1$ 和 $L_2$ 分别为内、外磁环的厚度;A、B 分别为面3、1上的任意点;内、外磁环坐标系所在坐标系分别为 $O'x'y'$ 和 $Oxy$ ;  $\alpha$ 为点 B 与 $x'$ 轴的夹角;  $\beta$ 为点 A 与 $x$ 轴的夹角;  $e$ 、 $z$ 和 $\theta$ 分别为内外磁环间的径向偏移距离、轴向偏移距离和在面 $xOy$ 上的偏心角度。

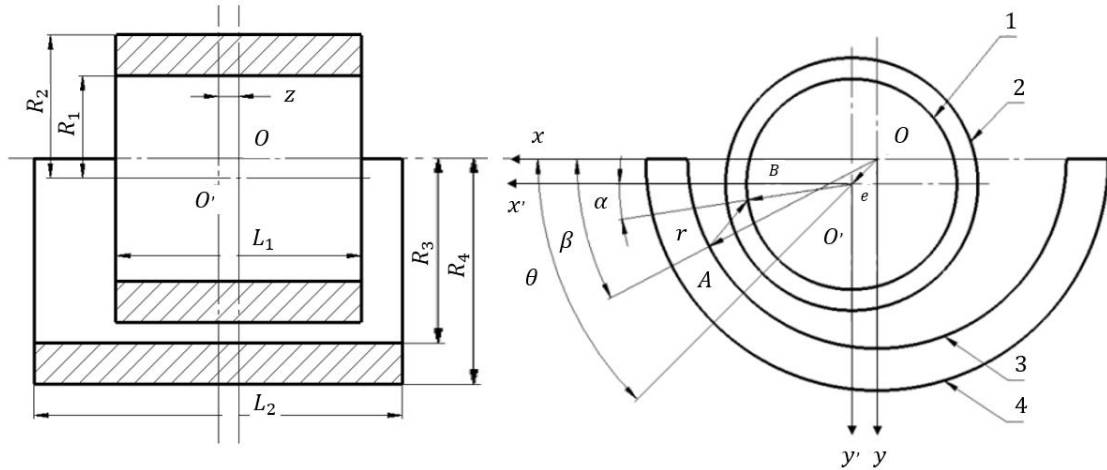


图 2-5 永磁轴承数学模型

点 A 和 B 的等效磁荷值“ $M_A$ ”和“ $M_B$ ”可由式(2-9)求解,求解式(2-10)可得永磁轴承的外磁环内表面 3 与内磁环内表面 1 间的磁力 $F_{31}$ <sup>[67]</sup>。

$$\begin{cases} M_A = B_{r1} R_3 d\alpha dz_1 \\ M_B = B_{r2} R_1 d\beta dz_2 \end{cases} \quad (2-9)$$

式中  $B_{r1}$  — 外磁环的剩余磁通密度；

$B_{r2}$  — 内磁环的剩余磁通密度；

$z_1$  — 内磁环的内环面 1 上磁荷的轴向位置；

$z_2$  — 外磁环的内环面 3 上磁荷的轴向位置。

外磁环内表面 3 对内磁环内表面 1 的磁力  $F_{31}$  为

$$F_{31} = \frac{1}{4\pi\mu_0} \frac{B_{r1}B_{r2}}{r^3} \mathbf{r} = \frac{B_{r1}B_{r2}}{4\pi\mu_0} \int_0^\pi \int_0^{2\pi} \int_{-\frac{L_1}{2}}^{\frac{L_1}{2}} \int_{-\frac{L_2}{2}}^{\frac{L_2}{2}} \frac{R_1 R_3 \vec{r}_{31}}{|\vec{r}_{31}|^3} d\alpha d\beta dz_1 dz_2 \quad (2-10)$$

式中  $\mu_0$  — 真空磁导率， $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7} \text{H} \cdot \text{m}^{-1}$ ；

$\mathbf{r}$  — 点 B 相对于点 A 的矢量位置。

$$\begin{aligned} \vec{r}_{31} &= \vec{e} + \vec{R}_1 - \vec{R}_3 + (z + z_2 - z_1) \vec{k} \\ &= (e \cos \theta + R_1 \cos \alpha - R_3 \cos \beta) \vec{i} + (e \sin \theta + R_1 \sin \alpha - R_3 \sin \beta) \vec{j} \\ &\quad + (z + z_1 - z_2) \vec{k} \end{aligned} \quad (2-11)$$

式中  $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$  —  $x$  轴、 $y$  轴、 $z$  轴的正向单位矢量。

径向磁化的永磁环产生的磁力由外磁环内表面 3 对内磁环内表面 1 和内磁环外表面 2 产生的磁力以及外磁环外表面 4 对内磁环内表面 1 和内磁环外表面 2 产生的磁力，一共四部分组成。

再根据力的方向不同，可以方便地写出如图 1 所示磁轴承间总的磁力  $F$  为

$$\begin{aligned} F &= F_{31} - F_{41} - F_{32} + F_{42} \\ &= \frac{B_{r1}B_{r2}}{4\pi\mu_0} \int_0^\pi \int_0^{2\pi} \int_{-\frac{L_1}{2}}^{\frac{L_1}{2}} \int_{-\frac{L_2}{2}}^{\frac{L_2}{2}} \left( \frac{R_1 R_3 \vec{r}_{31}}{|\vec{r}_{31}|^3} - \frac{R_1 R_4 \vec{r}_{41}}{|\vec{r}_{41}|^3} - \frac{R_2 R_3 \vec{r}_{32}}{|\vec{r}_{32}|^3} + \frac{R_2 R_4 \vec{r}_{42}}{|\vec{r}_{42}|^3} \right) d\alpha d\beta dz_1 dz_2 \end{aligned} \quad (2-12)$$

其中

$$\begin{aligned} \vec{r}_{ba} &= \vec{e} + \vec{R}_a - \vec{R}_b + (z + z_2 - z_1) \vec{k} \\ &= (e \cos \theta + R_a \cos \alpha - R_b \cos \beta) \vec{i} + (e \sin \theta + R_a \sin \alpha - R_b \sin \beta) \vec{j} \\ &\quad + (z + z_1 - z_2) \vec{k} \quad (a=1,2; b=3,4) \end{aligned} \quad (2-13)$$

将磁力分别向  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向投影，便可以得出磁力  $F$  在各个方向的分量

$$\begin{cases} F_x = F \cdot \vec{i} \\ F_y = F \cdot \vec{j} \\ F_z = F \cdot \vec{k} \end{cases} \quad (2-14)$$

永磁轴承径向刚度为

$$k_r = \frac{dF_r}{dr} = \frac{d\sqrt{F_x^2 + F_y^2}}{dr} \quad (2-15)$$

### 2.3.2 基于蒙特卡洛法计算磁力

对所求得的四重积分求解即可得到永磁轴承磁力。MATLAB 中自带的 Integral 函数适用于较低维度的积分，在计算多重积分时需多次嵌套，计算时间较长；quad2d 函数是用于计算二重积分的函数，计算四重积分时需构造递归表达式，随着积分维度的增加，计算复杂度呈指数级增加。四重积分的计算本身就比较耗时，递归计算可能导致更长的计算时间<sup>[68]</sup>。

蒙特卡洛法是一种基于随机抽样的数值计算方法，它适用于复杂的高维度积分问题。基本思想是通过在积分区域内生成大量的随机点，并利用这些点的函数值的平均来估计积分值<sup>[69-70]</sup>。蒙特卡洛法的优点在于它对于高维度、复杂结构的积分问题也能提供相对准确的估计。然而，它的缺点是收敛速度相对较慢，因此可能需要大量的随机点才能获得精确的估计，尤其是在高维度问题上。

对于定积分  $I = \int_D f(x) dx$

定积分  $I$  表示为某个随机变量的数学期望，为此，上述积分可改写为：

$$I = \int_D \frac{f(x)}{g(x)} g(x) dx = E \left[ \frac{f(x)}{g(x)} \right] \quad (2-16)$$

其中  $g(x)$  为概率密度函数，

$$\int_D g(x) dx = 1; \quad g(x) > 0 \quad (2-17)$$

一般取  $g(x)$  在范围  $D$  内均匀分布，即

$$g(x) = \begin{cases} \frac{1}{V_D}, & x \in D \\ 0, & \text{其他} \end{cases} \quad (2-18)$$

对于区域  $D$  上的  $n$  重积分, 从定义域  $D$  中均匀产生  $N$  个点  $(x_1^i, x_2^i, x_3^i, \dots, x_n^i)$ ,

令  $|D| = \prod_{i=1}^n (b_i - a_i)$ , 表示区域  $D$  的体积, 则  $D$  上  $n$  重积分的近似值为

$$I_2 = \frac{|D|}{N} \sum_{i=1}^n f(x_1^i, x_2^i, x_3^i, \dots, x_n^i) \quad (2-19)$$

将式 (2-19) 用于等效磁荷法中四重积分得到磁力

$$\int_{a_1}^{b_1} \int_{a_2}^{b_2} \int_{a_3}^{b_3} \int_{a_4}^{b_4} f(x_1, x_2, x_3, x_4) dx = \frac{\prod_{i=1}^4 (b_i - a_i)}{N} \sum_{i=1}^N [f(x_1^i, x_2^i, x_3^i, x_4^i)] \quad (2-20)$$

## 2.4 算例分析

### 2.4.1 方法验证

计算永磁轴承径向力和轴向力, 将蒙特卡洛法所得结果与参考文献[71]进行比较。永磁轴承相关参数见表 2-1, 内磁环为全环。图 2-6 (a) 和图 2-6 (b) 为二者对比结果, 采用蒙特卡洛法计算所得径向力、轴向力与文献中数值微分计算结果基本保持一致, 验证了蒙特卡洛法的准确性。

表 2-1 永磁轴承参数

| 参数                | 数值 | 参数                | 数值  |
|-------------------|----|-------------------|-----|
| 内永磁环内径 $R_1$ (mm) | 20 | 内永磁环高度 $L_1$ (mm) | 10  |
| 内永磁环外径 $R_2$ (mm) | 30 | 外永磁环高度 $L_2$ (mm) | 10  |
| 外永磁环内径 $R_3$ (mm) | 32 | 剩磁 $Br$ (T)       | 1.2 |
| 外永磁环外径 $R_4$ (mm) | 42 |                   |     |

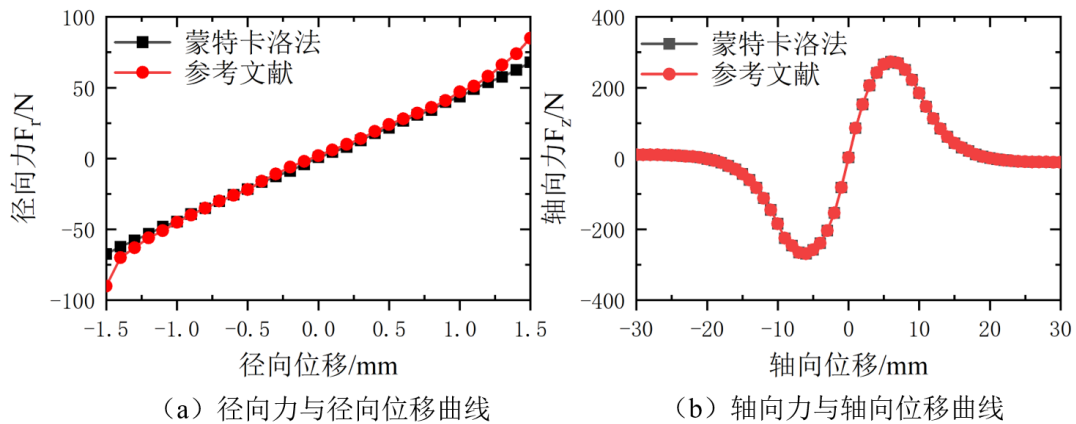


图 2-6 永磁轴承径向承载力与轴向承载力

### 2.4.2 蒙特卡洛法结果分析

为分析蒙特卡洛法计算结果，在 MATLAB 中编制了程序，采用的半定子环径向永磁轴承模型的尺寸与永磁体性能参数见表 2-2，外磁环为半环，内磁环充磁方向沿径向向外，外磁环充磁方向沿径向向内。

表 2-2 基本结构参数

| 参数                | 数值  | 参数                | 数值     |
|-------------------|-----|-------------------|--------|
| 内永磁环内径 $R_1$ (mm) | 110 | 内永磁环高度 $L_1$ (mm) | 120    |
| 内永磁环外径 $R_2$ (mm) | 135 | 外永磁环高度 $L_2$ (mm) | 120    |
| 外永磁环内径 $R_3$ (mm) | 145 | 矫顽力 $H_c$ (kA/m)  | 975    |
| 外永磁环外径 $R_4$ (mm) | 170 | 剩磁 $B_r$ (T)      | 1.3681 |

蒙特卡洛法以概率统计理论为基础,具有随机抽样的特征,为分析样本数量  $N$  对计算结果的影响,分别取  $N=10^6$ 、 $N=10^7$  和  $N=10^8$ ,得出的永磁轴承承载力随偏移距离变化如图 2-7;在偏移距离  $e=4\text{mm}$  时运行 10 次,结果如图 2-8 所示。

由图 2-7 可以看出,随着采样点数  $N$  值的增加,蒙特卡洛法的估计结果更趋于稳定,波动幅度减小,平滑性增加,这是蒙特卡洛法的一般特征。更大的抽样量使得估计更加准确,逼近真实值。由图 2-8 可以看出,随着  $N$  值的增加,多次运行的结果更加一致,即蒙特卡洛法的可重复性在抽样量足够大的情况下提高,即估计结果更加稳定。

与此同时,在另一方面, $N$  值的增加也会使得计算时间相应增加。每增加一个抽样点,都需要计算被积函数在该点的值,因此在实际工程应用中,需要权衡计算准确性和计算效率,过小的  $N$  值可能导致估计不准确,而过大的  $N$  值则可能浪费计算资源。通常,可以进行一些试验性运行,观察估计的收敛情况,以确定适当的取值。

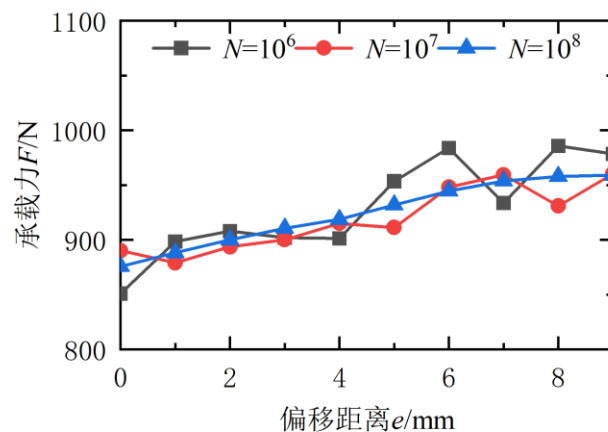


图 2-7 偏移距离对永磁轴承径向承载力的影响

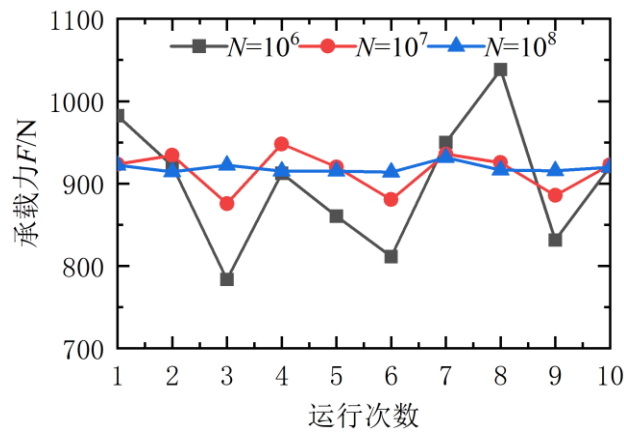


图 2-8 不同 N 值时  $e=4\text{mm}$  处的永磁轴承径向承载力

2.4.3 蒙特卡洛法与有限元仿真比较

在永磁轴承结构设计初期无具体尺寸的情况下很难进行数值模拟，因此许多学者采用比理论计算更精确的有限元仿真设计永磁轴承结构<sup>[72-74]</sup>，文献[75]的研究结果也表明有限元仿真的结果较准确。利用有限元仿真软件对设计的永磁轴承承载力进行分析，模型参数与表 2-2 一致。通过有限元分析验证蒙特卡洛法的有效性。

下面通过 Maxwell 仿真验证。

根据表 2-2 模型参数建立有限元仿真模型，进行网格划分。网格划分对有限元分析有着直接而重要的影响，它会影响到仿真结果的准确性、计算的精度以及计算效率。在进行网格划分时，过细的网格划分会增加计算的时间和资源消耗；而过于粗糙的网格可能会降低计算的准确性。因此需要根据具体情况选择合适的网格尺寸来平衡准确性和计算效率。通过设置不同的有限元单元尺寸分别对其求解，评估是否达到网格无关性，以提高仿真效率，同时保证结果的准确性，其结果如表 2-3 所示。

表 2-3 永磁轴承网格尺寸与仿真结果对比

| 参数   | 网格最大单元长度 |         |         |         |         |
|------|----------|---------|---------|---------|---------|
|      | 5 mm     | 10 mm   | 15 mm   | 20 mm   | 30 mm   |
| 单元数量 | 173091   | 39855   | 16643   | 13330   | 11497   |
| 承载力  | 1012.3N  | 1012.5N | 1016.7N | 1018.1N | 1017.2N |

由表 2-3 可知, 当网格单元尺寸较大时, 减小网格单元尺寸可以提高结果的准确性; 但当网格单元尺寸达到 10mm 时, 进一步减小网格单元尺寸并不会显著改变计算结果。综合考虑计算误差和计算时间, 可以近似认为该模型在网格尺寸 10mm 时满足网格无关性的要求, 因此仿真设计中采用网格最大单元长度为 10mm 进行网格划分, 其划分结果如图 2-9 所示, 共有 39855 单元。

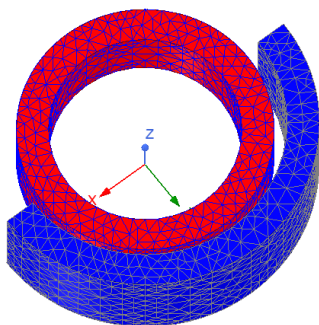


图 2-9 永磁轴承仿真模型网格划分

将蒙特卡洛法计算与有限元仿真分析得到的结果对比。永磁轴承承载力与偏移距离 (偏心角度  $\theta$  为  $90^\circ$ )、偏心角度(偏心距离为 3 mm)的关系分别如图 2-10 与图 2-11 所示。观察图可知, 在以上两种方法下, 计算结果具有相同的趋势, 承载力均随着偏移距离增大而增大, 随着偏心角度变化呈正弦变化; 蒙特卡洛法计算的理论值略小于有限元软件的仿真值, 相对误差基本保持不变, 在偏移距离 5mm 时, 误差达到最大值 14.5%。

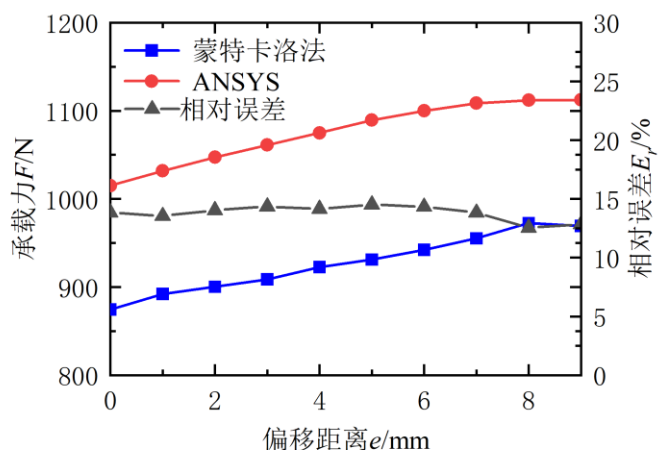


图 2-10 承载力与偏移距离之间的关系

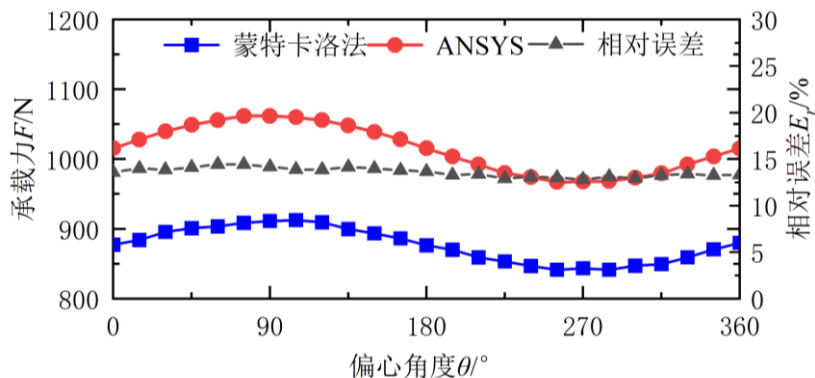


图 2-11 承载力与偏心角度之间的关系

与理论计算的方法相比,有限元法可以更准确地模拟真实的几何形状和物理特性,考虑了漏磁等因素的影响,在模拟复杂系统时更为精确。因此,对计算值进行修正以接近仿真值,考虑到承载力仿真值  $F_y$  和计算值  $F'_y$  相对误差基本保持不变,为全面地考虑各个仿真结果的贡献和影响,准确地确定修正系数,使用加权平均的方法来综合考虑多次仿真结果的影响。修正系数  $K$  根据加权确定,即

$$K = \frac{\sum F_y}{\sum F'_y} \quad (2-21)$$

将修正后的结果再次与有限元仿真分析结果对比,如图 2-12 和 2-13,修正后蒙特卡洛法与 ANSYS 仿真结果基本一致,相对误差最大时仅为 1.5%。因此,可将理论计算值作为设计永磁轴承结构初步的参考;在初步确定基本参数之后仍需要用其他更加精确的仿真方法进行计算,对数据进行验证和修正,以达到较优结构。

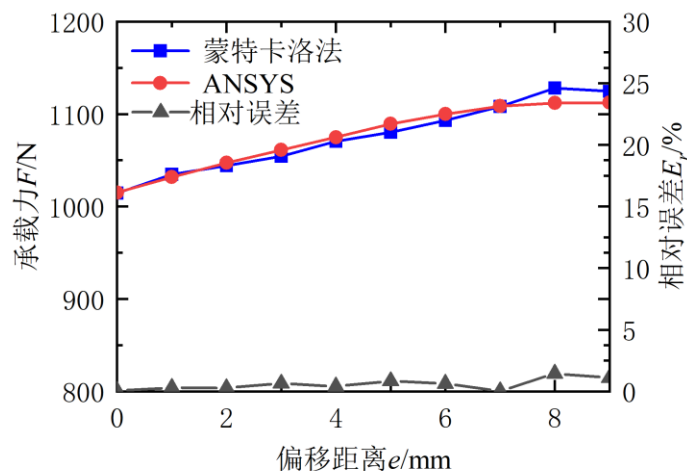


图 2-12 参数修正后承载力与偏移距离之间的关系



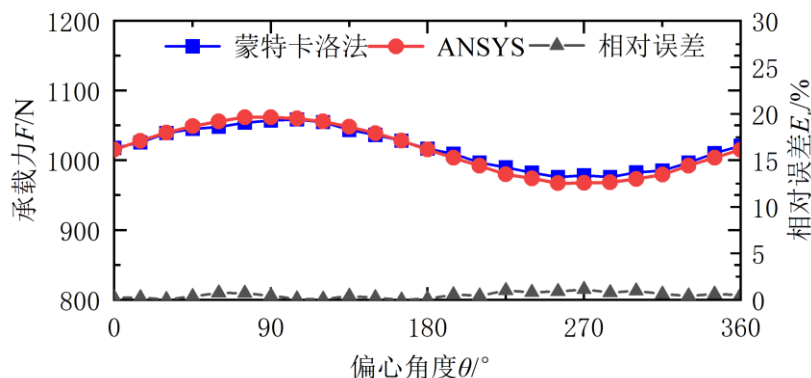


图 2-13 参数修正后承载力与偏心角度之间的关系

## 2.5 拼接永磁体形状分析

考虑到适用于离心制管机管桩模具的大型磁环制作工艺复杂、成本高昂等问题，采用将多块永磁体拼接组成磁环的解决方案。然而，由于拼接造成的磁场不均匀性，特别是在相邻磁体间隙附近磁感应强度下降较大，在离心机旋转时可能产生负面影响。为了减小磁场不均匀性对拼接式磁环悬浮力的影响，利用有限元分析软件对矩形、梯形、径向充磁扇形永磁体和平行充磁扇形永磁体拼接成的磁环进行了详细分析，以寻找合理的拼接式永磁轴承设计方案。

分别使用横截面为扇形（径向充磁）、扇形（径向充磁）、梯形和矩形的永磁体建立有限元模型。在仿真中，将永磁体划分为 20 块，考虑到相邻磁体之间存在强烈的排斥力，为了避免安装困难，设置了 3mm 的间隙。

求解模型的承载力与偏移距离的关系，结果如图 2-14。可以看出，不同形状永磁体拼接磁环的永磁轴承承载力差别很小，最大不超过 50N。

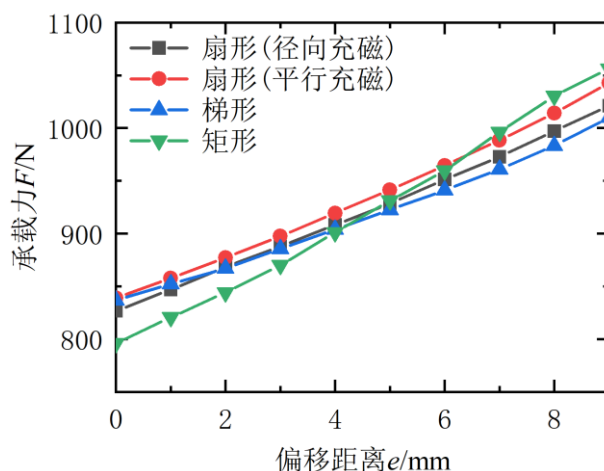


图 2-14 拼接磁环承载力与偏移距离的关系

设置内磁环转速为 600rpm，模拟离心制管机运转状态，所得到的承载力和所受扭矩结果如图 2-15 和图 2-16。由图 2-15 可得，四种拼接方式下承载力均有波动，磁环为矩形永磁体拼接时承载力最小且波动最大，稳定性最差；其余三种永磁体承载力基本一致且波动较小。由图 2-16 可得，扇形拼接时永磁体所受扭矩最小，采用梯形永磁体拼接磁环时所受扭矩次之，矩形永磁体所受扭矩较大。

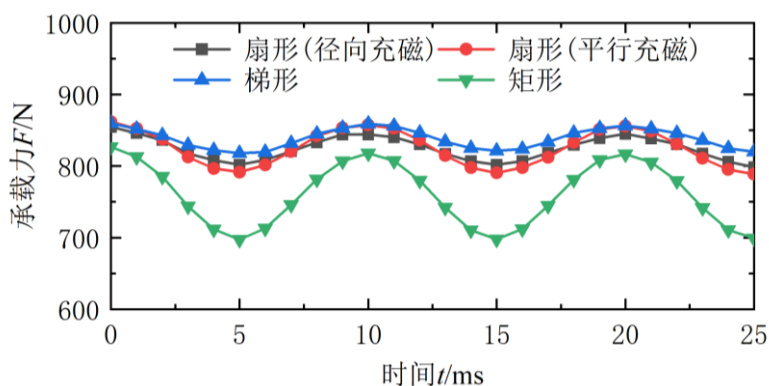


图 2-15 永磁体拼接磁环对承载力影响

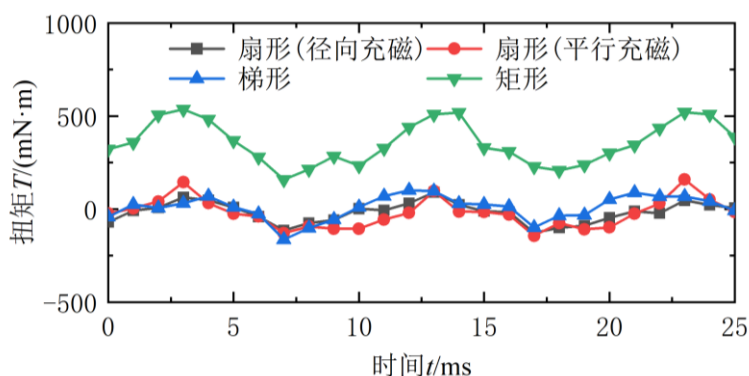


图 2-16 永磁体拼接磁环对扭矩影响

根据上述分析，综合考虑成本的情况下，选用梯形永磁体拼接磁环最为合适。

## 2.6 本章小结

本章围绕永磁轴承的设计理论进行了深入的分析和讨论。首先，根据离心制管机实际工况设计了永磁轴承结构，分析计算其受载情况。随后，基于等效磁荷法建立永磁轴承的数学模型，引入蒙特卡洛法计算磁力。在算例分析中，通过与已发表文献的比较，对蒙特卡洛法的有效性进行了验证，并对蒙特卡洛法的结果进行了详细的分析，同时还与有限元仿真进行了比较，结果基本一致。最后，本章对拼接永磁体形状进行了分析，着重探讨了不同形状对永磁轴承性能的影响。

## 第3章 离心制管机动力学模型构建及性能研究

### 3.1 引言

在离心制管机的长期运行中，管桩模具往往会出现显著的振动问题，使得设备产生较大的噪声和较高的产品报废率。这些振动问题可能源自多个方面，包括偏心质量引起的不平衡、轴承的磨损和损坏、润滑不足等。在各种因素的共同作用下，导致离心制管机在运行中出现不稳定的振动状态。托轮作为关键支承部件，它的性能是影响管桩模具振动性能的一项重要因素，经过长时间的高负荷、高转速运行，很容易发生磨损，改变其平衡状态，进而引起振动问题的产生。

本章节将离心制管机简化为空心轴与支承组成的转子系统，在对其工作原理分析的基础上，建立了支承托轮的刚度阻尼模型，应用相关振动理论建立了离心制管机振动模型，用传递矩阵法计算了模态振型、临界转速和不平衡响应等振动性能，并分析了永磁轴承对振动性能的影响。

### 3.2 离心制管机结构布局设计

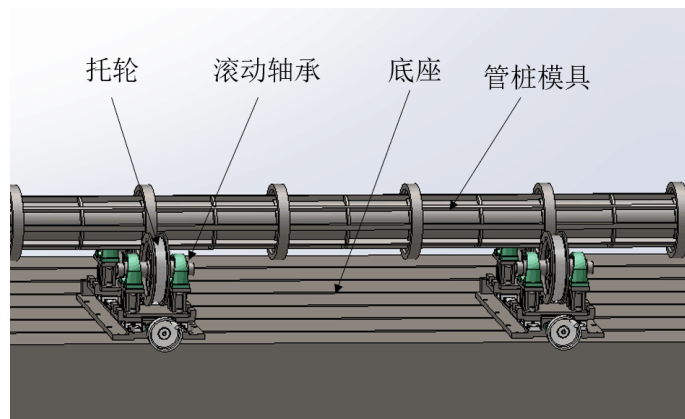


图 3-1 托轮支承离心制管机结构图

托轮支承的离心制管机结构如图 3-1 所示，两对托轮沿管桩模具轴线布置，安装于由钢材或混凝土制成的底座上，可纵横向调整。托轮将重量分担到托轮轴两端的滚动轴承。在设备工作时，可由电机带动模具旋转，或将其中一个托轮通过皮带与电机主轴相连，依靠摩擦力实现模具高速旋转。

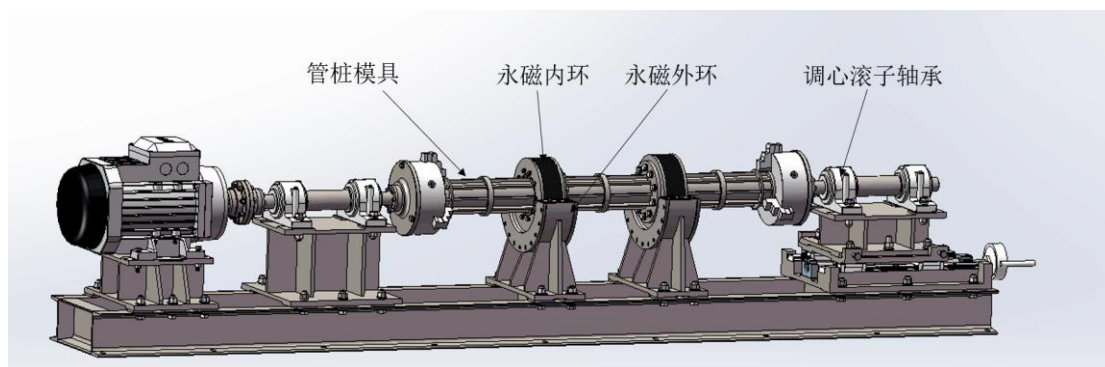


图 3-2 永磁离心制管机结构图

本文设计的永磁离心制管机结构如图 3-2 所示，使用永磁轴承代替四个托轮支撑管桩模具，通过电机带动传动轴实现高速旋转，在两端各有两个调心滚子轴承限制其轴向位移，保障离心制管机的长期稳定运行。

### 3.3 支承模型建立

#### 3.3.1 支承刚度和阻尼计算

对于永磁离心制管机支承模型，需计算永磁轴承刚度与两端调心滚子轴承刚度。永磁轴承刚度计算见第二章，调心滚子轴承刚度可根据参考文献[76]计算得出。

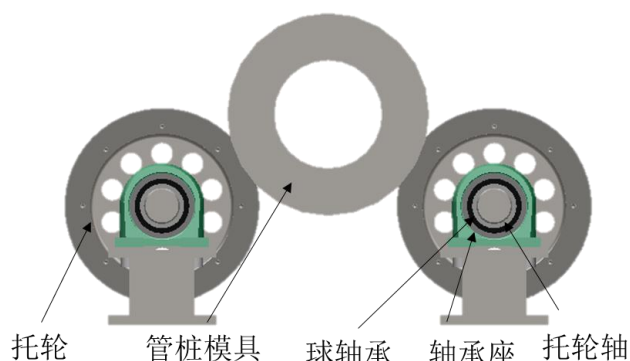


图 3-3 托轮支承

托轮支承如图 3-3 所示，托轮支承离心制管机刚度计算较为复杂。对托轮受力分析，由于托轮为对称布置，重量被均担，根据托轮之间的夹角可得管桩模具与每个托轮之间的法向力  $F$ ，进而可得到作用在每个滚动轴承上的力  $F_r$ 。

单个托轮支承的刚度和阻尼模型简化如图 3-4 所示。将单个托轮刚度视为滚动轴承刚度、托轮轴刚度、托轮与管桩模具之间的接触刚度的串联<sup>[77]</sup>，则每个托轮支承的刚度和阻尼可表示为：

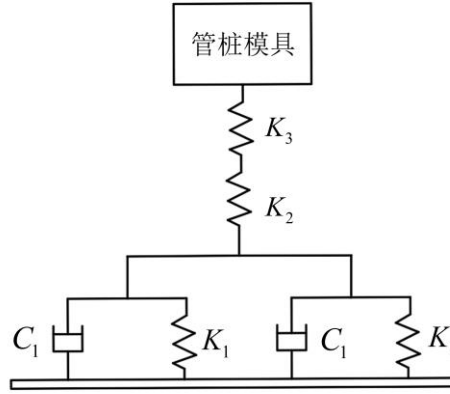


图 3-4 单个托轮支承的刚度和阻尼模型

$$\begin{cases} \frac{1}{K} = \frac{1}{2K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} \\ C = 2C_1 \end{cases} \quad (3-1)$$

其中， $K$  为单个托轮支承刚度； $K_1$  为滚动轴承支承刚度； $K_2$  为托轮轴的刚度； $K_3$  为托轮与管桩模具之间的接触刚度； $C$  为单个托轮阻尼； $C_1$  为滚动轴承阻尼。

根据参考文献[78]，由 Hertz 弹性理论及点接触滚动轴承几何关系可得，

$$K_1 = k_i (\sum \rho_i)^{1/3} + k_e (\sum \rho_e)^{1/3} \quad (3-2)$$

式中， $k_i$  和  $k_e$  为与滚动轴承内、外套圈及滚动体几何尺寸和材料等有关的系数， $\sum \rho_i$  和  $\sum \rho_e$  为内外套圈和滚动体在接触点处的主曲率总和；

由材料力学求得托轮轴变形，根据刚度的定义可得

$$K_2 = \frac{48EI}{l_0^3} \quad (3-3)$$

式中， $EI$  为托轮轴的抗弯刚度， $l_0$  为两轴承之间的间距。

管桩模具与托轮之间为线接触，一般两线接触物体间弹性趋近量计算采用近似公式或经验公式。使用 Palmgren 给出的经验公式得到托轮与管桩模具间的弹性趋近量为

$$\delta = 3.81 \left( \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)^{0.9} \frac{F^{0.9}}{l^{0.8}} \quad (3-4)$$

式中， $E_1$ 、 $E_2$ 为两接触材料的弹性模量， $\mu_1$ 、 $\mu_2$ 为材料的泊松比， $F$ 为所受载荷， $l$ 为跑轮宽度。

对于离心制管机的管桩模具与托轮，二者所用材料皆为钢制，可知其材料属性  $E_1 = E_2 = 2.06 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ ， $\mu_1 = \mu_2 = 0.3$ ，于是有

$$\delta = 3.81 \times 10^{-5} \frac{F^{0.9}}{l^{0.8}} \quad (3-5)$$

那么可以得到托轮与管桩模具间的接触刚度为

$$K_3 = \frac{\partial F}{\partial \delta} = 2.6 \times 10^4 Q^{0.1} l^{0.8} \quad (3-6)$$

将  $K_1$ 、 $K_2$ 、 $K_3$  代入式 (3-1) 即可得到单个托轮对管桩模具的支承刚度。

而离心制管机的阻尼，主要来自于滚动轴承的阻尼，可由参考文献[79]求得。

### 3.3.2 刚度和阻尼的等效

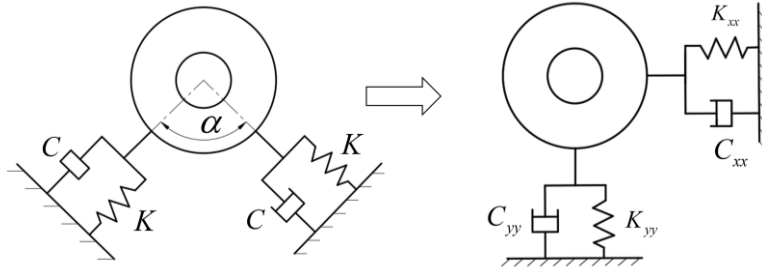


图 3-5 等效模型

将所求得的  $K$  与  $C$  等效为水平与竖直方向的  $K_{xx}$ ， $K_{yy}$ ， $C_{xx}$ ， $C_{yy}$  以方便后续计算。因同列支承中的两个托轮为对称式布置，故  $x$  和  $y$  方向耦合刚度和耦合阻尼均为零值，即  $K_{xy} = K_{yx} = 0$ ， $C_{xy} = C_{yx} = 0$ 。

可得出以下关系：

$$\begin{cases} K_{xx} = 2K \sin^2 \frac{\alpha}{2} \\ K_{yy} = 2K \cos^2 \frac{\alpha}{2} \\ K_{xy} = K_{yx} = 0 \end{cases} \quad (3-7)$$

$$\begin{cases} C_{xx} = 2C \sin^2 \frac{\alpha}{2} \\ C_{yy} = 2C \cos^2 \frac{\alpha}{2} \\ C_{xy} = C_{yx} = 0 \end{cases} \quad (3-8)$$

两托轮之间支承夹角应在  $80^\circ \sim 110^\circ$  内，以防管桩模具高速运转时跳开并减少启动阻力。在工程实践中一般选用  $90^\circ$ ，此时  $K_{xx} = K_{yy}$ ， $C_{xx} = C_{yy}$ 。

### 3.4 振动模型建立

在研究转子动力学方面，常用的方法包括传递矩阵法和有限元法。传递矩阵法适用于简化的系统，通过传递矩阵的乘积来描述系统的动态行为，对于一些较为规则的结构，这种方法计算效率高。而对于更为复杂的系统，有限元法则适用更为复杂的系统，它将结构分割成有限个小单元，通过建立微分方程组来描述系统的振动特性，可以更加准确地模拟各种结构和载荷情况下的动力学行为。

#### 3.4.1 传递矩阵法

由于托轮支承角度一般选用  $90^\circ$  左右，在  $x$  和  $y$  两方向的刚度差别较小，无相互耦合关系，即认为离心制管机系统的转子是各项同性的，且在计算临界转速和不平衡响应时可以忽略阻尼的影响以简化分析，所以本文所讨论的对象为各向同性转子<sup>[80]</sup>。

在转子动力学中，一般将转子简化为具有若干个集总质量的多自由度系统。根据简化规则，将转子系统离散为  $N$  个盘轴单元，每个单元包含等截面、不计质量的弹性轴段和带弹性支承、不计厚度的刚性薄圆盘<sup>[81]</sup>，第  $N$  个弹性轴段长度为零，如图 3-6 所示。圆盘质量为  $m_i$ ，极转动惯量  $J_{pi}$ ，直径转动惯量  $J_{di}$ ，弹性支承刚度为  $K_i$ ，弹性轴段长度为  $l_i$ ，抗弯刚度  $EI$ ，轴自转速度  $\Omega$ ，公转角速度  $\omega$ ，截面  $i$  状态向量为  $Z_i = [x \ \theta \ M \ Q]^T$ ，式中  $x$ 、 $\theta$ 、 $M$ 、 $Q$  分别为截面的线位移、角位移、弯矩和剪力， $Z_i^R$ 、 $Z_i^L$  分别为单元左右两侧状态向量。利用传递矩阵法理论推导可建立出第  $i$  个截面与第  $i+1$  个截面的状态向量关系，进而得到整体的传递矩阵。

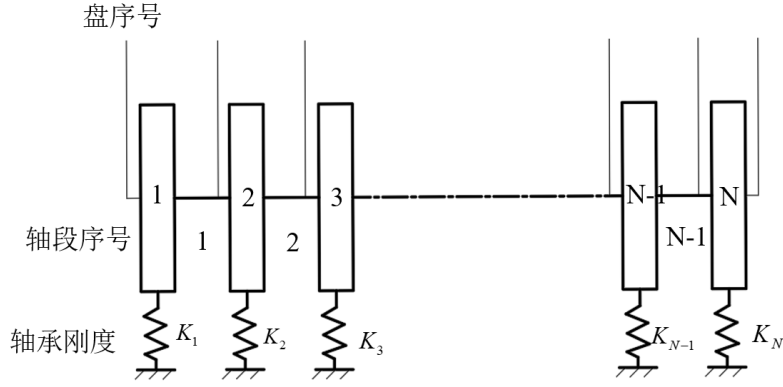


图 3-6 转子系统离散模型

对圆盘受力分析如图 3-7 所示，由图可得，第  $i$  个圆盘左右两截面的状态向量关系为

$$\begin{cases} x_i^R = x_i^L \\ \theta_i^R = \theta_i^L \\ M_i^R = M_i^L + (J_{pi} \frac{\Omega}{\omega} - J_{di}) \omega^2 \theta_i^L \\ Q_i^R = Q_i^L + (m_i \omega^2 - K_i) x_i^L + m_i r_i \Omega^2 \end{cases} \quad (3-9)$$

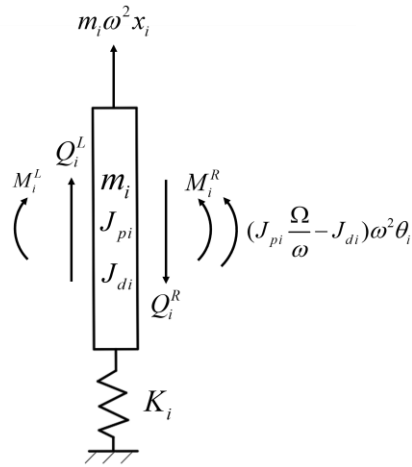


图 3-7 圆盘受力图

写成矩阵形式

$$\begin{bmatrix} x \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}_i^R = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & (J_{pi} \frac{\Omega}{\omega} - J_{di}) \omega^2 & 1 & 0 \\ m_i \omega^2 - K_i & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_i \begin{bmatrix} x \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}_i^L + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ m_i r_i \end{bmatrix}_i \Omega^2 \quad (3-10)$$

将上式简写为



$$Z_i^R = D_i Z_i^L + F_i \quad (3-11)$$

$D_i$ 即为该单元的点矩阵。

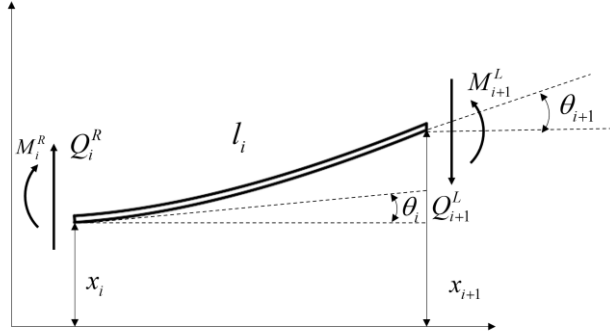


图 3-8 轴段受力图

对第  $i$  个轴段分析，列出轴段两侧的状态向量关系、几何关系方程和弯矩、剪力平衡方程。根据平衡条件及材料力学有关均匀轴的载荷与变形之间关系可得

$$\begin{cases} x_{i+1} = x_i + \theta_i l_i + \frac{M_i^R l_i^2}{2EI} + \frac{Q_i^R l_i^3}{6EI} \\ \theta_{i+1} = \theta_i + \frac{M_i^R l_i}{EI} + \frac{Q_i^R l_i^2}{2EI} \\ M_{i+1}^L = M_i^R + Q_i^R l \\ Q_{i+1}^L = Q_i^R \end{cases} \quad (3-12)$$

写成矩阵形式为

$$\begin{bmatrix} x \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}_{i+1}^L = \begin{bmatrix} 1 & l_i l_i^2 / 2EI & l_i^3 / 6EI \\ 0 & 1 & l_i / EI & l_i^2 / 2EI \\ 0 & 0 & 1 & l_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}_i^R \quad (3-13)$$

简写上式为

$$Z_{i+1}^L = B_i Z_i^R \quad (3-14)$$

$B_i$ 即为该站的场矩阵。

两矩阵合并，即可建立第  $i+1$  点与第  $i$  点状态向量之间的关系。联立上式，则有

$$Z_{i+1}^L = B_i Z_i^R = B_i D_i Z_i^L + B_i F_i = T_i Z_i^L + H_i \quad (3-15)$$

其中， $H_i = B_i F_i$ ， $T_i = B_i D_i$ 为第单元  $i$  的盘轴单元矩阵。

求解固有频率时，令  $F_i = 0$ ，则各相邻单元之间的传递关系为

$$Z_{i+1}^L = T_i Z_i^L \quad (3-16)$$

依据此传递关系可得

$$Z_n^R = Z_{n+1}^L = T_n T_{n-1} \cdots T_3 T_2 T_1 Z_1^L \quad (3-17)$$

由边界条件左自由端 (起始端)  $M_1 = 0$ ,  $Q_1 = 0$ , 右自由端 (末端截面)  $M_{n+1} = 0$ ,  $Q_{n+1} = 0$  计算可得

$$\Delta(\omega^2) = \begin{vmatrix} a_{31} & a_{32} & a_{35} & a_{36} \\ a_{41} & a_{42} & a_{45} & a_{46} \\ a_{71} & a_{72} & a_{75} & a_{76} \\ a_{81} & a_{82} & a_{85} & a_{86} \end{vmatrix} = 0 \quad (3-18)$$

求解即可得到系统的各阶临界转速。按一定步长在感兴趣的范围内选定  $\omega$ ,  $\omega + \Delta\omega$ ,  $\omega + 2\Delta\omega \dots$  为试算频率, 如果对应于相邻两试算频率的  $\Delta(\omega^2)$  异号, 则必然存在一个满足边界条件的  $\omega$  值, 也是转子的一个同步正向涡动角速度或临界转速, 在两频率之间使得  $\Delta(\omega^2) = 0$ , 使用二分法即可求得所需要的满足给定误差精度下的各阶临界转速。

求解转子振型, 只需将边界条件带入式

$$Z_n^R = Z_{n+1}^L = T_n T_{n-1} \cdots T_3 T_2 T_1 Z_1^L \quad (3-19)$$

可得

$$Q_{n+1} = (a_{41})x_1 + (a_{42})\theta_1 = 0 \quad (3-20)$$

由上式可得  $x_1$  与  $\theta_1$  之间的关系为

$$\theta_1 = -\left(\frac{a_{41}}{a_{42}}\right)x_1 \quad (3-21)$$

令  $A_i = T_i T_{i-1} \cdots T_3 T_2 T_1$ , 根据传递关系有

$$Z_{i+1} = T_i T_{i-1} \cdots T_3 T_2 T_1 Z_1 = A_i Z_1 \quad (3-22)$$

那么可以得到

$$\begin{Bmatrix} x \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{31} & a_{32} \\ a_{41} & a_{42} \end{bmatrix}_{i-1} \begin{Bmatrix} x \\ \theta \end{Bmatrix}_1 = \begin{bmatrix} a_{31} + \alpha_1 a_{32} \\ a_{41} + \alpha_1 a_{42} \end{bmatrix}_i x_1 \quad (i = 2, 3, \dots, N) \quad (3-23)$$

其中， $\alpha = -\left(\frac{a_{41}}{a_{42}}\right)$ 。

即可得到各截面  $x$  与  $\theta$  的比例解，即对应于此阶临界转速的模式振型。

依据式(2-15)的传递关系，可得起始截面与终端截面状态向量的关系为  $Z_{n+1}^L = AZ_n^L + U$ 。其中， $A$  为总的传递矩阵， $U$  为仅与不平衡量和自转速度相关的列向量。

由边界条件左自由端（起始端） $M_1 = 0$ ， $Q_1 = 0$ ，右自由端（末端截面） $M_{n+1} = 0$ ， $Q_{n+1} = 0$  计算可得  $x_1^L$ ， $\theta_1^L$  的值，将其带入上式，即可得到各站响应值。

### 3.4.2 有限元法

有限元法是将连续的系统分割成有限数量的节点和单元来求解问题的方法，将边值问题转化为一个由代数方程组组成的离散系统，通过求解这个方程组得到问题的近似解。为了高效的解决有限元问题，随着计算机技术的迅速发展，先后研发出了大量有限元软件，可以较为真实的模拟转子系统的实际运行情况，与实际运行结果较为接近。ANSYS 软件作为最为常用的有限元分析软件之一，考虑了陀螺效应的影响，可以较为真实的模拟转子系统的实际运行情况，与实际运行结果较为接近。有限元软件求解一般包含以下步骤：

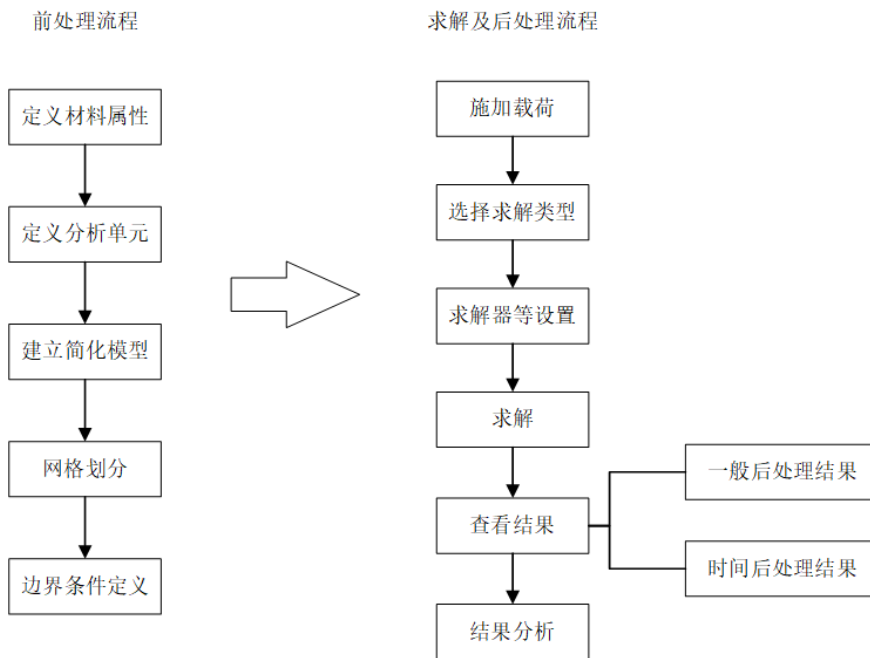


图 3-9 有限元分析流程

在有限元仿真软件中建立有限元模型、定义材料和几何特性后,进行模态分析,可得到系统的模态振型、对应的自然频率,并能够绘制出坎贝尔图。在坎贝尔图上,通常横轴表示转速,纵轴表示系统的自然频率或振动模态,临界转速通常对应于系统自然频率与转速线相交的点。这些交点表示系统在特定转速下会出现共振现象或者不稳定振动。根据坎贝尔图上的结果,可以确定系统的临界转速以及对应的振动模态。通过有限元软件可以查看和分析模态振型,了解系统在不同模态下的振动形态和振动幅值。

### 3.5 算例研究

以一台等比例缩小制造的离心制管机样机为例,分析离心制管机的振动性能。该离心制管机相关各零部件尺寸以及装配尺寸如表 3-1 所示,传动轴与支撑轴尺寸如表 3-2 所示。在生产实践中,管桩模具最大转速为 600rpm。

表 3-1 离心制管机尺寸

| 管桩长度    | 内径     | 外径     | 跑轮外径   | 跑轮间距   | 托轮轴直径 | 轴承间距   |
|---------|--------|--------|--------|--------|-------|--------|
| 2760 mm | 150 mm | 160 mm | 280 mm | 500 mm | 50 mm | 175 mm |
| 跑轮数量    | 跑轮宽度   | 跑轮端距   | 托轮直径   | 托轮宽度   | 支承夹角  |        |
| 6       | 40 mm  | 130 mm | 240 mm | 42 mm  | 90°   |        |

表 3-2 传动轴和支撑轴尺寸

| 传动轴直径 | 52 mm  | 支承轴直径 | 52 mm  |
|-------|--------|-------|--------|
| 传动轴长度 | 650 mm | 支承轴长度 | 650 mm |

根据传递矩阵法的要求,将托轮支承离心制管机管桩模具整体划分为 55 个单元,即节点数  $n=55$ ,其中托轮支承位于 13 号节点和 43 号节点。利用本章所建立的托轮支承模型的理论计算方法,可计算得到每个支承处的刚度分别为:

$$K = K_{xx} = K_{yy} = 1.66e5 \text{ N/mm}。$$

永磁离心制管机划分为 85 个单元,即节点数  $n=85$ ,其中调心滚子轴承位于节点 5、10、76、81,刚度  $K = 5.58e5 \text{ N/mm}$ ;永磁轴承位于 33 号节点和 53 号

节点，永磁轴承内环质量为  $40.7\text{kg}$ ，极转动惯量  $J_p = 5.18\text{e}5\text{kg}\cdot\text{mm}^2$ ，直径转动惯量  $J_d = 3.25\text{e}5\text{kg}\cdot\text{mm}^2$ 。

### 3.5.1 模态振型与临界转速

分别通过 MATLAB 编程计算与 ANSYS 有限元分析，以计算托轮支承离心制管机前 4 阶模态振型与临界转速。

首先在 workbench 下 Modal 模块中设置材料，然后建立托轮支承离心制管机三维模型，因模型的几何结构较为规则，采用映射方法划分网格，如图 3-10 所示。设置不同的有限元单元尺寸分别对其一阶固有频率求解，确定是否达到网格无关性，求解结果如表 3-3 所示。

表 3-3 离心制管机网格尺寸与仿真结果对比

| 参数   | 网格单元尺寸   |          |          |          |          |
|------|----------|----------|----------|----------|----------|
|      | 5 mm     | 10 mm    | 15 mm    | 20 mm    | 30 mm    |
| 单元   | 137536   | 24646    | 8736     | 4890     | 1900     |
| 固有频率 | 72.429Hz | 72.447Hz | 72.463Hz | 72.543Hz | 72.225Hz |

分析表 3-3 数据可得出以下结论：随着单元尺寸的减小，初期减小网格单元尺寸对结果有较大影响，但当单元尺寸达到  $15\text{mm}$  时，进一步细化网格并不会显著改变结果。因此，可以认为单元尺寸为  $15\text{mm}$  时满足了网格无关性的要求，可以保证结果准确性的同时提高仿真的效率。故在仿真设计中采用  $15\text{mm}$  网格单元尺寸对离心制管机模型进行网格划分，其划分结果如图 3-10 所示，计算模型网格共有 8736 单元。



图 3-10 有限元模型网格划分结果

将两种方法所得结果对比。图 3-11 与 3-12 分别为通过传递矩阵法与有限元分析软件所得到的托轮支承离心制管机前四阶模态振型，可以看出使用两种方法得到的模态振型基本一致。

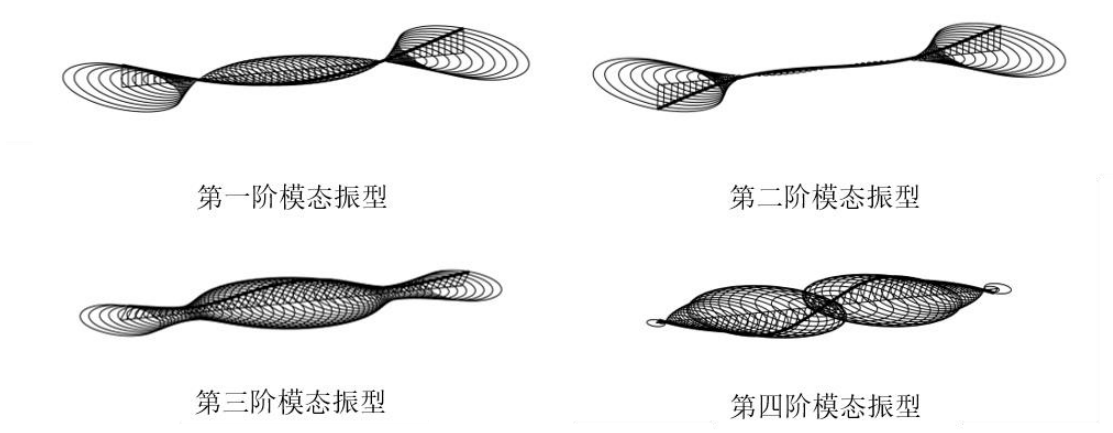


图 3-11 传递矩阵法托轮支承离心制管机前四阶模态振型

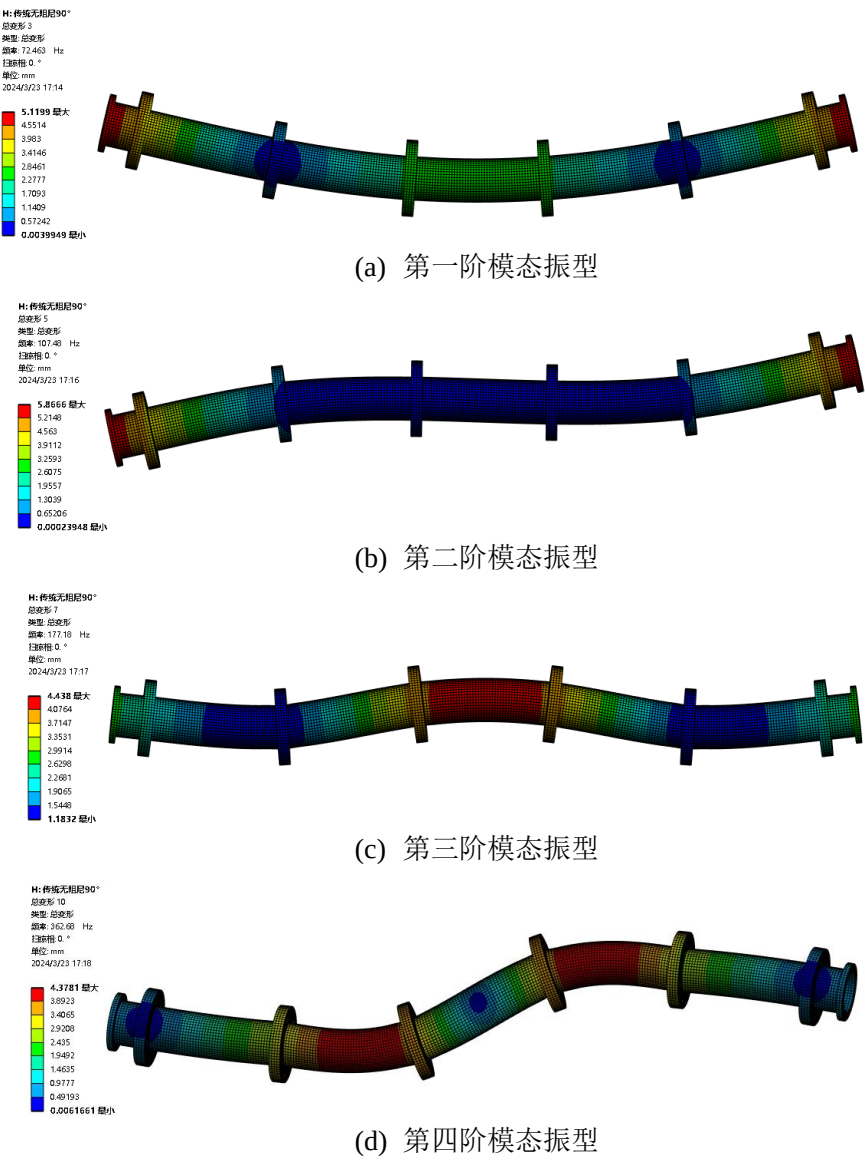


图 3-12 有限元法托轮支承离心制管机前四阶模态振型

表 3-4 为通过传递矩阵法与有限元法得到的前四阶临界转速，可以看出，在传递矩阵法下计算的临界转速与有限元仿真前四阶临界转速有一致性，但并不完全相同，最大误差出现在一阶临界转速时，误差为 3.54%，互相验证了两种分析方法的正确性与精确性。

表 3-4 传递矩阵法与有限元法托轮支承离心制管机临界转速对比

| 阶数            | 一阶/rpm | 二阶/rpm | 三阶/rpm | 四阶/rpm |
|---------------|--------|--------|--------|--------|
| 传递矩阵法(MATLAB) | 4502   | 6641   | 10679  | 22516  |
| 有限元法(ANSYS)   | 4348   | 6449   | 10630  | 21761  |
| 误差            | 3.54%  | 2.98%  | 0.46%  | 3.47%  |

传递矩阵法与有限元分析软件所得到的永磁离心制管机前四阶模态振型图分别为 3-13 与 3-14，两种方法得到的模态振型仍然基本一致。表 3-5 为通过传递矩阵法与有限元法得到的前四阶临界转速，最大误差出现在四阶临界转速时，误差为 4.87%。

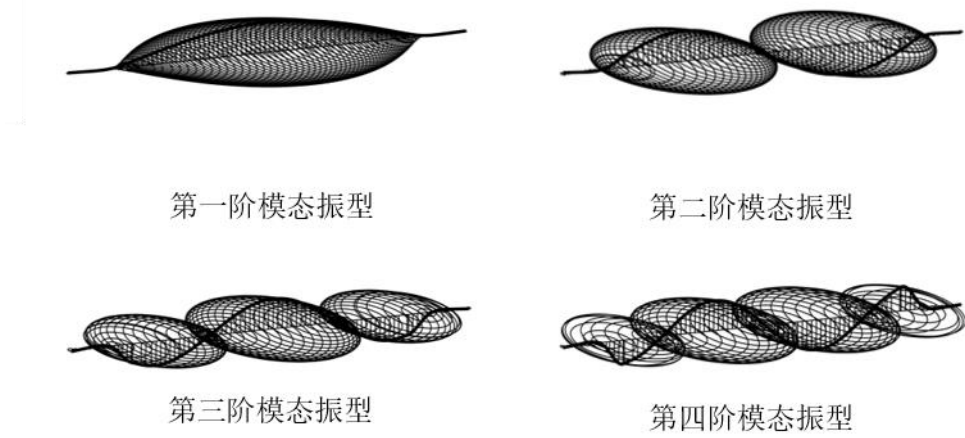
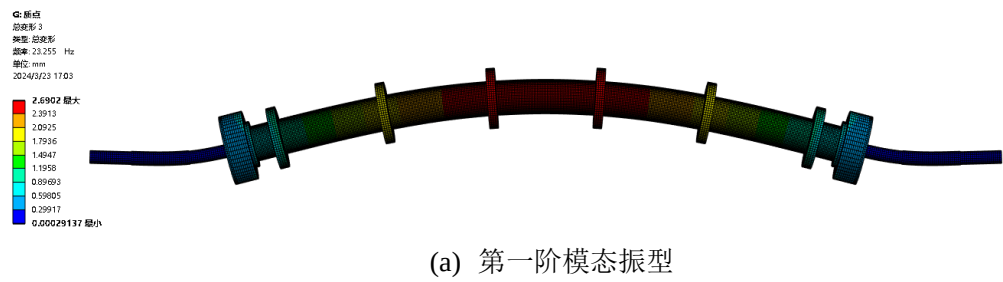


图 3-13 传递矩阵法永磁离心制管机前四阶模态振型



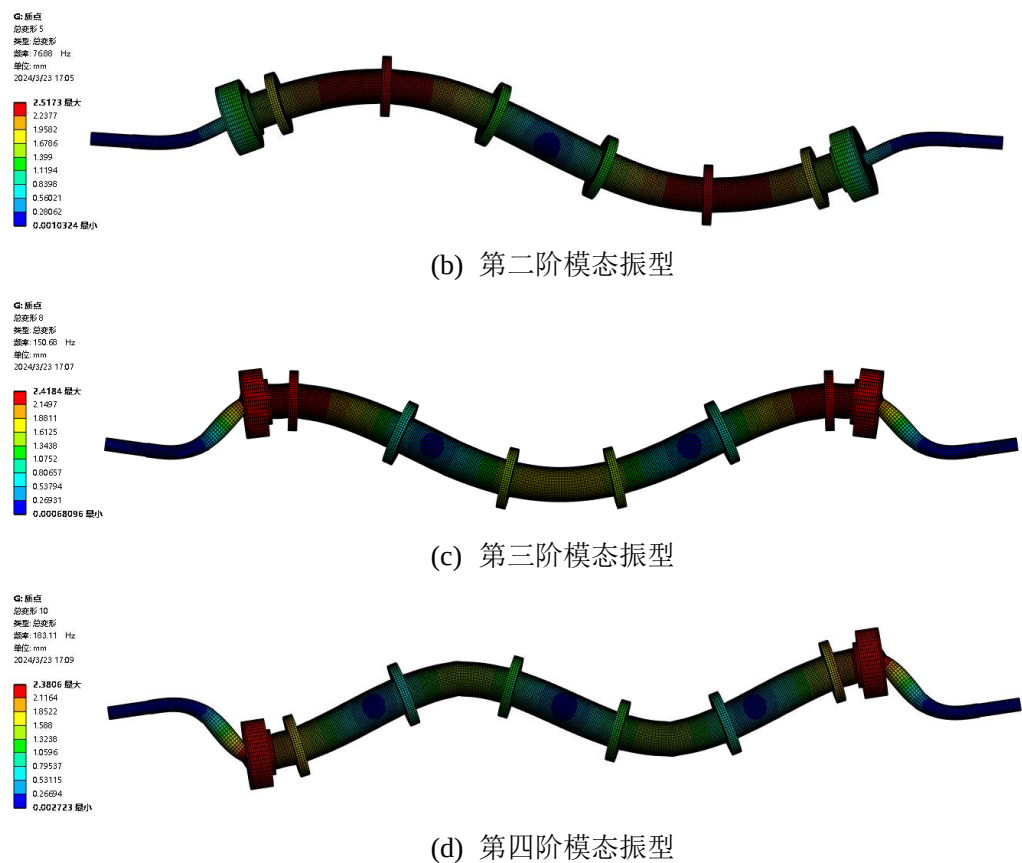


图 3-14 有限元法永磁离心制管机前四阶模态振型

表 3-5 传递矩阵法与有限元法永磁离心制管机临界转速对比

| 阶数            | 一阶/rpm | 二阶/rpm | 三阶/rpm | 四阶/rpm |
|---------------|--------|--------|--------|--------|
| 传递矩阵法(MATLAB) | 1407   | 4656   | 9277   | 11549  |
| 有限元法(ANSYS)   | 1396   | 4613   | 9041   | 10987  |
| 误差            | 0.81%  | 0.93%  | 2.55%  | 4.87%  |

对比托轮支承与永磁轴承支承的离心制管机临界转速可以看出,永磁离心制管机的各阶临界转速均低于托轮支承离心制管机,但离心制管机工作时最高转速仅 600rpm,低于托轮支承与永磁轴承支承的离心制管机一阶临界转速的 0.7,因此在工作转速下运行是安全的,不会发生共振。与有限元法相比,传递矩阵法计算速度快,更为方便,后续研究将选用传递矩阵法计算。

3.5.2 动力学性能分析

根据上文所述的关于轴承和转子系统动力学相关理论对其固有频率和不平衡响应分析。在振动力学中,物体的固有频率是系统的固有特性,取决于系统质量分布、刚度等性质。永磁轴承的刚度是永磁轴承性能的一项重要指标,永磁轴



承处于不同位置将导致系统的质量分布发生变化,从而影响系统的固有频率;系统在实际的运转过程中会遇到各种激励,既存在外部激励也存在内部激励,当这些激励作用于转子系统时,会使得转子在旋转时受到某些附加不平衡力的作用,影响离心机的正常工作。为探究永磁轴承对离心制管机振动性能的影响,在前文的基础上,探究了永磁轴承刚度、支承位置和不平衡异步力(即重力与永磁轴承承载力合力)变化对系统的固有频率与振幅变化的研究。

图 3-15 为系统偏心 1mm 下的不平衡响应曲线,在最大工作转速下的不平衡位移为 0.2946mm;在转速低于一阶临界转速时,不平衡响应曲线随着转速升高而升高,并在一阶临界转速时达到最大值;在转速高于临界转速时,不平衡响应曲线随着转速的升高而降低,降低速率随着转速升高而减缓。

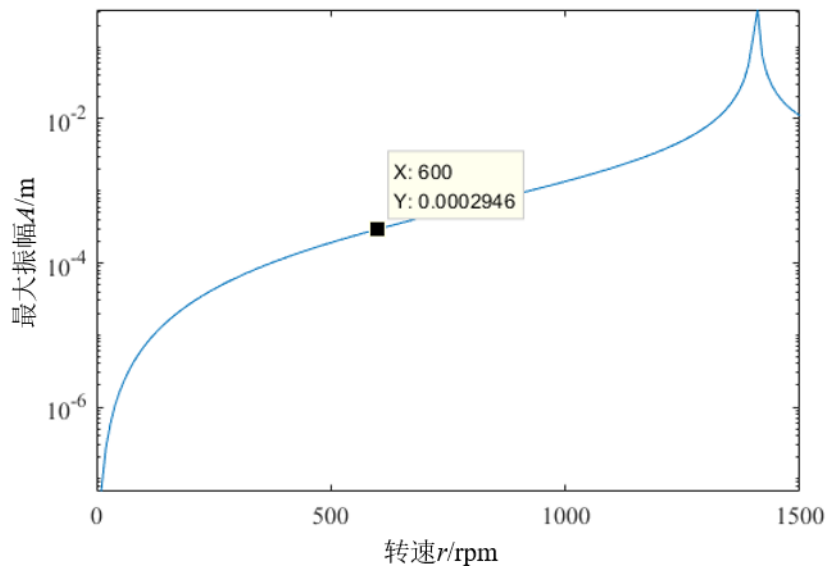


图 3-15 不平衡量影响下位移响应曲线

图 3-16 为永磁轴承刚度对固有频率的影响,由图可以看出永磁轴承刚度越大,系统的固有频率越高,这与实际情况是相符合的。但系统两端的调心滚子轴承刚度在  $10^5 \text{N/mm}$  数量级,而永磁轴承刚度在  $10^2 \text{N/mm}$  数量级,相对来说太低,因此永磁轴承刚度的变化对于整个系统的固有频率的提升很有限。从图 3-17 可以看出,系统在工作转速时的振动幅值随着永磁轴承刚度的增大而减小,但变化不明显。轴承刚度的提高意味着系统对振动的响应相对较小,因此刚度提高,系统的振动幅度降低;但是,与上文相同,由于永磁轴承刚度有限,所以幅值变化效果很小。

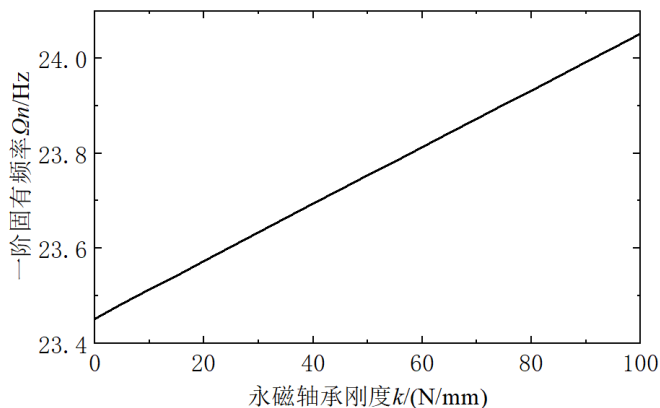


图 3-16 永磁轴承刚度对固有频率的影响

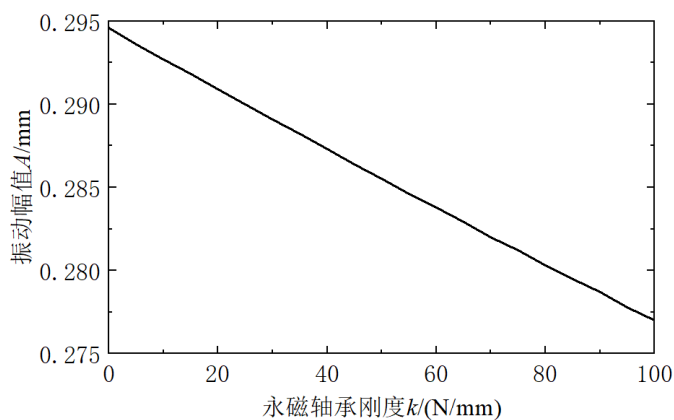


图 3-17 永磁轴承刚度对振幅的影响

由图 3-18 与图 3-19 可以看出, 随着永磁轴承间跨距的增大, 系统的固有频率提高, 而振动幅值减小。这是因为两端轴承刚度大, 意味着系统对质量的响应更为敏感, 振动的响应更小, 即系统在这个方向上的振动频率会增加, 振幅减小。因此, 在实际工作时应将永磁轴承位置向两端靠近, 来进一步提高系统的固有频率, 减小振幅。

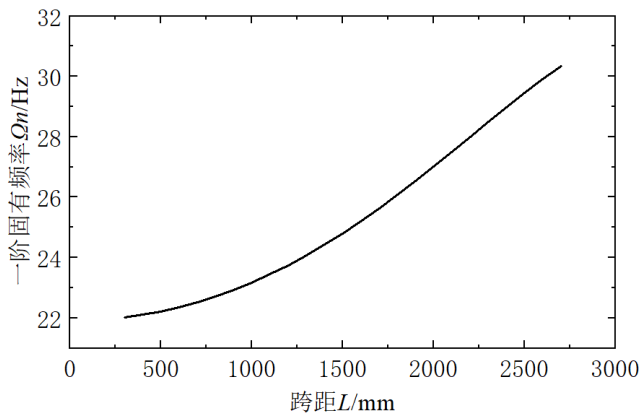


图 3-18 永磁轴承跨距对固有频率的影响

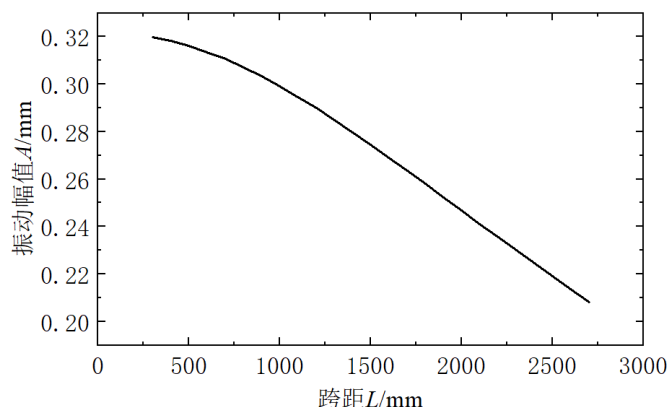


图 3-19 永磁轴承跨距对振幅的影响

物体的固有频率是系统的固有特性，取决于系统质量分布、刚度等性质，不受外力作用的影响。因此，仅考虑外力对不平衡响应的影响。重力方向竖直向下，永磁轴承承载力方向向上，相对于旋转转子方向不同步，二者的合力即不平衡异步力。探究了不平衡异步力对振幅的影响，如图 3-20 所示。可以看出随着力的增大，系统的振幅也是变大的，且效果明显。因此，平衡永磁轴承承载力与离心制管机重力，可以大幅降低系统的振幅。

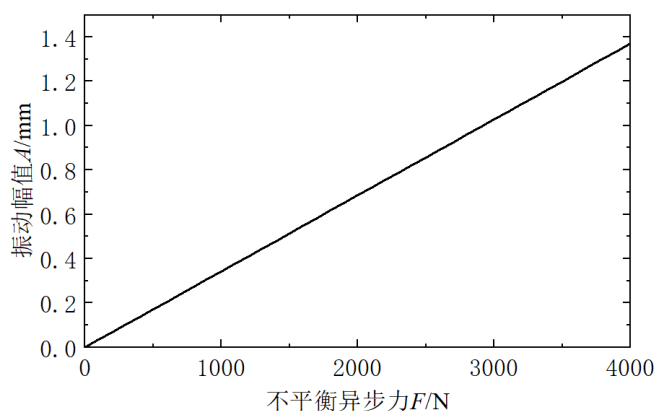


图 3-20 不平衡异步力对振幅的影响

### 3.6 本章小结

本章在对离心制管机工作原理进行分析的基础上，将其简化为空心轴与支承组成的转子系统，推导了离心制管机刚度阻尼计算模型，结合有关振动理论，使用传递矩阵法建立了离心制管机管桩模具振动模型，并与有限元法计算结果对比，前四阶段模态振型一致，固有频率误差最大 4.87%，验证了所建立模型的准确性。其次，分析了永磁轴承刚度、位置、承载力对动力学性能的影响，随着永磁轴承

刚度提高,系统固有频率提高,振幅减小,但效果很不明显;随着支承跨距增大,系统固有频率提高,振幅减小;随着不平衡异步力,即永磁轴承承载力与离心制管机重力的合力的减小,振幅减小。为后续实验样机的设计提供了参考。

## 第4章 永磁离心制管机实验分析

### 4.1 引言

在前面章节中，主要通过理论分析了永磁轴承的承载力和永磁离心制管机的振动特性，为了充分掌握实际工况下的运动情况，有必要对永磁轴承与转子系统进行试验分析。根据前文的设计，加工制造出一台永磁离心制管机样机，分别以永磁轴承与离心制管机作为研究对象，进行了多项实验，测量了永磁轴承在不同轴向偏移下的承载力，并与仿真、计算结果对比；在负载情况下，对比了使用永磁轴承和不使用永磁轴承对离心制管机相关性能的影响，全方位评价减振降噪效果。

### 4.2 永磁轴承承载力实验研究

#### 4.2.1 永磁轴承承载力测试分析

根据第三章分析可知，将离心机的支承装置托轮用永磁轴承替代，其性能直接受到永磁轴承的承载特性影响。永磁轴承承载力是永磁轴承的一项重要参数，所以有必要进行承载特性试验，验证其工作特性能否满足要求，为此设计了测试装置如图4-1所示。使用导轨滑块限制永磁轴承内环沿着导轨在竖直方向上移动；使用数显百分表来测量径向位移并将数据传至上位机；通过在承载平台上施加不同数量质量块来改变负载，质量块如图4-2。

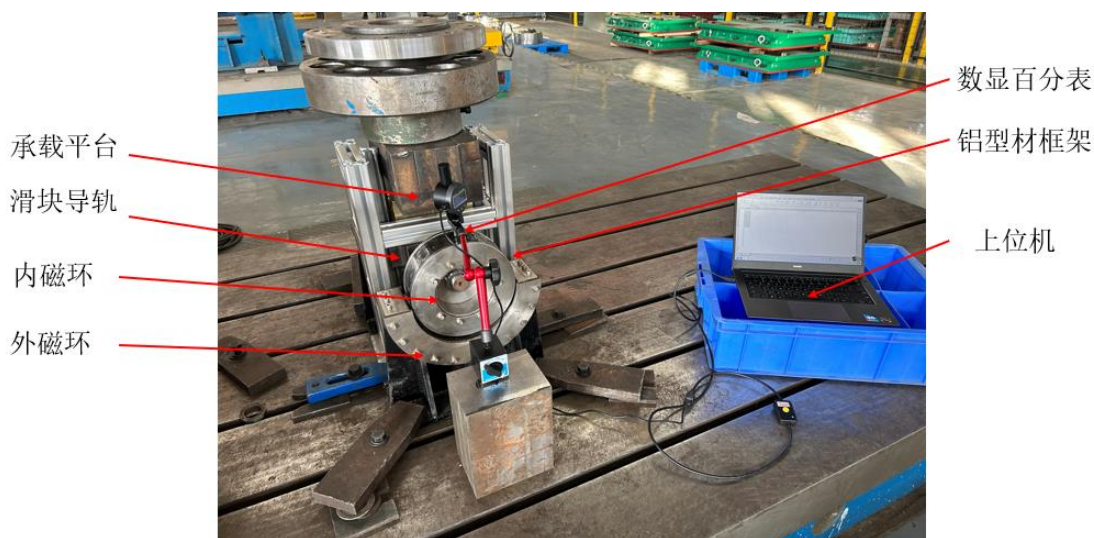


图 4-1 永磁轴承承载力测试实验装置图



图 4-2 带有编号的质量块

记录下每块质量块重量与施加质量块后百分表的数值变化,进行多次实验并取平均值以减小误差。对实验数据后处理,转化为承载力与偏移距离之间的关系,并将测试结果与蒙特卡洛法计算结果、ANSYS 仿真结果进行对比,对比结果如图 4-3 所示。

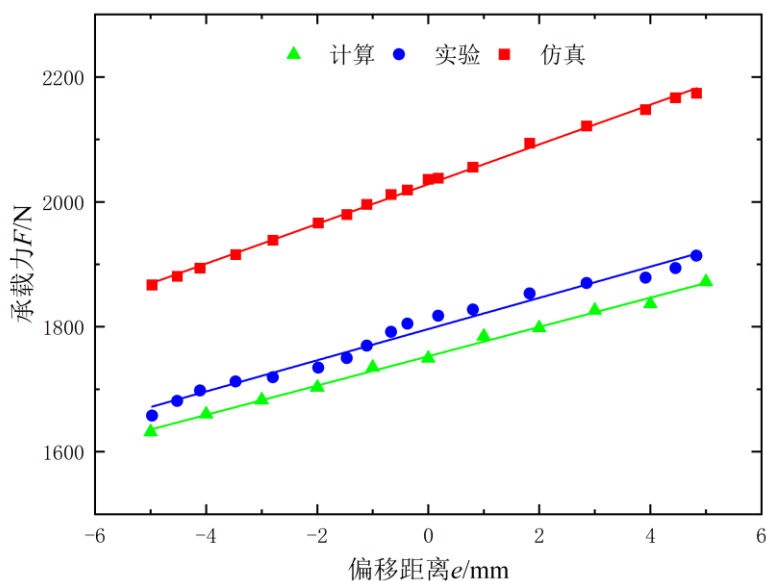


图 4-3 承载力与偏移距离之间的关系

从图 4-3 可以看出实验测得的承载力随偏移距离的变化关系与计算、仿真结果具有相同的趋势,承载力均随着偏移距离的增大而增大,但实验结果相比于仿真结果整体偏小,误差约为 12.35%;而与计算结果相接近,略微偏大,误差约为 2.94%。这一差异产生的原因可能如下:在实际加工与装配过程中,考虑到磁体间存在较大的斥力,因此在相邻磁体间预留了间隙,导致承载力变小;同时,有限元仿真分析是基于理想条件下的,加工与装配误差、磁体退磁等条件不被考

虑在内；综合以上因素，会产生仿真结果大于实验测试结果的现象。而等效磁荷法通常使用一些简化的磁路模型和假设，如均匀磁感应等，但实际永磁轴承的磁场分布可能更为复杂，特别是在考虑永磁体形状和磁场非均匀性的情况下，在较大气隙时误差也会变大；另一方面，为防止永磁体在离心过程中被离心力甩出，永磁体安装在高磁导率材料上，集中了磁感线，增强了磁力，故造成了计算结果小于实验结果的情况。此外，由于实验测试的结果与理论计算结果保持一致，验证了理论计算方法的准确性；考虑到设计余量，所设计永磁轴承满足承载要求。

#### 4.2.2 永磁轴承轴向偏移时承载力测试分析

在实际生产应用中，由于诸如加工、装配误差等多种因素的综合影响，永磁轴承内外磁环之间常常会存在一定的轴向偏移。为深入研究这种轴向偏移对永磁轴承承载力的影响，通过多次调节内外环的相对位置，系统地测试并记录其承载力的变化情况，结果绘制如图 4-4 所示。

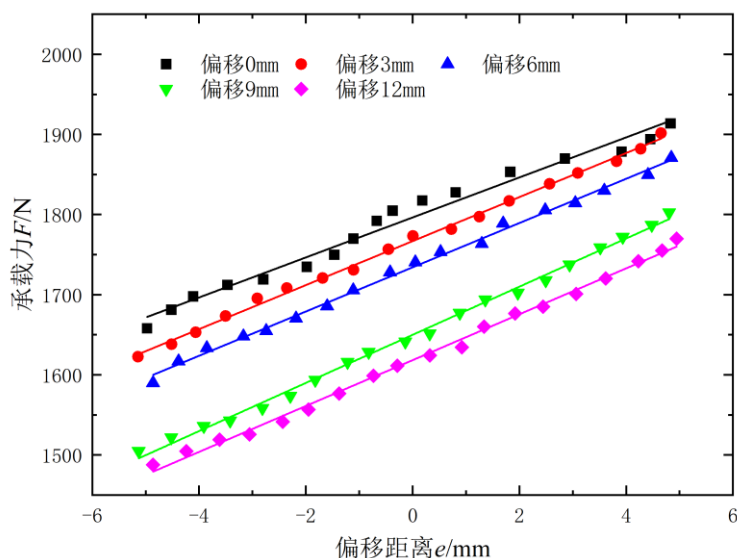


图 4-4 不同轴向偏移时承载特性曲线对比

从图 4-4 中可以看出，永磁轴承在不同轴向偏移状况下，其承载力随内外磁环径向偏移的变化趋势是一致的，基本呈线性变化；当轴向偏移距离为 0 时，即在内外磁环轴向对齐的条件下，轴承的承载能力最大；在相同径向偏移下，随着轴向偏移距离的增加，径向承载力有减小的趋势，刚度略微增大，在轴向偏移 12mm 时，径向承载力下降了 10%。基于以上所述，在进行永磁轴承装配的过程中，十分重要的是应当注意保证内外磁环轴向对齐，以提高永磁轴承的承载能力。



### 4.3 离心制管机动态性能测试

为了更全面评价永磁离心制管机性能,设计了一系列运行实验,通过对比使用永磁轴承和不使用永磁轴承对管桩模具振幅、振动速度、噪声、轴承温度的影响,衡量所设计的永磁轴承对离心制管机的减振降噪效果。试验样机的主体尺寸按照实际生产中的离心制管机等比例缩小确定,图 4-5 为试验样机实物图。实验所选用电机为三相异步电机,功率为 5.5kW,磁极对数  $p=3$ ;采用变频调节器调节电机旋转速度,转速  $n$  与频率  $f$  的关系为

$$n = 60 f / p \quad (4-1)$$



图 4-5 实验样机实物图

#### 4.3.1 管桩模具振幅测试

本试验为对比性试验,目的是为了测试永磁轴承支承对管桩模具振动量的影响。试验时分别用变频器取 10Hz、20Hz、30Hz 等频率,即模具转速对应为 200r/min、400r/min、600r/min;管桩模具的振动量利用数显百分表测得,百分表精度为 0.01mm。为方便测量,测量位置分别取管桩模具上的左、中、右三个跑轮,观察各个测点的振动量的变化规律,如图 4-6 所示,测试结果如图 4-7、4-8、4-9。

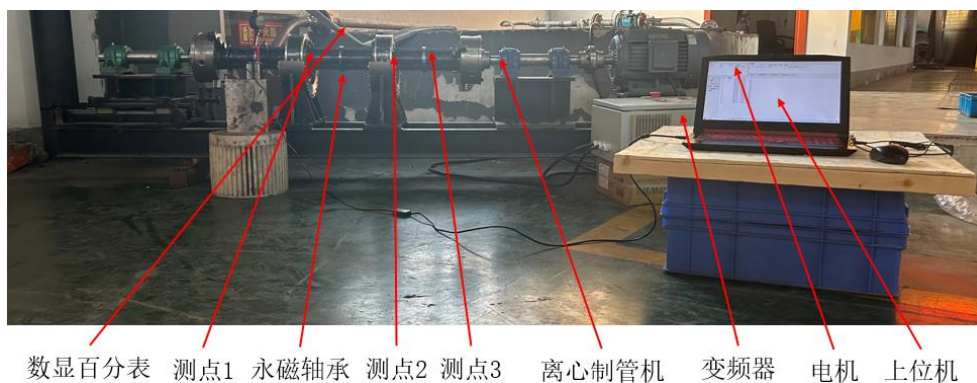
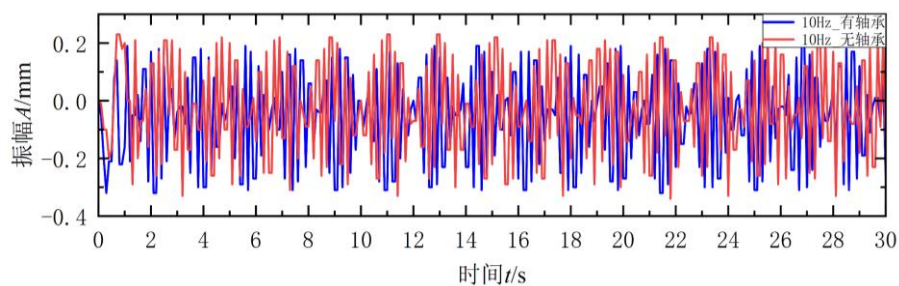
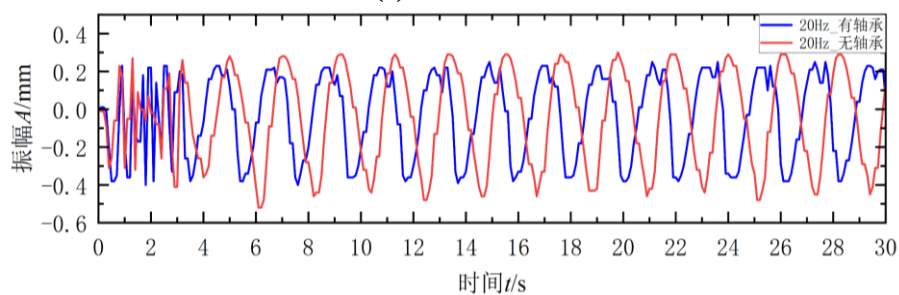


图 4-6 永磁离心制管机振幅测试

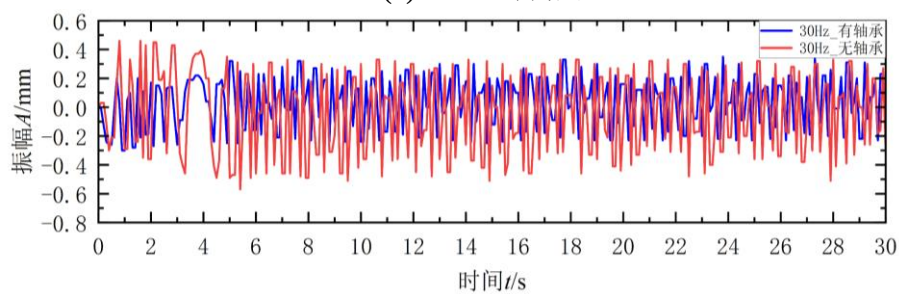




(a) 10Hz 时测点 1

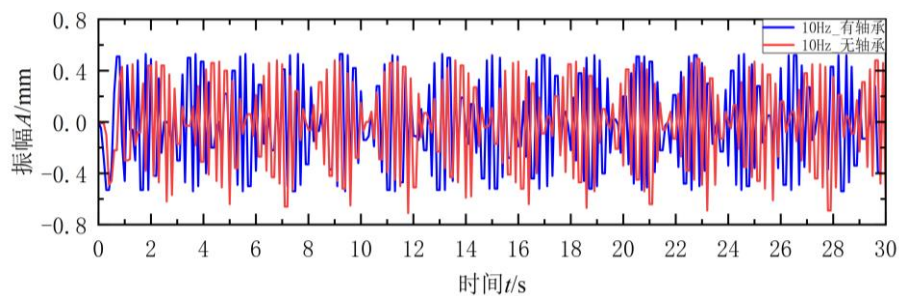


(b) 20Hz 时测点 1

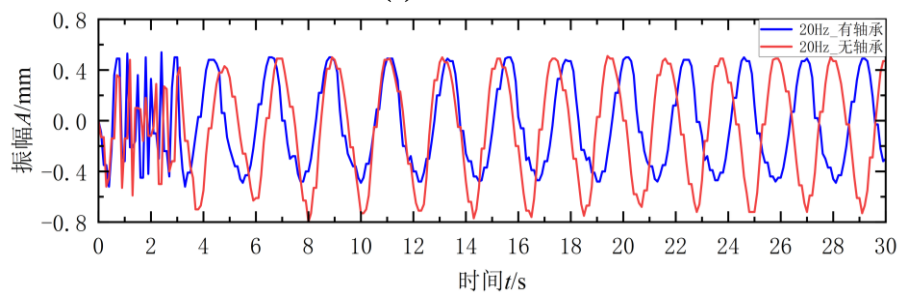


(c) 30Hz 时测点 1

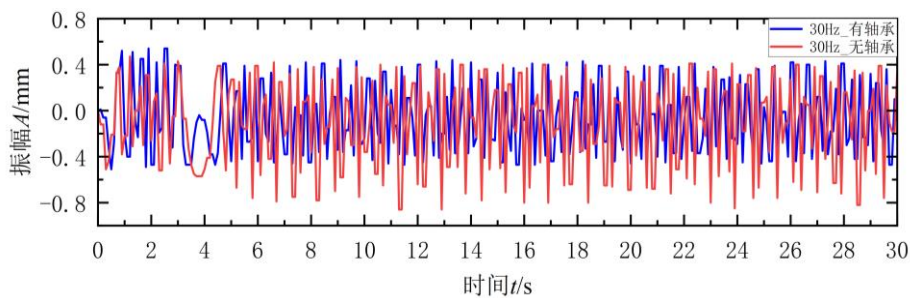
图 4-7 测点 1 振幅变化图



(a) 10Hz 时测点 2

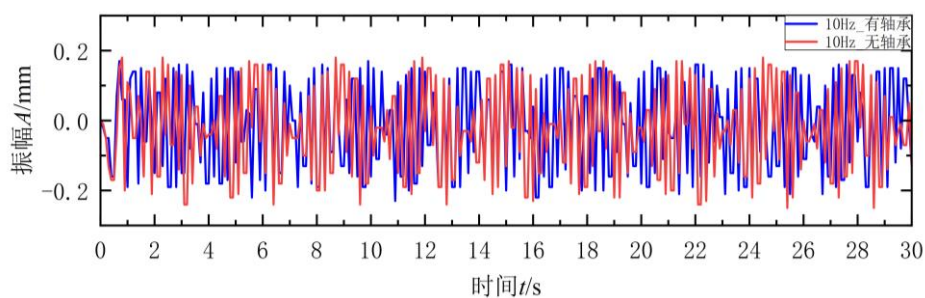


(b) 20Hz 时测点 2

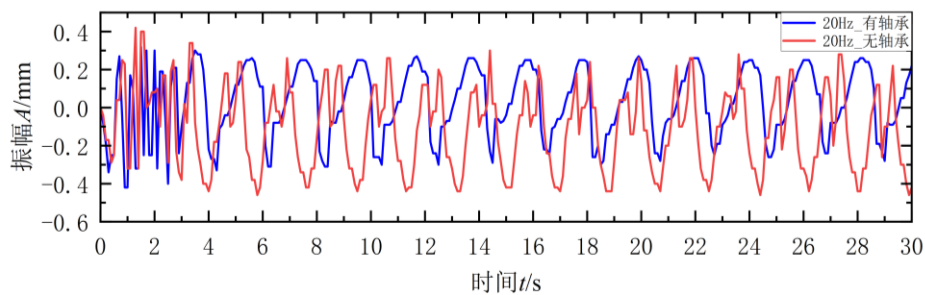


(c) 30Hz 时测点 2

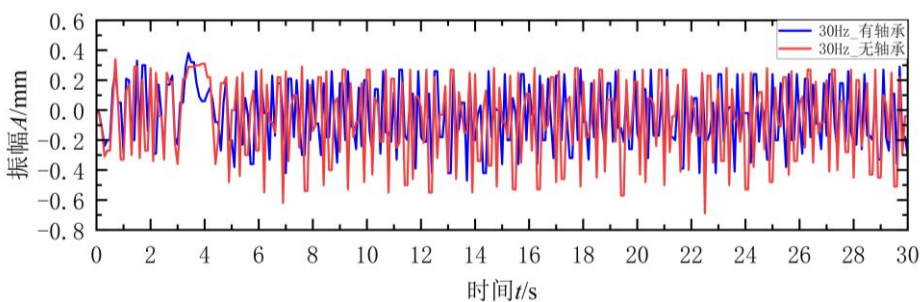
图 4-8 测点 2 振幅变化图



(a) 10Hz 时测点 3



(b) 20Hz 时测点 3



(c) 30Hz 时测点 3

图 4-9 测点 3 振幅变化图

数据处理后得到 3 个测点不同转速的振幅变化规律如图 4-7、4-8 和 4-9 所示。对其进行频域分析并记录下各条曲线的幅值，结果见表 4-1。可以看出，在低速时，各点的振动量均随着转速的增加而增大，与第三章理论计算的数值变化趋势

具有一致性；但当高速运转时，振动量反而减小，这是因为在高转速下系统内物料逐渐均匀，不平衡量减小；由于试验时影响振动的因素比理论计算考虑的因素更多，例如试验台的平稳程度、试验设备的加工精度等，因此实验振动偏大；管桩模具中部测点 2 振幅大于左右两侧测点振幅，与第三章计算振型一致；有永磁轴承的实验结果均小于无永磁轴承的实验结果振幅，最高可以使振幅减小 21.7%。

表 4-1 各测点振幅

|     | 测点 1 幅值 (mm) |       |       | 测点 2 幅值 (mm) |       |       | 测点 3 幅值 (mm) |       |       |
|-----|--------------|-------|-------|--------------|-------|-------|--------------|-------|-------|
| 频率  | 10Hz         | 20Hz  | 30Hz  | 10Hz         | 20Hz  | 30Hz  | 10Hz         | 20Hz  | 30Hz  |
| 有轴承 | 0.139        | 0.290 | 0.173 | 0.312        | 0.466 | 0.304 | 0.104        | 0.165 | 0.202 |
| 无轴承 | 0.153        | 0.345 | 0.223 | 0.322        | 0.572 | 0.332 | 0.106        | 0.211 | 0.256 |
| 差值  | 9.5%         | 16%   | 18.4% | 3.1%         | 18.5% | 8.4%  | 1.8%         | 21.7% | 20.9% |

#### 4.3.2 振动速度测试

振动速度是评估离心制管机性能和稳定性的重要指标之一。通过测量振动速度，可以了解离心制管机在运转过程中的振动水平，评估其工作状态是否在设计范围内，以及是否存在异常振动情况。在一些行业中，对于机械设备的振动水平有着相关的标准和规定，根据国标 GB19815-2021 对于离心机的振动要求，进行振动速度测试。

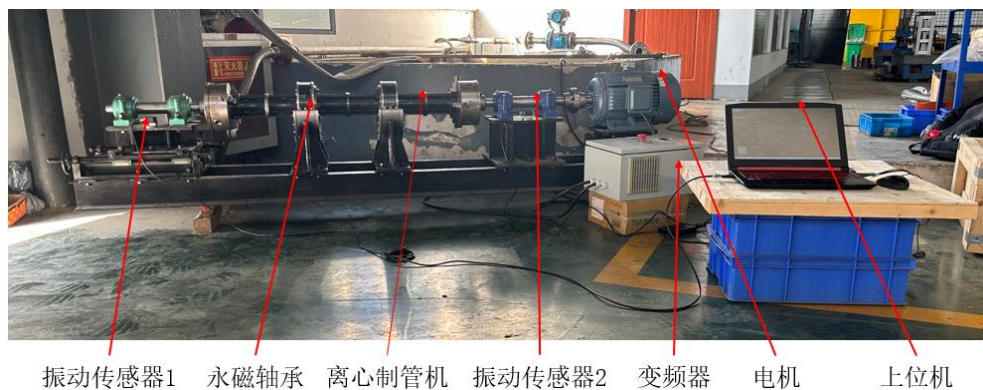


图 4-10 永磁离心制管机振动速度测试

离心制管机振动测量系统如图 4-10 所示，测量点为 2 个，测试点分别位于传动端与支承端调心滚子轴承底座上，使用振动监测传感器测量振动速度，取水平方向为  $x$  方向，轴向为  $y$  向，垂直方向为  $z$  向，两个测量点同时测量各个方向的振动速度。对有永磁轴承与无永磁轴承两种情况振动速度提取与分析，为排除偶然误差影响，测试时间取 60s，将稳定后的振动速度取平均值见表 4-2。部分图像如图 4-11、4-12 所示。

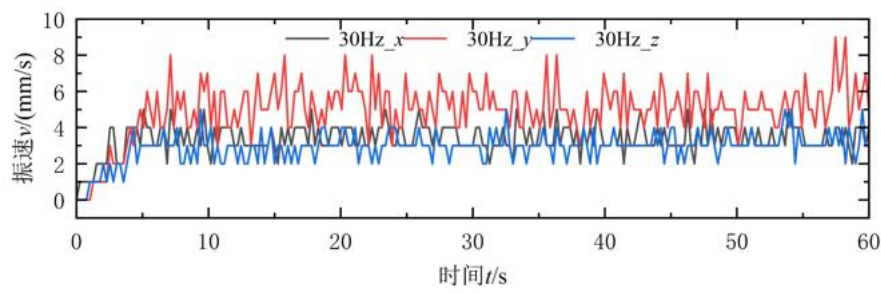


图 4-11 有永磁轴承时 30Hz 传动端各方向振动速度

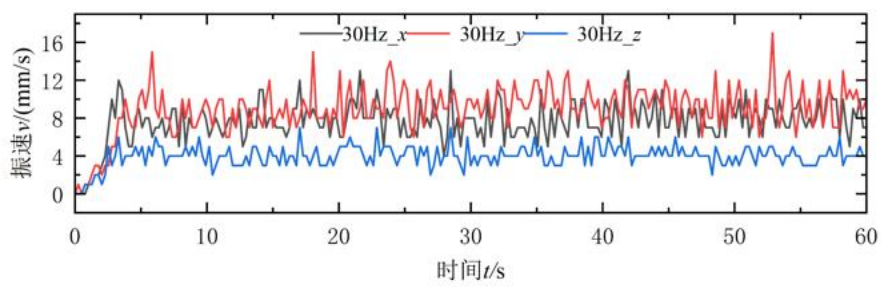


图 4-12 无永磁轴承时 30Hz 传动端各方向振速

表 4-2 传动端振动速度

| 10Hz 振动速度 (mm/s) |       |       |        | 20Hz 振动速度 (mm/s) |       |       | 30Hz 振动速度 (mm/s) |       |       |
|------------------|-------|-------|--------|------------------|-------|-------|------------------|-------|-------|
| 方向               | x     | y     | z      | x                | y     | z     | x                | y     | z     |
| 有轴承              | 0.282 | 0.017 | 0.938  | 2.237            | 2.090 | 1.907 | 3.514            | 5.299 | 3.090 |
| 无轴承              | 0.847 | 1.158 | 0.576  | 7.231            | 4.808 | 2.333 | 7.977            | 9.542 | 4.136 |
| 差值               | 66.7% | 98.5% | -62.7% | 69.1%            | 56.5% | 18.2% | 55.9%            | 44.5% | 25.3% |

表 4-3 支撑端振动速度

| 10Hz 振动速度 (mm/s) |       |        |         | 20Hz 振动速度 (mm/s) |       |       | 30Hz 振动速度 (mm/s) |       |       |
|------------------|-------|--------|---------|------------------|-------|-------|------------------|-------|-------|
| 方向               | x     | y      | z       | x                | y     | z     | x                | y     | z     |
| 有轴承              | 0.870 | 0.107  | 1.006   | 3.333            | 1.780 | 2.220 | 3.644            | 4.859 | 2.141 |
| 无轴承              | 0.977 | 0.096  | 0.492   | 8.780            | 2.362 | 4.085 | 6.751            | 6.927 | 4.407 |
| 差值               | 11.0% | -11.8% | -104.6% | 62.0%            | 24.6% | 45.6% | 46.0%            | 29.9% | 51.4% |

由表可知，传动端与支撑端各个方向振动速度基本随转速增大而增大；在 10Hz 时，整体振动都很小，此时会发生一些有永磁轴承振动速度大于无永磁轴承振动速度的情况，这是因为在低速时容易发生物料分布不均匀的情况，导致振动增大；在高速情况下，有永磁轴承的振动速度显著小于无永磁轴承振动速度，在 20Hz 时，在水平方向振动速度降低了高达 69.1%，其他各个方向均有不同程度的降低，最低有 18% 的降低振动速度效果。由以上数据可以得出，在高速运转时，永磁轴承能够大幅降低振动速度，使运行更稳定。



4.3.3 噪声测试

离心制管机在工作过程中会产生很大的噪声，带来巨大的环境噪声污染，噪声高达 90dB，会影响人的听力与身体健康。这些噪声来源于方方面面，包括机械噪声、电机运转噪声等。其中机械噪声的主要来源是托轮长时间运转磨损与管桩模具之间产生噪声。根据国标 GB19815-2021，离心机产生的噪声应符合产品标准的要求，本文按照 GB/T 10894-2004 噪声测试方法，使用分贝仪对离心制管机不同转速下的噪声进行了测试。

噪声测试在安静的环境中进行测量，在整个测量环境中，离心制管机工作时各测点测得的噪声与背景噪之差不小于 6 dB。因离心制管机特性距离  $d_0$  大于 1 m，选用矩形六面体测量表面，如图 4-13 所示，表 4-4 为各个测点位置。特性距离  $d_0$  计算公式为

$$d_0 = \left[ (0.5L_1)^2 + (0.5L_2)^2 + L_3^2 \right]^{1/2}$$

(4-2)

其中  $L_1$ 、 $L_2$ 、 $L_3$  为离心制管机的长、宽、高，单位为米 (m)。

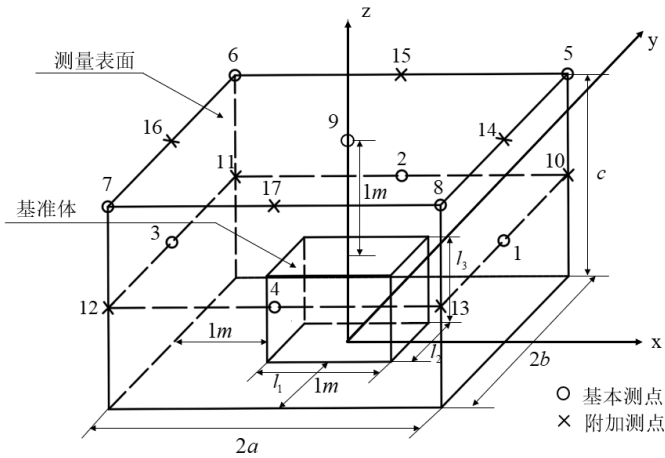


图 4-13 矩形六面体测量面

表 4-4 各测点位置

| 测点号 | X    | Y    | Z    | 测点号 | X    | Y    | Z    |
|-----|------|------|------|-----|------|------|------|
| 1   | $a$  | 0    | 0.5c | 10  | $a$  | $b$  | 0.5c |
| 2   | 0    | $b$  |      | 11  | $-a$ |      |      |
| 3   | $-a$ | 0    |      | 12  |      | $-b$ |      |
| 4   | 0    | $-b$ |      | 13  | $a$  |      |      |
| 5   | $a$  | $b$  | c    | 14  |      | 0    | 0    |
| 6   | $-a$ | $b$  |      | 15  | $0$  | $b$  |      |
| 7   |      | $-b$ |      | 16  | $-a$ | 0    |      |
| 8   | $a$  |      |      | 17  | 0    | $-b$ |      |
| 9   | 0    | 0    |      |     |      |      |      |

由于测得噪声与背景噪声之差大于 10，所需减去修正值为 0。测得各测点噪声数据后计算测量表面平均噪声，计算公式为

$$\overline{L_p} = 10 \lg \left( \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{0.1L_{pi}} \right) \quad (4-3)$$

式中：

$\overline{L_p}$  为测量表面平均 A 计权噪声，单位为分贝（dB）；

$L_{pi}$  为对背景噪声修正后的第  $i$  点 A 计权噪声，单位为分贝（dB）；

$N$  为测点总数。

测试结果见表 4-5 所示。可以看出随着转速上升，噪声逐渐增大，这是因为电机在高速旋转会引起空气和结构的振动，产生噪音；有永磁轴承时噪声低于无永磁轴承时，原因是不使用永磁轴承支承时，振动较大，导致轴承振动，进而产生噪音；在低速时噪声降低了 4.88%，而在高速时只降低了 1.89%，这是由于在高速运转时噪声的主要来源为电机，使用永磁轴承只能减少机械噪声，因此效果会减弱。

表 4-5 噪声测试

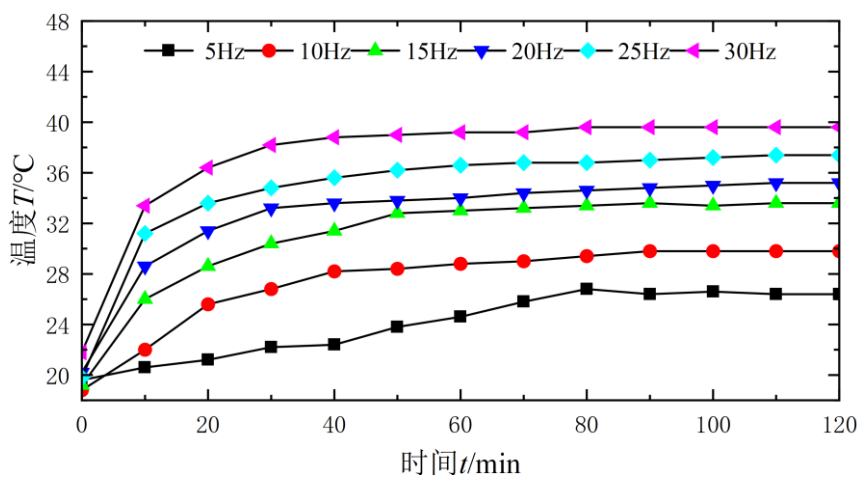
|       | 10Hz    | 20Hz    | 30Hz    |
|-------|---------|---------|---------|
| 有永磁轴承 | 55.0496 | 64.7115 | 72.6121 |
| 无永磁轴承 | 57.8745 | 66.9874 | 74.0121 |
| 差值    | 4.88%   | 3.40%   | 1.89%   |

#### 4.3.4 轴承温度测试

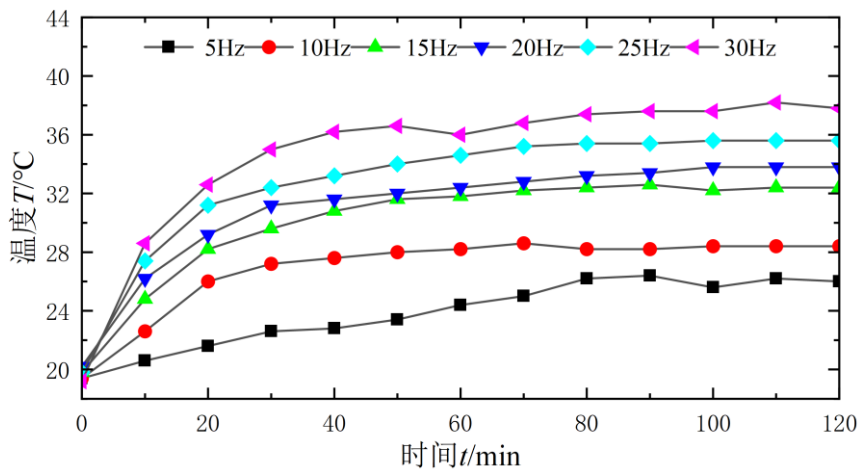
在离心制管机工作过程中，轴承是承受重要负荷的关键组件之一。轴承的正常运行对于设备的性能和寿命至关重要。然而，由于离心制管机的高速旋转和长时间运行，轴承在工作时会受到较大的机械负荷和摩擦，这可能导致轴承温度升高。当轴承温度升高时，可能会产生一系列的不良影响。首先，高温可能导致润滑剂的失效，使得轴承在工作中缺乏足够的润滑，进而增加摩擦和磨损。其次，轴承在高温下可能发生热膨胀，导致轴承零部件的尺寸变化，进而影响设备的精度和稳定性。另外，过高的轴承温度也可能引发轴承的早期损坏和故障，对整个离心制管机的正常运行造成严重威胁。

分别对不同转速下使用永磁轴承和不使用永磁轴承的离心制管机运行状态下的轴承温度测试，探究对其温度的影响。使用工业用红外测温枪测量轴承处温

度，测试间隔为 10min，总测量时长 120min，将各个转速下离心过程中的前后轴承对应的温度进行统计，结果如图 4-14、4-15。

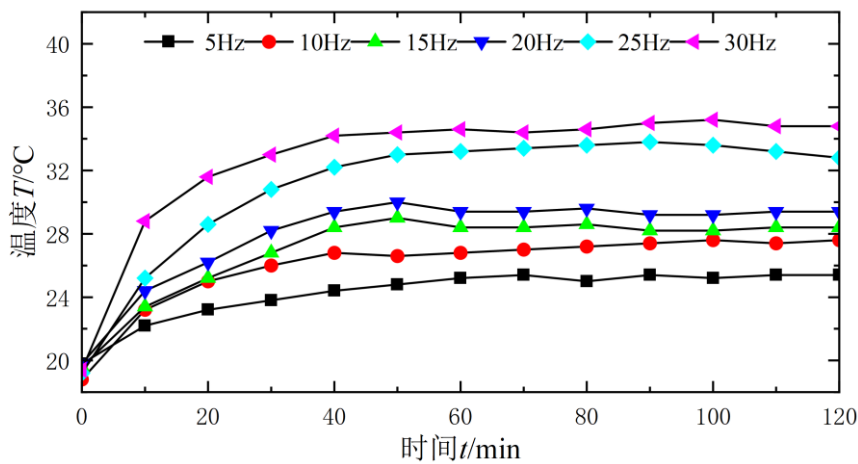


(a) 无永磁轴承时传动端轴承温度

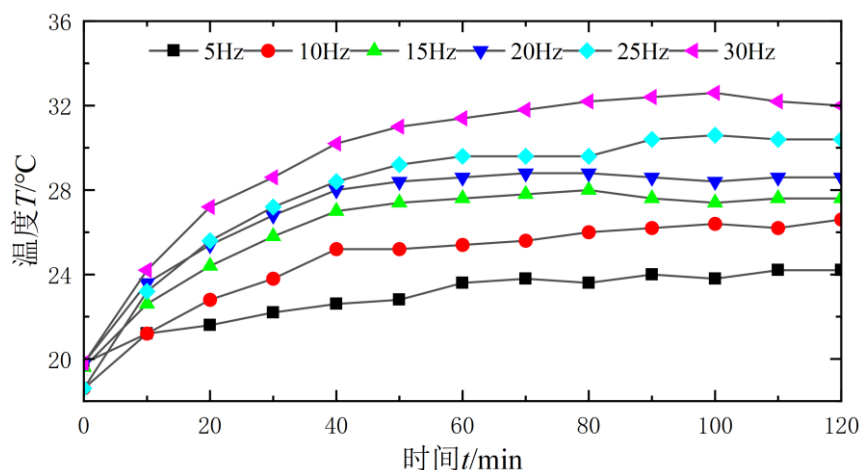


(b) 无永磁轴承时支撑端轴承温度

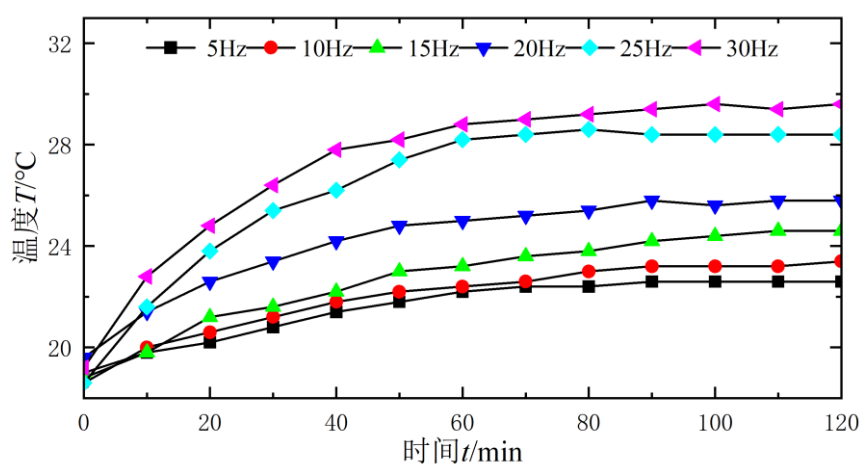
图 4-14 无永磁轴承时轴承温度



(a) 有永磁轴承时传动端轴承温度



(b) 有永磁轴承时支撑端轴承温度



(c) 永磁轴承温度

图 4-15 有永磁轴承时轴承温度

从图中可以看出,在离心过程中温度呈现逐渐增加的趋势,尤其是在前期有显著温升,后期增幅逐渐减小,不使用永磁轴承支承时轴承处温度明显高于使用永磁轴承时轴承处温度,在 30Hz 时温度相差 20%,主要是由于永磁轴承承受了主要负载,使得滚子轴承处摩擦减小,升温缓慢;永磁轴承温度逐渐升高是因为在运行中导体切割磁感线,在导体处产生涡流,故永磁轴承温度上升。永磁轴承工作中温度不超过 30℃,远低于退磁温度,故满足使用要求。

#### 4.4 本章小结

本章首先根据前文设计加工出离心制管机样机,主要对永磁轴承及离心制管机的性能进行了实验研究,着重考察了永磁轴承的径向承载力特性以及离心制管机在负载运行状态下的振幅、振动速度、噪声与温度。对永磁轴承的承载力进行



了详细的实验研究，实验结果表明，理论计算结果与实验结果基本一致，随着轴向偏移的增大，永磁轴承的径向力减小；在进行永磁轴承装配的过程中，重要的是应当注意保证内外磁环轴向对齐，以提高永磁轴承的承载能力；使用永磁轴承支承后，振幅、振动速度、噪声以及轴承温度均有不同程度的降低，满足使用要求，为评估离心制管机的整体性能提供了全面的数据支持。

## 第 5 章 永磁轴承结构优化设计

### 5.1 引言

根据前文动力学分析与实验验证,永磁轴承的承载力与刚度对离心制管机性能有不同程度的影响。因此,将着重对永磁轴承承载力与刚度进行优化。结合有限元仿真软件的广泛使用及其高效、高精度的计算特点,本章采用有限元仿真软件 Maxwell 对永磁轴承的各结构参数进行分析与优化,研究各结构参数对永磁轴承承载力与刚度的影响规律,并对永磁轴承结构进行响应面优化,确定内外磁环的最佳配置形式。

### 5.2 单因素影响分析

永磁轴承承载性能与磁环的结构参数和尺寸参数密切相关。从第二章等效磁荷法推导磁力结果可知,永磁轴承承载特性不仅受永磁材料性能直接影响,还与磁环的径向厚度  $h$ 、轴向长度  $l$ 、气隙  $g$  和内环内径  $r$  等密切相关,各项尺寸参数如图 5-1 所示,  $e$ 、 $x_0$  分别为磁环间的径向、轴向偏移距离。稀土永磁材料矫顽力大,磁能积高,因此本文永磁体选用材料为高性能永磁体 N48H,剩余磁感应强度  $B_r = 1.3681\text{T}$ ,矫顽力  $H_c = 1055\text{ kA/m}$ ,最大磁能积  $(BH)_{\max} = 364.46\text{ kJ/m}^3$ 。

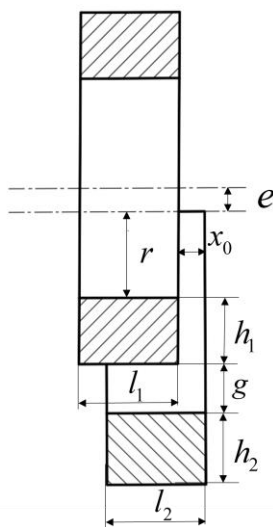


图 5-1 永磁轴承几何参数

为探究各项尺寸参数对永磁轴承承载特性的影响,分别对内外磁环径向厚度 $h$ 、内外磁环轴向长度 $l$ 、气隙 $g$ 和内环内径 $r$ 等参数对永磁轴承承载力和刚度的影响进行仿真分析。

### 5.2.1 内外磁环轴向长度不同的影响

当永磁轴承内、外磁环轴向长度 $l_1$ 、 $l_2$ 不同时,保持径向厚度 $h_1=h_2=25\text{mm}$ ,将气隙 $g$ 、内环内径 $r$ 与径向厚度 $h$ 的值保持不变,取内环轴向长度 $l_1$ 为 $60\text{mm}$ , $r=75\text{mm}$ , $g=10\text{mm}$ ,将永磁轴承外环轴向长度 $l_2$ 作为计算分析的变量,永磁轴承的承载力与刚度随外环轴向长度 $l_2$ 的变化曲线如图 5-2 所示。

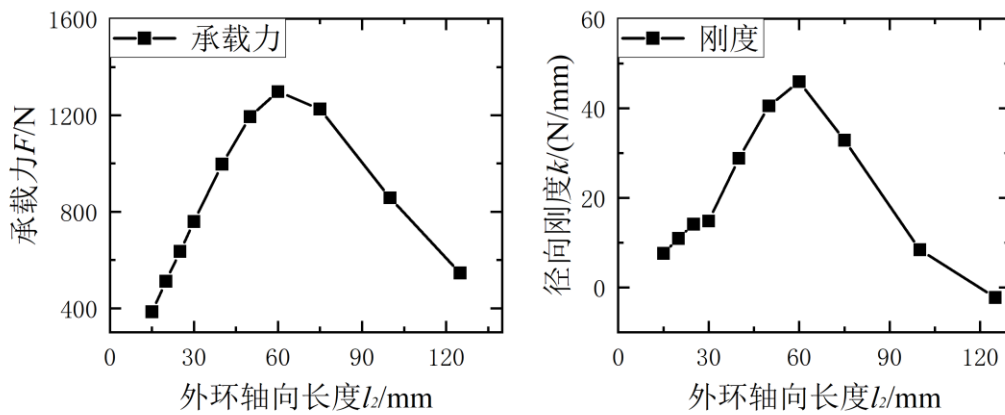


图 5-2 内外磁环轴向长度不同时的承载力与刚度

由图 5-2 可知,随着外磁环轴向长度增加,永磁轴承承载力与刚度均增大,直至二者相等时达到最大值;当外环轴向长度大于内环轴向长度时,随着二者的差值变大,承载力与刚度逐渐减小。这是因为对于整个磁路来说,轴向长度多出部分会增加磁阻,内、外磁环的磁极之间的引力变得更为显著,斥力减小,即承载力减小。

### 5.2.2 内外磁环径向厚度不同的影响

仅考虑内外环径向厚度 $h_1$ 、 $h_2$ 不同,保持轴向长度相同, $l_1=l_2=60\text{mm}$ ,气隙 $g$ 、内环内径 $r$ 的值保持不变,取内环径向厚度 $h_1$ 为 $25\text{mm}$ , $r=75\text{mm}$ , $g=10\text{mm}$ ,将外环径向厚度 $h_2$ 作为计算分析的变量,得到永磁轴承的承载力与刚度随外环径向厚度 $h_2$ 的变化曲线如图 5-3 所示。

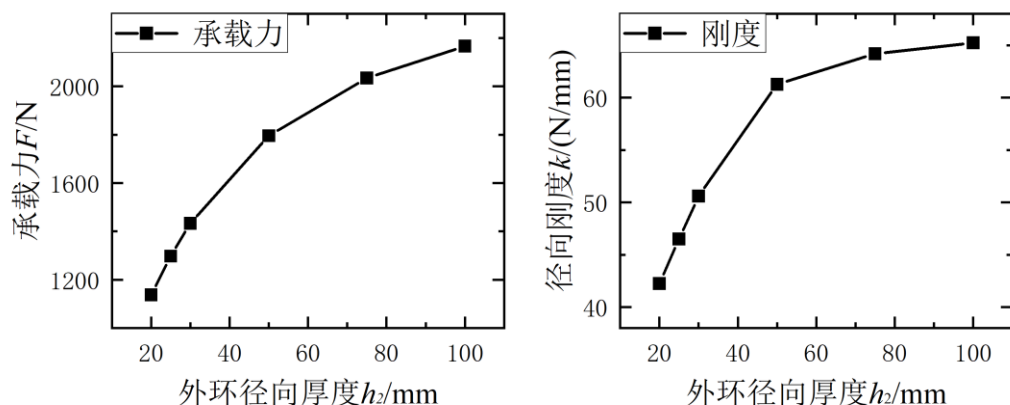


图 5-3 内外磁环径向厚度不同时的承载力与刚度

随着外环径向厚度的增加，承载力与径向刚度不断增加，但增加速度逐渐降低；在外环径向厚度较大时，径向刚度基本保持不变。这是因为增加永磁环的径向厚度会使气隙磁密增加，从而增大永磁轴承承载力和径向刚度，但增加程度取决于外环的径向厚度。在外环径向厚度较大时，对气隙磁密的增强作用有限，因此承载力与刚度增加不明显，基本保持不变。

### 5.2.3 轴向长度的影响

取外环轴向长度和径向厚度与内环一致，即  $l_1=l_2$ 、 $h_1=h_2$ ，将气隙  $g$ 、内环内径  $r$  与径向厚度  $h$  的值保持不变，取  $h=25\text{mm}$ ， $r=75\text{mm}$ ， $g=10\text{mm}$ ，将永磁轴承轴向长度  $l$  作为计算分析的变量，永磁轴承的承载力与刚度随轴向长度  $l$  的变化曲线如图 5-4 所示。

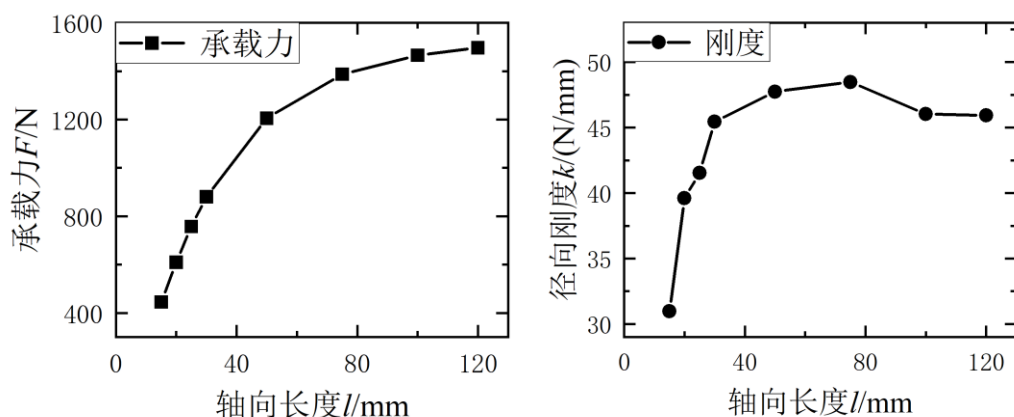


图 5-4 不同轴向长度的承载力与刚度

随着内外环轴向长度的增加，承载力与径向刚度不断增加，当轴向长度增加到 50mm 后，即  $L$  超过  $2H$  时，增幅变得很小。这是因为在轴向长度较小时，轴向长度增加会使得气隙磁密显著增加，承载力与刚度均变大；而在轴向长度较大

时,磁密主要集中在永磁环的轴向两端,而中间部分磁密较小,因此承载力和径向刚度变化幅度很小。

#### 5.2.4 径向厚度的影响

取外环轴向长度和径向厚度与内环一致,将气隙  $g$ 、内环内径  $r$  与轴向长度  $l$  的值保持不变,  $l=60\text{mm}$ ,  $r=75\text{mm}$ ,  $g=10\text{mm}$ , 将永磁轴承径向厚度  $h$  作为计算分析的变量,永磁轴承的承载力与刚度随径向厚度  $h$  的变化曲线如图 5-5 所示。

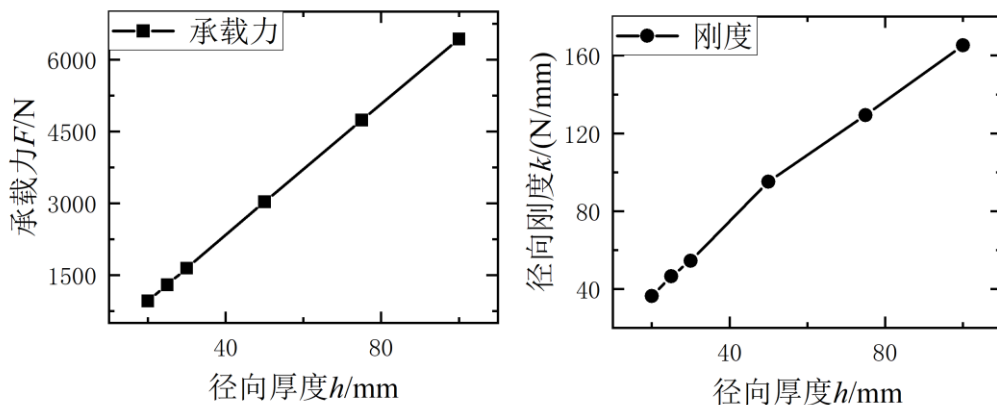


图 5-5 不同径向厚度的承载力与刚度

随着内外环径向厚度的增加,承载力和径向刚度呈现线性提高。内外环径向厚度增加,对于整个磁路来说相当于磁路中的磁动势增加,引起气隙磁密增大,承载力和径向刚度均增加。

#### 5.2.5 气隙的影响

取外环轴向长度和径向厚度与内环一致,内环内径  $r$ 、轴向长度  $l$  和径向厚度  $h$  的值保持不变,将气隙  $g$  作为计算分析的变量。当永磁轴承  $r=75\text{mm}$ ,  $l=60\text{mm}$ ,  $h=25\text{mm}$  时,永磁轴承的承载力与刚度随气隙的变化曲线如图 5-6 所示。

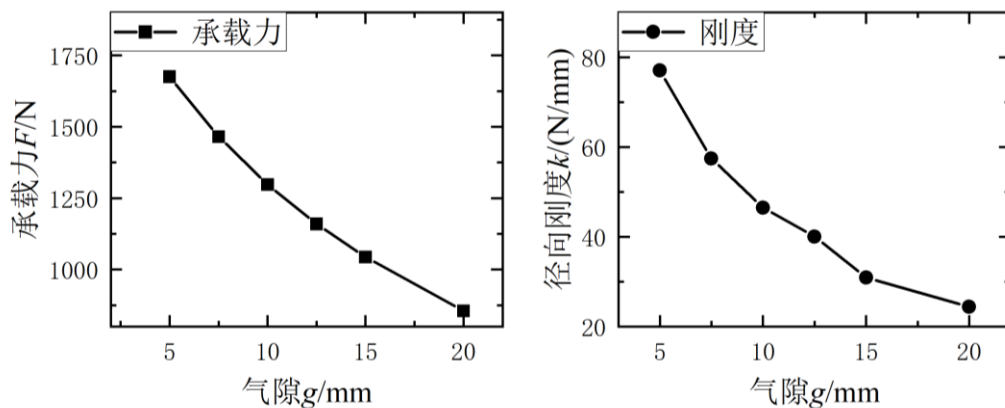


图 5-6 不同气隙的承载力与刚度

气隙对永磁轴承的承载力和刚度具有极大影响。随着气隙的增大,永磁轴承承载力与刚度显著降低。较小的气隙可以增加轴承的承载能力和刚度,因为较小的气隙会使得磁场更加集中和强大,从而增强了磁力的作用效果。相反,较大的气隙会减弱磁场的集中程度,导致磁力的减弱,进而降低了轴承的承载能力和刚度。因此,在永磁轴承的设计中,需要合理控制气隙大小,以实现所需的承载能力和刚度。

### 5.2.6 内环内径的影响

取外环轴向长度和径向厚度与内环一致,气隙  $g$ 、轴向长度  $l$  和径向厚度  $h$  的值保持不变,将内环内径  $r$  作为计算分析的变量,分别取值 50mm、75mm、100mm、125mm、150mm。当永磁轴承  $g=10\text{mm}$ ,  $l=60\text{mm}$ ,  $h=25\text{mm}$  时,永磁轴承的承载力与刚度随内环内径的变化曲线如图 5-7 所示。

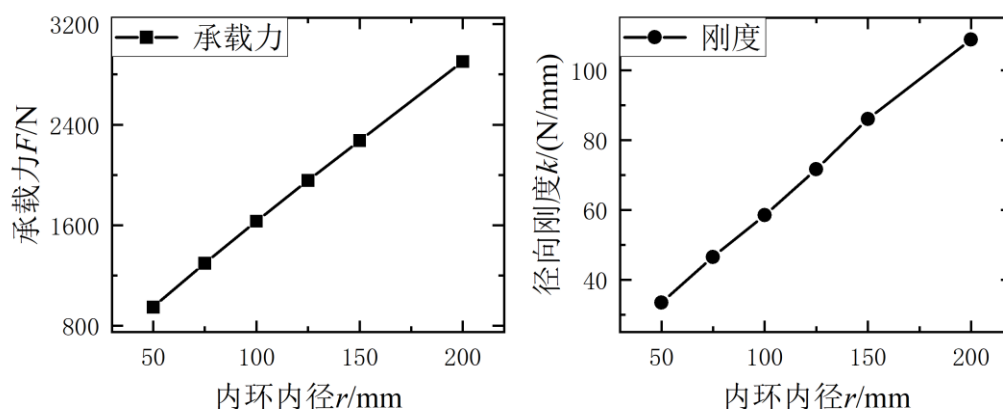


图 5-7 不同内环内径的承载力与刚度

随着内环内径的增长,永磁轴承承载力与径向刚度基本呈线性增大。这是因为内环内径增大,其他参数不变,不会改变磁路和磁场的分布,但内外磁环间的受力面积变大,且永磁体用量也增加,即磁动势增加,因此,内环受到的承载力和径向刚度也基本呈现线性增加。

## 5.3 永磁轴承叠加方式分析

单对永磁轴承的承载能力非常有限,所以在实际应用中常采用多对磁环叠加的方式来增加承载力<sup>[82]</sup>。在叠加方向上分为径向叠加和轴向叠加两种方式,考虑到离心制管机在径向空间较小,轴向上有较大空间可供使用,且径向叠加对于气隙磁场增强作用有限,所以拟采用轴向叠加的方式。

根据相邻磁环间力的作用,可分为吸力叠加和磁力叠加,如图 5-8 所示,箭头指向为充磁方向。两种叠加方式产生的磁路不同,所以承载特性也不同。以 4 对磁环叠为例分析,通过有限元仿真对两种叠加方式的承载特性进行分析,为选用合理的叠加方式提供依据。

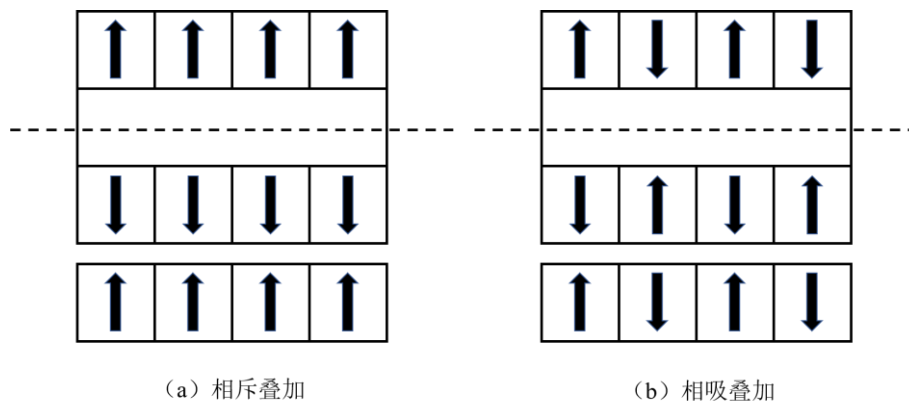


图 5-8 永磁轴承叠加方式

两种叠加方式的承载力与刚度见图 5-9。可以看出当相邻永磁环为相吸叠加时,相较于相斥叠加,承载力与刚度均有不同程度的提升,这是因为在相吸叠加时,磁场线会更加集中,磁通量密度更大。这种情况下,永磁体之间的磁场相互增强,从而增加了轴承的承载力。相比之下,在相斥叠加时,磁场线分布更为分散,磁通量密度较小,因此轴承的承载力相对较低。

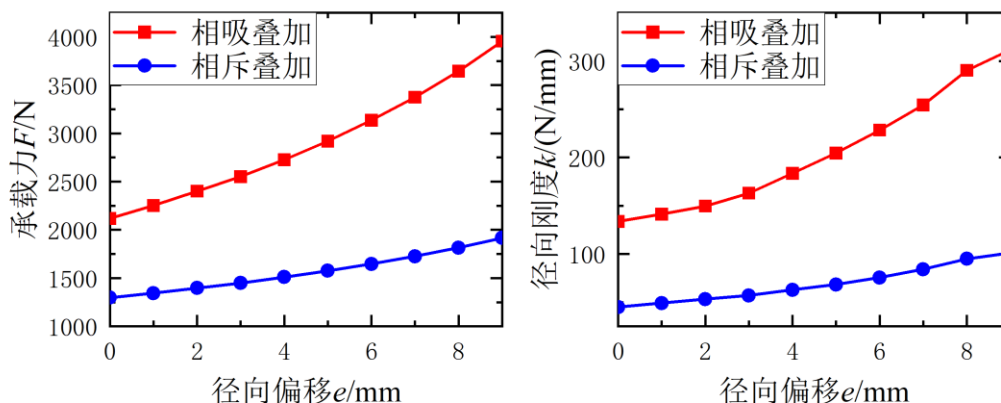


图 5-9 不同叠加方式的承载力(a)与刚度(b)

## 5.4 永磁轴承叠加对数分析

在永磁轴承其他参数相同的情况下,磁环叠加对数对永磁轴承承载能力有很大影响。由上文分析可知,相较于斥力叠加,磁环吸力叠加方式的永磁轴承具有更强的承载能力与刚度。因此,以磁环相吸叠加为例,永磁轴承各项尺寸参数相

同, 轴向长度相同均为 60mm, 内外磁环叠加对数为 1 对、2 对、3 对、4 对和 5 对, 即每种叠加对数的永磁轴承单个磁环轴向长度分别为 60mm、30mm、20mm、15mm、12mm, 建立模型如图 5-10 所示。对不同对数永磁轴承的承载力与刚度进行分析, 结果如图 5-11 所示。

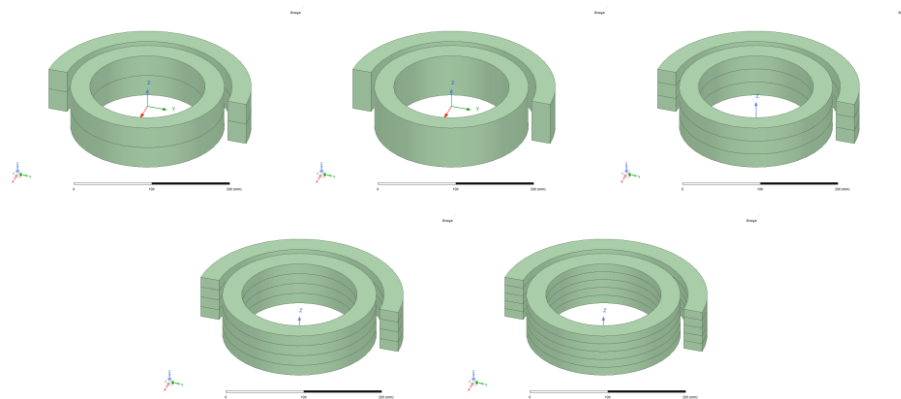


图 5-10 不同对数的内外磁环几何模型

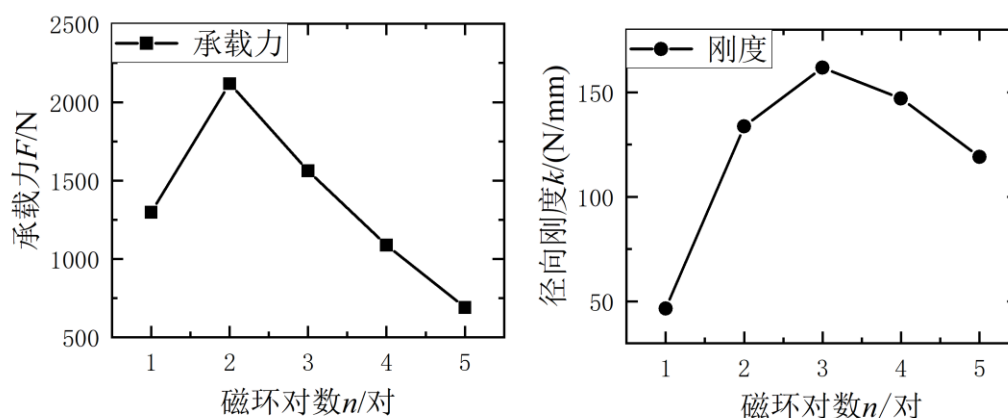


图 5-11 不同叠加对数的承载力与刚度

由图可以看出, 永磁轴承承载力与刚度均随着磁环对数增加先增加后减小, 不同的是, 承载力在磁环对数为 2 对时达到最大, 径向刚度在磁环对数为 3 对时达到最大。因此, 在选择永磁轴承叠加对数时, 应合理考虑对于二者的需求以达到最优。

## 5.5 基于响应面法的多目标优化

永磁轴承设计涉及多个尺寸参数, 如果要对这些参数进行优化, 可能需要考虑成百上千种参数组合, 这会使优化过程变得非常复杂和困难。为了缩短优化时间, 加快优化速度, 本节通过响应面法, 对实验数据进行回归分析, 拟合出输入变量与输出响应之间的数学模型, 确定最佳的设计参数组合。



### 5.5.1 响应面法介绍

响应面法是一种实验设计和优化的统计学方法，常用于分析多个自变量与系统响应之间的关系。这种方法是数学和统计学相结合的实验设计和优化方法，基于数学和统计学的原理，通过拟合实验数据，构建一个数学模型，从而优化系统性能。相比于传统的数学和物理学方法，响应面法更适用于那些难以通过解析解得到的系统特性。步骤如下：

实验设计。实验设计的过程即是按照某一方法在参数的设计空间中选取实验点。响应曲面实验设计有两种主要类型，即 Box-Behnken Design (BBD) 与中心复合法 (CCD) [83]。BBD 因其采样次数较少，运行成本比相同数量因子的中心复合设计低，可提供多因素三水平的实验设计及分析，因此本文在 Design Expert 软件中采用 Box-Behnken 方法来设计试验方案[84]。

模型拟合及其评价。利用获得的实验数据，通过拟合数学多项式来建立系统的数学模型，常用复相关系数  $R^2$ 、修正的复相关系数  $R_{adj}^2$  等说明响应面函数对试验数据的拟合程度。

模型最优值确定。结合各设计变量的取值范围以及约束条件，在数学模型的基础上进行优化，确定最优自变量组合。

### 5.5.2 响应面的实验设计

本节将永磁体的内环内径、气隙、轴向长度、径向厚度作为响应面优化的因素，根据前文所述内容，取内外磁环在径向和轴向方向上的尺寸分别相同，磁环对数选择为径向刚度最大的 3 对，即每个磁环轴向长度  $l$  为总轴向长度的三分之一，磁环叠加方式为相吸叠加。在考虑到原永磁轴承相关尺寸基础上，建立的试验因素水平如表 5-1 所示。

表 5-1 实验因素水平表

| 因素   | 因素符号 | 单位  | 下限  | 上限   |
|------|------|-----|-----|------|
| 径向位置 | $r$  | mm  | 72  | 78   |
| 气隙   | $g$  | mm  | 9.5 | 10.5 |
| 径向厚度 | $h$  | mm  | 22  | 28   |
| 轴向长度 | $l$  | mm. | 54  | 66   |

采用 Design-Expert 软件生成实验安排，按照实验安排，通过有限元仿真得到各组实验对应的设计参数下的结果，如表 5-2 所示。

表 5-2 BBD 实验安排及结果

| Run | 径向位置 | 气隙   | 径向厚度 | 轴向长度 | 承载力     | 径向刚度    | 体积                              |
|-----|------|------|------|------|---------|---------|---------------------------------|
| 单位  | mm   | mm   | mm   | mm   | N       | N/mm    | 10 <sup>6</sup> mm <sup>3</sup> |
| 1   | 75   | 10.5 | 25   | 60   | 1468.72 | 148.909 | 1.404                           |
| 2   | 75   | 10.5 | 22   | 51   | 970.252 | 115.888 | 1.024                           |
| 3   | 75   | 11   | 25   | 51   | 967.943 | 113.99  | 1.196                           |
| 4   | 72   | 10.5 | 22   | 60   | 1319.42 | 136.495 | 1.167                           |
| 5   | 75   | 10.5 | 25   | 60   | 1466.17 | 150.904 | 1.404                           |
| 6   | 75   | 11   | 25   | 69   | 1810.26 | 164.485 | 1.618                           |
| 7   | 75   | 10.5 | 25   | 60   | 1465.61 | 151.59  | 1.404                           |
| 8   | 75   | 10.5 | 28   | 69   | 2054.25 | 184.346 | 1.854                           |
| 9   | 75   | 10   | 25   | 51   | 1113.91 | 133.227 | 1.192                           |
| 10  | 75   | 11   | 22   | 60   | 1277.9  | 130.407 | 1.207                           |
| 11  | 75   | 10   | 25   | 69   | 2021.8  | 183.829 | 1.612                           |
| 12  | 78   | 11   | 25   | 60   | 1419.63 | 145.553 | 1.449                           |
| 13  | 75   | 10.5 | 28   | 51   | 1098.05 | 128.243 | 1.371                           |
| 14  | 72   | 10   | 25   | 60   | 1517.94 | 152.639 | 1.360                           |
| 15  | 78   | 10.5 | 25   | 69   | 1967.14 | 181.249 | 1.664                           |
| 16  | 72   | 10.5 | 25   | 69   | 1858.17 | 167.801 | 1.566                           |
| 17  | 75   | 10   | 22   | 60   | 1446.4  | 150.911 | 1.203                           |
| 18  | 78   | 10   | 25   | 60   | 1606.98 | 165.712 | 1.444                           |
| 19  | 75   | 11   | 28   | 60   | 1470.86 | 148.877 | 1.615                           |
| 20  | 75   | 10.5 | 25   | 60   | 1466.7  | 150.93  | 1.404                           |
| 21  | 78   | 10.5 | 25   | 51   | 1069.62 | 125.597 | 1.230                           |
| 22  | 78   | 10.5 | 22   | 60   | 1400.43 | 143.016 | 1.242                           |
| 23  | 72   | 10.5 | 28   | 60   | 1519.64 | 152.924 | 1.565                           |
| 24  | 75   | 10.5 | 22   | 69   | 1758.3  | 159.102 | 1.385                           |
| 25  | 75   | 10   | 28   | 60   | 1663.45 | 168.234 | 1.610                           |
| 26  | 78   | 10.5 | 28   | 60   | 1606.47 | 164.176 | 1.660                           |
| 27  | 75   | 10.5 | 25   | 60   | 1466.96 | 149.174 | 1.404                           |
| 28  | 72   | 10.5 | 25   | 51   | 1007.91 | 120.033 | 1.158                           |
| 29  | 72   | 11   | 25   | 60   | 1340.3  | 136.046 | 1.364                           |

### 5.5.3 响应面模型的拟合及评价

利用 Design-Expert 软件中 Quadratic 模型对方差进行分析，完成统计计算，最后得到的拟合响应方程为：

$$\begin{aligned}
 F = & 351.113 - 7.52221 * r - 31.3997 * g + 1.77769 * h + 2.4604 * l \\
 & - 1.61642 * r * g + 0.16166 * r * h + 0.437605 * r * l \\
 & - 4.01493 * g * h - 3.64262 * g * l + 1.55692 * h * l \\
 & + 0.055183 * r^2 + 13.8554 * g^2 - 0.614323 * h^2 + 0.104858 * l^2
 \end{aligned} \tag{5-1}$$

$$\begin{aligned}
 k = & 180.675 + 2.08177 * r + 2.30173 * g - 9.33405 * h - 2.92748 * l \\
 & - 0.594552 * r * g + 0.131414 * r * h + 0.0729994 * r * l \\
 & + 0.191206 * g * h - 0.00587411 * g * l + 0.11934 * h * l \\
 & - 0.0123688 * r^2 + 0.888718 * g^2 - 0.132145 * h^2 - 0.0221335 * l^2
 \end{aligned}
 \tag{5-2}$$

式中： $F$  为永磁轴承承载力； $k$  为径向刚度； $r$  为内环内径； $g$  为气隙； $h$  为径向厚度； $l$  为轴向长度。

根据方差分析结果，观察方程的显著性，评估所建立的数学模型拟合的效果及其有效性。承载力与刚度的方差分析结果如表 5-3 和 5-4 所示。

表 5-3 承载力拟合模型方差分析

| 方差源 | 平方和       | 自由度 | 均方        | $F$ 值    | $P$ 值    | 显著性 |
|-----|-----------|-----|-----------|----------|----------|-----|
| 模型  | 2.547E+06 | 14  | 1.819E+05 | 40489.18 | < 0.0001 | 显著  |
| 失拟项 | 57.37     | 10  | 5.74      | 4.14     | 0.0917   | 不显著 |
| 纯误差 | 5.54      | 4   | 1.39      |          |          |     |
| 总和  | 2.547E+06 | 28  |           |          |          |     |

表 5-4 径向刚度拟合模型方差分析

| 方差源 | 平方和      | 自由度 | 均方     | $F$ 值  | $P$ 值    | 显著性 |
|-----|----------|-----|--------|--------|----------|-----|
| 模型  | 10214.60 | 14  | 729.61 | 688.06 | < 0.0001 | 显著  |
| 失拟项 | 9.22     | 10  | 0.9217 | 0.6550 | 0.7329   | 不显著 |
| 纯误差 | 5.63     | 4   | 1.41   |        |          |     |
| 总和  | 10229.45 | 28  |        |        |          |     |

由回归模型的方差分析结果可知，承载力与径向刚度的回归模型的  $P$  值均小于 0.000 1，表明回归模型高度显著；失拟项的  $P > 0.05$ ，说明模型失拟项不显著，回归模型拟合程度高，实验误差小<sup>[85-86]</sup>。

响应面模型的拟合度量值  $R^2$ （决定系数）和  $R_a^2$ （调整决定系数）的结果如表 5-5 所示。

表 5-5 拟合度量值

| 目标函数 | $R^2$    | Adjusted $R^2$ | Predicted $R^2$ |
|------|----------|----------------|-----------------|
| $F$  | 0.999975 | 0.999951       | 0.999867        |
| $k$  | 0.998549 | 0.997097       | 0.993950        |

由表 5-5 可得，决定系数和调整决定系数的值均大于 0.9，验证了响应面的拟合程度高，预测  $R^2$  大于 0.9 意味着所建立的响应面模型在新数据上的性能也很好，能准确地表达因变量与各实验因素间的关系。

针对永磁轴承承载力与刚度的回归模型，运用 Design-Expert 软件中 Optimization 功能进行优化求解。由于成本占比最高的部分为永磁体，所以应尽

可能地减少永磁体的用量，因此在考虑永磁体用量不高于优化前的情况下，得到永磁轴承最优参数为内环内径  $r=78\text{mm}$ 、气隙  $g=10\text{mm}$ 、径向厚度  $h=22\text{mm}$ 、轴向长度  $l=66\text{mm}$ 。

为验证响应面设计方法的可靠性，对响应面优化前后的永磁轴承仿真结果对比，对比结果如表 5-6 所示。永磁轴承优化前的承载力为 1562N，刚度为 162N/mm，永磁体用量为  $1401935\text{mm}^3$ ；优化后承载力为 1773N，刚度为 168N/mm 永磁体用量为  $1363916\text{mm}^3$ ；可知优化后的承载力提升了 13.54%，刚度提升了 3.97%，永磁体用量减少了 2.71%。

表 5-6 响应面优化前后比较

|     | $r(\text{mm})$ | $g(\text{mm})$ | $h(\text{mm})$ | $l(\text{mm})$ | $F(\text{N})$ | $k(\text{N/mm})$ | $V(\text{mm}^3)$ |
|-----|----------------|----------------|----------------|----------------|---------------|------------------|------------------|
| 优化前 | 75             | 10             | 25             | 60             | 1561.762      | 161.926          | 1401935.722      |
| 优化后 | 78             | 10             | 22             | 66             | 1773.24       | 168.35           | 1363916.167      |
| 优化率 |                |                |                |                | 13.54%        | 3.97%            | 2.71%            |

## 5.6 本章小结

本章首先对永磁轴承各个结构参数进行了单因素影响分析，分析了永磁轴承各个参数对永磁轴承承载力和径向刚度的影响；进一步，分析了多对磁环的叠加的方式、叠加对数对永磁轴承承载力及刚度的影响，确定了永磁轴承叠加结构。最后，通过 BBD 设计了响应面实验，拟合出响应面函数回归，进一步使用所建立的响应面模型对永磁轴承结构进行优化，得到一组最佳参数。结果表明：优化后结构的承载力较原先提升了 13.54%，径向刚度提高了 3.97%，永磁体用量减少了 2.71%。

## 第 6 章 总结与展望

### 6.1 总结

本文针对离心式水泥制管机的支承系统进行了设计与研究,通过对离心式水泥制管机分析,根据其高负载的需求,设计了一种新型的永磁离心制管机系统,该系统使用永磁轴承代替托轮结构,相较于传统的离心式水泥制管机,能够延长使用寿命、减少维护需求,从而提高离心式水泥制管机的整体可靠性和生产效率。论文的主要研究工作如下:

(1) 介绍了永磁轴承设计的基本理论,对永磁轴承的结构进行设计分析;分析计算了离心制管机实际工况下的受载情况,为离心机用永磁轴承提出了设计指标;基于等效磁荷法,推导了永磁轴承承载特性的数学表达式,引入了蒙特卡洛法来计算磁力,并与有限元仿真进行了比较,结果基本一致;对拼接磁环的永磁体形状进行了分析,探讨了不同形状对永磁轴承性能的影响,为后续的永磁轴承设计和优化提供了理论基础和实用指导。

(2) 建立了传统离心式水泥制管机在托轮支撑下的支承刚度和阻尼计算模型,结合有关振动理论,使用传递矩阵法建立了离心制管机管桩模具振动模型,对托轮支承与永磁轴承支承的管桩模具的振型与临界转速进行了数值求解,并与有限元法计算结果对比,二者结果基本一致吻合,且在工作转速下能安全稳定运行;分析了永磁轴承刚度、承载力、轴承位置等对永磁离心制管机振动性能的影响,为后续实验样机的设计提供了参考。

(3) 设计并搭建了永磁轴承承载力测试平台,对其承载力进行实验测试,将测试结果与蒙特卡洛法计算结果、ANSYS 仿真结果进行对比,验证了设计的可行性;测试了不同轴向偏移下,径向承载力的变化情况,表明了内外磁环轴向对齐,可以提高永磁轴承的承载能力;考察了永磁式离心制管机在负载运行状态下的振幅、振动速度、噪声与温度,并与不使用永磁轴承支承情况下的各项结果对比,结果表明:使用永磁轴承支承后,振幅、振动速度、噪声以及轴承温度均有不同程度的降低,满足使用要求,为评估离心制管机的整体性能提供了全面的数据支持。

(4) 对永磁轴承各个结构参数进行了单因素影响分析, 分析了永磁轴承轴向长度、径向厚度、气隙与内环内径等关键结构参数对永磁轴承承载力和刚度的影响规律; 针对永磁轴承的叠加对数和叠加方式进行仿真分析, 为后续优化提供了基础; 最后, 通过 Design-Expert 软件中的 BBD 模块建立了响应面模型通过建立的响应面模型, 约束永磁体的用量, 完成了永磁轴承的优化, 优化后结构的承载力较原先提升了 13.54%, 径向刚度提高了 3.97%, 永磁体用量减少了 2.71%。

论文的创新点如下:

(1) 提出并设计一种新型的半定子环径向永磁轴承支撑结构, 取代传统的托轮结构, 以解决离心式水泥制管机在高负载工况下的稳定性和维护成本等问题, 实验验证了该设计能够满足使用要求, 有着良好的减振降噪效果。

(2) 通过对永磁轴承的关键结构参数进行分析和优化, 使用单因素影响分析和响应面法等方法, 建立了参数与性能之间的关系模型, 通过优化实现了结构的承载力和刚度的显著提升, 为永磁轴承的设计与优化提供了新的思路和方法。

## 6.2 展望

本文依据理论计算、仿真分析等方式, 设计了离心机用径向永磁轴承的结构, 搭建了实验测试平台, 进行了相关的研究。但仍然存在许多问题, 今后亟待进一步解决和研究:

(1) 离心制管机动力学模型的构建仍然有待完善, 可以考虑引入更多实际工况和复杂条件, 提高模型的逼真性。

(2) 响应面法的多目标优化仅是初步尝试, 未来可以考虑更多参数和更精细的设计, 以实现永磁轴承性能的更全面提升。

## 参考文献

- [1] Schweiter G, Bleuler H, Traxler A. Active magnetic bearings-basics, properties and applications of active magnetic bearings[M]. ETH, Switzerland: Hochschlverlag AG, 1994.
- [2] Zhang W, Zhu H. Key technologies and development status of flywheel energy storage system[J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2011, 26(7): 141-146.
- [3] Murakami K, Komori M, Mitsuda H, et al. Design of an energy storage flywheel system using permanent magnet bearing (PMB) and superconducting magnetic bearing (SMB)[J]. Cryogenics, 2007, 47(4): 272-277
- [4] 胡业发, 周祖德, 江征风. 磁力轴承的基础理论及应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006: 8-47.
- [5] Filatov AV, Maslen EH. Passive magnetic bearing for flywheel energy storage systems[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2001, 37(6): 3913-3924.
- [6] 殷福嘉. 车载飞轮电池电机与支承系统设计研究[D]. 江苏大学, 2020.
- [7] 李云. 扁平结构的永磁轴向磁悬浮反作用飞轮的设计[D]. 哈尔滨工业大学, 2015.
- [8] 许开国. 永磁悬浮风力发电机转子的研究与设计[D]. 武汉理工大学, 2008
- [9] 张钢, 倪晓艇, 孟庆涛, 等. 立式风力发电机用永磁轴承的设计及其力学性能研究[J]. 轴承, 2015, (5): 1-6.
- [10] 范凌鹤. 小型风力发电机用永磁悬浮轴承的设计与应用[D]. 河南科技大学, 2017.
- [11] 钱坤喜, 许自豪, 王颢, 等. 新型永磁悬浮轴承在透平机及心脏泵中的应用[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2011, 32(6): 663-666.
- [12] Earnshaw S. On the Nature of the Molecular Forces which Regulate the Constitution of the Luminiferous Ether[J]. Transactions of the Cambridge Philosophical Society, 1842(7): 97- 112.
- [13] Yonnet JP. Passive magnetic bearings with permanent magnets[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 1978, 14(5): 803-805.
- [14] Yonnet JP. Permanent magnet bearings and couplings[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 1981, 17(1): 1169-1173
- [15] Yonnet JP, Lemarquand G, Hemmerlin S, et al. Stacked structures of passive magnetic bearings[J]. Journal of Application Physics, 1991, 70(10): 6633-6635.

- [16] Dellinger SJ, Strnat KJ. Field and Force Calculations for Use in Passive Magnetic Bearing Systems Employing Rare Earth Magnets[J]. University of Dayton, Magnetics Laboratory, 1985: 153-164.
- [17] Delamare J, Rulliere E, Yonnet JP. Classification and synthesis of permanent magnet bearing configurations. IEEE Transactions on Magnetics[J]. 1995, 31(6): 4190-4192
- [18] Ohji T, Mukhopadhyay SC, Iwahara M, et al. Permanent magnet bearings for horizontal-and vertical-shaft machines: A comparative study[J]. Journal of Applied Physics, 1999, 85(8): 4648-4650.
- [19] Hamler A, Gorican V. Passive magnetic bearing[J]. Journal of magnetism and magnetic materials, 2004, 272:2379-2380
- [20] Lang M, Lembke TA. Design of permanent magnet bearings with high stiffness[C]. Tenth International Symposium On Magnetic Bearings. 2006, 45-48.
- [21] Bassani R. Levitation of passive magnetic bearings and systems[J]. Tribology International, 2006, 39: 963-970.
- [22] Hirani H, Samanta P. Hybrid (hydrodynamic+ permanent magnetic) journal bearings[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2007, 221(8): 881-891.
- [23] Bachovchin KD, Hoburg JF, Post RF. Magnetic Fields and Forces in Permanent Magnet Levitated Bearings[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2012, 48(7): 2112-2120.
- [24] Bachovchin KD, Hoburg JF, Post RF. Stable levitation of a passive magnetic bearing[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2012, 49(1): 609-617.
- [25] Samanta P, Hirani H. Magnetic bearing configurations: Theoretical and experimental studies[J]. IEEE transactions on magnetics, 2008, 44(2): 292-300.
- [26] Bekinal SI, Jana S. Generalized three-dimensional mathematical models for force and stiffness in axially, radially, and perpendicularly magnetized passive magnetic bearings with "n" number of ring pairs[J]. Journal of Tribology, 2016, 138(3):031105.
- [27] Lijesh KP, Muzakkir SM, Hirani H. Failure mode and effect analysis of passive magnetic bearing[J]. Engineering Failure Analysis, 2016, 62: 1-20.
- [28] Van Beneden M, Kluyskens V, Dehez B. Optimal Sizing and Comparison of Permanent Magnet Thrust Bearings[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2017, 53(2): 1-10.



- [29] Bekinal SI, Kulkarni SS, Jana S. A hybrid (permanent magnet and foil) bearing set for complete passive levitation of high-speed rotor [J]. Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers, Part C: J Mechanical Engineering Science, 2017, 231(20):3679—3689.
- [30] Safaeian R, Heydari H. Comprehensive comparison of different structures of passive permanent magnet bearings[J]. IET Electric Power Applications, 2018, 12(2): 179-187
- [31] Marignetti F, AlizadehTir M, Mirimani SM. An axial passive magnetic bearing using three PM rings[J]. IET Electric Power Applications, 2021, 15(4): 415-428.
- [32] Bekinal SI, Deshwal D, Srinivas VG. Optimized multi-layer radial permanent magnet bearing with an eddy current damping systems[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2022, 44(11): 542.
- [33] Karmakar M, Sarkar S. Semi-analytical finite element approach for 6-DOF characterizations of PMB load[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2022, 58(7): 1-10.
- [34] 谭庆昌等.永磁向心轴承承载能力与刚度的计算[J].摩擦学学报, 1994, 14(4): 337-344.
- [35] 修世超, 谭庆昌, 孟慧琴.径向磁化不均匀的被动磁轴承磁性参数修正方法[J].黄金学报, 1999, (03): 205-207.
- [36] 杨志轶, 赵韩, 田杰,等.采用有限元法分析径向永磁轴承的力学特性[J].合肥工业大学学报(自然科学版), 2001, (04): 477-481.
- [37] 姚海.永磁轴承力学特性的研究[D].浙江工业大学, 2004.
- [38] 李群明, 万梁, 段吉安.一种永磁轴承的设计和磁场分布的解析计算[J].中南大学学报(自然科学版), 2006, (05): 970-975.
- [39] 田录林, 李言, 王山石,等.双筒永磁向心轴承磁力工程化解析算法研究[J].中国电机工程学报, 2007, (06): 57-61.
- [40] 田录林, 李言, 田琦,等.轴向磁化的双环永磁轴承轴向磁力研究[J].中国电机工程学报, 2007, (36): 41-45.
- [41] 田录林, 安源, 李言,等.轴向放置轴向磁化的多个永磁环轴承轴向磁力研究[J].机械科学与技术, 2008, (04): 549-553.
- [42] 田录林, 李言, 安源,等.轴向放置轴向磁化的双环永磁轴承径向磁力研究[J].中国机械工程, 2007, (24): 2926-2929.
- [43] 田录林, 李言, 田琦,等.轴向放置的轴向磁化多环永磁轴承径向磁力研究[J].中国机械工程, 2008, (10): 1163-1166.

- [44] 王洪昌, 蒋书运, 梁玉飞.基于分子电流法轴向永磁轴承轴向刚度的分析[J].机械工程学报, 2009, 45(05): 102-107.
- [45] 张海波, 邱玉江, 蒋书运.永磁轴承承载能力分子电流模型的积分定义求解方法[J].机械工程学报, 2016, 52(07): 54-59.
- [46] 王念先, 王东雄, 陈奎生,等.基于 Halbach 阵列的永磁轴承承载力解析模型及设计方法[J].机械工程学报, 2016, 52(03): 128-135.
- [47] Qian KX, Zeng P, Ru WM, et al. Permanent magnetic-levitation of rotating impeller: a decisive breakthrough in the centrifugal pump[J]. Journal of medical engineering & technology, 2002, 26(1): 36-38.
- [48] 李奕良, 戴兴建, 张小章.储能飞轮永磁卸载设计及试验[J].清华大学学报(自然科学版), 2008, (08): 1268-1271.
- [49] 杨伟波.小型磁悬浮低风速风力发电机关键技术研究[D]. 武汉理工大学, 2009.
- [50] 徐波.小型风力发电机永磁轴承承载特性研究[D].武汉理工大学, 2009.
- [51] 钱杰.低风速小型永磁风力发电机叶片及支承的研究与设计[D].武汉理工大学, 2010.
- [52] 关勇.轴流式磁悬浮人工心脏泵磁悬浮系统研究[D].山东大学, 2011.
- [53] 吴华春, 任永武, 余海涛,等.一种带式输送机磁悬浮托辊的设计与研究[J].机械传动, 2017, 41(04): 151-155.
- [54]李朋.带式输送机永磁托辊的设计及特性研究[D].武汉理工大学, 2019.
- [55] 戴兴建, 卫海岗, 沈祖培.储能飞轮转子轴承系统动力学设计与试验研究[J].机械工程学报, 2003, (04): 97-101.
- [56] 邱玉江. 储能飞轮转子一轴承一阻尼器系统动力学研究[D].东南大学, 2019.
- [57] 杜元昊.高速电机用径向磁悬浮轴承结构设计与研究[D].华中科技大学, 2021.
- [58] 韩经纬.永磁辅助静压空气轴承仿真分析与优化设计[D].浙江大学, 2021.
- [59] Zhu J, Zhang ZY, Cao D, et al. Research on combination of passive magnetic bearing and mechanical bearing for vertical axis wind turbine[J]. International journal of applied electromagnetics and mechanics, 2021, 66(3): 475-489.
- [60] 张钢, 孟庆涛, 钟永彦,等.五自由度全永磁轴承系统的稳定悬浮特性分析[J].机械工程学报, 2015, 51(05): 56-63.
- [61] 寇尊权.不均匀磁化对永磁推力轴承及其转子系统性能影响的研究[D].吉林大学, 2006.
- [62] Jungmayr G, Marth E, Amrhein W, et al. Analytical Stiffness Calculation for Permanent Magnetic Bearings With Soft Magnetic Materials[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2014, 50(8): 1-8.

- [63] 任永武.带式输送机磁悬浮托辊的研究[D].武汉理工大学, 2017.
- [64] 孙立军, 张涛, 赵兵.永磁磁轴承数学模型的研究[J].机械工程学报, 2005, (04): 69-74.
- [65] Ravaud R, Lemarquand G, Lemarquand V. Force and Stiffness of Passive Magnetic Bearings Using Permanent Magnets. Part 1: Axial Magnetization[J]. Magnetics IEEE Transactions on, 2009, 45(9): 2996-3002.
- [66] Lijesh KP, Hirani H. Development of Analytical Equations for Design and Optimization of Axially Polarized Radial Passive Magnetic Bearing[J]. Journal of Tribology, 2015, 137(1):1-9.
- [67] 王禹林,刘品宽,丁汉.内外轴式磁性联轴器的优化设计[J].光学精密工程, 2008, (11): 2244-2251.
- [68] 吴鹏. MATLAB 高效编程技巧与应用[M]. 北京航空航天大学出版社, 2010.
- [69] Jafarikia S, Fegghi S AH. Built in importance estimation in forward Monte Carlo calculations[J]. Annals of Nuclear Energy, 2022, 177: 109298.
- [70] Ökten G, Liu Y. Randomized quasi-Monte Carlo methods in global sensitivity analysis[J]. Reliability Engineering & System Safety, 2021, 210: 107520.
- [71] Bekinal SI, Ramakrishna AT, Jana S. Analysis of radial magnetized permanent magnet bearing characteristics[J]. Progress In Electromagnetics Research B, 2013, 47: 87-105.
- [72] Zhang L, Wu H, Li P, et al. Design, analysis, and experiment of multiring permanent magnet bearings by means of equally distributed sequences based Monte Carlo method[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2019(2): 1-17.
- [73] 张钢, 张坚, 张海龙, 等. 基于等效磁荷法用蒙特卡洛法计算永磁轴承磁力[J]. 轴承, 2013(10): 1-4.
- [74] Micha PT, Mohan T, Sivamani S. Design and analysis of a permanent magnetic bearing for vertical axis small wind turbine[J]. Energy Procedia, 2017, 117: 291-298.
- [75] 张倩, 胡仁喜, 康士廷. ANSYS 12.0 电磁学有限元分析从入门到精通[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.
- [76] 吴昊.滚动轴承动特性及轴承—转子系统动力学模型研究[D].华东理工大学, 2011.
- [77] 李柳湘.滚轮支承卧式离心铸造机动力学性能及其对炉管铸造壁厚影响的研究[D].华东理工大学, 2018.
- [78] 何芝仙, 刘喆.滚动轴承支承刚度计算[J].机械设计, 2016, 33(09): 46-50.
- [79] Hagi GD, Gafitanu MD. Dynamic characteristics of high speed angular contact ball bearings[J]. Wear, 1997, 211(1): 22-29.

- [80] 王嵩. 离心泵转子系统动力学性能分析及软件开发[D].江苏科技大学, 2016.
- [81] 张娟娟, 崔升, 冯永新.多支承转子系统辛空间传递矩阵法及应用[J].振动与冲击, 2017, 36(16): 32-36+62
- [82] Beneden MV, Kluyskens V, Dehez B. Optimal sizing and comparison of permanent magnet thrust bearings[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2017, 53(2): 1-10.
- [83] 尹雯.双边直线初级永磁型游标电机及其多目标优化研究[D].江苏大学, 2020.
- [84] 胡亚飞, 李克庆, 韩斌, 等.基于响应面法-满意度准则的混合骨料充填体强度发展与优化分析[J].中南大学学报(自然科学版), 2022, 53(02): 620-630.
- [85] 贾德民, 王晓艳, 王培伦, 等.基于响应面法的结构参数对引射器引射系数影响的仿真研究[J/OL].西南交通大学学报, 2022, (59): 1-10.
- [86] Solmaz H, Ardebili SM, Calam A, et al. Prediction of performance and exhaust emissions of a CI engine fueled with multi-wall carbon nanotube doped biodiesel-diesel blends using response surface method[J]. Energy, 2021, 227: 120518.

## 攻读学位期间取得的科研成果

### 论文发表情况：

- (1) 邵龙, 徐曼曼, 王向东, 等. 离心制管机永磁轴承磁力计算与拼接永磁体形状分析[J]. 轴承, 2024, (01): 56-61. (中文核心)
- (2) Manman Xu, Yili Fu, Long Shao, et al. Optimized design of permanent magnet for disk permanent magnet governor[J]. Scientific Reports, 2023, 13(1): 19930. (SCI)

### 专利发表情况：

- (1) 邵龙, 徐曼曼, 王向东等. 一种基于永磁体的船舶自动停靠装置[P]. 中国专利: CN202123121604.6, 2021-12-11. (实用新型专利, 已授权)
- (2) 王向东, 邵龙, 徐曼曼等. 一种具有高效减振功能的汽车悬架系统[P]. 中国专利: CN202222148010.2, 2022-08-16. (实用新型专利, 已授权)
- (3) 徐曼曼, 王向东, 邵龙等. 一种基于永磁体的船舶停泊方法、停泊装置及验证方法[P]. 中国专利: CN202210491771.X, 2022-05-04. (发明实审)

### 比赛获奖情况：

- (1) 全国大学生节能减排社会实践与科学竞赛 国家级 三等奖
- (2) 全国三维数字化创新设计大赛 国家级 三等奖

## 致谢

行文至此，落笔为终，求学的脚步停在了这个盛夏。有个说法说读研只有在拿到录取通知书和毕业时才是快乐的，但当这一刻真正到来时，内心却五味杂陈，如鲠在喉。人生本就是一场场相遇与离别，所有的经历都是礼物。纵有万般不舍，但仍心怀感恩。

在此，感谢我的导师王向东与徐曼曼老师。亦师亦友、认真严谨、帮助支持、监督提醒，提供了悉心的指导，是我三年中最好的引路人。

感谢我的父母。劳累辛苦、理解包容、嘘寒问暖、关怀备至，倾尽所有不求回报。

感谢我的姐姐。虽然一年沟通很少，但处处为我着想，比起父母，更是我生命中坚强的后盾。

感谢课题组的同门与师弟、师妹们，不仅是在课题研究和实验调试过程中付出的努力和给予的真诚帮助，还有生活中点点滴滴的关照。

感谢那个虽然平凡，但也从未放弃的自己。

感谢相遇与陪伴。

山水有来路，早晚复相逢。天高海阔，愿万事胜意。

尚德敏学 唯实惟新

