

分类号: U463.33

学校代码: 10363

密 级: 公开

学 号: 2220110142



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 圆锥滚子轴承剥落故障声
振特性研究

论 文 作 者 汪晶晶

校 内 导 师 王风涛（副教授）

校 外 导 师 曲琼（高级工程师）

专业学位类别 机械

研究方向（领域） 滚动轴承

论文提交日期: 2025 年 5 月 9 日

分类号: U463.33

单位代码: 10363

密 级: 公开

学 号: 2220110142

圆锥滚子轴承剥落故障声振特性研究

ACOUSTIC VIBRATION CHARACTERISTIC ANALYSIS OF TAPERED ROLLER BEARING

学 生 姓 名 : 汪晶晶

校 内 导 师 : 王风涛(副教授)

校 外 导 师 : 曲琼(高级工程师)

专 业 : 机 械

研究方向(领域): 滚动轴承

论文答辩日期: 2025 年 5 月 9 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：汪晶晶

日期：2025年 5月 9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：汪晶晶

日期：2025 年 5 月 9 日

指导教师签名：王风涛

日期：2025 年 5 月 9 日

圆锥滚子轴承剥落故障声振特性研究

摘 要

圆锥滚子轴承因其较高承载能力、运行稳定性和同时承受径向与轴向载荷的特点，广泛应用于汽车制造、精密机床、及轨道交通等领域。而轴承在长期运行过程中受到摩擦、冲击和疲劳损伤作用，容易发生故障而引起异常振动与噪声，进而影响设备的整体性能。为深入探究故障轴承内部运动机理，本文对圆锥滚子轴承的动态特性、振动特性及噪声特性进行了系统研究。具体研究内容如下：

针对轴承的动态特性，通过分析轴承各部件的空间位置关系及运动学理论，采用牛顿欧拉方程，建立了考虑滚子、套圈和保持架的六自由度完全动力学模型，从受力和位移特性等方面系统分析了轴承的内部动态特性，并探讨了不同工况和结构参数对滚子摆动角的影响，为圆锥滚子轴承异常振动和噪声分析提供了一定理论依据。

针对故障圆锥滚子轴承的振动特性，建立局部故障轴承动力学分析模型，研究滚道和滚动体局部故障对轴承内部动态行为的影响，并分析了转速和故障宽度对轴承振动特性的影响。结果表明，轴承部件与故障后壁的相互作用引发冲击载荷，导致外圈振动加剧。转速升高增大了滚子与滚道作用力，增强的冲击载荷使外圈加速度波动更加剧烈。保持架质心轨迹随转速升高呈现复杂不规则运动，逐渐演变为紊乱状态，并最终在高转速下趋于稳定涡动；故障宽度的增加进一步加剧了振动，使保持架质心轨迹从规则圆形趋于紊乱。

轴承振动与噪声机理复杂，现有仿真方法难以全面复现其声学特

性。因此，采用实验方法研究圆锥滚子轴承的声振特性，声场分布特性及转速对声压级的影响规律。实验结果表明，轴承的振动特性直接影响其声学表现，正常轴承信号平稳且频谱以轴频率和谐波为主，而外圈剥落故障会引发周期性冲击，导致故障频率占主要成分并伴随谐波频率。噪声在圆周方向具有明显指向性，特定角度声压级较高；径向与轴向声压级随距离衰减，但指向性特征保持稳定。故障轴承的噪声水平显著高于正常轴承，表现出更强指向性。转速与噪声声压级呈正相关，转速越高，噪声水平越大。

基于噪声信号在传播过程中的衰减特性，通过分析轴承故障噪声信号的同步均方根差值与故障位置之间的数学关系，建立了轴承外圈剥落故障定位模型。通过仿真与实验对比，验证了该模型较高的定位精度。多组预设位置的故障定位实验进一步验证了实测数据与理论仿真结果的高度一致，证明了该方法的适用性和可靠性。

总体而言，本文通过建立圆锥滚子轴承的动力学模型和局部故障动力学分析模型，系统研究了轴承的动态特性及声振特性。研究揭示了轴承各部件之间的相互作用机制及其运动学规律，并分析了轴承故障对振动和噪声特性的影响。在此基础上，提出了基于噪声信号衰减特性的轴承外圈剥落故障定位方法，并通过实验验证其准确性。为轴承故障检测、设计优化及声振特性研究提供理论与技术支持，有助于提升轴承运行可靠性与使用寿命。

关键词：圆锥滚子轴承，声振特性，动力学建模，剥落故障，位置识别

ACOUSTIC VIBRATION CHARACTERISTIC ANALYSIS OF TAPERED ROLLER BEARING

ABSTRACT

Tapered roller bearings were widely employed in automotive manufacturing, precision machine tools, and rail transportation due to their superior load-bearing capacity, operational stability, and ability to accommodate both radial and axial loads. However, during prolonged operation, these bearings were subjected to friction, impact forces, and fatigue-induced damage, making them susceptible to failures that led to abnormal vibrations and noise, thereby compromising the overall performance of the equipment. To gain a profound understanding of the internal motion mechanisms of defective bearings, this study systematically investigated the dynamic behavior, vibrational characteristics, and noise properties of tapered roller bearings. The specific research contents were as follows:

Regarding the dynamic characteristics of bearings, a comprehensive six-degree-of-freedom dynamic model was established by incorporating the Newton-Euler equations, taking into account the interactions among the rollers, raceways, and cage. By analyzing the spatial positional

relationships of bearing components and applying kinematic theories, the internal dynamic behavior of the bearing was systematically examined from multiple perspectives, including force distribution and displacement characteristics. Furthermore, the effects of varying operating conditions and structural parameters on the roller swing angle were explored. The findings provided a theoretical foundation for the analysis of abnormal vibrations and noise in tapered roller bearings.

A dynamic analysis model for localized defects in tapered roller bearings was established to investigate the vibration characteristics of faulty bearings. The effects of localized defects on the raceway and rolling elements on the internal dynamic behavior of the bearing were examined, along with the influence of rotational speed and defect width on vibration characteristics. The results indicated that the interaction between bearing components and the trailing edge of the defect induced impact loads, intensifying the vibration of the outer ring. An increase in rotational speed amplified the roller-raceway interaction forces, leading to enhanced impact loads and more severe fluctuations in the outer ring acceleration. The trajectory of the cage centroid exhibited complex and irregular motion as the rotational speed increased, gradually transitioning into a chaotic state before stabilizing into a vortex motion at high speeds. Additionally, an increase in defect width further exacerbated vibrations, causing the cage centroid trajectory to evolve from a regular circular path

into a chaotic pattern.

The vibration and noise mechanisms of bearings were highly complex, and existing simulation methods struggled to comprehensively replicate their acoustic characteristics. Therefore, an experimental approach was adopted to investigate the vibro-acoustic properties of tapered roller bearings, including the distribution characteristics of the sound field and the influence of rotational speed on sound pressure levels. Experimental results demonstrated that the vibration characteristics of the bearing directly affected its acoustic performance. Normal bearings exhibited stable signals, with spectra primarily dominated by shaft frequency and its harmonics, whereas an outer ring spalling defect induced periodic impacts, making the fault frequency dominant along with its harmonics. Noise exhibited significant directivity in the circumferential direction, with certain angles presenting higher sound pressure levels. While radial and axial sound pressure levels attenuated with increasing distance, their directivity remained stable. The noise levels of defective bearings were significantly higher than those of normal bearings, displaying stronger directivity. Moreover, rotational speed and noise sound pressure levels showed a positive correlation, where higher speeds resulted in increased noise levels.

Based on the attenuation characteristics of noise signals during propagation, a bearing outer ring spalling fault localization model was

established by analyzing the mathematical relationship between the synchronous root mean square difference of fault noise signals and the fault position. Comparative studies between simulations and experiments were conducted to verify the model high localization accuracy. Furthermore, fault localization experiments on multiple predefined positions demonstrated a high degree of consistency between the measured data and theoretical simulation results, confirming the applicability and reliability of the proposed method.

In summary, this study systematically investigated the dynamic characteristics and vibro-acoustic properties of tapered roller bearings by establishing both a dynamic model and a localized fault dynamic analysis model. The research unveiled the interaction mechanisms among bearing components and their kinematic behaviors, while also analyzing the impact of bearing faults on vibration and noise characteristics. On this basis, a fault localization method for outer ring spalling was proposed, leveraging the attenuation characteristics of noise signals, and its accuracy was validated through experimental studies. This work provides theoretical and technical support for bearing fault detection, design optimization, and vibro-acoustic research, contributing to the enhancement of bearing operational reliability and service life.

KEY WORDS: tapered roller bearing, acoustic and vibration characteristics, dynamic modeling, stripping fault, location identification

目 录

摘 要.....	I
ABSTRACT.....	III
第 1 章 绪论.....	1
1.1 研究背景及研究意义.....	1
1.2 国内外研究现状.....	2
1.2.1 故障轴承动力学模型现状.....	2
1.2.2 故障轴承振动特性现状.....	3
1.2.3 轴承噪声特性现状.....	4
1.2.4 轴承故障位置识别现状.....	5
1.3 本文主要内容与章节安排.....	6
第 2 章 圆锥滚子轴承动态特性分析.....	8
2.1 圆锥滚子轴承分析基础理论.....	8
2.1.1 坐标系的建立与转换.....	8
2.1.2 轴承各部件几何形状.....	9
2.1.3 模型的假设.....	10
2.2 圆锥滚子轴承动力学模型.....	10
2.2.1 滚子与滚道相互作用.....	10
2.2.2 滚子大端与挡边相互作用.....	12
2.2.3 滚子与保持架相互作用.....	14
2.2.4 保持架与套圈相互作用.....	15
2.2.5 润滑与涡动力矩.....	16
2.3 圆锥滚子轴承动力学模型的验证.....	17
2.4 圆锥滚子轴承的动态特性分析.....	19
2.4.1 轴承各部件的受力特性.....	19
2.4.2 轴承各部件位移动态特性.....	21
2.4.3 工况参数和结构参数对滚子摆动角的影响.....	22
2.5 本章小结.....	28

第 3 章 圆锥滚子轴承剥落故障振动特性分析.....	29
3.1 圆锥滚子轴承剥落故障动力学模型.....	29
3.1.1 圆锥滚子轴承故障模型.....	29
3.1.2 故障轴承系统动力学模型.....	30
3.2 圆锥滚子轴承剥落故障动态特性分析.....	30
3.2.1 轴承剥落故障受力动态特性.....	31
3.2.2 轴承剥落故障位移动态特性.....	33
3.3 不同参数对外圈剥落故障轴承振动特性的影响.....	36
3.3.1 转速对故障轴承振动特性的影响.....	36
3.3.2 故障宽度对轴承的振动特性影响.....	38
3.4 圆锥滚子轴承振动特性的实验验证.....	40
3.5 本章小结.....	42
第 4 章 圆锥滚子轴承的声学特性分析.....	43
4.1 圆锥滚子轴承声振特性实验.....	43
4.1.1 实验设备.....	43
4.1.2 圆锥滚子轴承的振动响应特性.....	44
4.1.3 圆锥滚子轴承的噪声响应特性.....	46
4.2 圆锥滚子轴承辐射噪声声场分布特性.....	47
4.2.1 圆周方向的辐射噪声.....	47
4.2.2 径向方向的辐射噪声.....	49
4.2.3 轴向方向的辐射噪声.....	51
4.3 剥落故障轴承辐射声学特性.....	53
4.3.1 故障轴承不同方位噪声分布.....	53
4.3.2 转速对轴承辐射噪声的影响.....	55
4.4 本章小结.....	56
第 5 章 圆锥滚子轴承外圈剥落位置识别.....	57
5.1 轴承故障定位模型.....	57
5.2 外圈剥落故障位置识别仿真与实验.....	58
5.2.1 外圈剥落故障位置识别仿真结果.....	58

5.2.2 轴承剥落故障位置识别判断方法.....	59
5.2.3 外圈剥落故障位置识别实验结果.....	60
5.3 不同位置外圈剥落故障的定位.....	61
5.3.1 故障位置角位于 20 度时外圈剥落故障位置的识别.....	61
5.3.2 故障位置角位于 45 度时外圈剥落故障位置的识别.....	62
5.3.3 故障位置角位于 60 度时外圈剥落故障位置的识别.....	63
5.3.4 故障位置角位于 95 度时外圈剥落故障位置的识别.....	64
5.4 本章小结.....	65
第 6 章 总结与展望.....	66
6.1 总结.....	66
6.2 本文创新点.....	67
6.3 展望.....	67
参考文献.....	69
攻读学位期间发表学术论文及参研项目.....	76
致谢.....	77

第1章 绪论

1.1 研究背景及研究意义

圆锥滚子轴承因其较高的承载能力、良好的抗冲击性和耐磨性，广泛应用于高负荷、高速及复杂工况下的关键设备。作为传动系统中的关键部件，它在汽车、机床、风力发电和铁路等多个行业中起着承载和传递载荷的关键作用。圆锥滚子轴承的设计和制造水平在一定程度上反映了高端制造业的发展水平^[1]，其运行状态直接影响设备的性能与使用寿命。然而，在复杂工况下长时间运转，轴承会受到摩擦、冲击及循环载荷作用，易出现磨损^[2]、疲劳^[3]、剥落^[4]等故障。其中，外圈剥落故障最为常见。外圈剥落故障会导致轴承内部动力学特性变化，导致振动幅值增加、冲击载荷增强，并影响噪声频谱特征，严重时可能导致轴承失效，引发设备停机，造成经济损失和安全隐患。因此，开展圆锥滚子轴承剥落故障的声振特性研究具有重要意义。

传统的人工定期检测方法因其效率低、准确性差，已经无法满足现代工业对实时性和精准性的严格要求。近年来，基于振动与噪声信号特征的轴承故障检测方法逐渐成为研究热点。振动特性分析是轴承故障检测的重要手段。外圈剥落在轴承运行过程中会引发周期性冲击信号，这些信号在频谱中通常表现为故障特征频率及其倍频成分，且在时域上形成明显的冲击峰值，为故障诊断提供了可靠依据。相比于振动信号分析，噪声特性分析作为一种非接触式检测手段，在复杂工况下具有更强的适应性和实时性，具有独特的优势。外圈剥落会导致噪声信号在中高频段能量增强，形成异常特征。通过对噪声频谱的深入分析，可有效识别轴承故障并实现实时检测。

尽管轴承故障检测领域，尤其是基于振动信号分析的研究已取得诸多成果，但针对圆锥滚子轴承外圈剥落这一特定故障的研究仍相对较少。现有研究在噪声信号分析方面仍存在局限，尤其是外圈故障的精确定位尚缺乏有效的检测方法。因此，深入研究外圈剥落的故障特性，不仅有助于理解其运动机理，还能为现有故障检测技术的优化提供理论指导。此外，将振动特性与噪声特性相结合进行外圈剥落故障分析，有助于深入揭示其动态行为，为开发高效、精准的故障监测技术奠定坚实基础。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 故障轴承动力学模型现状

近年来,国内外学者们围绕轴承动力学建模开展了广泛而深入的研究,取得了显著成果,主要集中在动力学模型的理论基础和故障轴承建模等领域。

在理论模型构建方面,Walters^[5]最早提出了基于赫兹接触理论的轴承动力学模型,计算了滚子与滚道之间的接触刚度及动态载荷分布,为滚动体动力学行为的研究提供了基础框架,但其局限性在于仅能描述径向和轴向载荷的影响,未涉及滚子倾斜角与歪斜角。在此基础上,Gupta^[6]通过引入滚子、保持架和内外圈的六自由度动力学模型,系统地描述了滚子在复杂工况下的动力学行为,包括位移、速度及倾斜角的动态变化。该模型结合了摩擦力、惯性力和离心力等复杂作用,显著提升了动力学模型对轴承内部复杂相互作用的适应性。随后,Harris^[7]等人进一步提出非线性动力学模型,首次将滚子倾斜角与保持架运动的耦合作用纳入建模范围,揭示了高转速和复杂载荷条件下系统的非线性振动特性。此外,邓四二团队^[8]结合润滑条件分析了润滑油膜厚度对动力学特性的影响,发现润滑条件不仅减少了滚子倾斜角的动态波动,还能改善系统载荷分布。胡广存^[9]提出了一种结合 ADAMS 和自编程序的高精度动力学模型,能够实时模拟滚子与保持架动态行为,为复杂工况下轴承动力学性能的研究提供了有力工具。

滚子轴承故障会导致动力学行为显著变化,引起振动特征的改变,进而影响接触力分布和运行稳定性。Ashtekar^[10]通过建立六自由度动力学模型研究了滚道缺陷对轴承元件运动的影响,发现表面缺陷会引发轴承的振动和冲击。基于此,Mohsen^[11]进一步建立了正常与故障轴承的多体动力学模型,分析了径向载荷、间隙及故障特征对振动响应与接触力学的影响,为轴承故障诊断提供了理论支持。在轴承裂纹故障研究方面,McFadden^[12]通过频域分析揭示了裂纹故障特征,发现裂纹会引入周期性冲击,其频率与滚动体通过频率及其倍频相关,为裂纹故障诊断提供了理论依据。

任悦和臧朝平^[13]建立了滚动轴承滚道故障演化动力学模型,揭示了滚道缺陷对振动响应的影响及故障演化机制,为早期诊断和预测提供了理论支持。梁先发等^[14]基于动力学建模分析了轴承全寿命周期退化过程。贾向阳^[15]开发了针对滚道损伤、内外圈偏磨损等多种故障的有效诊断方法,实现了故障类型的精准识别。此外,刘静^[16-18]研究了局部故障对轴承系统动力学行为的影响,并提出了更

精确的模型来描述故障引起的附加激励力及系统响应,为轴承故障诊断和健康监测提供了深入的理论支持。东北大学的李鸿飞^[19]建立了滚道故障的轴承模型,分析了故障轴承的应力状态和振动特征,探讨了剥落宽度和深度等故障参数对振动特性的影响。李云彬^[20]在滚道表面创建了波纹度和局部缺陷,研究了内圈转速、径向载荷、表面波纹度及局部缺陷对轴承振动激励的影响,揭示了轴承振动机理。这些研究共同推动了对轴承故障机理及其振动特性的深入理解。

综合来看,尽管国内外针对圆锥滚子轴承已建立相应的动力学模型,但与球轴承和圆柱滚子轴承相比,圆锥滚子轴承的动力学建模研究仍相对较少。相较于国外,国内在滚动轴承动力学研究方面仍处于起步阶段,缺乏自主研发的轴承系统理论支撑。目前,国内学者构建的轴承动力学模型大多局限于零部件的自由度,难以对其动态性能进行精细化分析。因此,本文不同于传统模型仅简化处理滚子或保持架的运动自由度,基于牛顿欧拉方程构建了考虑滚子、套圈与保持架均具六自由度的完全动力学模型,从而更贴近实际物理状态。

1.2.2 故障轴承振动特性现状

近年来,国内外学者围绕轴承振动特性的研究,主要集中在理论建模与数值仿真^[21-28]、故障轴承振动分析^[29-35]以及实验验证与多因素耦合^[36-43]三大方面。

在理论建模与数值仿真方面,Zhi 等^[44]针对集成轴承建立了动态响应模型,该模型通过考虑轴承内部复杂接触关系,较好地揭示了系统在受激状态下的振动传递与能量耗散问题。在齿轮—转子—轴承系统中,D.Peng^[45-46]等重点关注局部故障对整体动态响应的影响,其构建的模型能够反映局部故障条件下的非线性振动特性,为提前发现潜在故障提供了理论依据。Bhatti 等^[48]则从非线性和随机角度出发,探讨了振动系统在存在不确定参数和外部干扰时的复杂动态行为,进一步完善了理论分析在轴承振动机理研究中的应用。

在故障轴承振动分析方面,许多研究集中于探讨轴承局部缺陷、装配间隙、不对中以及表面波纹等因素对振动响应的影响,以便更早地发现潜在故障并指导维修。刘等^[49]通过将理论模型与实验结果相结合,分析了局部缺陷对振动传递的影响,揭示了缺陷位置和规模对整体振动幅值及频谱特征的显著影响,为故障定位提供了有力支持。而 Shi 等^[50]在模型中引入了时变接触和参数化缺陷因素,通过数值仿真探讨了深沟球轴承在多种故障模式下的振动特性,解决了传统模型难以捕捉瞬态振动变化的问题。此外,罗等^[51]构建了针对复合故障、装配间隙、不

对中和表面波纹等多种因素的综合动态模型,通过对比不同故障模式下的振动响应,进一步完善了故障诊断与健康监测的理论体系。在此基础上, L.G.S^[52]、Imran^[53]和刘静等^[54,55]学者则通过优化和改进现有模型,深入研究了不同缺陷的动态特性,不仅为故障识别提供了更精确的模型支持,也为轴承寿命预测和维护策略的制定提供了理论指导。

在实验验证及仿真与实验结合的研究中,学者们通过实际测试、有限元分析和仿真试验,系统分析了不同工况下轴承及其子系统的振动特性。Wenbing 等^[56]结合实验与有限元方法验证了理论模型,系统描述了变速、负载变化等工况下的振动响应,为模型修正提供了数据支持。Li 等^[57]利用仿真实验结合的方法,验证了螺栓连接、轨道不平及微纹理变化等故障机理,弥补了单一方法的局限性。同时, Yang 和 Yuhou 等^[58,59]通过大量实验数据补充了结构缺陷或制造误差引发的振动响应,为模型精细化与参数优化提供了重要参考。

综上所述,尽管现有研究在理论建模、故障分析以及实验验证等方面取得了丰硕成果,全面揭示了轴承在复杂工况下的振动特性,但针对圆锥滚子轴承的声振特性研究仍相对薄弱。因此,本文在前人研究的基础上,采用理论分析与实验测试相结合的方法,系统探讨圆锥滚子轴承在实际工况下的内部各部件动态响应与声学行为,为工程实践提供更具针对性的理论依据与方法支持。

1.2.3 轴承噪声特性现状

近年来,关于轴承噪声特性的研究在国内外取得了显著进展。Sunnarsj^[60]和 Tallian^[61]解释了轴承振动和噪声产生的机制滚动轴承产生噪音和不稳定运转的最根本原因是所谓的顺应性变化振动。Rho 等^[62,63]研究了圆柱滚子轴承在无外部负载时,设计参数(径向间隙、轴承宽度、润滑剂粘度、转子质量偏心 and 滚子数量)对声压特性的影响,提出通过增大径向间隙和轴承宽度、增大转子质量偏心率、减小润滑油粘度和滚子数量来降低声压。Ansari^[64]采用全因子设计和方差分析来研究载荷和转速对圆锥滚子轴承振动和噪声的影响。Khaliq^[65]通过转速和径向载荷评估圆锥滚子轴承的振动和噪声响应,结合参数效应分析和实验设计预测了转子-轴承系统中圆锥滚子轴承的行为。除此之外, Minjie S^[66]建立了滚动体和内圈振动噪声计算模型,发现加工精度降低及转速增加均会导致噪声增大。Yueyong W^[67]分析了乏油润滑下凹坑对织构化圆锥滚子轴承摩擦学性能和摩擦振动噪声影响,发现合理调节摩擦副系统自激振动可降低轴承振动和噪声。

在轴承的故障诊断方面，Dongjie L^[68]融合了变分模态分解的 K 值优化算法与增强型最大相关峭度解卷积技术，解决了强噪声环境下轴承故障特征提取的难题。Peng W^[69]则利用光纤布拉格光栅（FBG）振动传感器，结合共振解调技术，有效地完成了滚动轴承的故障检测与诊断。Wang H^[70]开发了一种基于噪声特征提取的快速诊断方法，显著提升了滚动轴承早期故障识别的准确性与效率。

在轴承的振动和噪声结合方面，Keshun^[71]开发了一种基于声振信号融合的深度学习算法，借助物理信息优化机制，显著提高了轴承故障检测的精度与速度。涂文兵^[72]构建了轴承与轴承座的声振耦合系统模型，精确模拟了轴承噪声的辐射特性，为减振降噪的工程实践提供了理论支撑。闫海鹏^[73]建立角接触球轴承的动力学有限元模型，深入研究了剥落故障对各部件受力分布的影响规律。丁士钊^[74]通过多维度耦合动力学模型，揭示了单一和复合误差对系统振动的差异化作用，为故障机理解析提供支撑。许亚军^[75]开发了声振耦合模型，分析了载荷、转速、故障尺寸与波纹幅值对轴承噪声的传递关系。Zheng Z^[76]构建了新的融合解调方法，降低了特征谱噪声，突出了故障特征频率。代鹏^[77]通过数学建模和实验验证，研究了圆柱滚子轴承滚道故障下的声振特性，发现故障引起的中高频振动冲击和噪声信号异常，为故障诊断提供了有效依据。

综上所述，国内在轴承振动和噪声特性研究方面取得了一定的进展，但仍存在一些不足。现有研究多集中于振动源的识别和噪声传播机制的分析，针对外圈剥落引起的振动特性和噪声特性的研究相对较少。且现有研究在数值模拟和实验分析方面还存在一定的局限性，例如计算精度和实验条件的限制，部分研究成果与实际工程需求之间存在偏差，因此需要深化理论分析与实践验证的结合，以深入揭示圆锥滚子轴承外圈剥落引起的振动和噪声特性。

1.2.4 轴承故障位置识别现状

关于轴承故障位置识别方面，Dick-Petersen 和 Howard 等^[78]对含裂纹轴承外圈的接触变形与时变刚度进行了研究，并构建了动态模型来判断裂纹的位置。在此基础上，Qin 和 Cao 等^[79]构建了一种能够更精确地描述外圈局部故障所引起的位移-冲击激励的多阶段耦合振动模型，并对其进行了定位分析。为了进一步提高故障位置的识别精度，Wang^[80]开发了一种基于量化映射模型（QMM）的创新方法，实现了对滚动轴承故障程度的精确量化评估。Cui 等^[81,82]提出了基于水平-垂直同步均方根的故障定位方法，通过分析故障信号的传导过程，实现了外圈裂纹

的精准定位，为故障位置识别提供了新的数据分析方法。

石怀涛等^[83,84]研究者构建了外圈裂纹动力学模型，通过分析振动信号在传递过程中的衰减特性，建立了裂纹位置与同步均方根差值之间定量关系，最终实现了裂纹的精准定位。除此之外，柳小勤等^[85]人提出了一种基于小波包分解的优化算法，利用最优时差计算提升了位置判断精度，提升了外圈故障定位的精度。

通过上述文献综述可以发现，国内外在轴承故障定位方面已取得显著进展，尤其在故障的识别方面取得了诸多成果。然而，现有研究在利用声学信号获取外圈裂纹定位方面仍存在一定不足。目前的研究主要通过振动信号分析进行定位，而对声学信号的利用仍较为有限，特别是在如何准确捕捉和分析剥落故障引起的声学特征方面，仍需进一步探索和优化。因此，有必要将声学信号应用于轴承外圈故障的定位问题。

1.3 本文主要内容与章节安排

本文针对圆锥滚子轴承在振动特性和噪声特性研究中存在的问题，建立了六自由度完全动力学模型和局部故障动力学分析模型，并通过实验验证了模型的准确性，系统探讨了轴承的动态特性、声振特性以及故障定位的方法。主要工作及研究内容安排如下：

第 1 章：介绍了课题的研究背景及意义，概述了国内外轴承动力学分析模型、振动特性、噪声特性以及轴承故障位置识别的研究现状，分析现有研究的局限性，并明确本文的研究目标和主要内容。

第 2 章：建立了圆锥滚子轴承的动力学模型，通过坐标系确定轴承各部件的几何关系和运动学关系，基于牛顿-欧拉方程，建立了包含六自由度的完全动力学模型，系统分析了轴承内部动态特性，从受力特性和位移特性等方面揭示了轴承各部件运动机理，并探讨了不同工况参数和结构参数对滚子摆动角的影响。

第 3 章：基于轴承局部故障的几何接触关系，构建了局部故障动力学模型，并将其融入轴承整体动力学模型。通过仿真分析轴承不同故障类型（内外滚道、滚动体故障）的动态特性，研究了转速和故障宽度对外圈剥落故障轴承振动特性的影响，并通过实验验证了模型的可靠性。

第 4 章：研究了圆锥滚子轴承的声学特性。通过对外圈剥落故障轴承的振动响应特性的分析，引入了故障轴承在声学特性方面的研究。通过实验对轴承在不同方向、距离及转速下的辐射噪声进行测量与分析，系统研究了故障轴承的声场

分布特性、声学特性以及转速对声压级的影响规律。

第 5 章：提出了一种基于噪声信号的故障定位方法。通过分析轴承外圈剥落故障噪声信号的同步均方根差值与剥落位置之间的数学关系，建立了轴承外圈故障定位模型，并通过实验数据与仿真结果对比，验证了该模型在故障位置识别中的可靠性与准确性。

第 6 章：结论与展望。本文系统研究了圆锥滚子轴承的声振特性，建立动力学与故障分析模型，揭示了故障对轴承振动与噪声特性的影响，并提出基于噪声信号的外圈剥落故障定位方法，为轴承故障诊断提供理论支持。最后，对多故障模式与优化设计研究方向进行了展望。

第2章 圆锥滚子轴承动态特性分析

为建立圆锥滚子轴承的动力学模型,本章将介绍圆锥滚子轴承的分析基础理论,包括坐标系的建立、各部件的几何关系及赫兹接触理论。基于轴承内部各部件的相互作用,分别建立滚子与滚道、滚子与套圈挡边、滚子与保持架及保持架与套圈的动力学模型,并考虑润滑与涡动力矩的影响,系统分析圆锥滚子轴承的内部动态特性。

2.1 圆锥滚子轴承分析基础理论

为研究圆锥滚子轴承的运动学与接触力学特性,建立多个坐标系描述各部件的运动关系,分析其几何特性,并采用卡登角描述旋转运动。结合赫兹接触理论,计算接触处弹性变形及作用力,为轴承振动与噪声特性分析提供理论基础。

2.1.1 坐标系的建立与转换

为了实时模拟圆锥滚子轴承各部件的运动状态,根据轴承的结构特点,建立了以下坐标系来描述轴承各部件的位置关系和受力关系:

(1) 惯性坐标系(X_i, Y_i, Z_i): 原点位于轴承中心,惯性坐标系包括惯性直角坐标系和惯性圆柱坐标系(x, r, θ)。本文中滚子质心平动在惯性圆柱坐标系中确定;保持架和套圈质心运动在惯性直角坐标系中描述。

(2) 定体坐标系: 固定于轴承零件,随零件旋转。本文中滚子、内外滚道、套圈挡边和保持架所受的作用力矩均在各自的定体坐标系中进行计算和输出。

(3) 方位坐标系(X_a, Y_a, Z_a): 方位坐标系随轴承的运转,用于描述各滚子在轴承内部不同的空间方位。本文中滚子受内外滚道、内圈挡边的作用力和保持架兜孔的作用力矩均在各自方位坐标系下进行输出和分析。

(4) 接触坐标系(X_c, Y_c, Z_c): 原点位于接触面中心,用于计算零件间局部接触的受力。

为了描述刚体旋转运动,本文采用卡登角以避免欧拉角在奇点附近数值计算的失效和小角度转动受限的问题。从惯性坐标系转换至定体坐标系的过程,如图2-1所示,通过依次绕三个不同轴向进行特定角度旋转实现。在坐标系的转换理论中,惯性坐标系与定体坐标系的空间关系可通过向量运算加以表征,并以变换角的时间导数之间的函数关系描述。

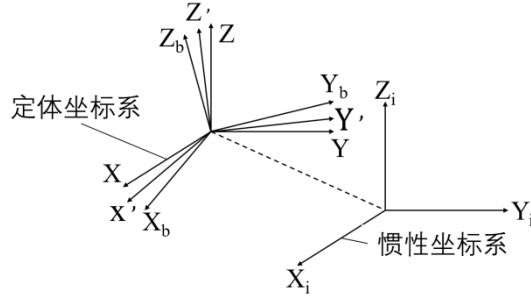


图 2-1 惯性坐标系到定体坐标系的转换

2.1.2 轴承各部件几何形状

如图 2-2 为圆锥滚子轴承中滚子的几何结构，其中 B 为锥形滚子的质心， cg_r 表示质心距离滚子大端的轴向距离。滚子轮廓的顶点中心记作 O。从顶点中心到滚子轴线的投影长度用 cp_r 表示，D 点距离滚子大端的轴向距离为 cpa_r 。滚子的球形大端半径用 R_{sph} 表示，而滚子端部的半径和角部半径分别为 R_c 和 r_c 。

如图 2-3 为圆锥滚子轴承内圈的几何形状。内圈的质心为 R， cg_{IR} 表示质心距内圈大端的距离。内圈的倾斜面在内圈挡边处分别与点 F 和 O' 相交，F 点之外和 O' 点之前的内圈部分在质量和惯性矩计算中被忽略，因为其影响可通过调整滚子的密度来综合考虑。前挡边和后挡边的倾斜角度分别用 $\alpha_{layback1}$ 和 $\alpha_{layback2}$ 表示。内圈大端的半径为 r_{IR} 。

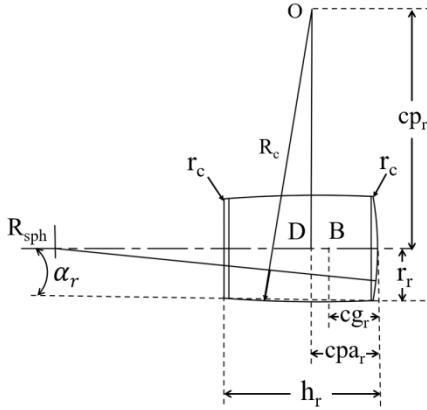


图 2-2 轴承滚子的几何形状

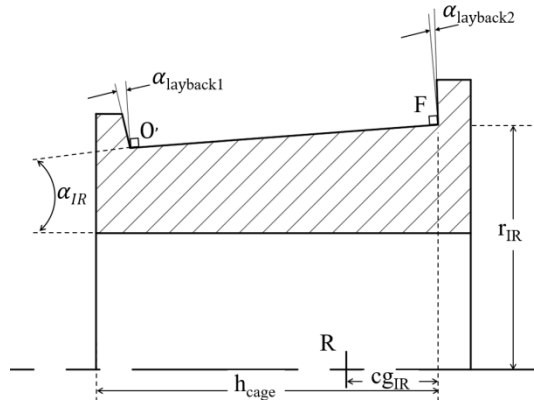


图 2-3 轴承内圈的几何形状

如图 2-4 为圆锥滚子轴承中保持架的几何结构。保持架的质心为 C， cg_{cage} 表示质心到保持架大端的轴向距离。保持架的轴向高度和斜向高度分别为 h_{cage} 和 sh_{cage} 。保持架的兜孔为锥形，其锥度角 α_{poc} 通常与滚子的锥角 α_{rol} 一致。 γ 为保持架导向角。保持架口袋在保持架顶部表面的半径为 R_{cp} 。

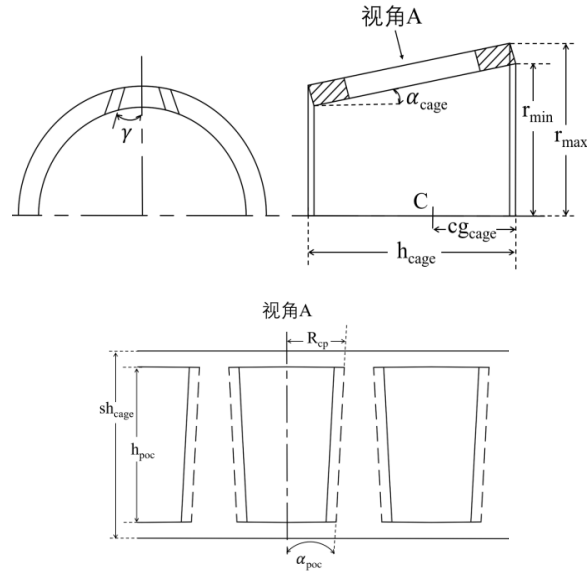


图 2-4 轴承保持架的几何形状

2.1.3 模型的假设

为分析圆锥滚子轴承的动态特性，需计算各部件之间的相互运动关系和作用力，本文做出以下假设：

- (1) 轴承中各部件材质均匀，其质心与形心重合。
- (2) 轴承的所有部件均被视为刚体，忽略在轴承运转过程中可能发生的柔性变形，将轴承出现的局部变形视为弹性变形。
- (3) 所有部件均具有六个自由度，内圈围绕固定轴匀速旋转。保持架的兜孔为矩形。
- (4) 轴承内部温度基本不变，忽略温度升高引起的热膨胀效应和温度变化对润滑剂流变学性质的影响。

2.2 圆锥滚子轴承动力学模型

为分析圆锥滚子轴承各部件的相互作用，基于赫兹接触理论，建立滚子与滚道、滚子与挡边、滚子与保持架及保持架与套圈的动力学模型，并考虑润滑和涡动力矩的影响，分析流体润滑对轴承摩擦特性的作用。通过计算各接触界面的变形量、法向力及摩擦力，研究轴承内部载荷分布及运动特性。

2.2.1 滚子与滚道相互作用

滚子与内滚道和外滚道接触的相互作用模型类似，这里仅以滚子与外滚道接触为例说明。滚子与滚道之间的相互作用力沿接触线发生变化，沿滚子坐标系的 X 轴对滚子进行切片，将每一个薄片与滚道的相互作用力单独计算，通过积分之

后得到总接触载荷。任取一薄片中心为 P 点，确定其接触力首先要计算 P 点的接触间隙。

在外圈定体坐标系中，切片中心 P 相对于滚子质心 B 的位置表示：

$$r_{rp}^r = [T_{ir}] \left(r_b^i - r_r^i + [T_{ib}]^{-1} [x, 0, 0] \right) \quad (2-1)$$

式中， r_r^i 、 r_b^i 分别是在惯性坐标系中外圈质心 R 和滚子质心 B 位置， $r_{rb}^i = r_b^i - r_r^i$ ； x 是滚轴上的切片位置， $[T_{ir}]$ 、 $[T_{ib}]$ 和 $[T_{ra}]$ 分别是惯性坐标系到套圈定体坐标系、惯性坐标系到滚子定体坐标系的和套圈定体坐标系到方位角坐标系的变化矩阵。

在接触坐标系中套圈质心到滚子质心的位置向量为：

$$r_{rc}^c = [T_{ac}][T_{ra}][T_{ir}](r_b^i - r_r^i) + [T_{ac}][T_{ra}][T_{ir}][T_{ib}]^{-1}[x, -R_x \sin \theta, R_x \sin \theta]^T \quad (2-2)$$

如图 2-5 所示，滚道接触坐标系中滚道中心到滚道斜边与滚道挡边相交最高点 F 的位置向量为：

$$r_{rf}^c = [T_{ac}][-cg_{IR}, 0, r_{IR}]^T \quad (2-3)$$

式中， $[T_{ac}]$ 是滚道方位角坐标系到滚道接触坐标系的变换矩阵， R_x 为切片中心 P 处的真实半径， θ 为接触点 C 与滚子定体坐标系 Z 轴的夹角， cg_{IR} 为内圈质心到滚子大端的距离， r_{IR} 是内圈大端半径。

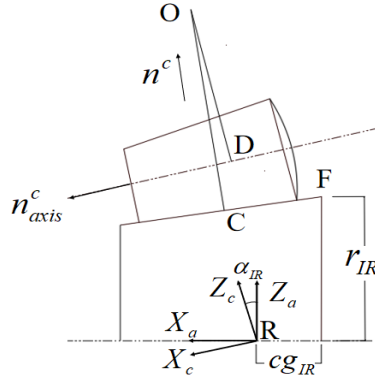


图 2-5 滚子与滚道的接触

滚子切片与滚道接触变形量为：

$$\delta_{br} = r_{rc_z}^c - r_{rf_z}^c \quad (2-4)$$

若 δ_{br} 的值为正值，则滚子与滚道之间存在接触，若 δ_{br} 的值为负值，则滚子与滚道之间没有接触。

滚子切片与滚道接触可以看作赫兹线接触，根据线接触公式可以计算法向

力的大小为:

$$F_{norm}^i = \frac{Q}{l} dx \cdot [T_{ic}]^{-1} n^c \quad (2-5)$$

式中, 接触时的总载荷 $Q = K\delta^{10/9}$, K 为有限长赫兹接触刚度, l 为滚子柱体长度; n^c 为滚子所受法向力的单位向量, $n^c = (0,0,1)$ 。

在接触坐标系中, 接触点处滚子与滚道的相对滑动速度可以表示为:

$$u_{rel}^c = [T_{ic}] \left[(u_b^i + \omega_b^i \times r_{bc}^i) - (u_r^i + \omega_r^i \times r_{rc}^i) \right] \quad (2-6)$$

式中, u_b^i 和 ω_b^i 分别表示滚子的平动速度和自转速度, u_r^i 和 ω_r^i 分别表示套圈的平动速度和自转速度, $r_{bc}^i = [T_{ib}]^{-1} r_{bc}^b$, $r_{rc}^i = r_{rb}^i + r_{bc}^i$; v 是接触点 C 处的总滑移速度, $v = \sqrt{u_{rel_x}^c{}^2 + u_{rel_y}^c{}^2}$; f_{smag} 是接触点处的牵引力, $f_{smag} = \mu \frac{Q}{l} dx$, μ 为摩擦系数^[86]。

惯性坐标系中接触点 C 处的牵引力为:

$$F_{tan}^i = [T_{ic}]^{-1} f_{smag} \left[\frac{u_{rel_x}^c}{v}, \frac{u_{rel_y}^c}{v}, 0 \right] \quad (2-7)$$

在惯性坐标系中, 滚子切片受滚道作用力的合力为法向力与牵引力的总和以及滚子切片和滚道所受和力矩:

$$\begin{aligned} F_{br}^i &= F_{norm}^i - F_{tan}^i \\ M_{br}^i &= r_{bc}^i \times F_{br}^i \\ M_{rb}^i &= r_{rc}^i \times (-F_{br}^i) \end{aligned} \quad (2-8)$$

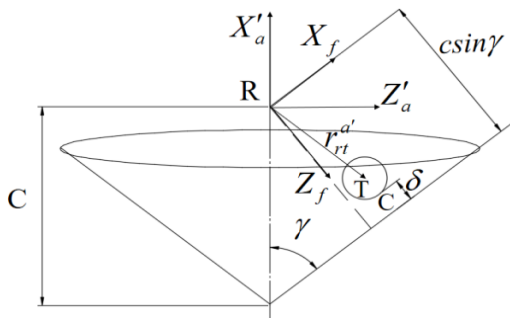
2.2.2 滚子大端与挡边相互作用

如图 2-6 为方位坐标系下滚子球面大端与内圈大端挡边的接触。 r_{rb}^a 为方位坐标系中套圈中心相对于滚子质心的位置, $r_{rb}^a = [T_{ra}][T_{ir}]r_{rb}^i$, bt 是从滚子中心 B 到大端球面半径中心 T 点的距离 $bt = R_{shp} - c g_r$; $n_{axis}^b = (1,0,0)$ 为滚子定体坐标系中沿滚子轴线的单位矢量; γ 为半锥角, 顶点与内圈中心 R 轴向距离为 c ; 在方位坐标系中大端球面半径中心 T 相对于套圈中心 R 的位置表示为:

$$r_{rt}^a = r_{rb}^a + (bt)[T_{ra}][T_{ir}][T_{ib}]^{-1} n_{axis}^b \quad (2-9)$$

如图 2-7 为接触坐标系下滚子大端与挡边接触的简化表示滚子大端与挡边接触的几何趋近量由下式表示:

式中, $[T_{aa'}]$ 、 $[T_{a'f}]$ 是从滚子大端方位角坐标系到套圈方位坐标系与套圈定体坐标系到接触坐标系的变换矩阵。



滚子大端与挡边的接触可以视作赫兹点接触, 法向力的大小用下式表示:

式中, k_N 为赫兹接触刚度; $[T_{if}]$ 和 $[T_{af}]$ 分别为从惯性坐标系到滚子大端接触坐标系与套圈方位角坐标系到滚子大端接触坐标系的变换矩阵, $[T_{if}] = [T_{af}][T_{aa'}][T_{ra}][T_{ir}]$; $\mathbf{n}^f$ 为滚子大端法向力的单位向量, $\mathbf{n}^f = (0, 0, -1)$ 。

$$\begin{aligned} u_{rel}^f &= [T_{if}] \left[\left(\mathbf{u}_b^i + \boldsymbol{\omega}_b^i \times \mathbf{r}_{bc}^i \right) - \left(\mathbf{u}_r^i + \boldsymbol{\omega}_r^i \times \mathbf{r}_{rc}^i \right) \right] \\ \boldsymbol{\omega}_{rel}^f &= [T_{if}] \left(\boldsymbol{\omega}_b^i - \boldsymbol{\omega}_r^i \right) \end{aligned} \quad (2-12)$$

接触椭圆整体面积产生的总牵引力和滚动阻力矩是各切片上所有牵引力和力矩的总和，总牵引力和力矩由下式转化到惯性坐标系中为：

$$\begin{aligned}
 F_{\tan}^i &= [T_{if}]^{-1} \sum_{-b}^b \left(df_{smag} \frac{v_x}{v}, df_{smag} \frac{v_y}{v}, 0 \right) \\
 T_{sp}^i &= [T_{if}]^{-1} \sum_{-b}^b \left(0, 0, df_{smag} \frac{v_x}{v} (-y) \right)
 \end{aligned} \quad (2-13)$$

式中, P 点总滑移速度为 $v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2}$, $v_x = u_{rel_x}^f - y\omega_{rel_z}^f$, $v_y = u_{rel_y}^f$, df_{smag} 是切片的牵引力大小 $df_{smag} = \mu df_N$, $df_N = \frac{3f_{nmag}}{4b} \left(1 - \frac{y_2}{b_2} \right) dy$ 。

在惯性坐标系中滚子作用的总和与滚子大端和挡边受到的作用力矩分别为:

$$\begin{aligned}
 F_{bf}^i &= F_{norm}^i - F_{\tan}^i \\
 M_{bf}^i &= r_{bc}^i \times F_{bf}^i - T_{sp}^i \\
 M_{fb}^i &= r_{rc}^i \times (-F_{bf}^i) + T_{sp}^i
 \end{aligned} \quad (2-14)$$

2.2.3 滚子与保持架相互作用

如图 2-9 显示了惯性坐标系中滚子与保持架兜孔的接触, P 点相对于保持架中心 C 点的位置:

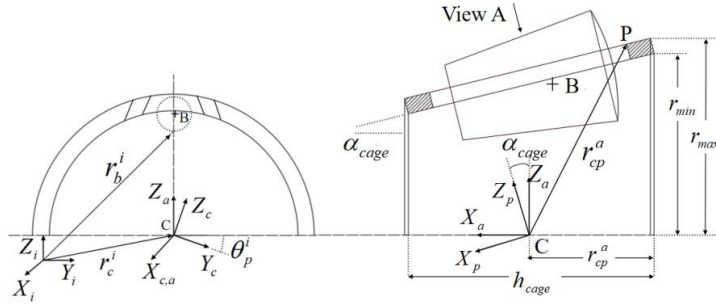


图 2-9 惯性坐标系下滚子与保持架兜孔的接触

$$\begin{aligned}
 r_{cp_x}^a &= \left[-cg_{cage} + (r_{\max} - r_{\min}) \tan \alpha_{cage} + \left(\frac{sh_{cage} - h_{poc}}{2} \right) \cos \alpha_{cage} \right] \\
 r_{cp_z}^a &= r_{\max} - \left(\frac{sh_{cage} - h_{poc}}{2} \right) \sin \alpha_{cage} \\
 r_{cp_y}^a &= \pm R_{cp}
 \end{aligned} \quad (2-15)$$

式中, $[T_{ca}]$ 、 $[T_{ap}]$ 和 $[T_{pg}]$ 分别是保持架定体坐标系到方位角坐标系、保持架方位坐标系到兜孔坐标系和兜孔坐标系转换到保持架导向坐标系的变换矩阵, 其中

$[T_{ca}] = [T_{ca}(\theta_p^i, 0, 0)]$, $\theta_p^i = i \frac{2\pi}{n_p}$ 是第 i 个兜孔的方位角, “+”表示兜孔一侧, “-”表示兜孔另一侧。

r_{pcon}^g 为保持架导向坐标系中接触点 con 相对于 P 点的位置:

$$r_{pcon}^g = r_{pb}^g + r_{bcon}^g \quad (2-16)$$

式中, $r_{pb}^g = [T_{ig}]r_{cb}^i - [T_{pg}][T_{ap}]r_{cp}^a$, $[T_{ig}]$ 为惯性坐标系到保持架导向坐标系的变换矩阵; $r_{cb}^i = r_b^i - r_c^i$, r_{cb}^i 为惯性系中保持架质心 C 与滚子质心 B 的相对位置关系 $r_{bcon}^g = [T_{bg}](x, -R_x \sin \theta, -R_x \cos \theta)$, r_{bcon}^g 为保持架导向坐标系中滚子中心 B 到 Q 点处切片圆周上的任意接触点 con 的位置向量。

如图 2-10 为滚子定体坐标系中各点的位置, 滚子切片与保持架兜孔接触的几何趋近量表示为:

$$\delta_{bc} = -r_{pcon_z}^g \quad (2-17)$$

法向力、牵引力以及合力的计算与滚子滚道相互作用相似。除了与兜孔两侧接触外, 还存在滚子与兜孔两端接触的情况, 其计算方法与上述过程类似, 这里不再赘述。

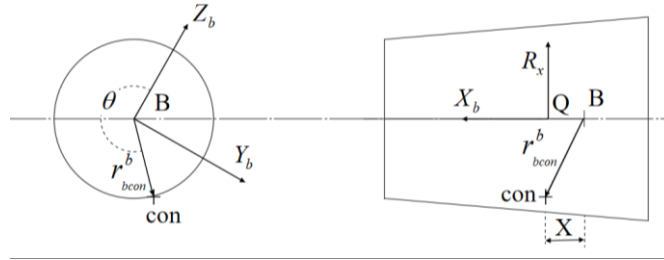


图 2-10 滚子定体坐标系下切片中心与接触点的位置

2.2.4 保持架与套圈相互作用

如图 2-11 所示接触点 S 位于保持架前端内边缘, S 到套圈中心的径向距离小于套圈引导面半径时, 则会在 S 处发生接触, 变形量为:

$$\delta_{cr} = (r_{IR} + h_{rib}) - \sqrt{r_{rs_y}^2 + r_{rs_z}^2} \quad (2-18)$$

式中, $r_{rs}^r = r_{rc}^r + [T_{ir}][T_{ic}]^{-1} \left(\frac{h_{cage}}{2}, -r_{min} \sin \theta, r_{min} \cos \theta \right)$, r_{rs}^r 为套圈中心相对于接触点的位置, θ 表示 S 点在保持架定体坐标系中的周向方位, r_{rc}^r 为套圈定体坐标系中套圈中心 R 和保持架中心 C 相对于原点的位置, $r_{rc}^r = [T_{ir}]r_{rc}^i$ 。 r_r^i 和 r_c^i 为惯性坐标系中套圈中心和保持架中心相对于原点的位置, $r_{rc}^i = r_c^i - r_r^i$ 。

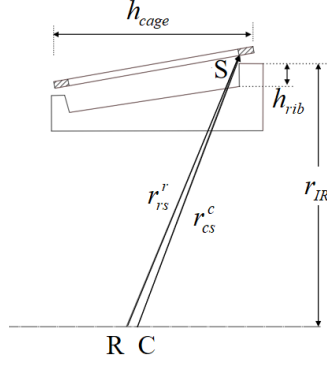


图 2-11 保持架与套圈接触的示意图

保持架与套圈之间的接触被认为是赫兹线接触，其法向力为：

$$F_{\text{norm}}^i = k_N \delta_{cr}^{\frac{10}{9}} [T_{ir}]^{-1} [T_{ra}]^{-1} n^a \quad (2-19)$$

式中，单位法向量 $n^a = (0, 0, 1)$ ； $[T_{ra}]$ 套圈定体坐标系到套圈方位坐标系的转换矩

阵为 $[T_{ra}] = [T_{ra}(\varphi, 0, 0)]$ ，方位角 $\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{-r_{rs_y}^r}{r_{rs_z}^r} \right)$ 。

套圈方位角坐标系中，接触点的相对滑动速度为：

$$u_{\text{rel}}^a = [T_{ra}][T_{ir}]u_{\text{rel}}^i \quad (2-20)$$

式中，惯性坐标系中接触点的相对滑动速度 $u_{\text{rel}}^i = u_{sc}^i - u_{sr}^i$ ， $u_{sc}^i = u_c^i + \omega_c^i \times r_{cs}^i$ ，

$u_{sr}^i = u_r^i + \omega_r^i \times r_{rs}^i$ ， $r_{cs}^i = [T_{ir}]^{-1} r_{cs}^r$ ， $r_{rs}^i = [T_{ir}]^{-1} r_{rs}^r$ ；接触点 S 的总滑移速度

$$v = \sqrt{v_{\text{rel}_x}^2 + v_{\text{rel}_y}^2}。$$

惯性坐标系中接触点的牵引力为：

$$F_{\text{tan}_x}^i = [T_{ir}]^{-1} [T_{ra}]^{-1} \left(f_{\text{smag}} \frac{v_{\text{rel}_x}^a}{v}, f_{\text{smag}} \frac{v_{\text{rel}_y}^a}{v}, 0 \right) \quad (2-21)$$

保持架受套圈的合力以及合力矩的计算与前面计算相似，此次不再赘述。

2.2.5 润滑与涡动力矩

对于在流体中运动的滚子，使用 Gupta^[6]的方法利用流体力学理论来估计阻力。阻力和力矩的表达式为：

$$FDm_{ag} = C_D \frac{1}{2} \rho V^2 A \quad (2-22)$$

$$Mc = \tau_w Ar$$

对于有保持架的圆锥滚子有效前向面积公式

$$A = l_r (d - l_r \tan \alpha_r) - l_r (r_{\max} - r_{\min}) \quad (2-23)$$

式中, l_r 表示滚子长度; d 表示滚子大端直径; α_r 为滚子半锥角, $r_{\max}$ 、 $r_{\min}$ 分别为保持架大端外径和内径; V 和 A 分别表示运动物体的速度和滚动方向的前向面积; ρ 为流体密度; 阻力系数 CD 是雷诺数的函数, η 为润滑剂粘度; d 为滚子直径; 剪应力 $\tau_w = \frac{1}{2} \hat{f} \rho U_f^2$; r 是滚子半径, 摩擦系数 $\hat{f} = 1.3 \left(\frac{16}{Re} \right) \left(\frac{Ta}{41} \right)^{0.54}$; U_f 是

流体平均速度, 可以认为与滚子中心的速度相同。 $Re = \frac{\rho r \omega c}{\eta}$ 和 $Ta = \frac{\rho r \omega c}{\eta} \sqrt{\frac{c}{r}}$

分别代表雷诺数和泰勒数。

2.3 圆锥滚子轴承动力学模型的验证

鉴于测量技术限制, 无法精确量化滚动轴承部件运动, 难以完全验证动力学模型。为此, 本文参照权威文献方法, 结合多篇文献的实验数据对比分析, 以验证上一章模型的适用性与可靠性。

为初步验证动力学模型准确性, 将模型结果与运动学性能对比。假设滚子与滚道无滑移滚动接触, 且滚子中心截面与内圈滚道无相对滑动, 根据滚动轴承动力学理论, 采用由两个圆盘组成的简化模型来描述滚子切片与内圈滚道之间的纯滚动运动学关系, 如图 2-12 所示。设定滚子和内圈的角速度分别为 ω_{rol} 、 ω_{race} , 基于纯滚动的假设, 在接触点 C 处, 滚子与内圈滚道的线速度相等, 从而可以推导出滚子自转角速度与内圈角速度之间的比例关系。

$$\begin{aligned} r_{race} \omega_{race} &= -2r_{rol} \omega_{rol} \\ \frac{\omega_{rol}}{\omega_{race}} &= -\frac{r_{race}}{2r_{rol}} \end{aligned} \quad (2-24)$$

式中, “-” 表示滚子与内圈速度相反。

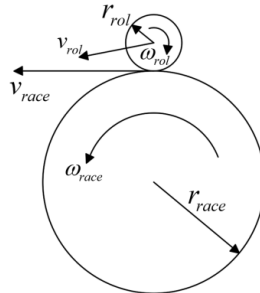


图 2-12 滚子与内圈运动学简化模型

针对 Ghaisas^[86]论文中应用的一组轴承参数 (FAG30206 圆锥滚子轴承) 进行

了理论计算和程序仿真，轴承结构参数见表 2-1。轴承各部件密度为 7800 kg/m^3 ，弹性模量为 $2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ ，泊松比为 0.3。轴承工况条件为内圈转速 10000 rpm，施加轴向力 5000 N。

表 2-1 FAG30206 圆锥滚子轴承参数表

名称	数值
滚子数	10 个
滚子大端半径	4.05 mm
滚子长度	11.98 mm
滚子凸度半径	100 mm
滚子倒角半径	0.2 mm
滚子大端球面半径	100 mm
滚子半锥角	2°
内滚道半锥角	10°
外滚道半锥角	14°
保持架半锥角	13°
内圈大挡边倾角	89.8°

通过运动学分析计算得到的理论比值为-2.3767。如图 2-13 所示为滚子自转角速度与内圈角速度之比随时间的变化情况。左图为文章中仿真结果，在稳态条件下约为-2.38。右图表示本文的动力学模型仿真结果，在稳态条件下该比值为 2.37969。由此可见，模型仿真结果与理论计算比值及文献中的仿真数据展现出高度的一致性。

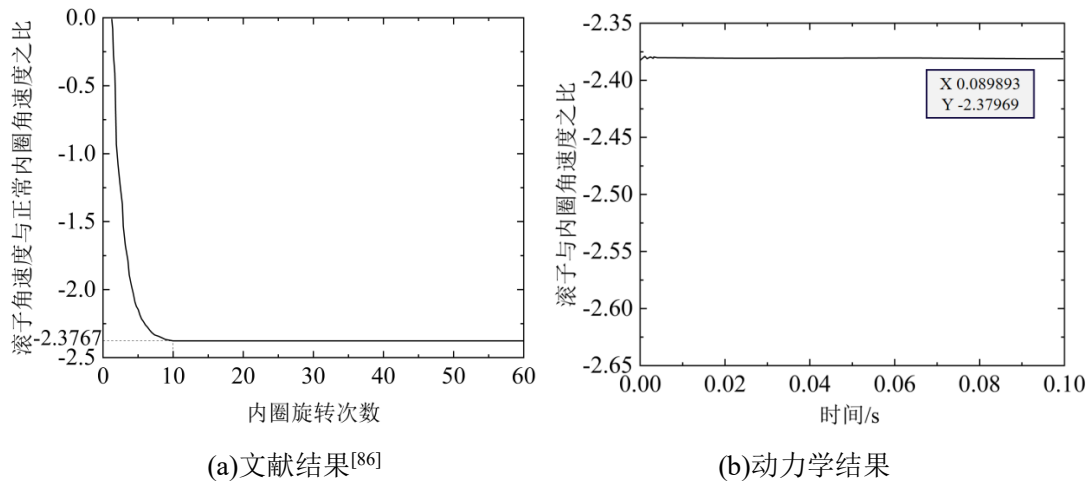


图 2-13 滚子自转速度和角速度之比

同样的，滚子平移速度和内圈 Y 方向圆周速度之比可通过式 2-25 得出：

$$v_{rol} = -r_{rol}\omega_{rol}$$

$$\frac{r_{rol}}{r_{race}} = \frac{1}{2} \quad (2-25)$$

使用上述轴承参数和工况条件计算得出的理论比值为 0.5，滚子平移速度与内圈圆周速度（Y 方向）之比随时间的变化如图 2-14 所示，左图中文献仿真结果曲线在-0.5~0.5 区间内为正弦变化，而右图为动力学模型仿真结果的最大值为 0.50112，在-0.5~0.5 区间呈现正弦变化，与文献值一致。

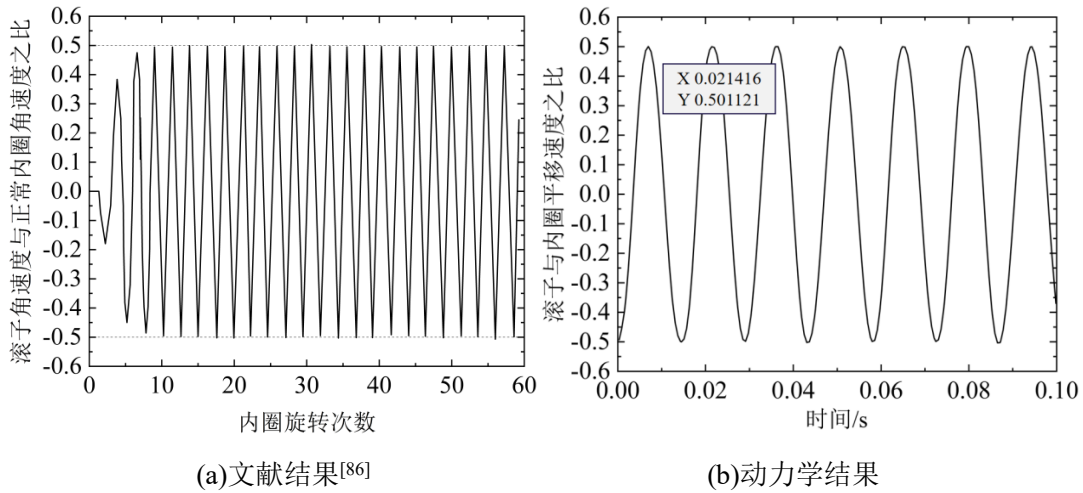


图 2-14 滚子平移速度与内圈速度之比

2.4 圆锥滚子轴承的动态特性分析

圆锥滚子轴承在复杂载荷条件下运行，其内部各部件的受力、位移及摆动特性直接影响轴承的稳定性、摩擦损耗及使用寿命。因此，深入分析轴承内部的力学响应和动态特性，对于优化轴承设计和提升运行性能具有重要意义。

2.4.1 轴承各部件的受力特性

在本文构建的圆锥滚子轴承动力学模型中，程序可输出滚子与滚道、滚子与保持架以及滚子大端与挡边的作用力。假设轴承转速为 6000 rpm，通过对支撑系统的分析，设径向载荷为 40000 N，轴向载荷为 30000 N。进行仿真分析其在各接触部位的力学响应结果。

滚子受滚道作用力的实时变化如图 2-15 所示，载荷在 7000-15000 N 间波动，呈现明显的波峰波谷状态。这种波动源于径向载荷的影响，由于径向载荷方向不变，滚子与滚道沿径向载荷方向为主要承载区域，接触力最大；相反方向接触区域载荷最小；其他接触区域的载荷介于波峰波谷之间。

由于圆锥滚子轴承的特殊结构特点以及其需要承受较大的轴向力，滚子的球

面大端在运行过程中会与内圈挡边发生轴向接触，产生轴向作用力 F_x 。如图 2-16 所示，轴承的滚子大端受挡边的作用力在 240 N 至 340 N 之间波动，波动幅度较小，且变化规律较为平稳。这种周期性变化主要源于滚子与挡边之间的动态接触特性，表明轴承在正常状态下运行稳定，受力分布均匀。

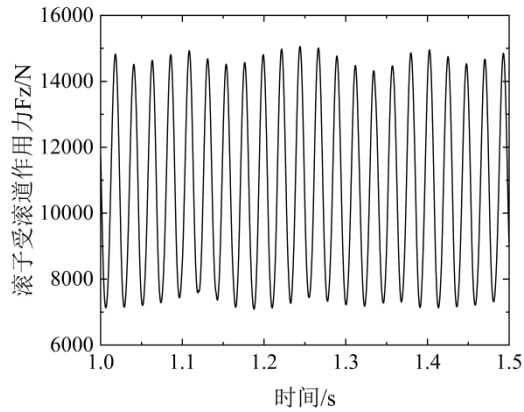


图 2-15 滚子受滚道作用力

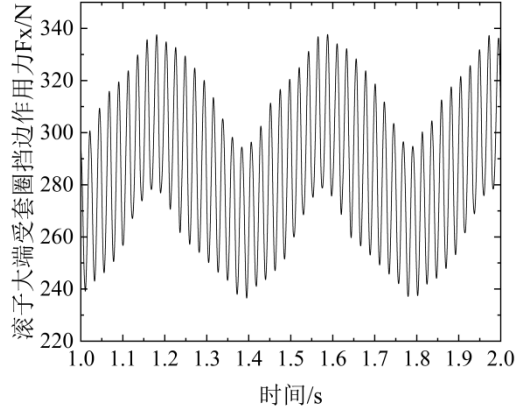


图 2-16 滚子大端受套圈挡边作用力

如图 2-17 所示，滚子与保持架兜孔的接触力随时间波动，其变化与滚子的运动状态和结构间隙密切相关。当滚子位移超出兜孔间隙时，会与兜孔两侧边缘发生碰撞。此外，滚子与滚道、挡边接触摩擦及陀螺力矩会导致滚子歪斜，使其与兜孔发生不规则接触或碰撞。当滚子与兜孔前端接触时，会推动保持架运动，当滚子速度降低并发生歪斜时则撞击兜孔后端，阻碍保持架运动。这种周期性碰撞体现了滚子与保持架间复杂力学关系，也反映了滚子动态运行中的不稳定性。

当滚子与兜孔前端接触时，会推动保持架运动；而当滚子速度降低并发生歪斜时，则会撞击兜孔后端，阻碍保持架运动。这种周期性碰撞揭示了滚子与保持架之间复杂的力学关系，也反映了滚子运行的不稳定性。

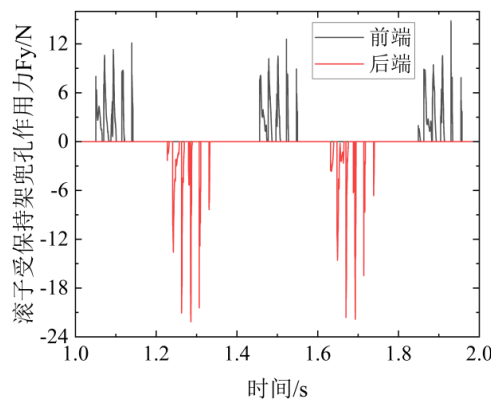


图 2-17 滚子受保持架兜孔两侧作用力

2.4.2 轴承各部件位移动态特性

如图 2-18 所示，滚子径向位移和轴向位移呈现周期性规律，滚子径向位移波动范围约为 0.7 mm ，当滚子进入径向力承载区时，滚道与滚子接触压力增大，径向位移增加。当滚子离开承载区后，接触压力减小，径向位移回落。这一变化规律与滚子受滚道作用力的波动特点一致，表明滚子径向位移受滚道作用力的显著影响。而滚子轴向位移波动范围约为 0.1 mm ，在滚动过程中，滚子轴向位移受其大端挡边约束力的影响，随接触位置变化呈周期性波动。当滚子进入挡边约束区时，轴向位移增大；当其离开该区域时，轴向位移减小。轴向位移波动与挡边作用力的周期性变化密切相关，表明滚子与挡边的动态相互作用对其轴向运动特性起主导作用。

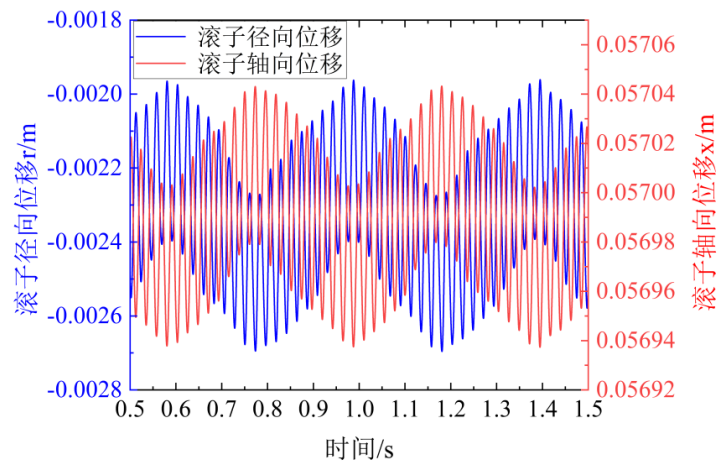


图 2-18 滚子径向位移和轴向位移

如图 2-19 所示，内圈质心在 Z 向的位移波动范围约为 $0.6\text{ }\mu\text{m}$ ，在 Y 向的波动范围约为 $0.7\text{ }\mu\text{m}$ 。这一位移差异的主要是由于径向力的施加方向为 Z 向。滚子轴承运转过程中，径向力显著影响内圈质心的动态行为。径向力直接作用于 Z 向，使得内圈质心该方向的跳动较小，而 Y 向的位移波动则受到内圈结构不平衡性及轴承系统振动耦合效应的综合影响，导致波动幅度略高于 Z 向。保持架质心轨迹如图 2-20 所示，与 Y 向相比，内圈质心在 Z 向位移波动略大，主要由于径向力的施加方向为 Z 向。整体而言，轴承内圈和保持架的质心轨迹通常较为平滑，呈现出规律性的椭圆和封闭曲线。

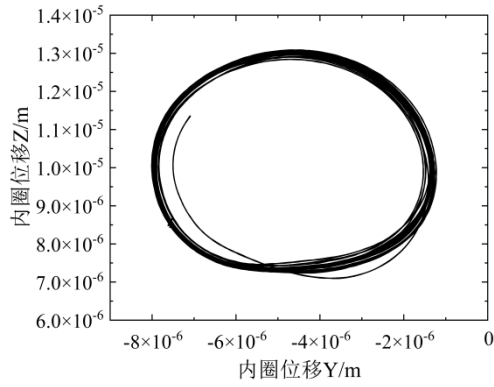


图 2-19 内圈质心轨迹

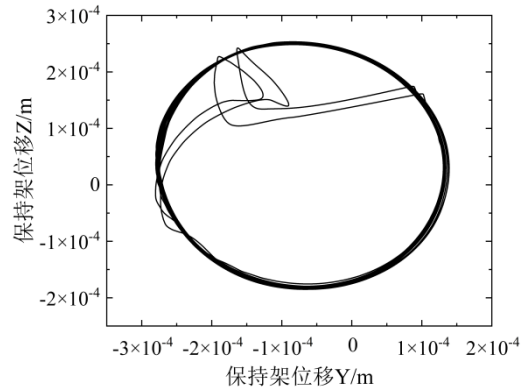


图 2-20 保持架质心轨迹

滚子摆动角又分为滚子倾斜角和滚子歪斜角，如图 2-21 所示，滚子倾斜角波动较小。由于滚子与内外滚道间间隙较小，接触紧密且接触载荷较大，其倾斜受到限制，使得倾斜角的摆动范围较小。相比之下，滚子歪斜角波动相对较大，在 $0.08-0.15^\circ$ 呈现周期性波动规律。由于保持架存在兜孔间隙且滚子受到保持架和大端挡边等综合作用力影响，其值及波动范围均显著大于倾斜角。

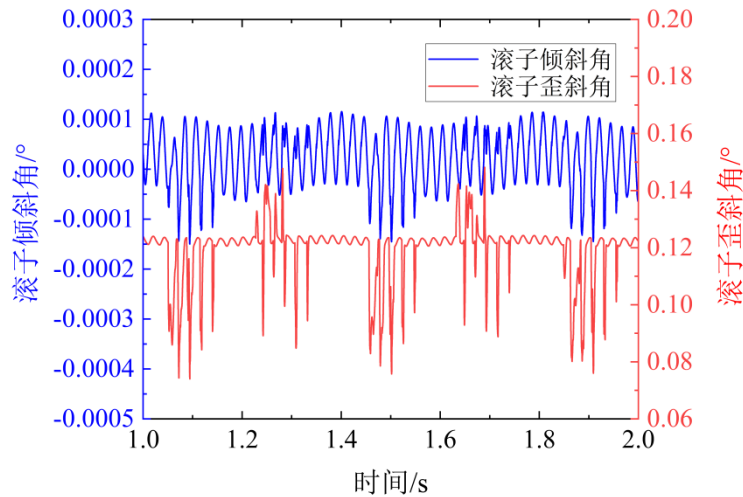


图 2-21 滚子歪斜角和倾斜角

2.4.3 工况参数和结构参数对滚子摆动角的影响

滚子摆动角的变化直接影响轴承的稳定性和使用寿命。较小的摆动角有助于维持轴承的良好工作状态，而过大的摆动角可能导致接触压力分布不均，从而引发轴承磨损或失效。通过调整内圈转速、径向载荷、轴向载荷等工况条件，以及滚子半径偏差、锥角偏差、保持架兜孔间隙和润滑状态等结构参数，分析其对滚子摆动角的影响。假定轴承的工作环境温度为常温，保持架兜孔间隙为 0.25 mm ，研究工况参数和结构参数对摆动角的影响。

1) 转速对滚子摆动角的影响

为分析转速对圆锥滚子轴承滚子摆动角的影响, 设置径向载荷为 40000 N, 轴向载荷为 30000 N, 分别设置内圈转速为 6000 rpm、8000 rpm、10000 rpm 和 12000 rpm。不同转速下滚子歪斜角与倾斜角如图 2-22 和 2-23 所示, 随着内圈转速的增加, 滚子的歪斜角和倾斜角均呈现出逐渐增大的趋势。当内圈转速达到 10000 rpm 时, 滚子歪斜角显著增大, 表现出较为明显的非线性特征。

分析表明滚子歪斜角增大主要是由于转速提升引起离心力和接触力的增加。转速升高时, 滚子与滚道接触力也随之增强, 滚子大端与挡边接触力也增大。离心力使滚子运动轨迹偏离理想状态, 加剧其歪斜程度。高转速下, 滚道沿滚子长度方向的摩擦力分布更不均匀, 导致滚子承受更大的不平衡力矩。此外, 滚子大端与挡边摩擦作用显著增强, 对滚子运动产生额外限制, 进一步增大其歪斜力矩。

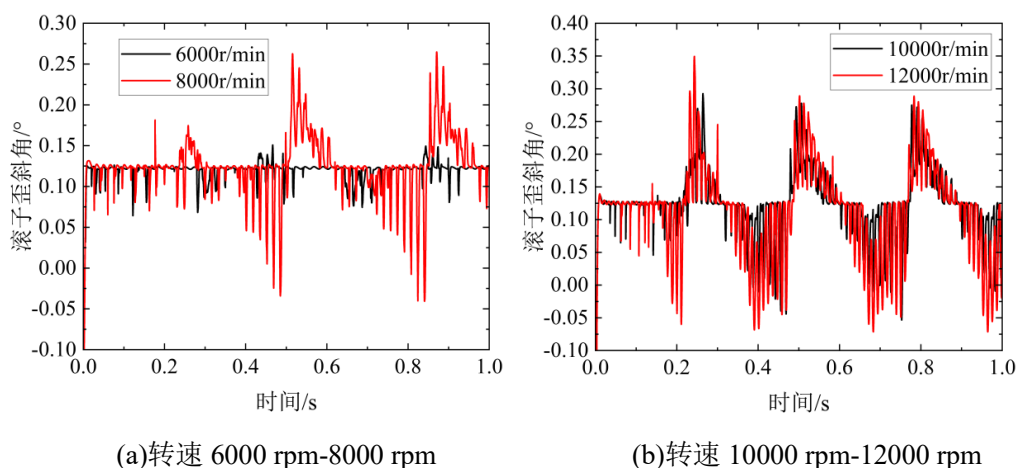


图 2-22 不同转速下滚子歪斜角

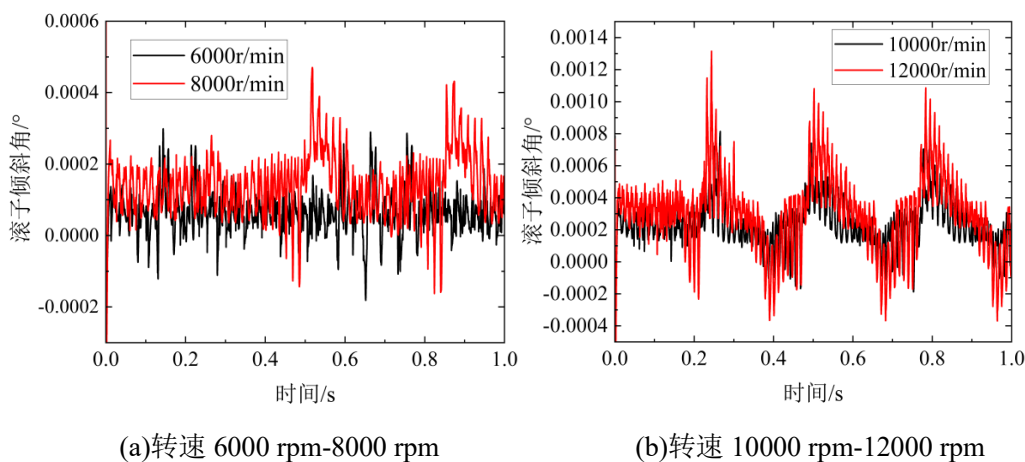


图 2-23 不同转速下滚子倾斜角

2) 径向载荷对滚子摆动角的影响

为了进一步分析径向载荷对圆锥滚子轴承滚子歪斜角和倾斜角的影响,设置转速为 6000 rpm,轴向载荷为 30000 N,分别设置径向载荷为 30000 N、40000 N、50000 N 和 60000 N。如图 2-24 所示,滚子的歪斜角和倾斜角随着径向载荷的增加呈现显著的增长趋势。当径向载荷超过 50000 N 时,滚子的歪斜和倾斜现象变得尤为严重,其中歪斜角高达 0.5° ,倾斜角也增加到了 0.0007° 。

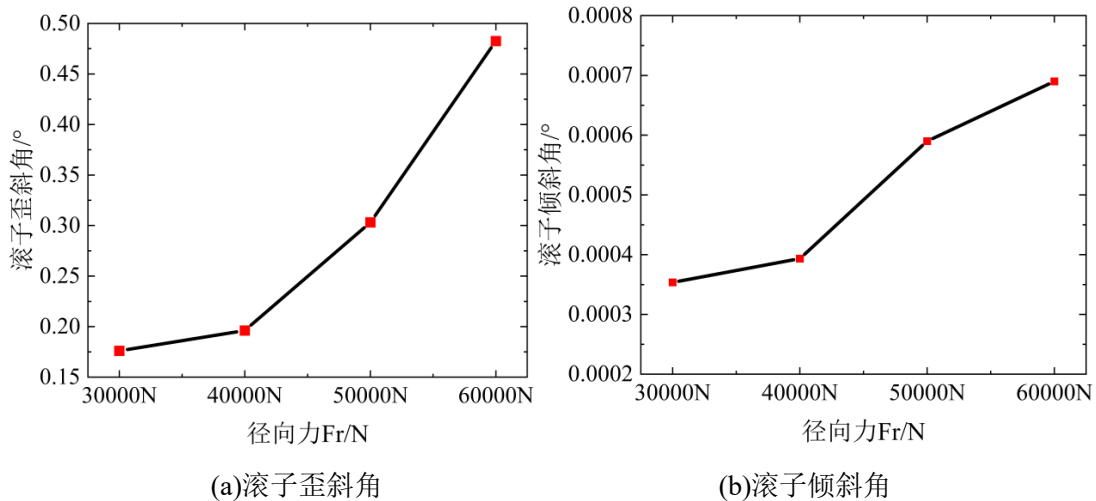


图 2-24 不同径向载荷下滚子歪斜角和倾斜角

分析原因是随着径向载荷增大,滚子与滚道的接触压力增加,导致滚子受力分布复杂进而影响其运动。当载荷在 30000 N 至 40000 N 时,滚子的歪斜和倾斜较小,受力均匀,轴承运行在正常范围内。而径向载荷达到 50000 N 以上时,滚子受力非对称性增强,接触压力分布不均,歪斜趋势加剧。此时,滚道沿滚子长度方向的接触压力集中,局部压力迅速增大,滚子支撑条件发生偏移。同时,径向载荷增大也增加了滚子与内圈挡边的摩擦力,从而限制了滚子平稳运动。摩擦作用使滚子旋转时产生额外倾斜力矩,导致倾斜角显著增加。

3) 轴向载荷对滚子摆动角的影响

为了分析轴向载荷对圆锥滚子轴承滚子歪斜角和倾斜角的影响,设置转速为 6000 rpm,径向载荷为 40000 N,分别设置轴向载荷为 30000 N、35000 N、40000 N 和 45000 N。仿真结果如图 2-25 示,随着轴向载荷的增加,滚子的歪斜角和倾斜角均呈现出明显的增长趋势。当轴向载荷增大至 40000 N 及以上时,滚子的歪斜角和倾斜角显著增大,表现出更为复杂的力学特性。分析表明轴向载荷增大直接影响滚子与内圈大挡边的接触力,使得滚子受力不均,产生歪斜力矩。此外,轴向载荷增大还加剧端面与内圈大挡边摩擦,产生附加倾斜力矩,导致偏

离角度增大。同时，接触压力沿滚子长度分布更加集中，滚子的非对称受力加剧，特别在高载荷下，歪斜和倾斜现象显著放大，运动轨迹偏离理想状态。

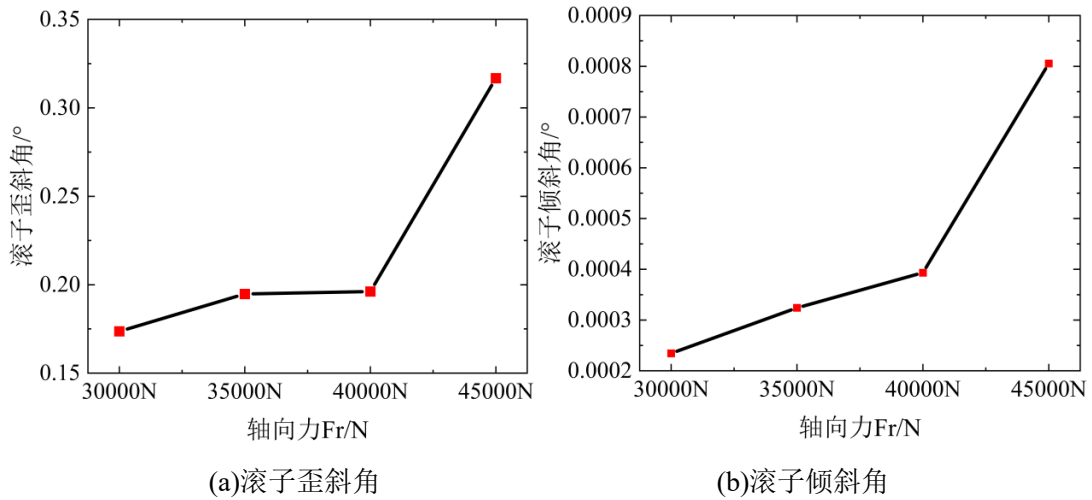


图 2-25 不同轴向载荷下滚子歪斜角和倾斜角

4) 滚子半径偏差对滚子摆动角的影响

为了分析非正常安装时滚子半径偏差对圆锥滚子轴承滚子歪斜角和倾斜角的影响，设置转速为 6000 rpm、径向载荷为 40000 N、轴向载荷为 30000 N 以及滚子半径偏差分别为 $r+0.01$ mm、 $r+0.05$ mm、 $r+0.1$ mm、 $r+0.15$ mm。如图 2-26 所示，随着滚子半径偏差的增大，滚子的歪斜角和倾斜角均呈现出显著的增长趋势。当滚子半径偏差达到 $r+0.15$ mm 时，滚子歪斜角和倾斜角均达到了较高水平，表明其运动稳定性明显下降。

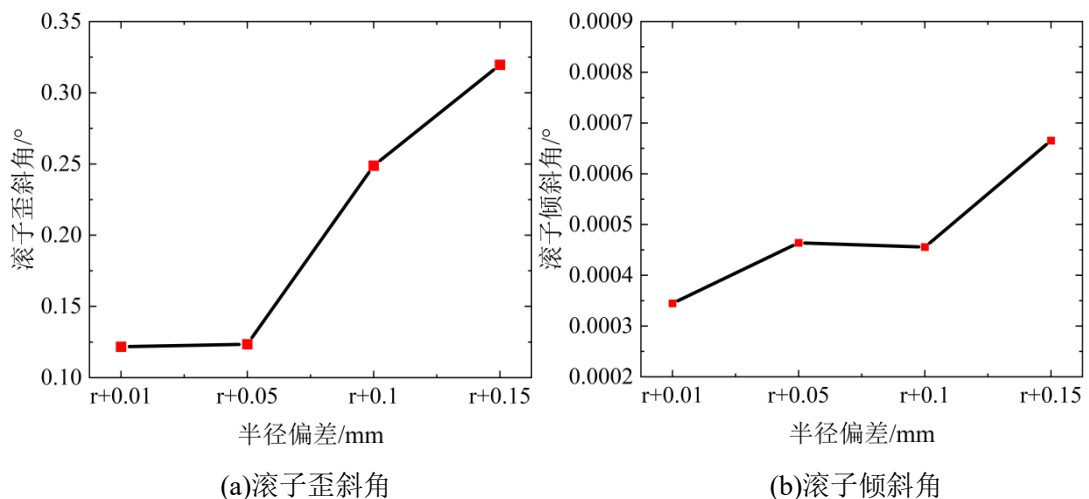


图 2-26 不同半径偏差的滚子歪斜角和歪斜角

滚子半径增大导致滚子与内圈挡边接触压力增加，法向力和摩擦力增强，从而产生更大的作用力矩，使滚子的旋转轨迹发生偏离，歪斜角和倾斜角增大。此

外，接触区域的摩擦分布不均，加剧滚子的歪斜。滚子半径增大减少了保持架兜孔与滚子之间的间隙，增加了接触频率和剧烈程度，导致保持架不稳定运动，产生动态冲击，进而影响滚子的受力状态。特别在滚子半径偏差达到 $r+0.15\text{ mm}$ 时，保持架振动显著影响滚子的稳定性。

5) 滚子锥角偏差对滚子摆动角的影响

为了分析滚子锥角偏差对圆锥滚子轴承滚子歪斜角和倾斜角的影响，设置转速为 6000 rpm 、径向载荷为 40000 N 、轴向载荷为 30000 N 以及滚子锥角偏差分别为 $\alpha+0.01^\circ$ 、 $\alpha+0.05^\circ$ 、 $\alpha+0.1^\circ$ 和 $\alpha+0.2^\circ$ 。如图 2-27 所示，随着滚子锥角偏差的增大，滚子的歪斜角和倾斜角均呈现出逐步增大的趋势，但当滚子锥角偏差小于 0.1° 时，歪斜角与倾斜角增大速度较为缓慢，而当锥角偏差增大到 0.1° 及以上时，歪斜角与倾斜角迅速增大，表现出显著的非线性变化。分析表明滚子锥角偏大导致其与内圈挡边接触力增强，受力集中，产生更大的歪斜和倾斜力矩，进而加剧滚子歪斜和倾斜。随着歪斜程度增加，滚子与保持架的碰撞频率和强度增大，导致保持架振动失稳，进一步对滚子施加更大的动态冲击力，加大歪斜角和倾斜角的波动。这种力学耦合作用导致锥角偏差增大时，歪斜角与倾斜角的增长趋势加剧，表现出显著的动力不平衡。

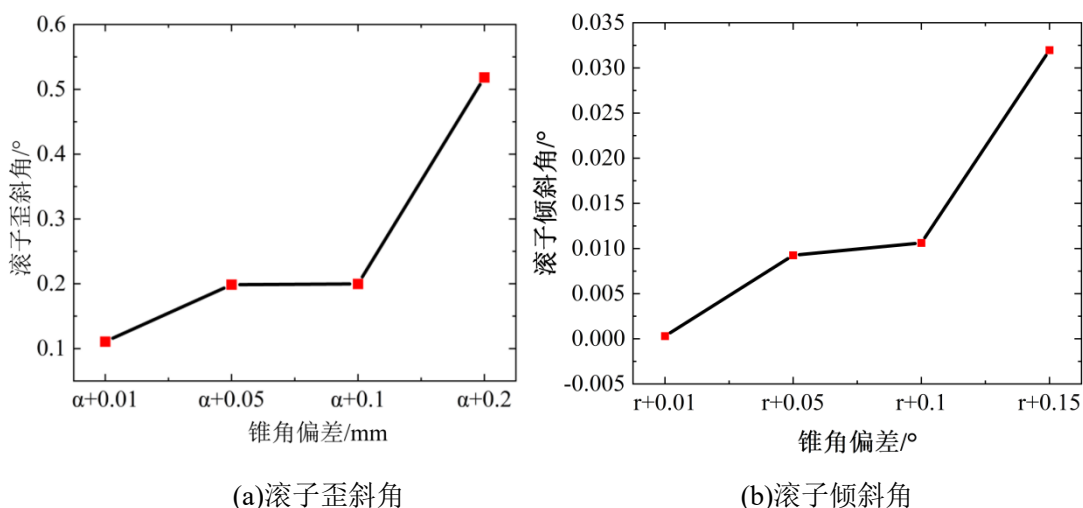


图 2-27 不同半径偏差的滚子歪斜角和歪斜角

6) 保持架兜孔间隙对滚子摆动角的影响

为了分析保持架兜孔间隙对圆锥滚子轴承滚子歪斜角和倾斜角的影响，设置转速为 6000 rpm 、径向载荷为 40000 N 、轴向载荷为 30000 N ，设定保持架兜孔间隙分别为 0.1 mm 、 0.2 mm 、 0.3 mm 和 0.35 mm 。如图 2-28 所示，随着保持架

兜孔间隙的增大, 滚子倾斜角基本保持不变, 表明倾斜角对兜孔间隙的变化不敏感, 但滚子歪斜角则随着兜孔间隙的增大显著增加, 尤其在兜孔间隙为 0.3 mm 以下时, 歪斜角呈现快速增长的趋势。当兜孔间隙增大到 0.3 mm 及以上时, 虽然滚子歪斜角增大的幅度有所减小, 但滚子的歪斜现象已经变得非常严重。

分析表明, 随着兜孔间隙增大, 滚子的自由度增加, 导致歪斜力矩增大, 尤其在高速工况下, 离心力和接触力的不均匀分布加剧歪斜现象。当间隙过大时, 滚子与保持架的碰撞频率增高, 碰撞强度的波动使歪斜角变化更复杂, 但由于约束力减弱, 歪斜角增长幅度减小。总体而言, 兜孔间隙过大会导致滚子歪斜加剧, 并可能引发保持架振动和失稳, 影响轴承性能和可靠性。

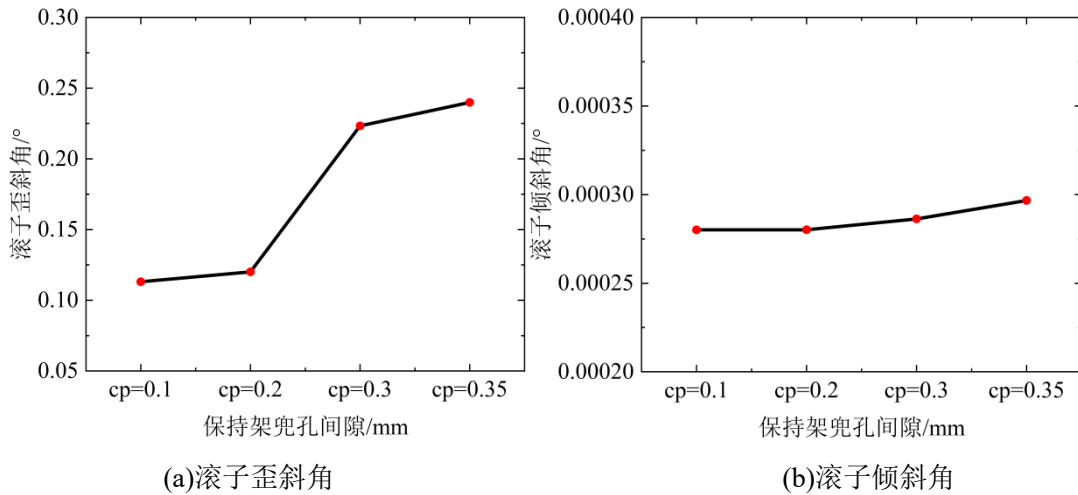


图 2-28 不同兜孔间隙的滚子歪斜角和倾斜角

7) 滚子与套圈润滑状态对滚子摆动角的影响

通过改变滚子与套圈的摩擦系数, 研究其对滚子歪斜角影响。设置转速为 6000rpm、径向载荷为 40000 N、轴向载荷为 30000 N、摩擦系数分别为 0.0005、0.05、0.2 和 0.3。如图 2-29 所示, 滚子歪斜角随着摩擦系数增大显著增加, 而滚子倾斜角变化较小。当摩擦系数较小时, 滚子与挡边接触摩擦较小, 歪斜力矩较小, 歪斜角较小, 滚动轨迹平稳。随着摩擦系数增大, 接触摩擦力增强, 歪斜力矩增大, 导致歪斜角显著增加。此外, 较高摩擦系数会加剧摩擦热积累和不均匀性, 进一步加大歪斜角。相比之下, 倾斜角受滚道接触几何特性影响较大。总体而言, 较高的摩擦系数会导致严重的滚子歪斜和磨损, 影响轴承性能和可靠性。

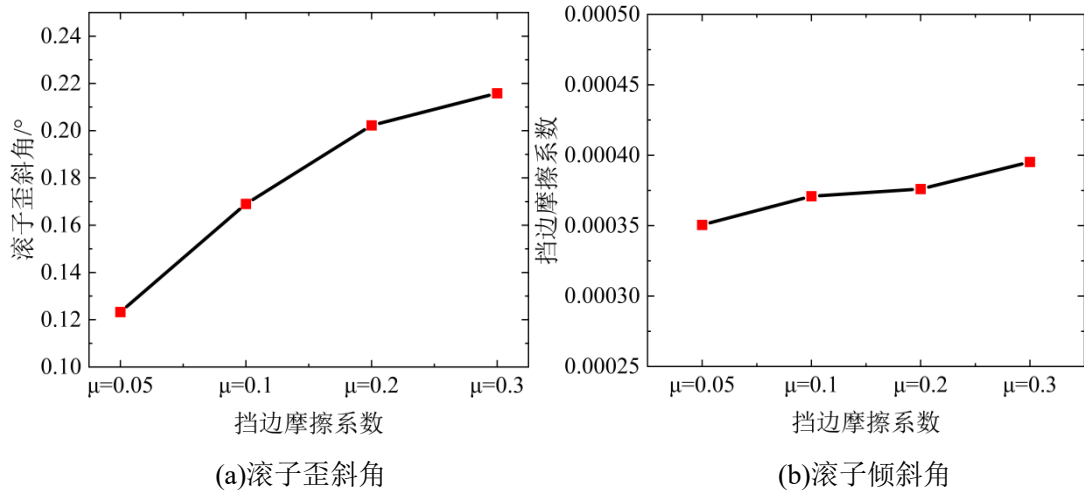


图 3-29 不同兜孔间隙的滚子歪斜角和倾斜角

2.5 本章小结

本章系统介绍了圆锥滚子轴承的基础理论及动力学模型。通过阐述各空间坐标系的建立原则和转换方法，精确描述了轴承各部件的运动状态。基于 Hertz 接触理论，分析接触区域的变形量与应力分布，进而建立了轴承各部件接触力、牵引力与合力的数学模型。通过仿真分析，从受力特性和位移特性等多方面揭示了圆锥滚子轴承的内部运动机理，并探讨了不同工况参数和结构参数对滚子摆动角的影响。主要结论如下：

(1) 滚子与滚道作用力在承载区域最大；滚子大端与内圈挡边持续接触并承受一定的轴向力；滚子与保持架兜孔发生周期性相互交替碰撞，影响保持架的运动稳定性；滚子位移和滚子摆动角呈现周期性变化，滚子倾斜角波动较小，而歪斜角受多种力影响波动较大；内圈和保持架质心轨迹呈现出规律性涡动。

(2) 滚子摆动角随转速、径向载荷和轴向载荷增加呈增长趋势，尤其在高载荷或高转速条件下，滚子摆动角显著增大，导致轴承稳定性下降。此外，保持架间隙和润滑状态等结构参数对滚子倾斜角和歪斜角影响明显，其中较大的保持架间隙会使滚子自由度增加，加剧歪斜角上升，而摩擦系数的增大也会导致歪斜角显著增加，进一步影响轴承性能。

第3章 圆锥滚子轴承剥落故障振动特性分析

当前的轴承故障诊断方法主要依赖信号处理技术,但对故障机理的解析能力有限。理论模型可以弥补这一不足,然而,现有的故障振动分析模型多基于纯滚动假设,难以准确描述故障振动的本质特征。为解决这一问题,本章构建了圆锥滚子轴承剥落故障的动力学模型,并系统分析了不同故障类型、转速及故障尺寸对振动特性的影响,从而为轴承故障诊断与性能监测提供更为完善的理论支持。

3.1 圆锥滚子轴承剥落故障动力学模型

当轴承内部出现故障时,滚子在通过故障区域时会发生局部变形,这种变形会改变滚子与滚道之间的接触状态,从而引发动作。本节将详细分析滚子通过故障区时的变形情况,并建立相应的数学模型,结合振动模型来研究局部故障对轴承振动特性的影响规律。

3.1.1 圆锥滚子轴承故障模型

当轴承滚道存在故障时,滚子通过故障区会产生变形 δ_d ,如 3-1 和 3-2 所示,此时滚子与滚道的接触变形量为:

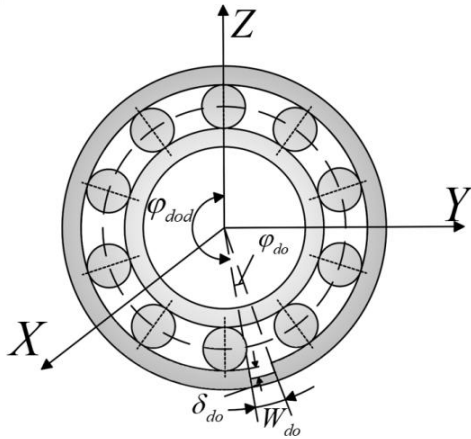


图 3-1 外圈故障模型

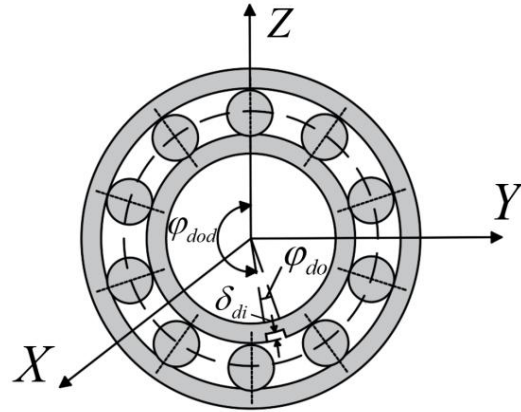


图 3-2 内圈故障模型

$$\delta_{br} = \begin{cases} \delta_{br} - \delta_{do} & 0 \leq \text{mod}(\phi_f - \phi_{dod}, 2\pi) < \phi_{do} \\ \delta_{br} & \text{其他} \end{cases} \quad (3-1)$$

式中, δ_{do} 为故障的变形量, ϕ_{do} 为故障的中心角, ϕ_{dod} 为故障区域角度, ϕ_{dod} 为故障通过角。

$$\phi_f = \begin{cases} \theta_i & \text{外滚道} \\ |\phi_r - \theta_i| & \text{内滚道} \end{cases} \quad (3-2)$$

式中， ϕ_f 为滚动体方位角， ϕ_r 为内圈转角。 ϕ_f 为故障区域的角度，用定体坐标系来描述。

滚动体故障与滚道之间接触变形量为：

$$\delta_{br} = \begin{cases} \delta_{br} - \delta_{dbo} & 0 \leq \text{mod}(\phi_f - \pi - \varphi_{dob}, 2\pi) < \varphi_{do} \\ \delta_{br} - \delta_{dbi} & 0 \leq \text{mod}(\phi_f - \varphi_{dob}, 2\pi) < \varphi_{do} \\ \delta_{br} & \text{其他} \end{cases} \quad (3-3)$$

式中， δ_{dbo} 、 δ_{dbi} 分别是滚动体故障与外滚道和内滚道的变形量； φ_{dob} 为滚动体绕自身轴线转角。

3.1.2 故障轴承系统动力学模型

轴承出现故障时，各部件间的力与力矩可通过第 2 章公式计算。轴承内部的振动由外圈传导至基座，并通过基座信号反映轴承状态，但现有模型通常将基座与外圈固定，未能体现其振动。因此，如图 3-3 所示，本节建立外圈振动模型以研究局部故障对轴承振动特性的影响规律，其动力学方程为：

$$\begin{cases} m_o \ddot{y}_o + k_{oy} y_o + c_{oy} \dot{y}_o = F_{oy} \\ m_o \ddot{z}_o + k_{oz} z_o + c_{oz} \dot{z}_o = F_{oz} \end{cases} \quad (3-4)$$

式中， m_o 为轴承外圈质量； k_{oy} ， k_{oz} 分别为外圈在 Y 和 Z 方向刚度； c_{oy} ， c_{oz} 分别为外圈在 Y 和 Z 方向刚度； $\dot{y}_o$ 、 $\dot{z}_o$ 、 $\ddot{y}_o$ 和 $\ddot{z}_o$ 分别为外圈在 Y 和 Z 方向上的速度和加速度； F_{oy} ， F_{oz} 分别为外圈作用力。

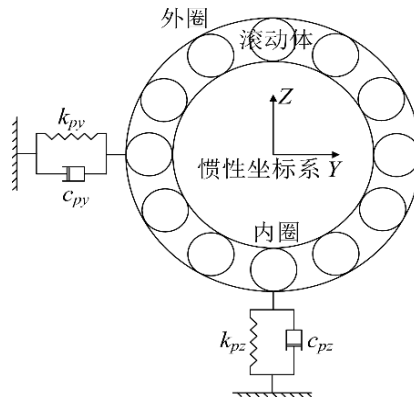


图 3-3 外圈动力学模型

3.2 圆锥滚子轴承剥落故障动态特性分析

为分析故障圆锥滚子轴承与正常轴承的力学响应，假设轴承转速为

6000 rpm，通过对支撑系统的分析，设径向载荷为 40000 N，轴向载荷为 30000 N。进行仿真分析剥落故障在各接触部位的力学响应结果。

3.2.1 轴承剥落故障受力动态特性

1) 外圈故障轴承受力特性

如图 3-4 为正常轴承和故障轴承在 0.676 s-0.682 s 内的滚子与滚道作用力。整体趋势相似，正常轴承受力较为平稳，而故障轴承在约 0.0679 s 处出现剧烈波动。由于外滚道故障区域材料缺失，滚子进入故障区时径向位移增大，导致接触载荷突然减小，形成冲击载荷，并沿轴承传递，引起滚子与滚道作用力的剧烈波动。当滚子离开故障区时，冲击载荷再次增大，达到最大值后逐渐衰减，并伴随高频振动的消失。

滚子与保持架兜孔的接触力如图 3-5 所示，与正常轴承对比，故障轴承的滚子与保持架作用力剧烈波动，且冲击增大，特别在 0.28 s 和 0.45 s 时，作用力迅速增大。主要原因是当滚子经过故障区域时，与外圈的接触突变导致接触力骤减并产生冲击载荷。这种冲击不仅影响滚子本身，还会扰动其在保持架中的运动轨迹，引发速度突变或偏移，加剧滚子对保持架兜孔的撞击和摩擦，导致作用力出现周期性剧烈波动。

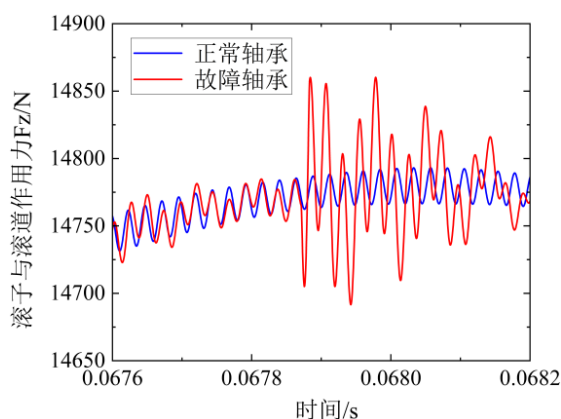


图 3-4 滚子与滚道作用力

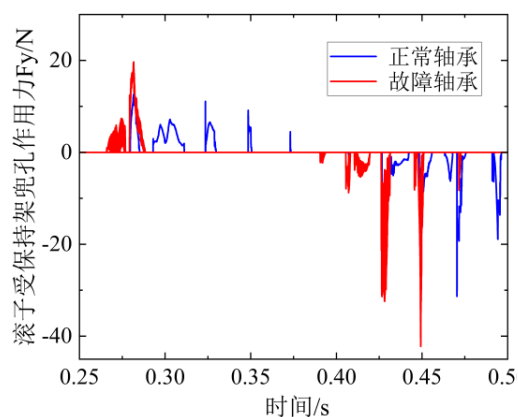


图 3-5 滚子受保持架兜孔两侧作用力

2) 内圈故障轴承受力特性

内圈故障轴承轴承的滚子与滚道作用力如图 3-6 所示，故障轴承在约 0.3166 s 处出现剧烈波动。由于滚子进入内滚道故障区域时，材料缺失使内滚道的接触变形突然减小，导致接触载荷显著减小。接触载荷的减小通过滚子传递至外滚道，造成外滚道的接触载荷随之减小。当滚子离开故障区域时，内滚道的接触变形突然增大，接触载荷也随之急剧增大，产生冲击载荷。该冲击载荷通过滚动体传递

至外滚道，导致外滚道产生冲击振动。随着阻尼作用的逐渐发挥，冲击载荷逐步减小，外滚道的振动也逐渐衰减。

内圈故障轴承滚子与保持架兜孔的接触力如图 3-7 所示，滚子与保持架之间的作用力显著增大且分布不均匀。由于故障区域的内圈表面不再平整，导致滚子与内圈的接触力出现波动，产生不稳定的负荷。这种不均匀的作用力使得保持架承受更大的冲击、振动和交变载荷，尤其在滚子进入或离开故障区域时，作用力会发生突变，造成较大的冲击力。

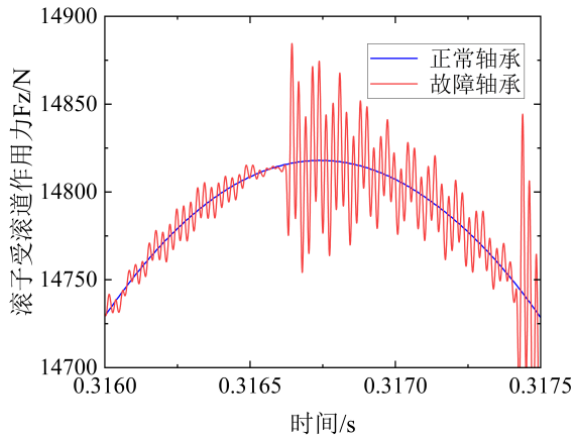


图 3-6 滚子与滚道作用力

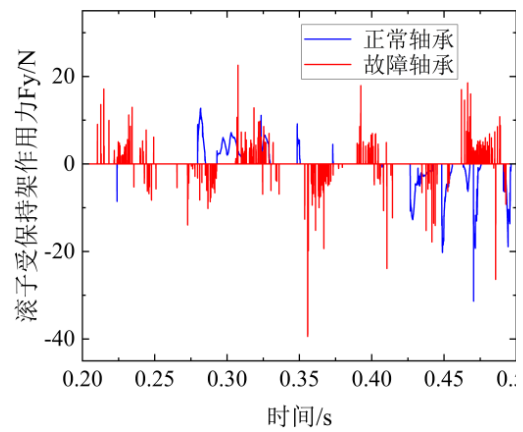


图 3-7 滚子受保持架兜孔两侧作用力

3) 滚动体故障轴承受力特性

滚动体故障轴承中，滚子与滚道作用力如图 3-8 所示，由于剥落导致滚动体与滚道接触不稳定，引发滚动体跳动和突然的“冲击”现象。当滚动体接触剥落区域时，可能出现短暂的滑移或跳跃，使得作用力波动显著增大且不规律。此外，剥落还造成局部接触不均，导致接触力在某些瞬间急剧增大，形成明显的力峰值。这种增大的作用力会加速剥落区域的进一步磨损，形成恶性循环，最终可能导致更严重的故障。

滚动体故障轴承中，滚子与保持架兜孔接触力如图 3-9 所示，表现为作用力增大且滚子兜孔后端碰撞频率的增加。这主要因滚动体剥落导致接触状态不均，滚动体经过剥落区时承受瞬时冲击力，加剧波动。剥落还会导致保持架运动不稳定，进一步引发滚动体摆动，使其更频繁撞击兜孔后端，影响轴承平稳运行。

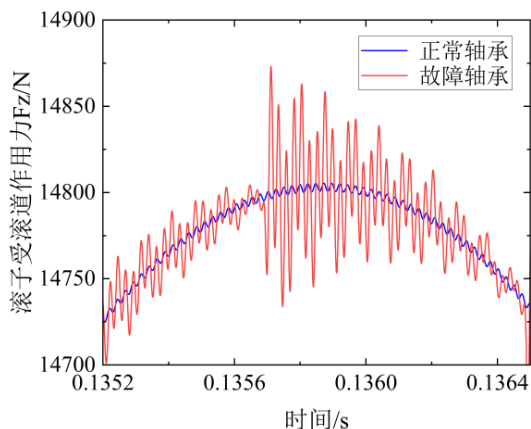


图 3-8 滚子与滚道作用力

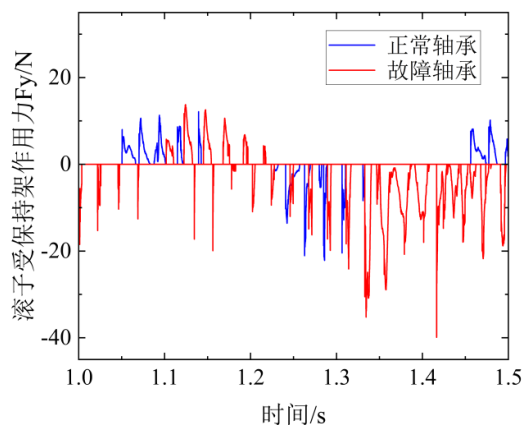


图 3-9 滚子受保持架兜孔两侧作用力

3.2.2 轴承剥落故障位移动态特性

1) 外圈故障轴承受力特性

如图 3-10 和 3-11 所示, 与正常轴承相比, 故障轴承的径向位移和轴向位移在某些峰值处出现明显的偏差。这主要是由于外圈故障引起滚子与外圈接触刚度的周期性变化。当滚子滚过故障区域时, 接触刚度瞬间降低, 使滚子短暂失去稳定支撑, 导致径向位移增加。同时, 由于滚子在故障区域受到不均匀的反作用力, 其轴向运动也受到干扰, 表现为轴向位移的增大和振动模式的改变。

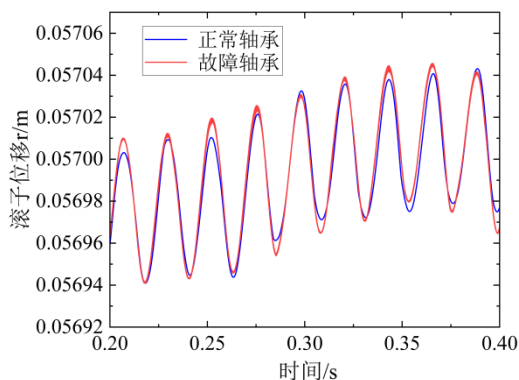


图 3-10 滚子径向位移

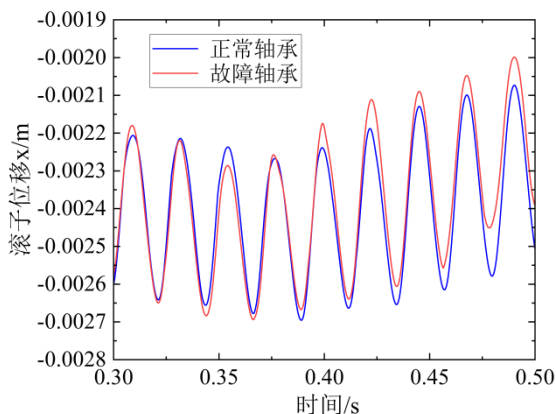


图 3-11 滚子轴向位移

如图 3-12 所示, 为轴承的内圈质心轨迹图。与正常轴承相比, 故障轴承的质心轨迹明显紊乱, 呈现出复杂的螺旋和多层轨迹, 说明内圈的振动明显增大, 可能出现冲击和不规则运动。这是由于外圈局部失去支撑, 滚子在通过损伤区域时受到额外的冲击力, 使得内圈运动变得不规则, 产生非线性振动。

保持架质心轨迹如图 3-13 所示, 故障轴承的保持架质心轨迹呈现出较为复杂的环形, 并且轨迹存在较大的偏移与交错, 说明在外圈故障的影响下, 保持架的运动变得不稳定, 导致质心轨迹的非线性变化。原因主要源于滚子与故障接触

产生冲击载荷传递至保持架，导致其轨迹偏移，同时外圈故障使轴承内部载荷分布不均，滚子与保持架的作用力波动，进一步扰乱保持架运动规律。此外，外圈故障使滚子与故障区域接触刚度周期性变化，滚子经过时接触刚度骤降，引发径向和轴向位移突变，从而扰动保持架运动。

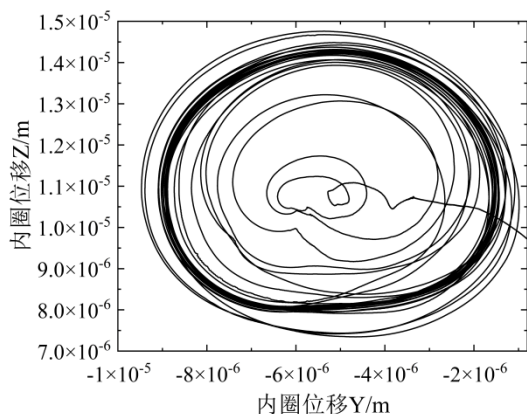


图 3-12 内圈质心轨迹

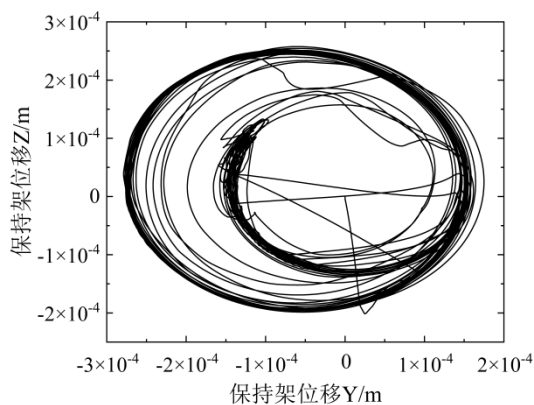


图 3-13 保持架质心轨迹

2) 内圈故障轴承位移特性

如图 3-14 和 3-15 所示，为滚子径向位移和轴向位移随时间变化的曲线。与正常轴承相对，故障轴承的滚子位移在两个方向上的波动幅度更大，且峰值和谷值处的变化更加剧烈。这种差异源于轴承内圈的损伤，当轴承内圈出现故障时，滚子与其接触状态受到影响，导致滚子受力不稳定。这种不均匀受力会引起滚子在径向和轴向上的位移异常，表现为更大的振幅以及更多的不规则波动。

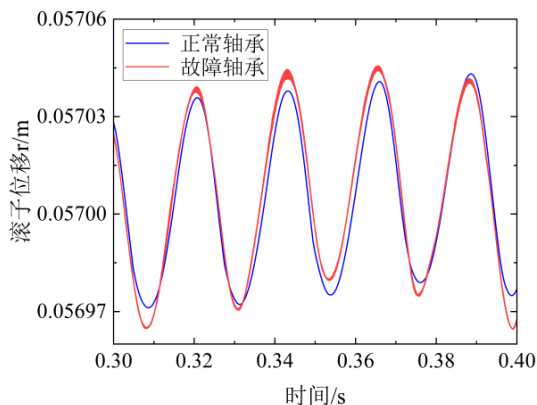


图 3-14 滚子径向位移

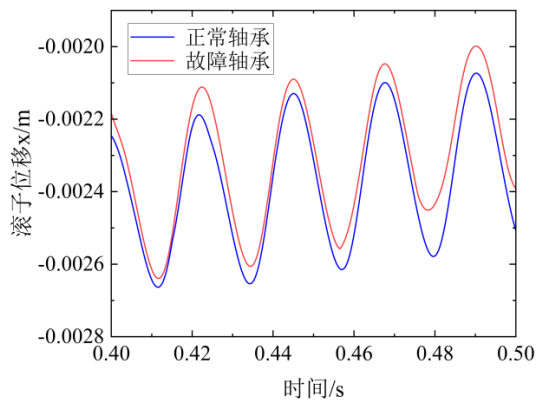


图 3-15 滚子轴向位移

如图 3-16 所示，内圈的质心轨迹呈现出明显的螺旋状形态，轨迹弯曲且在某些区域出现了较大的偏移。这是由于内圈表面不平整导致滚动体与内圈接触力分布不均匀，产生不对称的力矩和冲击载荷。这种周期性冲击引起内圈的高频振动和瞬时弹性变形，使内圈的质心轨迹从规则的圆周运动转变为周期性波动和不

规则偏心运动，同时伴随质心偏移和振动幅度的增大，影响轴承运行的平稳性。

如图 3-17 所示，内圈故障轴承保持架的轨迹表现出螺旋形状，与内圈的轨迹相似。当圆锥滚子轴承内圈发生故障时，滚动体经过内圈缺陷区域会产生冲击载荷，并通过保持架传递，导致保持架受到不规则外力作用。这种动态冲击使保持架的运动稳定性降低，质心轨迹从规则的圆周运动转变为高频振动或不规则摆动，同时可能伴随保持架局部变形和疲劳损伤，进一步加剧其运动不规则性。

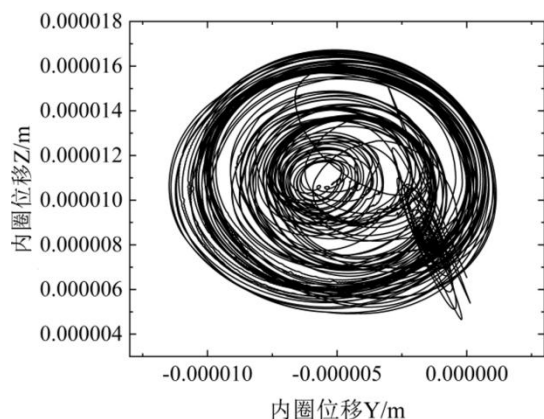


图 3-16 内圈质心轨迹

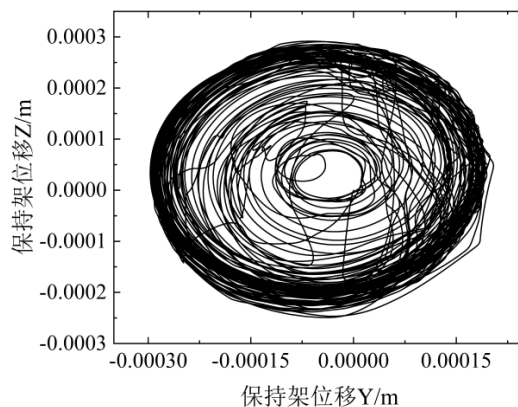


图 3-17 保持架质心轨迹

3) 滚动体故障轴承位移特性

如图 3-18 和图 3-19 所示，滚动体故障轴承中滚子的轴向和径向位移主要表现为振动幅度的增大。由于剥落故障，滚子与套圈的接触状态受到干扰，导致滚子在运动过程中受到额外的冲击力，使其轴向和径向位移不稳定。尤其在高速条件下，这种不均匀的接触会引发滚子跳动，使位移幅度增大，振动信号呈现出明显的周期性冲击特征。

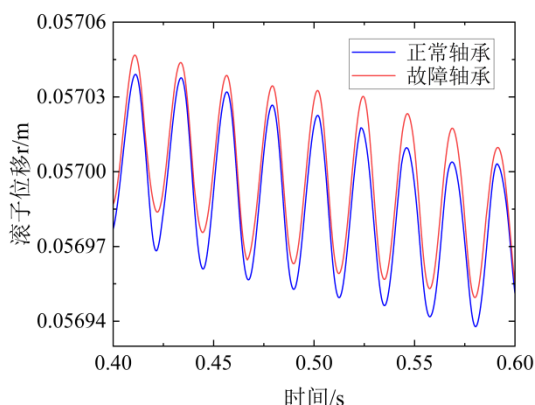


图 3-18 滚子径向位移

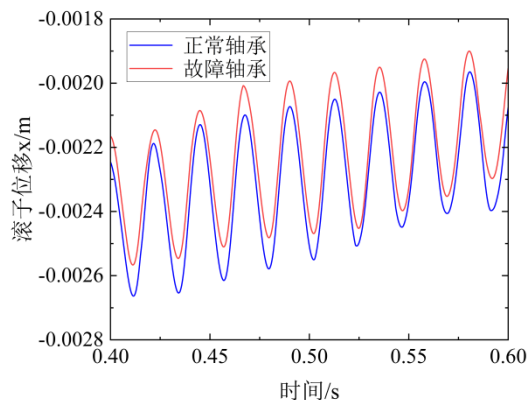


图 3-19 滚子轴向位移

如图 3-20 和图 3-21 所示，滚动体故障轴承中，内圈和保持架的质心轨迹呈现显著的螺旋状形态，与内圈故障情况相似。这种复杂轨迹的形成主要源于滚动

体故障区域与其他部件作用时受到的额外冲击,导致内圈运动变得不规则,质心轨迹呈现出复杂的螺旋和多层结构,反映出非线性振动的增强。与此同时,保持架的质心轨迹也因冲击载荷的影响,出现较大偏移和交错,形成复杂的环形轨迹。这种不稳定性主要由故障区域的接触刚度变化所致,导致滚动体与保持架之间的相互作用力波动,从而扰乱了轴承的整体运动规律。

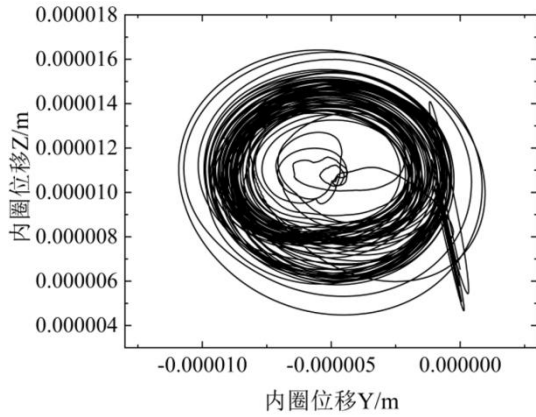


图 3-20 内圈质心轨迹

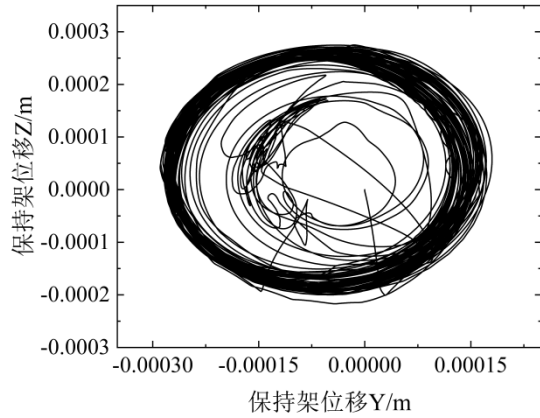


图 3-21 保持架质心轨迹

3.3 不同参数对外圈剥落故障轴承振动特性的影响

3.3.1 转速对故障轴承振动特性的影响

为分析转速对轴承振动特性的影响,对正常轴承和故障轴承振动特性进行仿真分析,假设外圈故障宽度为 0.1 mm,设定轴承转速分别为 1000 rpm-6000 rpm,分析转速变化对外圈故障轴承振动响应的影响。

如图 3-22 所示,随着转速提高,滚子与滚道作用力逐步增大,外圈加速度波动幅度也显著变化。当转速为 2000 rpm 时,滚子与滚道作用力较小,外圈加速度波动低,振动较为平稳。当转速为 4000 rpm 时,冲击作用增强,加速度波动幅度显著扩大;当转速为 6000 rpm 时,滚子与滚道作用力和外圈加速度进一步增加,但波动范围略微减小,同时出现更强烈的高频振荡,表明高转速降低外圈的低频振动,但引发了更高频成分的振动。

进一步分析接触载荷与加速度之间的对应关系,发现外圈加速度的振荡模式与滚子与滚道作用力曲线相似。加速度与冲击载荷相位差为 180° 。这一现象主要源于外圈材料缺失导致接触载荷骤减,产生冲击载荷传递至外圈,引起加速度突变。加速度峰值最大,与冲击载荷相位差为 180° 。滚子离开故障区域时,接触变形骤增,并与故障边缘发生冲击。冲击载荷达峰后因阻尼作用逐渐衰减,外圈加

速度呈相反的相位变化。此外，滚子与故障区域间的激烈冲击引发高频振动，随阻尼作用的减弱而逐渐消失。

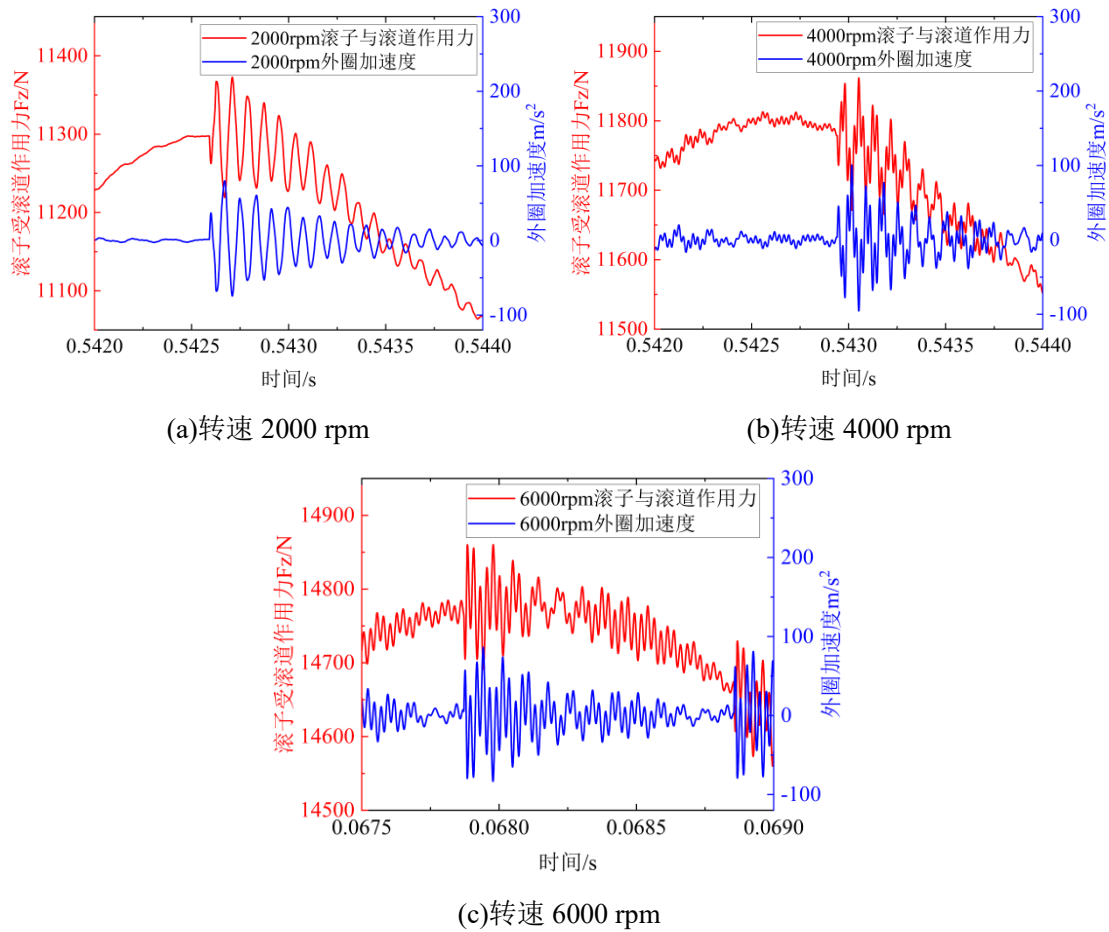


图 3-22 不同转速下滚子受滚道作用力与加速度关系

不同转速下保持架的质心轨迹如图 3-23 所示。随着转速的增加，保持架轨迹发生显著变化。在低速（1000 rpm）时，保持架的运动被限制在较小范围内。当转速增加至 4000 rpm 时，轨迹逐渐布满整个圆形平面，表示保持架的运动轨迹进入涡流状态的过渡阶段。当转速达到 6000 rpm 时，保持架的运动轨迹呈现基本稳定的涡流状态，说明高转速有利于保持架的稳定，这与外圈加速度的振动规律一致。外圈故障产生的冲击通过滚子传递至保持架，严重威胁其稳定性。保持架轨迹紊乱意味着稳定运行被破坏，在过渡状态下，局部故障对保持架影响最为明显，使得保持架进入稳定涡流状态的临界转速升高。

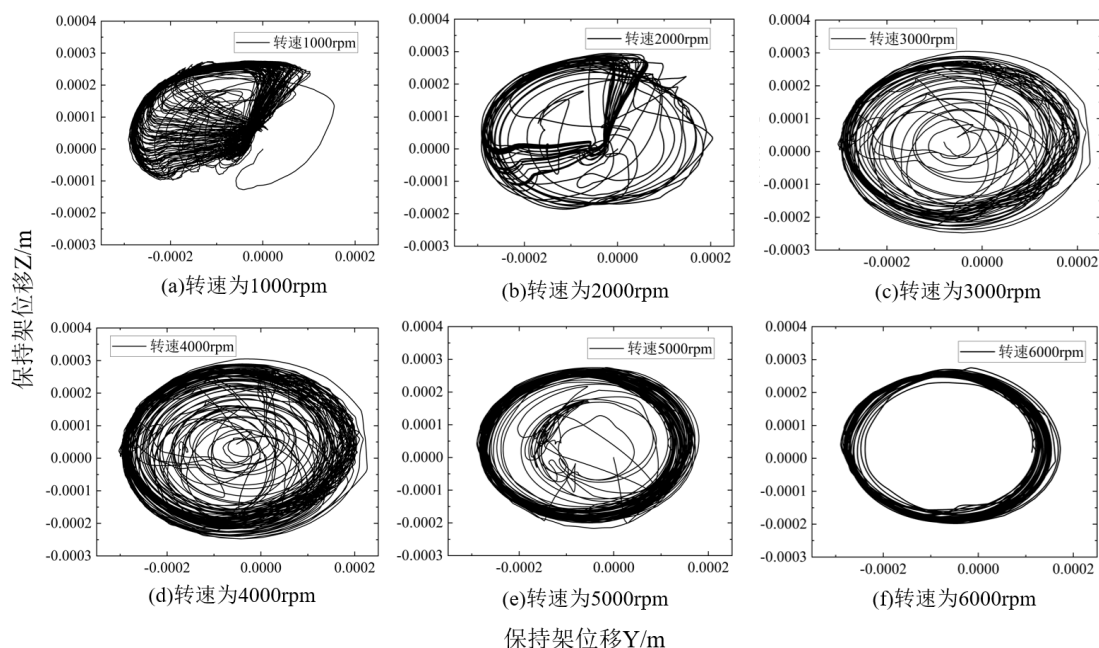
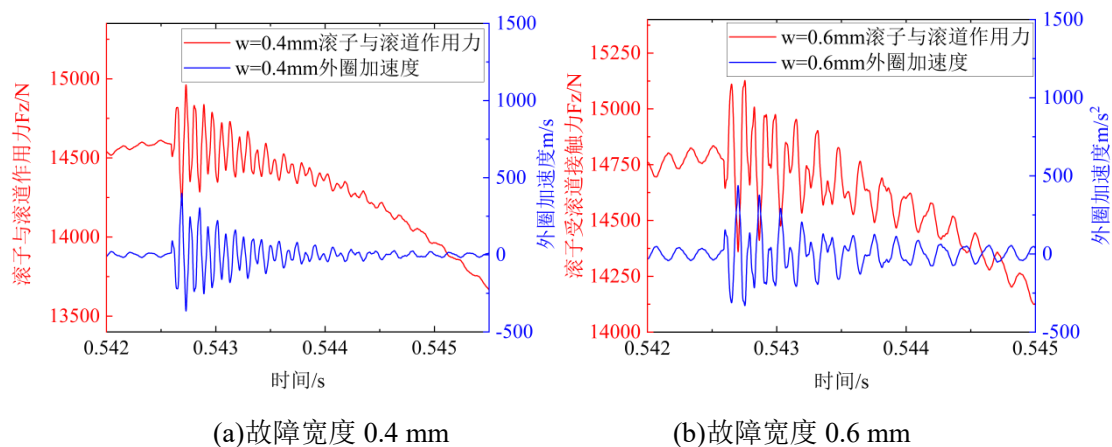


图 3-23 不同转速下保持架的质心轨迹

3.3.2 故障宽度对轴承的振动特性影响

为分析故障宽度对轴承振动特性的影响,对正常轴承和外圈故障轴承的振动特性进行仿真,选取外圈故障宽度在 0.2 mm-1 mm 之间进行仿真和实验,以分析转速对外圈故障故障轴承振动响应的影响。

不同故障宽度下,滚子与滚道的作用力如 3-24 所示,随着外圈故障宽度逐步增加(0.4 mm 到 1 mm),滚子与滚道的作用力以及外圈加速度波动幅度均增大,这表明故障对轴承系统的动力学响应具有显著影响。在较大故障宽度(1 mm)下,尽管高频振荡依然明显,但外圈加速度的波动幅度略有减小。这可能是由于故障宽度过大,导致冲击能量分散,从而降低了加速度瞬态冲击幅值。



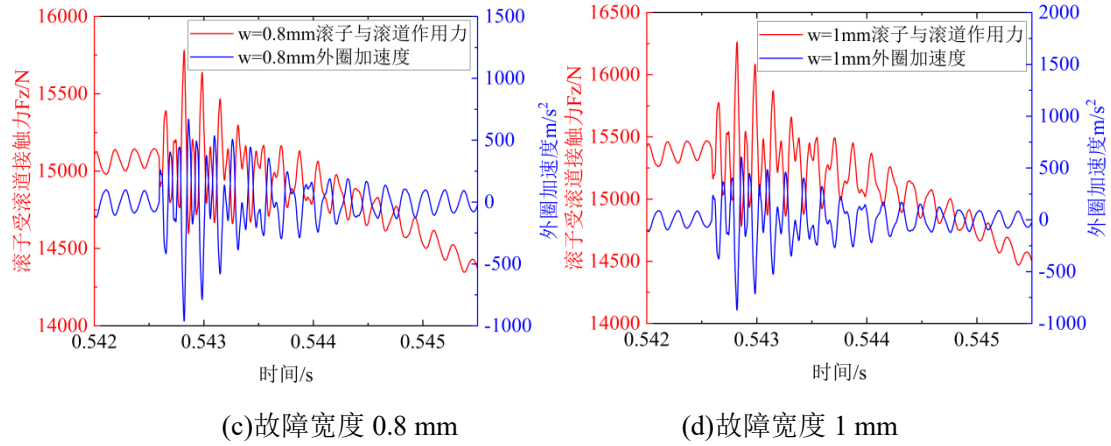


图 3-24 不同故障宽度下滚子与滚道作用力

不同外圈故障宽度下保持架的质心轨迹如图 3-25 所示，随着故障宽度的增加，保持架的运动轨迹从规则的圆形逐渐变得更加混乱。当故障宽度 0.4 mm 时，保持架的轨迹仍相对稳定，但当故障宽度增大至 0.8 mm 时，保持架质心轨迹开始呈现明显的偏移和不规则振荡。这可能是由于故障改变了滚子与滚道的接触状态，从而增加了系统的冲击和振动。

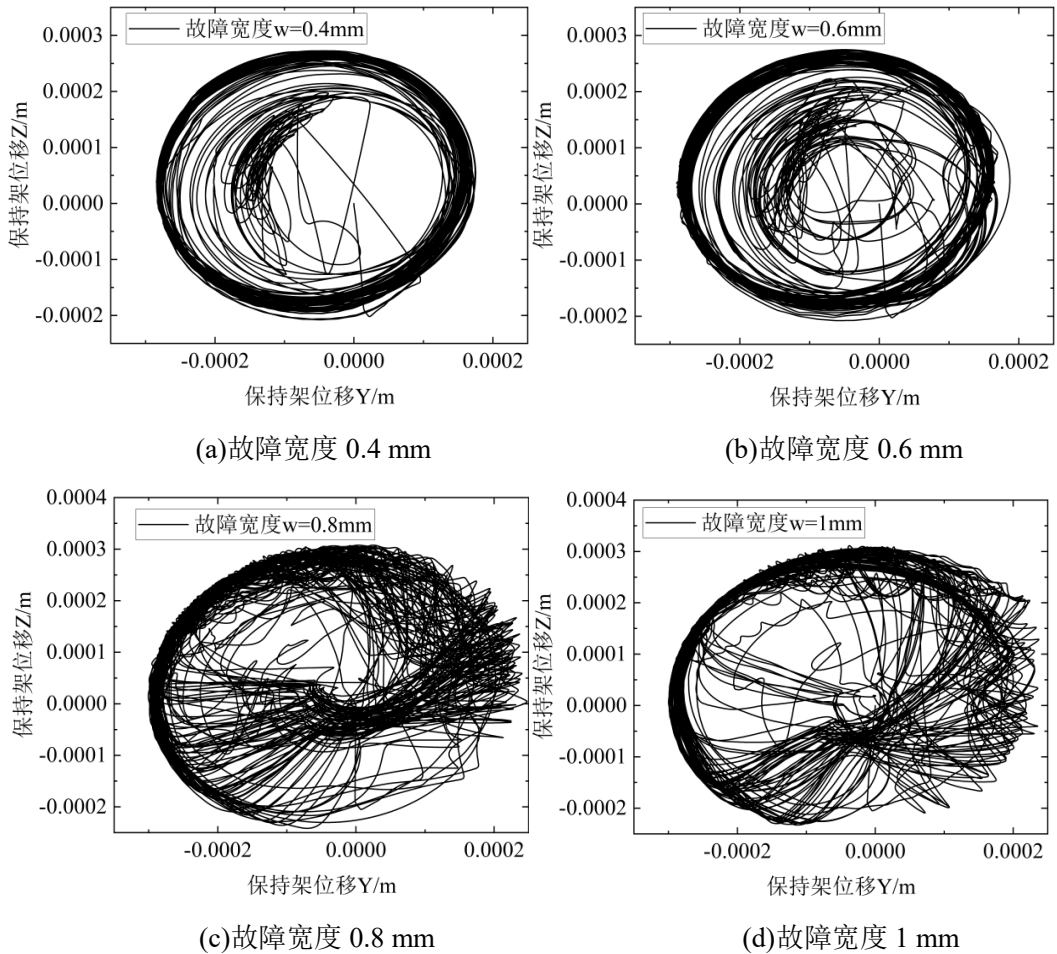
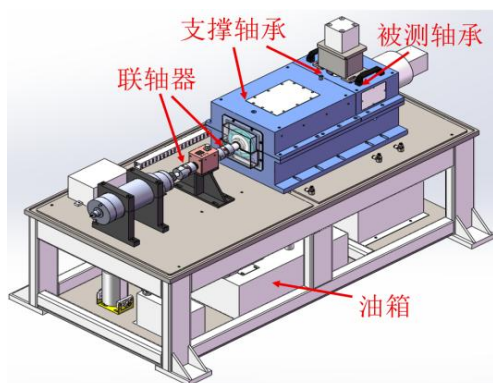


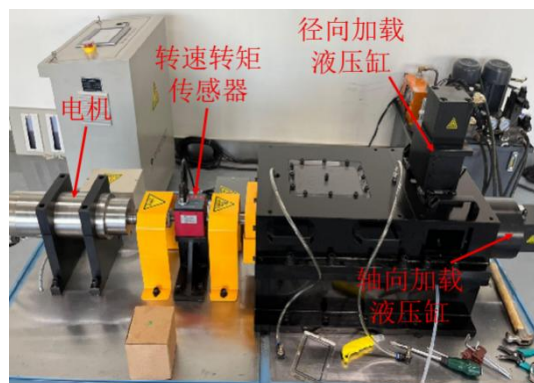
图 3-25 不同故障宽度下保持架的质心轨迹

3.4 圆锥滚子轴承振动特性的实验验证

为验证圆锥滚子动力学模型的准确性，利用如图 3-26 所示的故障轴承测试实验台进行振动实验。实验台包括高速电机、传感器、联轴器、加载系统等。如图 3-27 和图 3-28 所示，选用瑞典哥德堡轴承公司的轴承 SKF30205 和北京东方振动研究所的加速度传感器 INV9822，圆锥滚子轴承结构参数如表所示，加速度传感器安装在轴承座顶部，采样频率为 30k Hz。



(a) 实验台三维图



(b) 实验台实物图

图 3-26 故障轴承测试实验台



图 3-27 圆锥滚子轴承



图 3-28 加速度传感器

表 3-1 30205 轴承主要参数

结构参数	数值
滚子个数	17
内径	25 mm
外径	52 mm
总宽度	16.25 mm
内圈宽度	15 mm
外圈宽度	13 mm
接触角	14.036°

圆锥滚子轴承的振动时域响应均方根（RMS）与转速之间关系如图 3-29 所示。随着转速增加，振动幅值逐渐增大，并在临界转速 4000 rpm 和 5500 rpm 处出现峰值，分别约为 3 m/s^2 和 4 m/s^2 。在正常轴承状态下，振动 RMS 值相对较低，并呈现平稳增长的趋势。当轴承存在外圈剥落故障时，振动强度显著增加，RMS 值呈现“Z”字形增长趋势，并且这种增长趋势掩盖了临界转速的峰值特征，表现出更高的振动响应。由于故障轴承在运转过程中引入了强烈的非线性冲击与随机扰动，其振动特性更为复杂，导致仿真与实验结果之间的误差显著大于正常轴承。这主要是因为故障导致局部接触刚度变化、激励不稳定性增加以及系统建模难度加大，使仿真模型难以完整反映实际故障特性，从而加剧了误差。这说明外圈故障对轴承振动特性的影响较为明显，使得整体振动水平远高于正常状态。

圆锥滚子轴承的加速度时域响应均方根与故障宽度之间关系如图 3-30 所示。从图中可知，随着外圈故障宽度的增加，加速度均方根值逐渐增大。仿真分析结果与实验分析结果的趋势基本一致，且在故障宽度较小时，振动增长缓慢，而在 0.3 mm 至 0.6 mm 范围内迅速上升，随后趋于稳定。尽管两者存在少量误差，但整体验证了仿真模型的准确性，表明故障扩展对轴承振动强度具有显著影响。

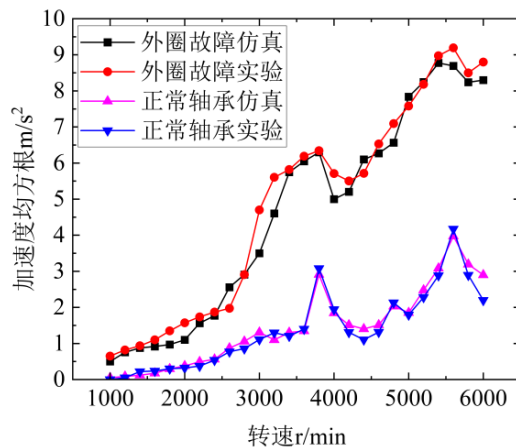


图 3-29 不同转速下轴承振动加速度

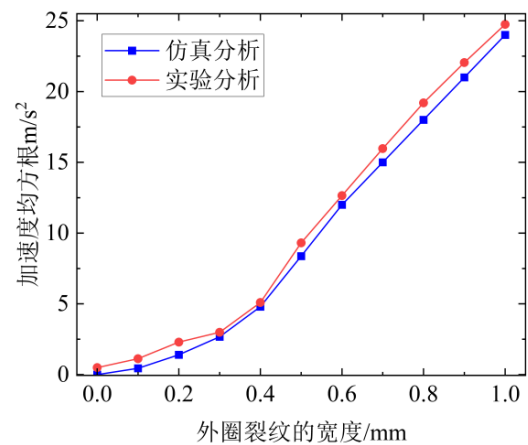


图 3-30 不同故障宽度下轴承振动加速度

通过对圆锥滚子轴承振动特性的深入分析，揭示了轴承内部各组件之间的相互作用对整体振动行为的关键影响。尤其是这些组件之间的动态特性，直接决定了轴承的振动响应模式。振动不仅来源于轴承内部的局部运动，还会沿结构传播，并进一步激发声学信号。振动行为与轴承的声学特性之间存在紧密关联。本章通过仿真与实验相结合的方法深入研究了轴承的动态特性，但振动行为及其模式对声学特性的具体影响仍需进一步研究。基于此，本文将在第 4 章中通过实验对圆

锥滚子轴承的声学特性进行深入分析，旨在揭示振动与噪声之间的内在联系，为轴承的噪声控制和健康监测提供更全面的理论依据。

3.5 本章小结

本章基于第 2 章建立的圆锥滚子轴承动力学模型，考虑故障轴承的滚子与滚道之间几何趋近量，构建了轴承滚道和滚动体故障模型，并将局部故障模型与动力学模型融合，建立轴承故障动力学模型，通过仿真与实验分析，研究了故障轴承的振动特性。得到如下结论：

（1）轴承故障显著影响圆锥滚子轴承的动态特性。故障区域材料的缺失导致滚子与滚道作用力的波动范围增大，引发冲击载荷并产生剧烈波动，滚子大端与挡边的作用力增大，加剧摩擦与撞击，滚子在故障区的轴向与径向位移发生异常波动。同时，内圈和保持架的质心轨迹呈现非线性振动和不规则变化。

（2）转速和外圈故障宽度对轴承振动特性有显著影响。仿真分析表明，随着转速增大，滚子与滚道作用力逐渐增大，冲击载荷引发外圈加速度剧烈波动，并增强其高频成分。保持架质心轨迹由复杂不规则状态演变为紊乱，并最终在高转速下形成稳定涡动。随着外圈故障宽度的增加，滚子与滚道的作用力以及外圈加速度均随之增大，保持架质心轨迹由相对规则的圆形逐渐演变为紊乱状态。

第4章 圆锥滚子轴承的声学特性分析

在轴承系统中，振动与噪声的产生具有复杂的物理机制。基于第三章的研究成果，本章将从振动特性出发，结合实验系统地分析圆锥滚子轴承的声学特性。由于声学信号在实际应用中受传播介质和环境干扰的影响较大，仿真难以完整再现其复杂特性，因此，本章采用实验方法，研究圆锥滚子轴承的声振特性、声场分布特性和转速对辐射噪声声压级的影响规律。

4.1 圆锥滚子轴承声振特性实验

为研究外圈剥落故障圆锥滚子轴承的振动特性和声学特性，本节给出轴承故障频率计算公式^[88]：

轴的旋转频率（ f_r ）表达式为：

$$f_r = n_r / 60 \quad (4-1)$$

保持架频率（ f_c ）表达式为：

$$f_c = 0.5f_r(1 - d \cos \theta / D) \quad (4-2)$$

外滚道故障频率（滚动体通过外滚道频率 f_o ）表达式为：

$$f_o = 0.5nf_r(1 - d \cos \theta / D) \quad (4-3)$$

内滚道故障频率（滚动体通过内滚道频率 f_i ）表达式为：

$$f_i = 0.5nf_r(1 + d \cos \theta / D) \quad (4-4)$$

式中， n_r 为轴的工作转速。 n 为轴承内的滚子数， d 为滚子的直径， D 为轴承节圆直径(滚子中心轨迹的直径)， θ 为接触角。

为分析圆锥滚子轴承的声振特性，设置工作转速为3000 rpm，径向载荷为500 N。根据上述频率计算公式可得：轴承转频 $f_r = 50$ Hz，保持架频率 $f_c = 20.9$ Hz，外滚道故障频率 $f_o = 347$ Hz，内滚道故障频率 $f_i = 494.3$ Hz。

4.1.1 实验设备

轴承噪声测试需在背景噪声低于20 dB的实验室中进行，通过电机加装双层隔音棉、传动轴包裹吸音材料等措施，确保仅待测轴承暴露于空气中，以减少其他部件振动干扰。在地面铺设50 mm高密度隔音棉，并将噪声传感器固定于离地1 m处，以最小化地面反射和环境噪声的影响，确保测试数据准确可靠。

利用如图 3-26 中的故障轴承测试实验台进行轴承振动和噪声的实验验证。在实验的测试系统中，除被测轴承外，其余轴承均为正常工作状态。被测轴承的外圈存在故障，如图 4-1 所示，故障区域的横截面尺寸为 $1\text{ mm} \times 1\text{ mm}$ 。实验选用了北京东方振动和噪声技术研究所生产的振动传感器和声压传感器 INV9202，如图 3-28 和图 4-2 所示，该传感器由传声器组件和 EPE 前置放大器构成，能够准确采集 20 Hz 至 20k Hz 频率范围内的声学特征。为确保信号完整性，声压传感器的采样频率设定为 16k Hz，采样时长为 10 秒。



图 4-1 外圈故障轴承



图 4-2 声压传感器

在正式进行噪声测试之前，需要进行相关准备工作和预处理操作，需使用 HS6020 型声校准器对声压传感器进行校准以确保测量精度，校准器如图 4-3 所示。采集仪器如图 4-4 所示，通过 INV3060S 型数据采集仪对轴承振动信号和声压信号进行采集信号，并将数据传输到计算机进行分析。

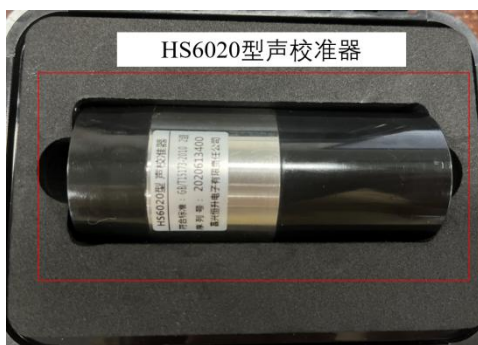


图 4-3 HS6020 型声校准器

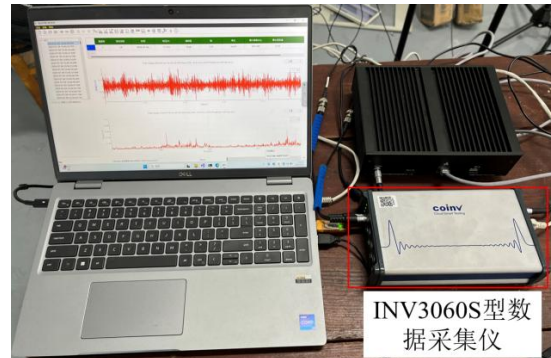


图 4-4 采集仪器

4.1.2 圆锥滚子轴承的振动响应特性

通过实验测试分析，轴承在正常运行状态下的时域和频域特征图谱如图 4-5 所示。从时域图来看，正常轴承的振动表现稳定，加速度幅值分布在 $-12\text{--}10\text{ m/s}^2$ 之间，且未出现明显的冲击信号。在频域图中，检测到轴频率 f_r 和滚子通过外圈的频率 f_o 等一系列频率成分，这些频率的幅值相对较小，且在频谱中并不突出。

相比之下, 频谱中的主导成分是谐波频率, 如 $f_o + f_r$ 、 $f_o + 2f_r$ 、 $f_o + 3f_r$ 和 $f_o + 4f_r$, 这些谐波是由外圈频率与轴频率之间的调制作用所产生。因此可作为评估轴承健康状态的重要指标。

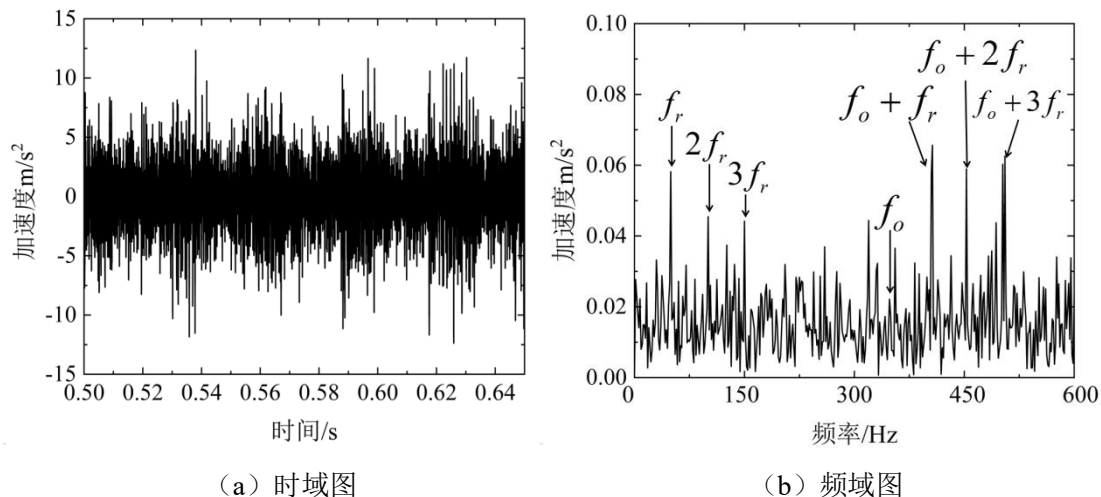


图 4-5 正常轴承的振动实验分析

通过仿真与实验测试分析, 故障轴承的时域和频域特征图谱如 4-6 和 4-7 所示。在时域图中, 可以观察到冲击频率对应的外滚道故障频率 $f_o = 235$ Hz, 相邻冲击的时间间隔 $\Delta t = 1/f_o = 0.00425$ s, 这些冲击的最大加速度可达 90m/s^2 , 严重威胁到轴承的运行性能。在频域图中, 可识别轴的频率 f_r 、滚子通过外圈频率 f_o 及其相应的谐波成分, 如 $2f_o - f_c$ 、 $2f_o + f_r$ 、 $4f_o - f_c$ 、和 $4f_o + f_r$, 这些频率成分提供了关于轴承故障的关键信息。

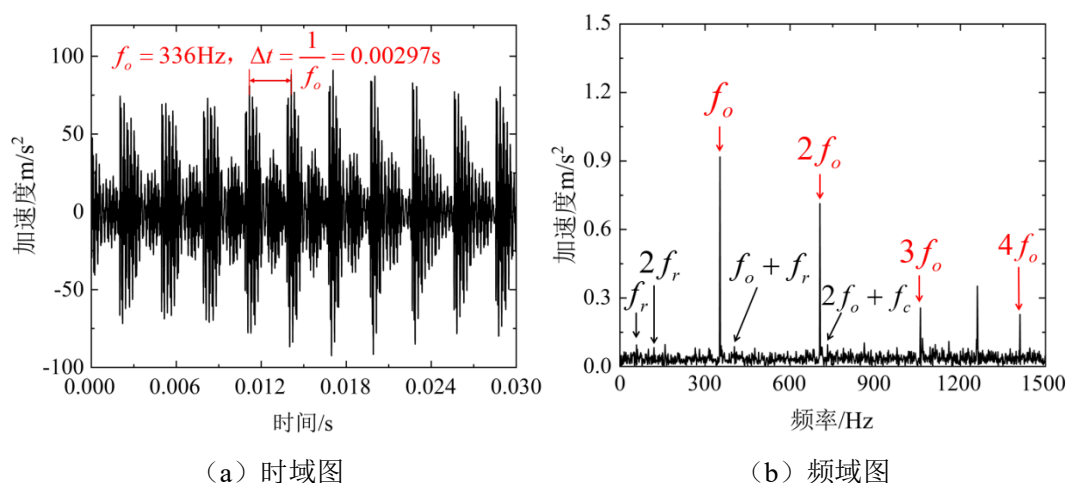


图 4-6 外圈故障轴承的振动仿真分析

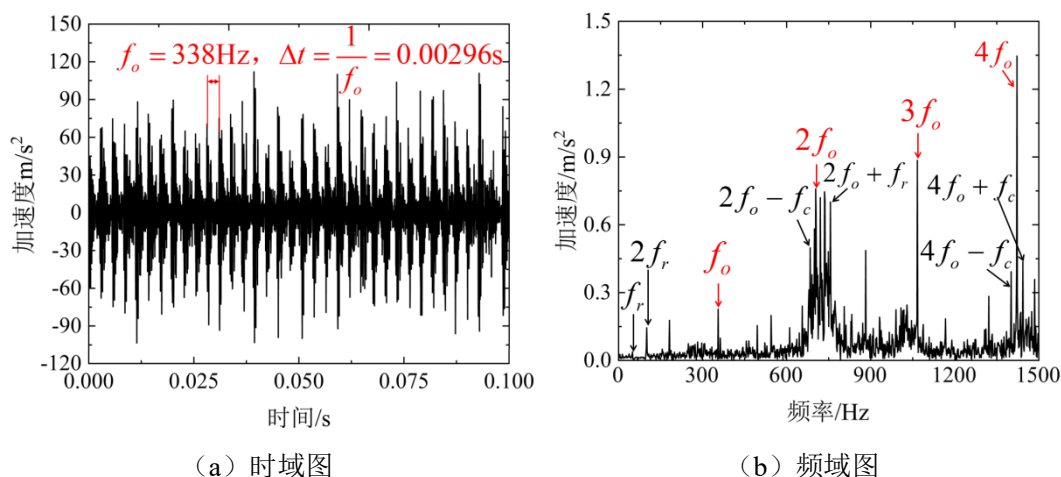


图 4-7 外圈故障轴承的振动实验分析

通过第 3 章对剥落故障圆锥滚子轴承动态特性分析,可解释外圈加速度周期性冲击响应的来源。由于故障区域材料的缺失,当滚子进入外滚道故障区域时,径向位移突然增大,接触变形减小,导致接触载荷迅速降低,从而产生冲击并引起加速度突变。而滚子不会接触故障底部,接触载荷虽降至最小但未消失,且无故障区域的接触载荷仍存在,使整体载荷变化受影响。当滚子离开故障区域时,与故障边缘发生短暂冲击,导致接触载荷迅速增大,并随阻尼作用逐渐衰减。整个过程产生高频振动,表现为加速度信号中的震荡,并随时间衰减消失。

4.1.3 圆锥滚子轴承的噪声响应特性

为了研究故障轴承噪声特性,利用声压传感器对故障轴承辐射噪声进行了测量,设置轴承转速为 3000 rpm,载荷为 500 N。结果如图 4-8 所示。在正常轴承的工作过程中,辐射噪声较为稳定,声压幅值分布在 -0.25-0.15 Pa 之间,没有明显的冲击。在频率包络谱中,可以检测到一系列频率分量,如保持架频率 f_c 和轴频率 f_r 。除此之外,在频谱中滚子通过外圈频率如 f_o 和 $2f_o$,这些频率幅值较小。相比之下,频谱中较为突出的频率是谐波频率,如 $f_o + f_r$ 、 $f_o + 3f_r$ 、 $f_o + 4f_r$ 。这些谐波是外圈频率和轴频率组合产生,可作为评估轴承健康状况指标。

通过实验测试分析,故障轴承时域和频域特征如图 4-9 所示。声压幅值分布在 -1.3-1.3 Pa 之间,外圈故障的冲击频率为 $f_o = 342$ Hz,相邻冲击峰之间的时间间隔为 $\Delta t = 1/f_o = 0.0029$ s,声压上最大的冲击值为 1.7 Pa。观察外圈故障轴承的频率包络谱图,可观察到除外圈故障频率,如 f_o 、 $2f_o$ 、 $3f_o$ 、 $4f_o$ 外,也存在着其他轴承各部件频率和谐波频率,如保持架频率 f_c 和轴频率 f_r 、滚子频率 f_b 、

$f_o - f_c$ 和 $f_o - f_r$ 。可根据噪声频率的包络谱的幅值分布特征来分辨外圈故障。

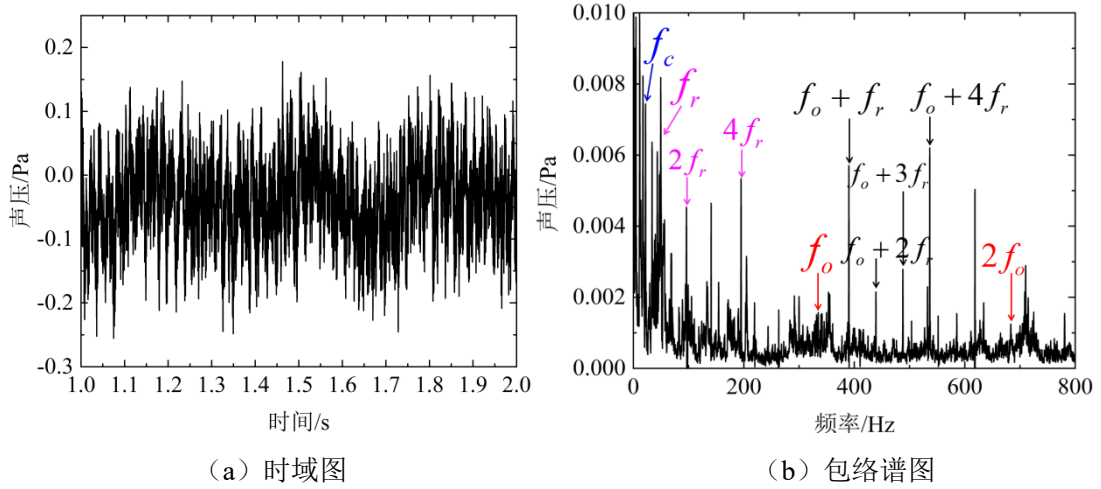


图 4-8 正常轴承噪声响应特性

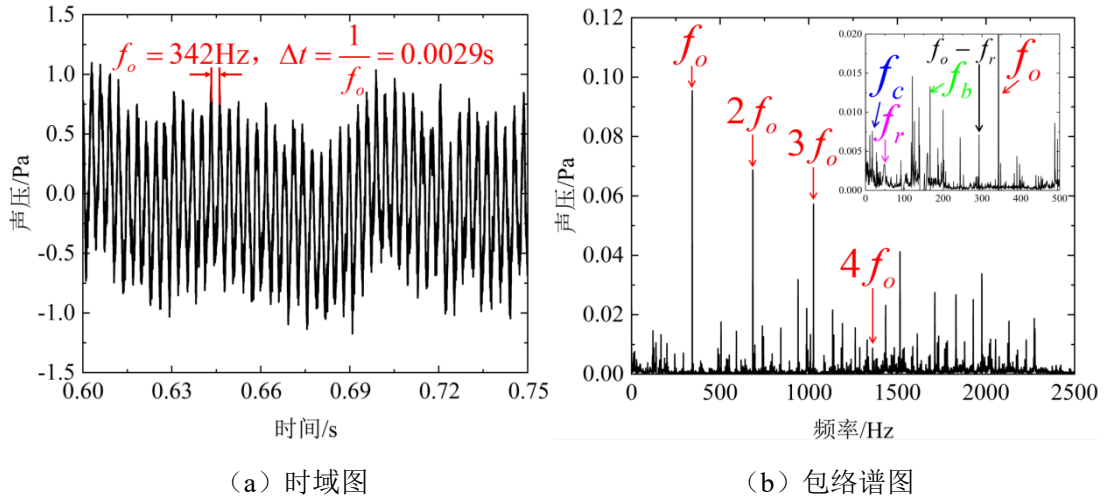


图 4-9 故障轴承噪声响应特性实验

4.2 圆锥滚子轴承辐射噪声声场分布特性

为分析轴承辐射噪声的分布特性，分别再圆周、径向和轴向采集噪声信号。圆周方向声压传感器位置分别布置在 0° 、 45° 、 90° 、 135° 、 180° 、 135° 、 180° 、 225° 、 270° 、 315° 和 360° ，径向距离和轴向距离均为 1 m。径向方向声压传感器位置分别布置在 0.5 m、1.0 m、1.5 m 和 2.0 m，轴向距离为 1 m。轴向方向声压传感器位置分别在 0.5 m、1.0 m、1.5 m 和 2.0 m，径向距离为 1 m。

4.2.1 圆周方向的辐射噪声

为分析圆锥滚子轴承在圆周方向上的辐射噪声分布特性，如图 4-10 所示，将所有测量点均匀分布在同一个平面内。该平面距离轴承平面 1 m，各测量点到轴承轴线的径向距离为 1 m，相邻测量点之间的夹角为 45° 。其中，第一个测量

点设置在 12 点钟的方向，其余测量点按顺时针方向依次排列。

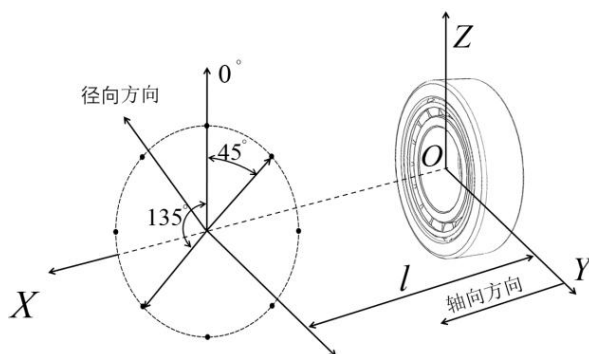


图 4-10 圆周方向的场点布置

图 4-11 中采用极坐标形式表示轴承辐射噪声的分布特性，其中角坐标表示测量点的位置，同心圆表示相等等级的声压级。从图中可以看出，圆周方向不同位置的声压级存在一定的差异性。特别是在左下方和右上方区域(约 240° 和 45°)，声压级达到较高值，这些位置可以称为声场的局部指向角。这一现象表明，圆锥滚子轴承的辐射噪声具有一定的方向性特征，噪声能量在特定角度上更为集中。

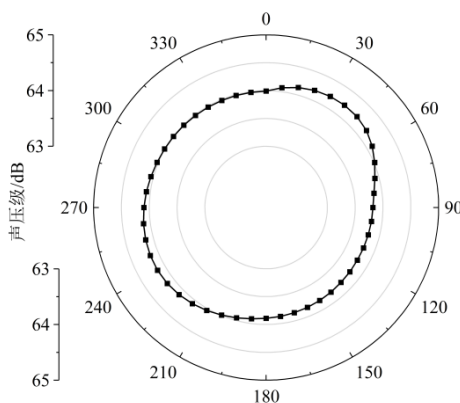


图 4-11 圆周方向的辐射噪声声压级

为研究圆周方向的辐射噪声频谱分布规律，选择圆周 6 个测量点进行分析。每个测量点到轴承轴线的径向距离为 1 m，到轴承平面的轴向距离为 1 m，测量点位置角分别为 $0 \sim 270^\circ$ 。设置轴承转速为 3000 rpm，分析频率为 600 Hz。

如图 4-12 所示，噪声频谱中均含有较高的转频 (f_r) 及其高阶谐波 (如 $2f_r$) 成分，这表明轴承旋转运动对噪声辐射具有显著影响。此外，各频谱中还存在轴承组件特征频率，如保持架频率 (f_c)、滚动体频率 (f_b)、外圈故障频率 (f_o) 以及内圈故障频率 (f_i)。其中，转频贡献相对较大，且在 45° 和 225° 位置角更为显著，该方向可能是轴承辐射噪声敏感场点。这些特征频率的分布表明，轴承各组件之间的相互作用是辐射噪声的重要来源。保持架、滚动体与内外圈之间的

接触和运动，不仅导致了噪声多频率成分分布，还形成了显著方向性辐射特征。

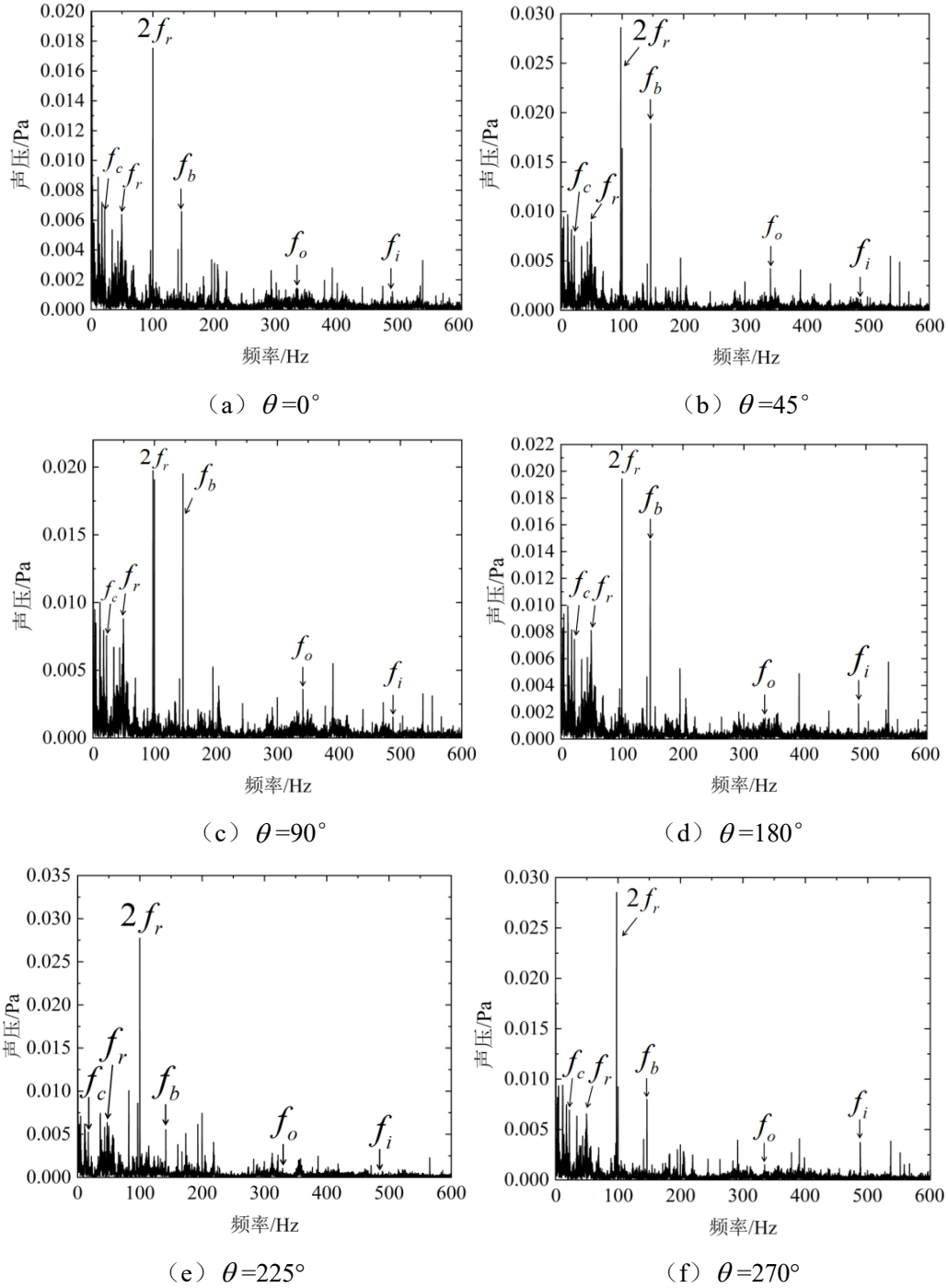


图 4-12 圆周方向辐射噪声的频谱特性

4.2.2 径向方向的辐射噪声

为了分析圆锥滚子轴承辐射噪声在不同径向距离时圆周方向的声压级分布，如图 4-13 所示，将分析场点设置在不同半径的同心圆上。轴承在不受外力的情况下以 3000 rpm 的转速运动，轴向距离设置为 1 m。讨论不同半径为 $r_1 = 0.5 \text{ m}$ 、 $r_2 = 1 \text{ m}$ 、 $r_3 = 1.5 \text{ m}$ 和 $r_4 = 2 \text{ m}$ 时同心圆上辐射噪声的分布特性。

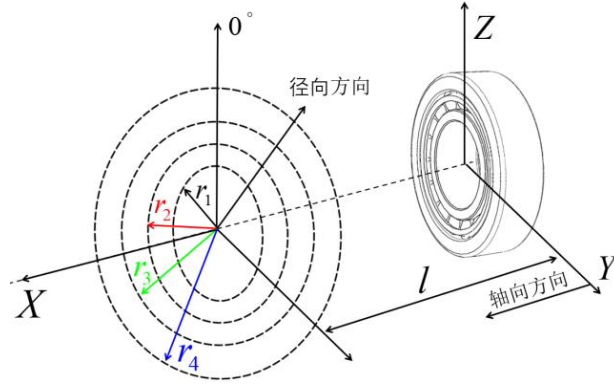


图 4-13 径向方向的场点分布

如图 4-14 展示了圆锥滚子轴承辐射噪声在径向方向的声压级随同心圆径向距离变化的规律。随着径向距离的逐渐增大，轴承辐射噪声的非线性特征逐渐减弱，即声压级的变化幅度趋于平稳。此外，不同角度方向上的声压级变化并不均匀，导致在较大径向半径时，噪声的圆周方向波动显著增强。这表明，尽管径向距离的增加会降低整体噪声的非线性，但噪声的方向性特征依然显著。

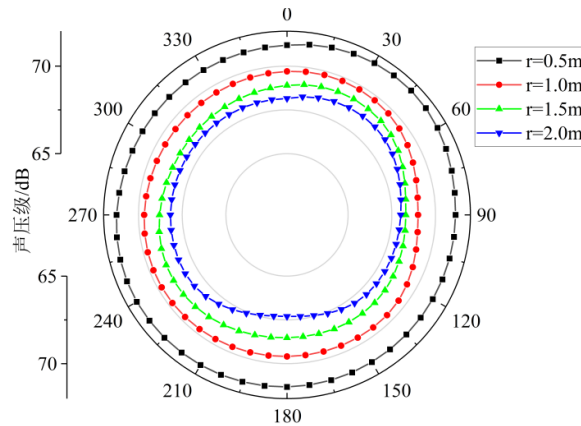


图 4-14 径向方向的声场分布

进一步观察发现，最大声压级始终出现在 45° 和 240° 的角度位置，无论径向距离如何变化，最大声压级所在的方位始终保持不变，即敏感场点的位置具有稳定性。而在其他角度区域，声压级较低，并随着径向距离的增大逐渐减小，表现出典型的声波辐射能量随距离衰减的规律。

由于测量点在 45° 位置的声压级最大，将此位置作为分析点。如图 4-15，在不同径向距离下，噪声频谱特性相似，均包含与轴承组件特征频率相关成分，如 f_r 、 f_c 、 f_b 、 f_o 、 f_i 等，这些特征频率对声压级贡献及其变化趋势存在明显差异。随着径向距离从 0.5 m 增至 2 m，整体声压级显著降低，低频成分（如 f_r 和 $2f_r$ ）衰减尤为明显，而高频成分（如 f_o 和 f_i ）衰减相对较慢，表明高频噪声对远场的

贡献更显著。此外，各轴承组件特征频率对辐射噪声的贡献存在较大差异。在近场低频成分占主导，而在远场高频成分影响更为突出。整体结果揭示了辐射噪声随距离变化的规律，为机械噪声传播特性研究和优化提供了重要依据。

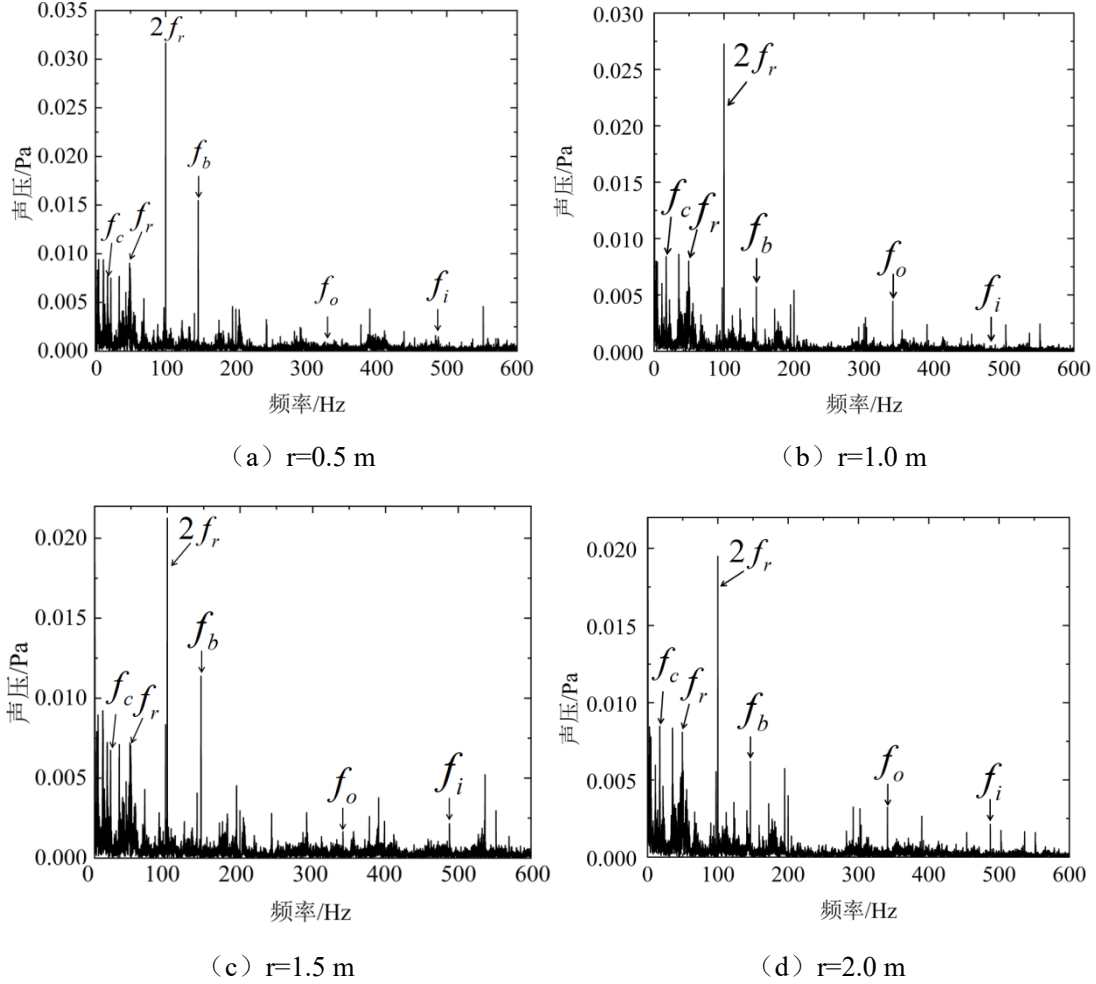


图 4-15 径向辐射噪声的频谱特性

4.2.3 轴向方向的辐射噪声

为了分析圆锥滚子轴承辐射噪声在不同轴向距离的声压级分布，如图 4-16 所示，将分析场点设置在不同轴向距离上。轴承在不受外力的情况下以 3000 rpm 的转速运动，径向距离设置为 1 m。讨论不同轴向距离为 $l_1 = 0.5\text{ m}$ 、 $l_2 = 1\text{ m}$ 、 $l_3 = 1.5\text{ m}$ 和 $l_4 = 2\text{ m}$ 时辐射噪声的分布特性。

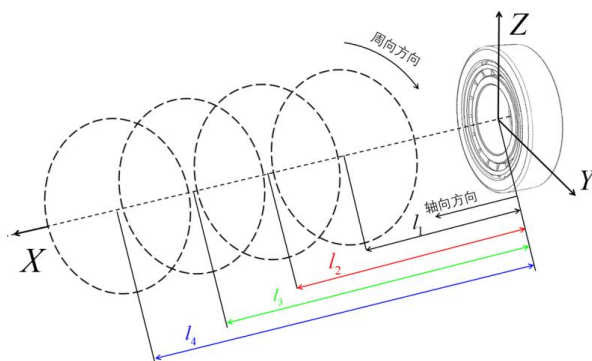


图 4-16 轴向方向的场点分布

图 4-17 展示了不同轴向距离下圆锥滚子轴承辐射噪声在圆周方向上的分布特性。实验数据分析表明，声压级随轴向距离增大而逐渐降低，这符合声波传播过程中能量随距离衰减的规律。噪声的最大声压级始终稳定地出现在 45° 和 225° 的角度位置，且不受轴向距离的变化影响。这表明，轴承辐射噪声的指向性特征不受声压级衰减的影响。这一现象与径向噪声分布规律一致，即无论轴向距离或径向距离如何变化，声场的指向性始终由轴承的声源特性决定。圆锥滚子轴承的几何结构和动态运行特性决定了声场分布特性。

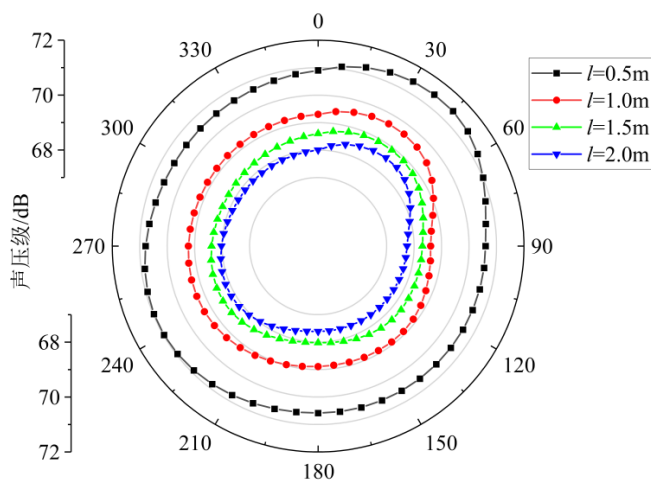


图 4-17 轴向方向的声场分布

如图 4-18，在最大声压级位置处不同轴向距离下的辐射噪声表现出相似的频谱特性曲线，均包含各轴承组件的特征频率成分，如 f_r 、 f_c 、 f_b 、 f_o 、 f_i 等。随着轴向距离的增加，轴承辐射噪声的声压整体逐渐减小，但各特征频率的贡献比例和变化趋势存在显著差异。具体来说，转频 f_r 在近场区域（如轴向距离为 0.5 m）占主导，声压级峰值最高；而随着轴向距离增大到 2 m，转频衰减最为显著，对总辐射噪声的贡献逐渐降低。相比之下，轴承套圈频率（如 f_o 和 f_i ）的衰减速

度较慢，在远场的声压级贡献更加突出。而其他轴承组件特征频率（如 f_c 和 f_b ）在远场的贡献更为明显。

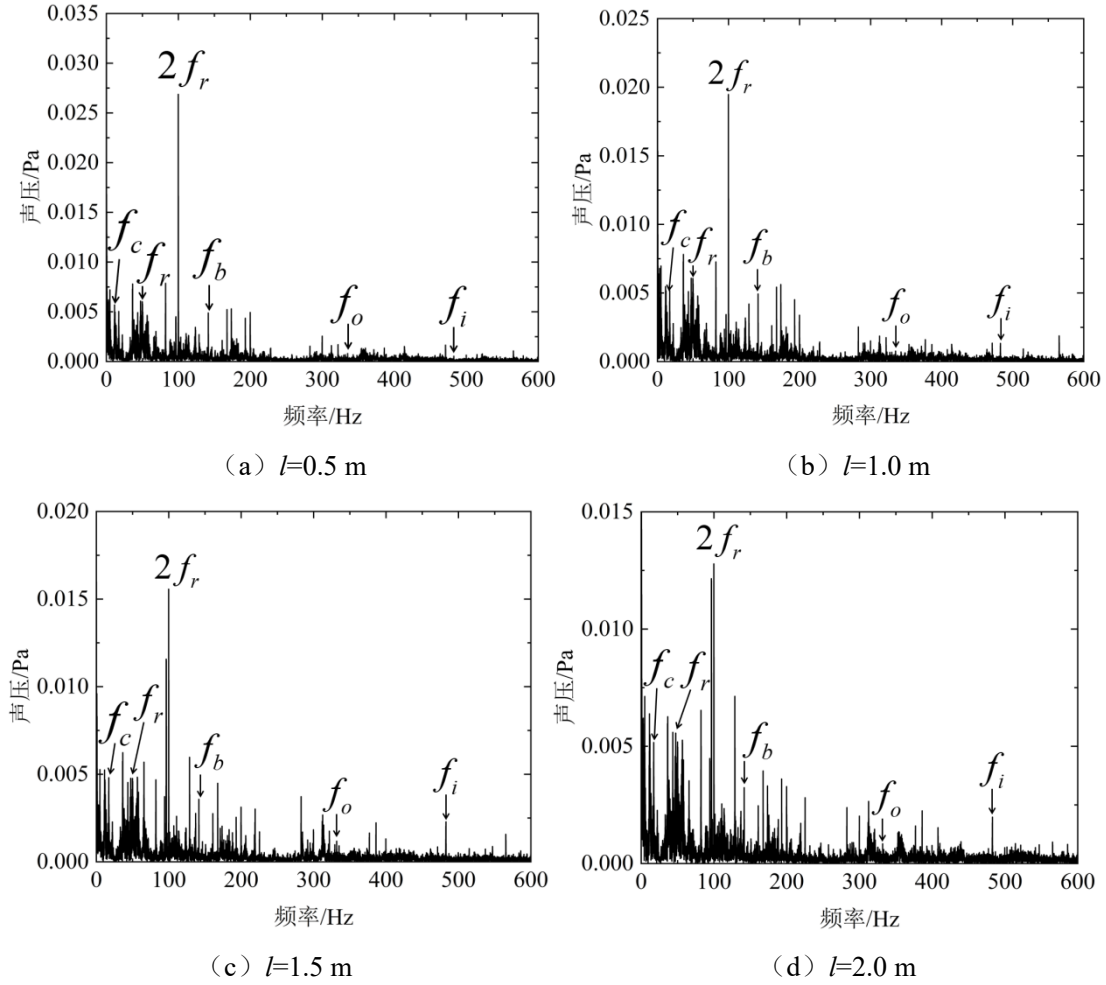


图4-18轴向噪声的频谱特性

4.3 剥落故障轴承辐射声学特性

本节主要研究剥落故障轴承的辐射声学特性，探讨不同方位的噪声分布特征及转速对噪声的影响规律，为轴承故障检测提供可靠的声学诊断依据。通过在正常和故障轴承的上方、前方和右方放置声压传感器采集噪声信号，以探讨外圈剥落故障轴承的噪声分布特性。通过调节转速（1000 rpm、2000 rpm、3000 rpm、4000 rpm、5000 rpm 和 6000 rpm）来分析转速对故障轴承的影响。

4.3.1 故障轴承不同方位噪声分布

为了对圆锥滚子轴承各方位的辐射噪声分析，进行如图 4-19 (a)所示的测试位置，将 8 个声压传感器均匀分布在圆周上，再将此阵列放置前方，上方和右方这 3 个平面上，这里各测点分布在距离轴承中心线上 1 m 的圆周上，且各测点分

布于一个直径为 1 m 的圆上，相邻两测点之间的夹角为 45° 。

当转速为 2000 rpm 时，故障轴承和正常轴承的辐射噪声的对比实验结果如图 4-19 所示，噪声在周向分布不均匀，且轴向噪声声压级最高。当轴承外滚道出现故障时，辐射噪声急剧增加，外圈故障轴承辐射噪声声压级增加约 18 dB。前方噪声集中在下半圆，上方集中在右半圆。前方噪声水平升高，范围扩大；上方噪声波动剧烈，振动不稳定性加剧；右方噪声方向性突出，某些角度的声压级达峰值，显示故障轴承辐射噪声强烈不平衡，动态异常显著。

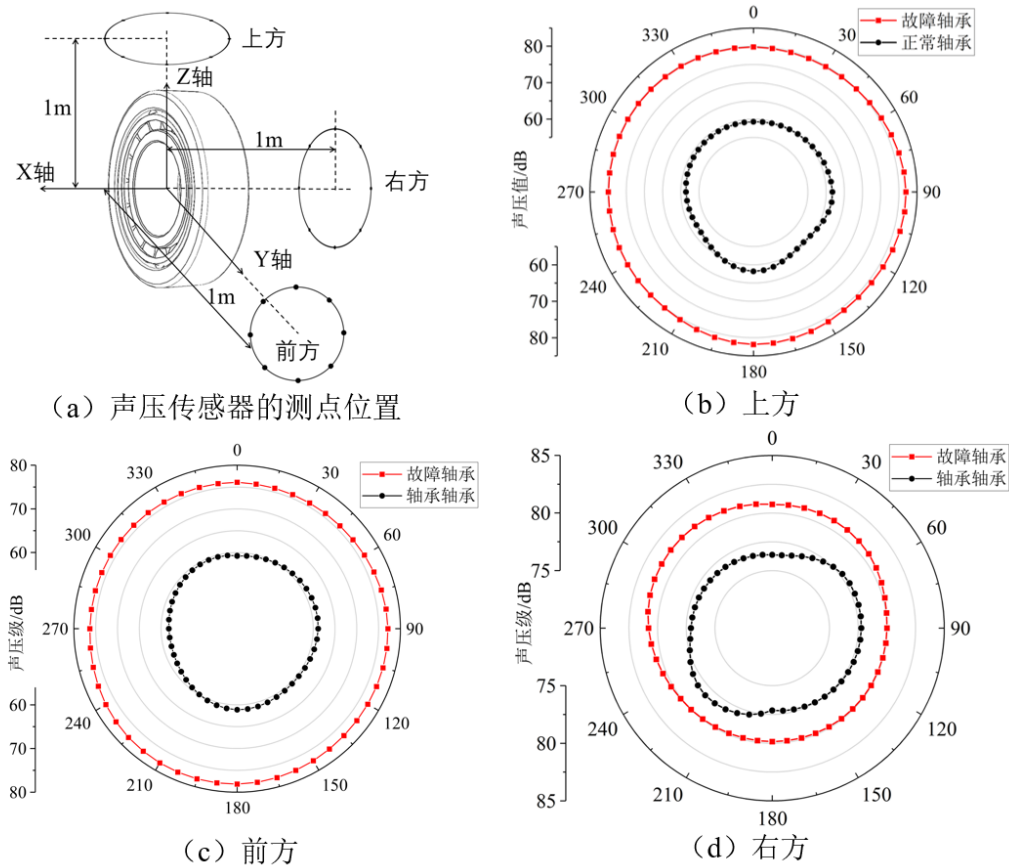


图 4-19 三个方向上正常轴承与故障轴承辐射噪声声压级的分布

通过对轴承辐射噪声的声压频谱分析，发现外圈故障对噪声响应的影响具有频段特性。如图 4-20 所示。频域分布大致可分为三个区域：低频段（0-500 Hz），正常与故障轴承的声压级差异不大，表明故障影响较小；中频段（500-6000 Hz）故障轴承的声压级显著升高且波动明显，反映了冲击振动与不规则特性；高频段（6000 Hz 以上）两者声压级均下降并趋于稳定，说明高频振动噪声较弱。中频段的特征可作为外圈故障诊断的重要依据。

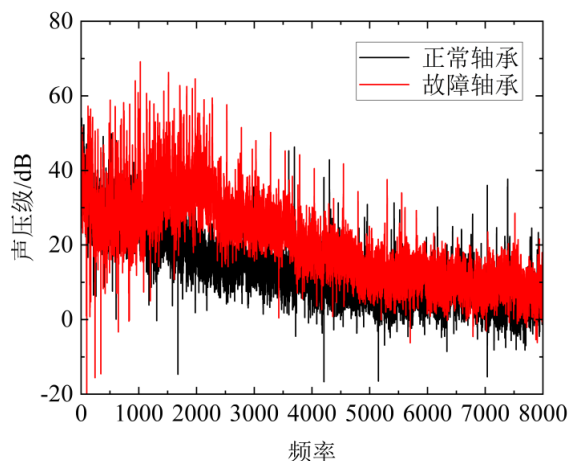


图 4-20 故障轴承与正常轴承的噪声频域信号

4.3.2 转速对轴承辐射噪声的影响

图 4-21 和图 4-22 展示了正常轴承与故障轴承在 1000 rpm 至 6000 rpm 不同转速下的辐射噪声测试结果。从图中可以观察到，正常轴承的辐射噪声声压级随着转速的增加逐步增大，并呈现出较为均匀的分布特性；而故障轴承在 1000 rpm 至 4000 rpm 之间噪声声压级略有增加，但当转速达到 5000 rpm 时，其噪声声压级显著上升，且在 6000 rpm 时表现尤为突出。

与正常轴承相比，故障轴承的整体声压级明显更高，同时噪声的方向性特征在故障状态下更加显著，即某些特定角度的噪声声压级远高于其他方向。这表明，轴承外圈的故障可能导致结构的不均匀或异常振动，从而引发了噪声的非均匀辐射。此外，故障轴承的噪声波动幅度更大，尤其在高转速下，噪声随角度的变化的差异显著增大，表现出更加不稳定的辐射特性。

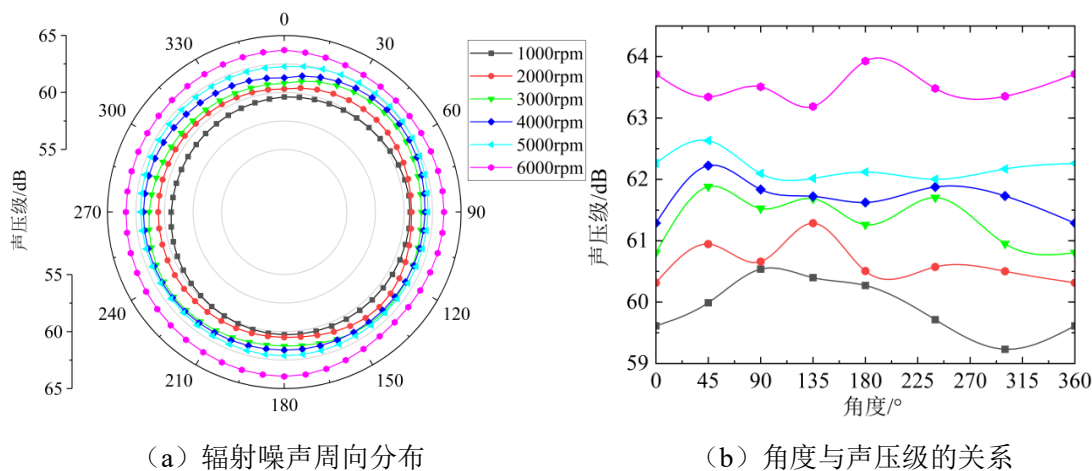


图 4-21 正常轴承不同转速下辐射噪声的变化

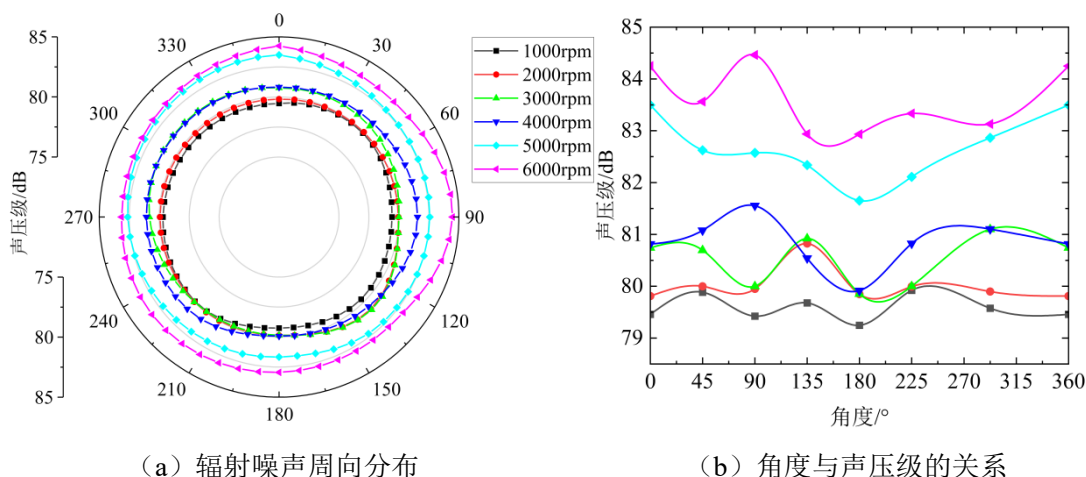


图 4-22 故障轴承不同转速下辐射噪声的变化

4.4 本章小结

本章结合实验手段与前文的理论分析，系统研究了圆锥滚子轴承的声学特性，重点探讨了其声振特性，声场分布特性以及转速对辐射声场的影响规律。通过实验与理论分析相结合，得到以下结论：

(1) 轴承的振动特性是其声学表现的关键因素，振动与噪声之间存在密切联系。外圈剥落故障显著影响圆锥滚子轴承的声振响应特性。正常轴承振动和噪声信号较平稳，频谱主要由保持架频率、轴频及其调制谐波组成，无显著冲击特性。而故障轴承的加速度信号呈现周期性冲击，频谱以外滚道故障频率为主，并伴随其他部件的次要频率和谐波成分。

(2) 圆锥滚子轴承的辐射噪声在圆周、径向和轴向的分布特性存在显著差异。圆周方向的噪声具有方向性，在 45° 和 225° 出现较高的声压级，频谱分析表明，转频及其高阶谐波是噪声的主要贡献源。径向噪声随距离增大而衰减，低频成分（如转频）衰减明显，而高频成分在远场占主导地位。轴向噪声也呈现类似衰减规律，声压随距离减小，但其指向性特征保持稳定，最大声压级的位置基本不变。

(3) 正常轴承和故障轴承在不同方位的噪声分布特性存在差异，且轴承的转速是影响噪声特性的关键因素。前方噪声主要集中在下半圆，上方噪声集中于右半圆，而右方噪声方向性明显，部分角度的声压级达峰值，表现出动态不平衡与不稳定性。正常轴承的噪声声压级随转速平稳增加，且分布较均匀。而外圈故障轴承在低转速时声压级略有增加，达到特定转速后显著上升。与正常轴承相比，故障轴承整体声压级更高，且方向性更为突出，部分角度的声压级远高于其他方向，表明外圈故障导致结构不均和异常振动，引发非均匀辐射。此外，故障轴承噪声波动更加剧烈，尤其在高转速下，噪声随角度变化的差异显著增大，动态不平衡与不稳定性进一步增强。

第5章 圆锥滚子轴承外圈剥落位置识别

在轴承发生外圈剥落故障时，早期识别对保障轴承的安全运行具有重要意义。虽然现有的故障诊断方法能够提供一定的识别手段，但通过声学信号分析实现故障位置的精准定位仍然是一个挑战。本章基于外圈剥落故障的动力学模型，结合仿真计算和实验分析，对外圈剥落故障引起的辐射噪声信号进行均方根处理，并通过不同位置的噪声信号均方根差值对比，提出了一种基于辐射噪声的故障定位方法，为轴承故障的早期诊断与维修提供科学依据。

5.1 轴承故障定位模型

根据上文建立的外圈剥落故障动力学模型，对外圈剥落故障的轴承进行辐射噪声仿真计算，可得到轴承故障辐射噪声信号^[89]。由于轴承在旋转过程中的周向运动，不同方位的噪声衰减程度不同。本节选择轴承外圈上相邻且通过轴承几何中心的两点，并在距离轴承 1 米处的两个测点采集故障噪声信号，并分析其变化特征，并分析其变化特征。通过对比分析这两个测点的信号特征，可有效识别轴承外圈剥落故障的位置。

辐射噪声信号的采集位置如图 5-1 所示。在外圈的 A 点处，轴承外圈发生了早期剥落损伤，此时剥落的角度位置可表征为 φ_{df} ，在此区域，外圈剥落所引起的故障噪声信号可描述为 $f(t)$ 。为了实现轴承外圈剥落故障的定位，选择两个测点 x_1 和 x_2 作为分析位置，并定义这两个点之间的连线，使其通过轴承中心并垂直于轴承外圈的径向载荷方向。假设轴承外圈静止，轴承内圈随轴旋转，滚子与内外圈滚道之间没有滑移，设 x 正角位置为零，逆时针方向为正。

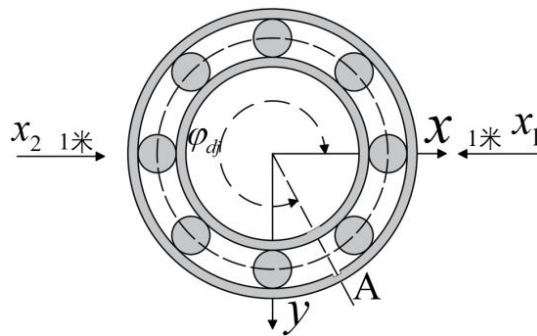


图 5-1 噪声信号的测点

本节仅针对圆锥滚子轴承外圈发生早期剥落故障位置进行识别，将 x_1 和 x_2 两

位置的声学信号分别记作 $f_1(t)$ 和 $f_2(t)$ ，假设传播介质为空气，将原有的动力学响应转换为空气中传播的噪声信号，可以写出改进后的公式为^[87]：

$$Mp(t) + C_0 p(t) - Cp_c(t) + K_0 p(t) - Kp_c(t) = Q_\phi \quad (5-1)$$

式中， $p(t)$ 为轴承外圈两点位置 x_1 和 x_2 的状态向量， $p(t) = \frac{\rho_0 c}{4\pi r} \cdot x(t)$ ， $x(t)$ 为外圈的振动状态向量， ρ_0 为空气密度， c 为空气中声速， r 为故障激振点到传感器的距离。 $p_c(t)$ 外圈剥落故障方位的状态变量， M 为质量矩阵， K_0 和 C_0 故障声学信号的衰减刚度矩阵和阻尼矩阵， K 和 C 分别表示外圈的传导刚度和阻尼矩阵， Q_ϕ 为任意滚子所受的作用力。

5.2 外圈剥落故障位置识别仿真与实验

5.2.1 外圈剥落故障位置识别仿真结果

本节基于 MATLAB 和 Simulink 平台建立了外圈剥落故障定位模型，并运用数值算法完成模型的求解与分析。为验证所构建模型的可靠性，以圆锥滚子轴承 30205 为研究对象，在 500 N 径向载荷条件下进行仿真实验。为精确定位外圈剥落故障，实验中仅将外圈剥落位置作为变量，其他参数设计均与第 3 章实验数据保持一致，包括剥落深度和宽度等关键尺寸（具体值为 1 mm×1 mm）。此外，仿真研究主要针对外圈剥落位置的识别问题，暂不考虑剥落扩展的动态过程。通过如图 5-2 中的故障噪声信号（基于式 5-1 仿真计算所得）分析结果，验证了所建模型的准确性。

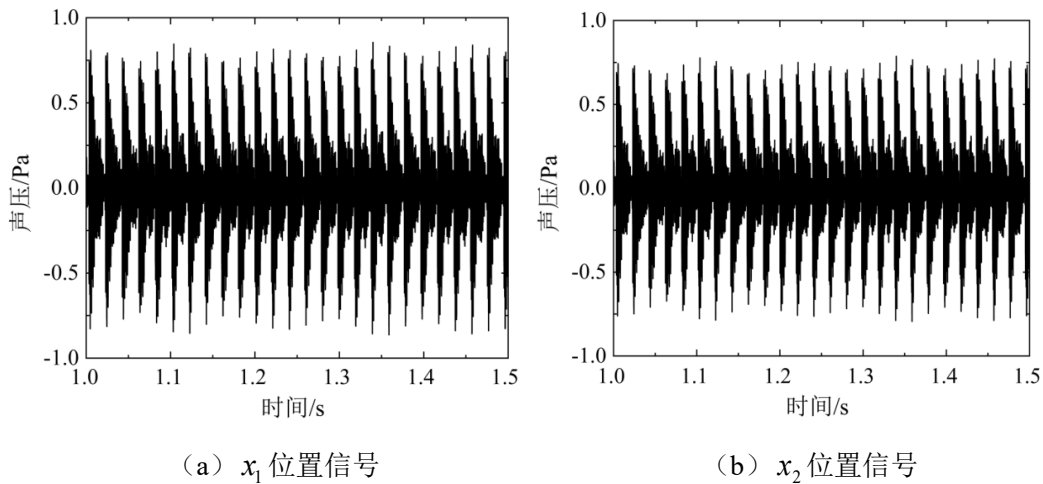


图 5-2 传感器 x_1 和 x_2 处模拟故障噪声信号

基于外圈剥落故障动力学模型的仿真分析，可获得两测点位置的故障噪声信

号, 分别记为 $f_1(t)$ 和 $f_2(t)$ 。仿真结果表明, 当滚动体经过外圈剥落位置时, 轴承系统的动态响应会引发显著的冲击特征。通过对两测点噪声信号的时域分析, 其冲击幅值的差异表明剥落位置的角度范围位于 $0 \sim 90^\circ$ 之内。

5.2.2 轴承剥落故障位置识别判断方法

鉴于声波在传导过程中不可避免地出现能量耗散, 在轴承外圈发生缺陷时, 各采集点获取的声学特性在空间分布上难免存在差异。基于这一物理特性, 通过建立不同采集点声学特征与故障源位置的关联模型, 可实现对故障区域的精准辨识。将噪声信号 $f_1(t)$ 和 $f_2(t)$ 进行同步均方根处理得到 $SMRS_{x1}$ 和 $SMRS_{x2}$, 此时两位置故障振动时域信号的同步均方根差值 $\Delta SRMS = SMRS_{x1} - SMRS_{x2}$ 。

如图所示, 外圈剥落位置对噪声信号的同步均方根差值具有显著影响。当剥落位置角 $\varphi_{dj} = 0^\circ$ 时, 同步均方根差值 $\Delta SRMS$ 达到峰值, 随着外圈剥落故障位置从 $\varphi_{dj} = 0^\circ$ 变化至 $\varphi_{dj} = 50^\circ$ 和 $\varphi_{dj} = 100^\circ$ 分别递减至零和最小值。基于此, 可得到辐射噪声信号同步均方根差 $\Delta SRMS$ 与剥落位置角的映射关系, 并建立了圆锥滚子轴承外圈剥落故障定位的近似函数模型^[83]:

$$\varphi_{dj} = \begin{cases} 50 - [K_1 (\Delta SRMS)^3 + K_2 (\Delta SRMS)^2 + K_3 \Delta SRMS + K_4] & \Delta SRMS \geq 0 \\ 50 + K_1 (\Delta SRMS)^3 + K_2 (\Delta SRMS)^2 + K_3 \Delta SRMS + K_4 & \Delta SRMS < 0 \end{cases} \quad (5-2)$$

式中, K_1 、 K_2 、 K_3 和 K_4 为轴承外圈剥落定位的修正系数。

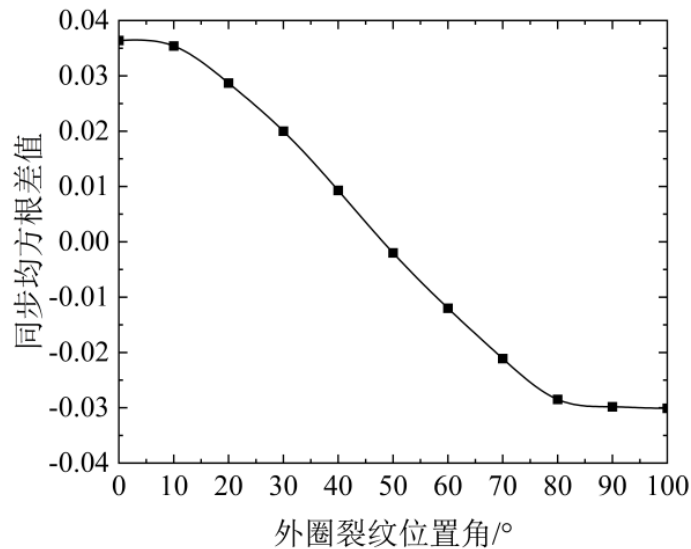


图 5-3 同步均方根与外圈剥落位置的对应关系

综上所述, 圆锥滚子轴承外圈剥落故障定位方法流程图如图 5-4 所示。

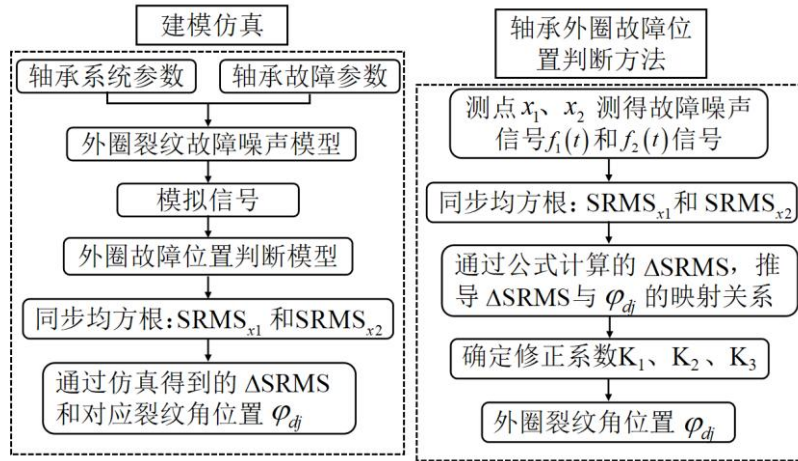


图 5-4 圆锥滚子轴承外圈剥落定位方法

5.2.3 外圈剥落故障位置识别实验结果

在故障轴承测试实验台上（如图 3-26），通过采集噪声信号并进行分析，对所构建的外圈缺陷定位方法进行有效性验证与可靠性实验。实验过程中所使用的故障轴承和其他设备与前文实验条件保持一致。为了精确获取故障特征，实验将转速设定为 200 rpm，使得轴承故障位置角 $\varphi_{dj} = 0^\circ \sim 100^\circ$ 。如图 5-5 所示，按照 $0^\circ \sim 100^\circ$ 之间每间隔 10° 采集一组数据。通过预设角度间隔采集多组数据，为后续的故障识别提供了数据支持。

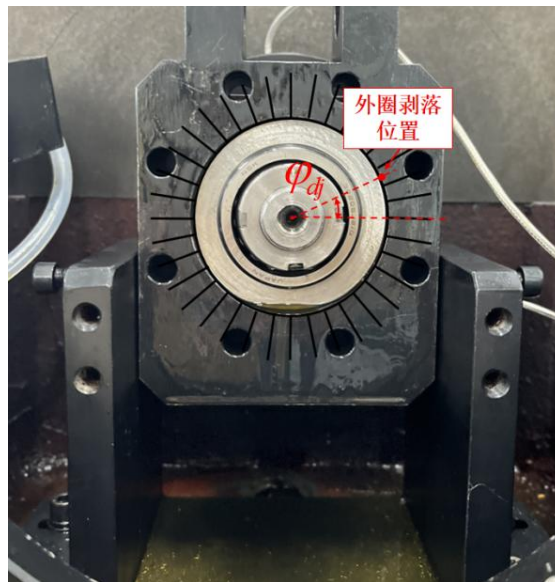


图 5-5 轴承外圈剥落故障位置判断

将实验采集的外圈剥落故障噪声信号通过式 (5-2) 进行处理，并将所得结果与故障位置判断噪声模型的仿真信号进行对比分析，具体对比结果如图 5-6 所示。由图可知， $\Delta SRMS$ 的实验结果从 $\varphi_{dj} = 0^\circ$ 到 $\varphi_{dj} = 100^\circ$ 过程中呈现递减状态，

同时, $\Delta SRMS$ 在 $\varphi_{dj} = 50^\circ$ 的状态下约为 0。通过对比分析, 实验数据与仿真分析所得的外圈剥落位置角与同步均方根差值曲线图相似, 但实验结果与仿真结果存在一定程度的误差。误差主要来源于信号传播过程中的衰减效应以及实验环境中干扰因素。通过系统性对比实验, 验证所构建方法的准确性, 证明了理论模型的可靠性。

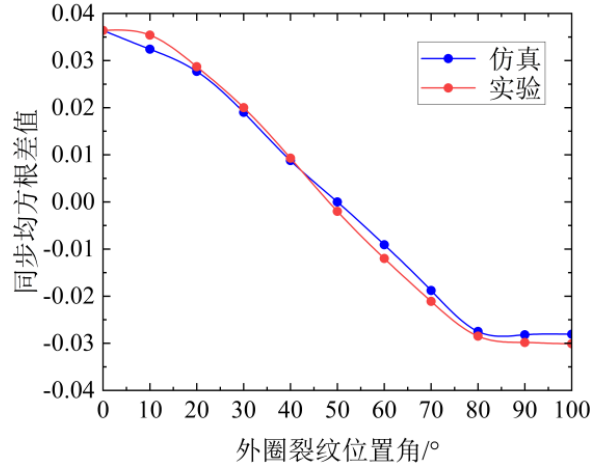


图 5-6 轴承外圈剥落故障定位模型的仿真与实验对比

5.3 不同位置外圈剥落故障的定位

分别将外圈剥落故障位置安装在如图中 $\varphi_{dj} = 20^\circ$ 、 $\varphi_{dj} = 45^\circ$ 、 $\varphi_{dj} = 60^\circ$ 和 $\varphi_{dj} = 95^\circ$ 的位置, 在 x_1 和 x_2 处分别安装两个声压传感器。通过实验采集该状态下轴承外圈剥落故障的噪声信号, 并对其进行均方根处理, 以实现对外圈剥落故障角度的分析与识别。

根据近似函数(5-2)确定圆锥滚子轴承外圈剥落故障位置角 φ_{dj} 与 $\Delta SRMS$ 之间近似函数的修正系数, 即 $K_1 = -306943.74$ 、 $K_2 = 38967.02$ 、 $K_3 = 151.59$ 、 $K_4 = 3.11$ 。由于本节实验所用的轴承均为 30205 型圆锥滚子轴承, 轴承外圈剥落故障位置角 φ_{dj} 与 $\Delta SRMS$ 之间近似函数的修正系数不变。

5.3.1 故障位置角位于 20 度时外圈剥落故障位置的识别

如图 5-7 所示, 当外圈剥落故障位置角处于 $\varphi_{dj} = 20^\circ$ 时, 在 x_1 和 x_2 处两个传感器位置采集到的故障噪声信号, 分别记为 $f_1(x)$ 和 $f_2(x)$, 求解两者的同步均方根差值 $\Delta SRMS$, 并根据近似函数计算出轴承外圈剥落故障的具体位置 $\varphi_{dj} = 18.35^\circ$ 。将采集数据导入 MATLAB 程序中进行处理, 如图 5-8 所示, 得到

轴承外圈剥落故障的位置。通过对比计算得出故障位置与实际位置的偏差，获得误差值为 8.25%。

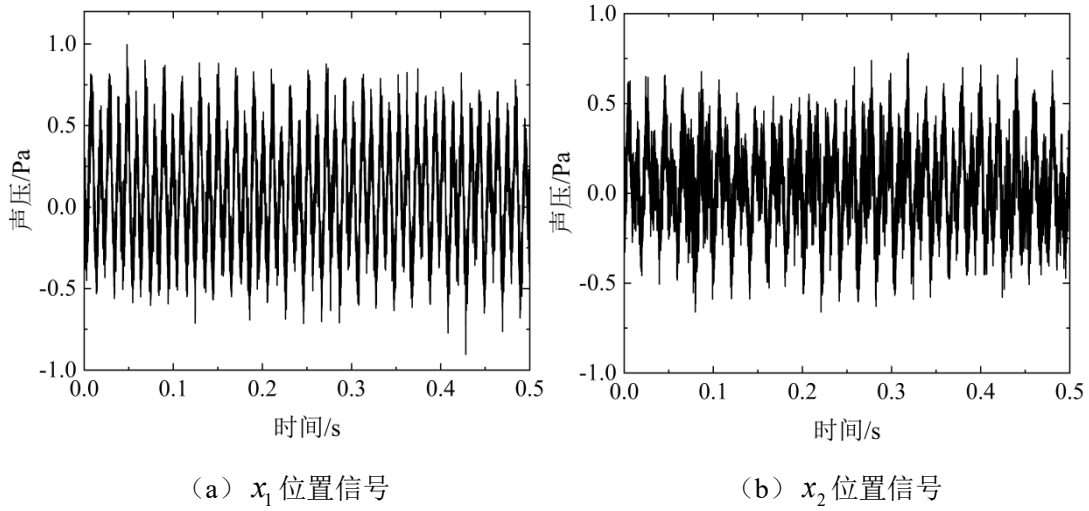


图 5-7 外圈剥落故障位置角 $\varphi_{dj} = 20^\circ$ 噪声信号

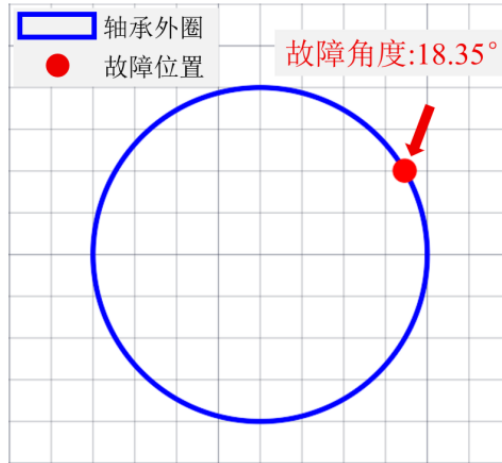
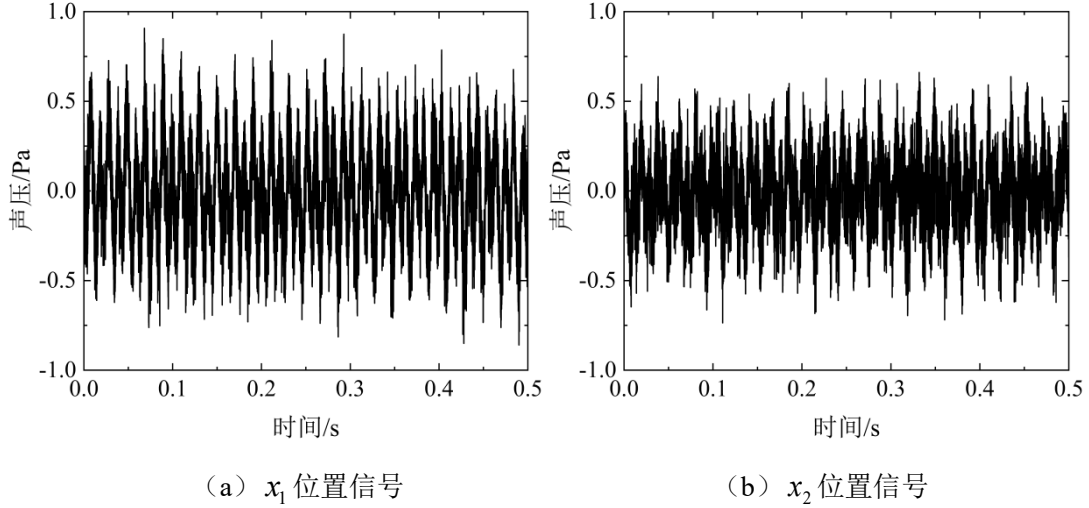
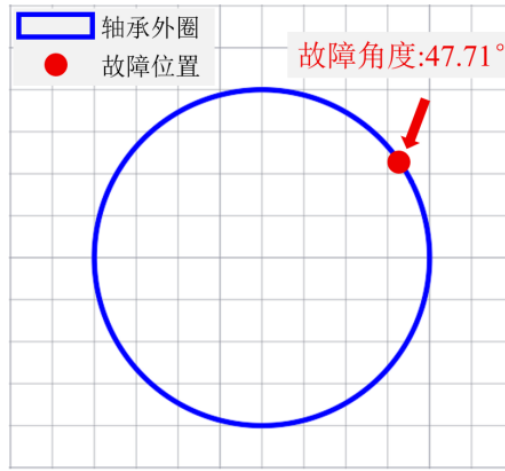


图 5-8 轴承外圈剥落故障角 $\varphi_{dj} = 20^\circ$ 的定位

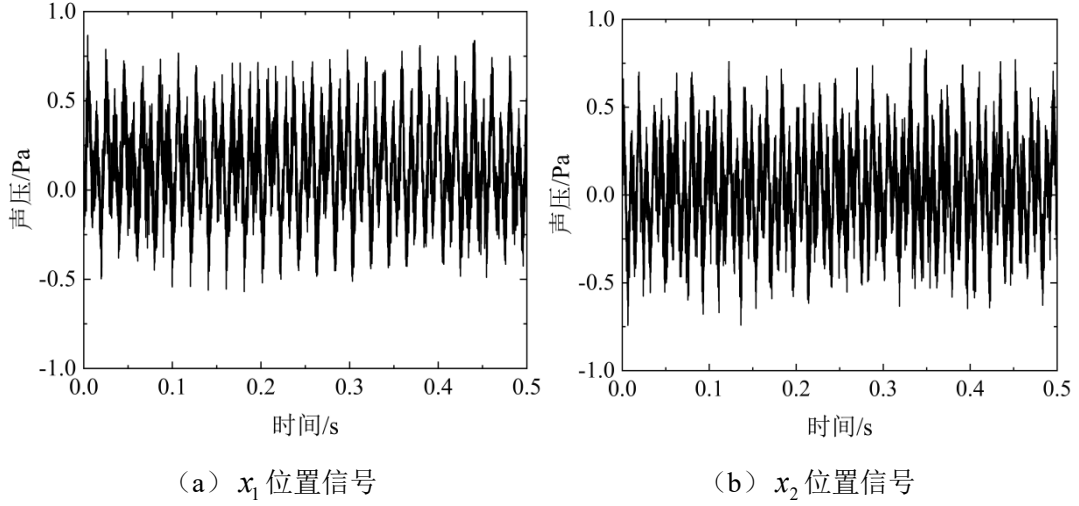
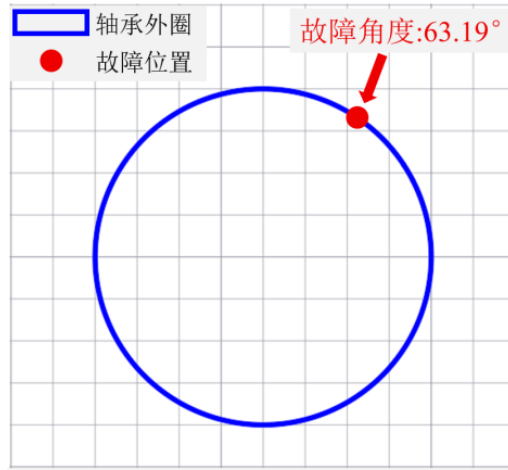
5.3.2 故障位置角位于 45 度时外圈剥落故障位置的识别

当外圈剥落故障位置角处于 $\varphi_{dj} = 45^\circ$ 时，如图 5-9 所示，为 x_1 和 x_2 处两个传感器分别采集的噪声信号。对实测辐射噪声信号 $f_1(x)$ 和 $f_2(x)$ 分别进行均方根运算，获得均步方根值 $SMRS_{x1}$ 和 $SMRS_{x2}$ ，并求解两者的同步均方根差值 $\Delta SRMS$ 。再根据近似函数，进一步求解轴承外圈故障的具体位置 $\varphi_{dj} = 47.71^\circ$ 。将采集的数据导入 MATLAB 程序进行处理，如图 5-10 所示，得到圆锥滚子轴承外圈剥落故障的位置。通过对比计算得出的故障位置与实际位置的偏差，获得误差值为 6.02%。

图 5-9 轴承外圈剥落故障角 $\varphi_{dj} = 45^\circ$ 的实测噪声信号图 5-10 轴承外圈剥落故障角 $\varphi_{dj} = 45^\circ$ 的定位

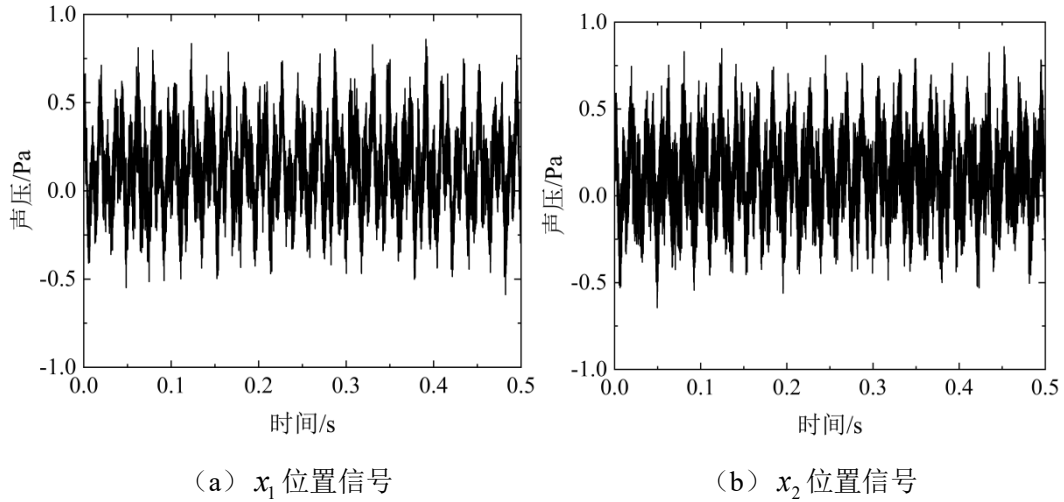
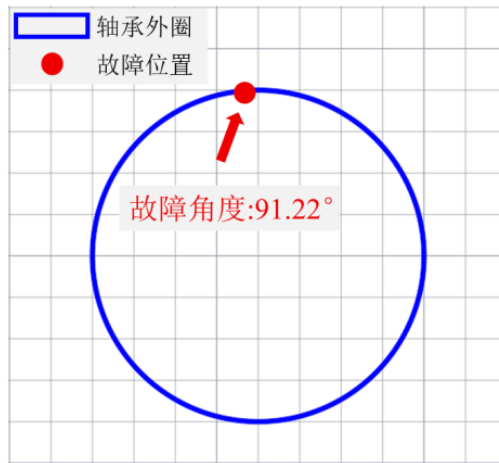
5.3.3 故障位置角位于 60 度时外圈剥落故障位置的识别

圆锥滚子轴承的外圈剥落故障位置如图 5-5 所示，当外圈剥落故障位置角处于 $\varphi_{dj} = 60^\circ$ 时，如 5-11 所示，分别在 x_1 和 x_2 处布置两个声压传感器，并同步采集到的故障噪声信号，记为信号 $f_1(x)$ 和 $f_2(x)$ 。对这两个信号进行均方根运算，分别获得 $SMRS_{x1}$ 和 $SMRS_{x2}$ ，求解这两处位置角对应的同步均方根差值 $\Delta SRMS$ ，进而求解轴承外圈故障的具体位置 $\varphi_{dj} = 63.19^\circ$ 。将采集数据导入 MATLAB 程序进行信号处理与分析，如 5-12 所示，最终得到圆锥滚子轴承外圈剥落故障的位置。通过对比计算得出的故障位置与实际位置的偏差，获得误差值为 5.32%。该结果表明所提出的方法在故障定位方面具有较高的精度，为轴承运行状态监测和早期故障预警提供了有效技术手段。

图 5-11 轴承外圈剥落故障角 $\varphi_{dj} = 60^\circ$ 的实测噪声信号图 5-12 轴承外圈剥落故障角 $\varphi_{dj} = 60^\circ$ 的定位

5.3.4 故障位置角位于 95 度时外圈剥落故障位置的识别

据图 5-5 的布局，将圆锥滚子轴承的故障位置角调整至 $\varphi_{dj} = 95^\circ$ ，通过实验获取该状态下轴承外圈剥落故障的噪声信号，如图 5-13 所示，当外圈剥落故障位置角处于 $\varphi_{dj} = 95^\circ$ 时， x_1 和 x_2 处两个传感器采集到的故障噪声信号分别记为 $f_1(x)$ 和 $f_2(x)$ 。通过均方根运算获得 $SMRS_{x1}$ 和 $SMRS_{x2}$ ，并求解两者的同步均方根差值 $\Delta SMRS$ 。根据近似函数进一步计算轴承外圈故障的具体位置 $\varphi_{dj} = 91.22^\circ$ 。将采集数据导入 MATLAB 程序进行处理。如图 5-14 所示，得到轴承外圈剥落故障的位置。通过对比计算得出的故障定位结果与实际故障发生位置进行比对，最终获得了误差值为 4.2%。这一结果表明所采用的方法在故障定位方面具有较高的准确性，为后续的轴承故障诊断与维护提供了可靠依据。

图 5-13 外圈剥落故障故障位置角 $\varphi_{dj} = 95^\circ$ 的实测噪声信号图 5-14 轴承外圈剥落故障角 $\varphi_{dj} = 95^\circ$ 的定位

5.4 本章小结

本章针对圆锥滚子轴承外圈剥落故障的定位问题,提出了一种基于噪声信号分析的故障位置识别方法。该方法利用了外圈不同位置剥落故障在噪声信号传播过程中引起的显著衰减特性,通过建立故障噪声信号的同步均方根差值与剥落故障区域位置之间的数学关系,实现了轴承外圈剥落故障的精准定位。为验证所提模型的有效性,采集了两测点处的故障噪声信号,并通过对比分析实测数据与仿真计算结果,证实了该模型具有较高的定位精度。此外,针对多个预设位置进行系统性的故障识别实验,进一步证明了该方法具有优异的适用性和可靠性。

第 6 章 总结与展望

本文围绕圆锥滚子轴承的声振特性展开研究,首先基于轴承各部件间相互作用关系建立了六自由度完全动力学模型,揭示了轴承各部件动态特性;随后,建立局部故障轴承动力学分析模型,深入研究滚道和滚动体出现故障后的轴承动态性能,揭示了故障轴承的内部运动机理;在此基础上,进一步分析了外圈故障对轴承振动与噪声特性的影响,阐明了故障对轴承动态行为和声学性能的作用机制;最后,通过分析外圈剥落故障噪声信号的同步均方根差值与剥落故障位置间的数学关系,建立了轴承外圈故障定位模型。研究不仅深化了对圆锥滚子轴承声振特性的理解,还为轴承故障检测与剥落定位提供了理论依据和工程应用价值。

6.1 总结

本文通过对圆锥滚子轴承的声振特性的综合研究,获得了以下成果:

(1) 针对圆锥滚子轴承动态特性,建立了动力学模型,分析了轴承各部件的受力与位移特性,系统研究了工况参数和结构参数对滚子摆动角的影响。结果表明:轴承整体运行状态稳定,滚子与滚道作用力在承载区最大;滚子大端与挡边持续接触并承受一定的轴向力,滚子与保持架兜孔交替碰撞,内圈与保持架质心轨迹呈规律性涡动。滚子位移和摆动角呈周期性变化,内圈转速、径向和轴向载荷显著对滚子摆动角有显著影响,滚子半径和锥角偏差加剧了滚子歪斜与倾斜;保持架兜孔间隙和润滑状态主要影响歪斜角,对倾斜角影响较小。

(2) 针对圆锥滚子轴承剥落故障的振动特性,建立轴承局部故障动力学分析模型,通过仿真研究了滚道与滚动体故障轴承的动态特性,为合理分析故障轴承的振动特性奠定了基础。研究表明:轴承部件与故障区域作用导致滚子与滚道作用力骤降,冲击载荷剧烈波动,滚子大端与挡边作用力增大,加剧摩擦与撞击,滚子轴向与径向位移表现异常波动。内圈和保持架质心轨迹受冲击影响,呈现杂乱非线性振动和不规则偏移。转速和故障宽度增加使外圈加速度均方根增大,滚子与滚道作用力波动范围增大,冲击载荷增大引发外圈剧烈振动,保持架质心轨迹也随之剧烈变化。

(3) 针对圆锥滚子轴承剥落故障的声学特性,通过实验与理论分析相结合,系统研究了故障轴承的声振特性、噪声声场分布特性及转速对辐射声场变化规

律。研究表明：轴承的振动特性直接影响其声学表现，正常轴承信号平稳且频谱以轴频率和谐波为主，而外圈剥落故障会引发周期性冲击，使故障频率占主导并伴随谐波频率。轴承各组件间的相互作用是辐射噪声产生的重要原因，保持架、滚动体与内外圈之间的接触与运动导致了噪声的多频率成分分布；轴承辐射噪声在圆周、径向和轴向具有显著的方向性特征；高转速下故障轴承的噪声显著升高，辐射特性更加不稳定。

(4) 针对圆锥滚子轴承外圈剥落故障的定位问题，考虑噪声信号在传播过程中呈现显著衰减，通过数值仿真分析，研究了剥落故障轴承噪声信号与剥落故障位置之间的数学关联，并据此建立了外圈剥落故障定位数学模型。通过实验验证，证明了该模型具有较高的定位精度；同时，利用 4 组预设位置的故障识别实验验证了实测数据与理论仿真结果的一致性。研究结果表明，该方法具备良好的适用性和可靠性，为轴承外圈剥落故障的精准定位提供了有效解决方案

6.2 本文创新点

(1) 通过建立圆锥滚子轴承动力学模型，揭示了局部故障对轴承振动和噪声特性的影响机制，并实现了振动与噪声信号的同步测量与分析，突破了传统研究仅关注单一特征的局限性。通过建立局部故障轴承动力学分析模型，研究了滚道和滚动体出现局部故障后的轴承内部动态特性，揭示了故障轴承的振动响应特性，并分析了转速和故障宽度对故障轴承振动的影响规律。同时，结合实验系统研究了轴承辐射噪声的声场分布特性，通过与正常轴承对比，阐明了故障轴承的噪声响应特性，进一步分析了转速对正常轴承和故障轴承辐射噪声的影响。研究结果为全面理解轴承故障的振动与噪声特性提供了理论与实验依据。

(2) 提出了基于噪声信号的轴承外圈剥落故障定位方法。通过分析轴承故障噪声信号的同步均方根差值与故障位置之间的数学关系，建立了外圈剥落故障的定位模型，并通过仿真与实验验证了该方法的精度与可靠性，为轴承故障位置的精准识别提供了创新性解决方案。

6.3 展望

本文通过建立圆锥滚子轴承的动力学模型和辐射噪声模型，对正常轴承与外圈故障轴承声振特性的分析展开了系统的理论和实验研究，取得了阶段性研究成果，但还存在一些局限性，需要进一步研究和探讨：

(1) 进行多故障模式与复杂工况的研究。本文主要集中在滚道剥落故障的分析，未来可考虑多种故障模式，如磨损、点蚀、疲劳损伤等对轴承动力学与声振特性的影响，并在此基础上建立更加全面的故障模型。此外，未来的研究还可进一步考虑复杂工况下，如温度变化、润滑不良等对轴承行为的影响，以提升模型的适用性与精准性。

(2) 对多物理场耦合分析。当前研究主要聚焦于振动与噪声的分析，未来可扩展为多物理场耦合分析，结合温度、摩擦、润滑等因素，深入探讨其对轴承健康状态的影响，构建更为复杂的综合故障预测模型。

(3) 轴承设计与优化。结合新型材料与先进制造技术，未来的研究可关注如何优化轴承设计，提升其耐久性与可靠性，减少噪声和振动的产生。例如，开发低噪音、高效能的轴承结构，不仅可以改善工作环境，还能提高设备运行的稳定性和安全性。

参考文献

- [1] 赵寅星,李娜,冯文军等.洛阳轴承产业技术创新发展现状研究[J].河南科技,2024,51(15):149-153.
- [2] 张宇,史小玉,田为松.不同服役工况条件下圆锥滚子轴承磨损研究[J].机械强度,2025,47(01):123-133.
- [3] 向苹,胡宸,郑金华等.高载荷下的航空发动机滚动轴承损伤原因[J].理化检验-物理分册,2023,59(04):38-42+45.
- [4] 张昱,冯硕,齐宇博等.航空发动机主轴承的主要失效形式[J].机械管理开发,2024,39(10):268-270.
- [5] Walters, C. T .The Dynamics of Ball Bearings[J].Journal of Tribology, 1970, 93(1):1-10.
- [6] Gupta Pradeep K. On the Dynamics of a tapered roller bearing[J]. Journal of Tribology, 1989,111(2):278-287.
- [7] Harris T A. Rolling bearing analysis[M]. New York: John Wiley, 2001, 155(2):393-394.
- [8] Deng S ,Gu J ,Cui Y et al.Dynamic analysis of a tapered roller bearing[J].Industrial Lubrication and Tribology,2018,70(1):191-200.
- [9] 胡广存.汽车轮毂双列圆锥滚子轴承动力学仿真分析[D].洛阳:河南科技大学,2014.
- [10] Ashtekar A , Sadeghi F , Stacke L E . Surface defects effects on bearing dynamics[J].ARCHIVE Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J Journal of Engineering Tribology 1994-1996 (vols 208-210), 2010, 224(1):25-35.
- [11] Mohsen,Nakhaeinejad,Michael et al. Dynamic Modeling of Rolling Element Bearings With Surface Contact Defects Using Bond Graphs[J].Journal of Tribology, 2010 ,133 (1):1-12.
- [12] Mcfadden P D , Smith J D . Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing[J]. Journal of Sound and Vibration, 1984, 96(1):69-82.
- [13] 任悦,臧朝平.滚动轴承滚道故障演化的动力学建模与响应分析[J].机械制造与自动化,2024,53(06):119-122+127.

- [14] 梁先发,王义,汤宝平等.基于动力学建模的滚动轴承全寿命周期退化模型[J]. 振动与冲击,2024,43(23):211-219.
- [15] 贾向阳.滚动轴承多类型故障动力学建模与盲滤波诊断算法[D].北京:华北电力大学,2024.
- [16] Liu J . A dynamic modelling method of a rotor-roller bearing-housing system with a localized fault including the additional excitation zone [J]. Journal of Sound and Vibration, 2020, 469(11):514-534.
- [17] Liu J ,Shao Y . Overview of dynamic modelling and analysis of rolling element bearings with localized and distributed faults [J]. Nonlinear Dynamics, 2018, 93(4): 1765-1798.
- [18] Liu J ,Xu Y ,Shao Y . Dynamic modelling of a rotor-bearing-housing system including a localized fault [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2018, 232 (3): 385-397.
- [19] 李鸿飞.含损伤的滚动轴承动力学建模及故障特征分析[D].沈阳:东北大学,2020.
- [20] 李云彬.滚道表面缺陷对圆柱滚子轴承振动特性的影响机理研究[D].洛阳:河南科技大学,2019.
- [21] Qiu L ,Chen X ,Shen X .Modeling of Multibody Lubrication Dynamics in Cylindrical Roller Bearings[J]. Tribology Transactions,2025,68(1):12-27.
- [22] Yu T ,Changfeng Y ,Yaofeng L et al. Dynamic modelling of deep groove ball bearings with different local defects considering skidding and thermal elastohydrodynamic lubrication[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics,2023,237(3):511-533.
- [23] Chengwei W ,Xianghui M ,Congcong F et al. Dynamic behaviors of angular contact ball bearing with a localized surface defect considering the influence of cage and oil lubrication[J]. Mechanism and Machine Theory,2021,162(1):1-16.
- [24] 陈彬,郭帅,王多亮等.贫油润滑下圆柱滚子轴承优化设计及试验验证[J].机械设计与制造工程,2024,53(11):37-42.
- [25] 刘勇.偏歪斜下航发圆柱滚子轴承的热弹流润滑特性研究[D].洛阳:河南科技大学,2023.
- [26] Bai C ,Zhang X ,Yang Y et al. Nonlinear Vibration Characteristics of a Multi-Disc Rotor Bearing System with Uncertain Parameters[J].Journal of Vibration Engineering & Technologies,2025,13(1):12-12.
- [27] Zhang X ,Bai C ,Jin Y et al. Nonlinear vibration characteristics of a rotor bearing system with irregular raceway defect[J].Nonlinear Dynamics,2024, (prepublish):1-23.

- [28] Zheng L ,Xiang Y .Nonlinear dynamic modeling and vibration analysis for early fault evolution of rolling bearings [J].Scientific Reports, 2024,14(1): 23-38.
- [29] Qiang B ,Xiangyun Z ,Bowen J et al. Study on contact and vibration characteristics of composite cylindrical roller bearings[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2023,75(10):1253-1261.
- [30] LiaoX ,HeL ,YiC et al.A Simulation Investigation on the Influence of Bearing Outer Ring Defect on Dynamic Vibration Characteristics of the Axle - Box System[J].Advanced Theory and Simulations,2023,7(1):23-36.
- [31] Fei P W ,Yang Y ,Yang H X et al. Effect of static and dynamic misalignment of rolling bearing on nonlinear vibration characteristics of rotor system[J]. Journal of Central South University,2023,30(3):871-903.
- [32] Runlin C ,Jiaxin L ,Jie T et al. Vibration characteristics analysis of rolling bearing rotor system considering radial clearance and outer raceway defect[J].Advances in Mechanical Engineering,2023,15(4):11-26.
- [33] Pingping H ,Liqin W ,Zhijie X et al.An improved model for investigating the vibration characteristics of ball bearing owing to outer race waviness under high speed[J]. Noise Control Engineering Journal,2021,69(2):89-101.
- [34] Hou P P , Wang L Q , Peng Q Y .Vibration analysis of ball bearing considering waviness under high speed and an axial load[J].Bulletin of the Polish Academy of Sciences. Technical Sciences, 2020, 68(3):517-527.
- [35] Niu L ,Cao H ,Hou H et al. Experimental observations and dynamic modeling of vibration characteristics of a cylindrical roller bearing with roller defects[J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2020,(1):381-396.
- [36] Shi Z ,Liu J ,Dong S .A numerical study of the contact and vibration characteristics of a roller bearing with a surface crack[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials: Design and Applications, 2020,234(4):549-563.
- [37] Wang P ,Wang C ,Wen B et al.Vibration features and sidebands investigation of a planetary gear transmission system under misaligned bearing and damaged cage[J]. Measurement,2025,(2):481-496.
- [38] Jian S ,Junran H ,Zhonghao T et al. Effect of oil film stiffness on vibration of full ceramic ball bearing under grease lubrication[J]. Industrial Lubrication and Tribology,2024,76(6):812-821.

- [39] Xinghong W ,Qiang B ,Xinhua G et al. Study on the vibration characteristics of double-row tapered roller bearings for high-speed rail axle box[J]. Industrial Lubrication and Tribology,2024,76(5):678-687.
- [40] ZhaoW ,LiuY ,WangB et al. Composite fault mechanism and vibration characteristics of high - speed train axle - box bearings[J]. International Journal of Mechanical System Dynamics,2024,4(2):240-254.
- [41] Wang M ,Yang S ,Liu Y et al. Vibration characteristics of defective axle box bearings in high-speed trains under track irregularity excitation[J]. Measurement Science and Technology,2024,35(6):26-35.
- [42] Long R ,Sun Y ,Zhang Y et al. Influence of micro-texture radial depth variations on the tribological and vibration characteristics of rolling bearings under starved lubrication[J]. Tribology International,2024,(9):410-425.
- [43] Jing L ,Lei X ,Linfeng W et al. A new impact model for vibration features of a defective ball bearing.[J]. ISA transactions,2023,142(2):465-477.
- [44] Zhi C ,Zhai J ,Wen B et al. Research on Dynamic Modeling and Vibration Characterization of Integrated Bearings[J]. Applied Sciences,2024,15(1):98-98.
- [45] Peng D , Xingyu L ,Kun W et al. Dynamic modeling and vibration analysis for the gear-rotor-bearing system with localized failures[J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2023,32(4):200-223.
- [46] Peng D ,Xingyu L .Modeling and contact analysis for spur gear pair with modification and localized crack failure[J].Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers,2024,238(17):8903-8923.
- [47] Peng D ,Jianping W ,Shuping Y et al. Vibration characteristics of the gear shaft-bearing system with compound defects under variable operating conditions[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics,2022,236(1):113-129.
- [48] Bhatti S ,Shaikh A. New Approaches of Stochastic Models to Examine the Vibration Features in Roller Bearings[J].Applied Sciences,2024,14(4):12-31.
- [49] Liu K ,Wang D ,Chen B et al. Vibration characteristics investigation of a single / dual rotor-bearing-casing system with local bearing defects[J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2025,112(6):225-227.
- [50] Shi J ,Yu Y ,Jiang X et al. Dynamic modeling considering time-varying contact pairs and parameterized defects of deep groove ball bearings for its vibration

- characteristic analysis[J]. *Nonlinear Dynamics*,2024,112(20):17781-17809.
- [51] Luo W ,Yan C ,Liu Y et al. Dynamic response of rolling element bearing with compound fault considering defect-rolling-element interaction[J].*Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*,2024,238(4):879-894.
- [52] L. G S ,K. S P . Dynamic model to predict vibration characteristics of rolling element bearings with inclined surface fault[J]. *Measurement*,2021,184(6):12-19.
- [53] Imran J .Vibration Characteristics Diagnosis and Estimation of Fault Sizes in Rolling Contact Bearings: A Model Based Approach[J]. *ASME J Nondestructive Evaluation*,2021,232(7):1-40.
- [54] Jing L ,Lei X ,Zidan X et al. Vibration characteristics of a high-speed flexible angular contact ball bearing with the manufacturing error[J]. *Mechanism and Machine Theory*,2021,162(2):23-34.
- [55] Liu J ,Wang L ,Shi Z et al. A comparison investigation of the contact models for contact and vibration features of cylindrical roller bearings[J]. *Engineering Computations*,2019,36(5):1656-1675.
- [56] Wenbing T ,Chenlu L ,Jie L et al. Vibration characteristics of rolling bearing cage under speed variation conditions[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*,2025,239(5):1533-1550.
- [57] Li Y ,Long T ,Wu W et al. Vibration characteristics of a bolted joint rotor-bearing system with rubbing and pedestal looseness coupled fault: Simulation and experiment[J]. *Applied Mathematical Modelling*,2024,132(2):402-427.
- [58] Yang Y ,Hui L . Experimental study on vibration characteristics due to cage damage of deep groove ball bearing[J]. *Tribology International*,2023,18(8):1-16.
- [59] Yuhou W ,Jiancheng G , Xiaochen Z et al. Research on vibration characteristics of silicon nitride 6206 full-ceramic bearing with different pre-tightening force and oil supply rate[J].*The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*,2023,127(9-10):4943-4957.
- [60] Sunnersj C S .Varying compliance vibrations of rolling bearings[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1978, 58(3):363–373.
- [61] Tallian T E , Gustafsson O G . Progress in Rolling Bearing Vibration Research and Control[J].*A S L E Transactions*, 1965, 8(3):195-207.
- [62] Rho B H , Kim D G , Kim K W .A Noise Analysis of Cylindrical Roller Bearings Operating Under Zero External Load[J]. *Tribology Transactions*, 2005, 48(2):238-244.

- [63] Rho B H , Kim D G , Kim K W . Effects of design parameters on the noise of rotor-bearing systems[J]. Tribology International, 2004, 37(8):599-605.
- [64] Ansari K A ,Kumar P .Vibro-acoustic analysis of defective taper roller bearings[J]. Tribology International,2024,36(11):44-65.
- [65] Khaliq A A ,Paras K .Vibration and Acoustics Analyses of Tapered Roller Bearing[J]. Journal of Vibration Engineering & Technologies,2023,12(2):2467-2484.
- [66] Minjie S ,Haojie X ,Qi A . Noise calculation method of deep groove ball bearing caused by vibration of rolling elements considering raceway waviness[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science,2022,236(8):4429-4439.
- [67] Yueyong W ,Yimin Z ,Risheng L .Influence of Pits on the Tribological Properties and Friction-Induced Vibration Noise of Textured Tapered Roller Bearings[J]. Tribology Transactions,2023,66(3):399-412.
- [68] Dongjie L ,Mingyue L ,Liu Y et al. Rolling bearing fault diagnosis in strong noise background based on vibration signals[J]. Signal, Image and Video Processing, 2023,18(2):1295-1303.
- [69] Peng W ,Zejing D ,Leilei Z et al. Fault diagnosis of the rolling bearing with optical fiber Bragg grating vibration sensor[J]. BeiHang Univ. (China);Univ. of Shanghai for Science and Technology (China); Harbin Institute of Technology (China),2016, 110(2):1-18.
- [70] Wang H ,Deng S ,Yang J et al. A fault diagnosis method for rolling element bearing (REB) based on reducing REB foundation vibration and noise-assisted vibration signal analysis[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science,2019,233(7):2574-2587.
- [71] Keshun Y , Puzhou W ,Peng H et al. A sound-vibration physical-information fusion constraint-guided deep learning method for rolling bearing fault diagnosis[J]. Reliability Engineering and System Safety,2025,116(6):253-266.
- [72] 涂文兵.滚动轴承打滑动力学模型及振动噪声特征研究[D].重庆:重庆大学,2012.
- [73] 闫海鹏,郎赛,秦志英.混合陶瓷球轴承振动特性仿真分析[J].机床与液压,2023,51(13):172-177.
- [74] 丁士钊.双列圆柱滚子轴承故障和声振耦合动力学建模与研究[D].重庆:重庆大学,2022.
- [75] 许亚军.角接触球轴承典型故障的声振耦合动力学建模与仿真研究[D].重庆:重庆大学,2020.
- [76] Zheng Z ,Song D ,Zhang W et al. A fault diagnosis method for bogie axle box bearing

- based on sound-vibration multiple signal fusion[J]. *Applied Acoustics*, 2025, 56(5):228-236.
- [77] Dai P , Liang X , Wang J et al. The acoustic-vibration characteristics of cylindrical roller bearings with raceway failures: Simulation and experiment[J]. *Measurement*, 2024, 432(8):234-256.
- [78] Petersen D , Howard C , Sawalhi N et al. Analysis of bearing stiffness variations, contact forces and vibrations in radially loaded double row rolling element bearings with raceway defects[J]. *Mechanical Systems & Signal Processing*, 2015, 166(3):139-160.
- [79] Qin W C H . Dynamics modelling for deep groove ball bearings with local faults based on coupled and segmented displacement excitation[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2019, 447(6):1-19.
- [80] Jialong W , Lingli C , Yonggang X . Quantitative and Localization Fault Diagnosis Method of Rolling Bearing Based on Quantitative Mapping Model[J]. *Entropy*, 2018, 20(7):510-522.
- [81] Cui L , Huang J , Zhang F et al. HVSRMS localization formula and localization law: Localization diagnosis of a ball bearing outer ring fault[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 120(6):608-629.
- [82] Cui L , Wang X , Wang H et al. Research on Remaining Useful Life Prediction of Rolling Element Bearings Based on Time-Varying Kalman Filter[J]. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, 2019, 69(6):1-11.
- [83] 石怀涛,刘子濛,白晓天等. 全陶瓷轴承外圈裂纹位置识别方法 [J]. *航空学报*, 2022, 43 (08): 99-108.
- [84] 张珂,鹿延秋,石怀涛等. 轴承外圈故障位置识别方法研究 [J]. *沈阳建筑大学学报(自然科学版)*, 2023, 39 (05): 932-938.
- [85] 柳小勤,汤林江,侯凯泽等. 基于声发射的滚动轴承损伤定位方法研究 [J]. *振动与冲击*, 2020, 39 (15): 176-182+213.
- [86] Ghaisas N. Dynamics of cylindrical and tapered roller bearings using the discrete element method[D]. West Lafayette, USA: Purdue University, 2003.
- [87] 刘子濛.全陶瓷球轴承外圈裂纹故障尺度与位置量化研究[D].沈阳:沈阳建筑大学, 2021.
- [88] 罗继伟, 罗天宇. 滚动轴承分析计算与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [89] 杜功焕,朱哲民.声学基础-第2版[M].南京大学出版社,2001.

攻读学位期间发表学术论文及参研项目

1. 发表学术论文

[1]汪晶晶.圆锥滚子轴承的滚子摆动角影响因素分析[J].东莞理工学报.

2. 参研项目

[1]基于润滑状态分析的 HK 滚动轴承超声检测方法改进研究，项目编号:2023wwx359

[2]高速三点球轴承主动散热技术开发，项目编号:2023wwx381

[3]自动倾斜器轴承密封接触副的密封性能分析技术研究，项目编号:HX-2022-11-067

致谢

在此，我怀着无比感激的心情，向在我求学与研究过程中给予我无私帮助与指导的各位老师、同门以及亲朋好友致以最诚挚的谢意。

首先，我要特别感谢我的导师王风涛老师。您在学术领域的高深造诣、一丝不苟的科研作风以及满腔的研究热忱，对我产生了深远的影响。研究过程中，您不仅为我拨开迷雾，指明前进路径，更以细致入微的耐心指导，协助我攻克了诸多学术难关。从论文框架的构筑到代码的优化细节，您始终倾囊相授，为我提供了极具价值的建议与启迪。正是您的持续鼓舞与鼎力支持，推动着我在科研道路上稳步前行。同时，我也要感谢课题组的各位老师：王建彬老师、李鑫老师、疏达老师、王安恒老师。各位老师凭借敏锐的学术洞察力，在研究方向的把控上展现出卓越的远见，给予我诸多启发。在每一次组会中，你们严谨求实的治学精神都是我学习的楷模，推动着我在科研领域持续精进与提升。此外，我还要感谢授课老师许德章老师、肖平老师、唐铃凤老师、赵转哲老师、张振老师、汪步云老师。你们的课程不仅拓宽了我的知识面，更让我对相关领域的研究产生了浓厚的兴趣。你们在教学中的认真负责与耐心解答，为我的学术基础打下了坚实的根基。

其次，我要感谢我的同门师兄弟们。冉海风师兄、凌鑫师兄、杨仁志师兄、任英虎师兄、姚金结师兄的悉心指导与无私分享让我在学术研究中少走弯路；熊元昊、王龙、徐晓辉、田召阳、胡明涛、王子豪的陪伴与帮助让我在课题组中感受到温暖与力量。每一位同门的支持与鼓励都是我前行路上的动力源泉。

与此同时，我也要特别感谢各位工程师们。北京东方所的王工和郑工、航瑞的谢总和王工以及无锡厚德的贾工和谈工在技术上的支持与指导让我在实践中学到了许多宝贵的经验。你们的专业与热情为我的研究工作提供了极大的帮助。

最后，我要感谢我的家人。爸爸妈妈的无私支持与源源不断的鼓励赋予我求学历程无尽的力量；姐姐姐夫的贴心关怀，让我在繁重的科研工作中依然能感受家的温馨。这份深厚的亲情，已然成为我砥砺前行的不竭动力。再次向所有帮助过我的人致以最真挚的感谢！愿你们健康平安，一切顺遂！

尚德敏学 唯实惟新

