

分类号：TH133.3

密 级：公开

学校代码：10363

学 号：2220120124



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目

RV减速器滚针轴承剥落故障

振动特性研究

论 文 作 者

熊元昊

指 导 教 师

王风涛

学 科（专业）

机械工程

研 究 方 向

故障诊断

论文提交日期：2025 年 5 月 20 日

分类号：TH133.3

单位代码：10363

密 级：公开

学 号：2220120124

RV减速器滚针轴承剥落故障振动特性研究

RESEARCH ON VIBRATION CHARACTERISTICS OF NEEDLE BEARING
SPALLING FAULTS IN RV REDUCERS

学生姓名：熊元昊

指导老师：王风涛

专 业：机械工程

研究方向：故障诊断

论文答辩日期：2025 年 5 月 20 日

RV减速器滚针轴承剥落故障振动特性研究

摘 要

RV减速器是一种高精度、高刚性的传动装置，广泛应用于工业机器人、机床、航天、医疗设备、自动化生产线等领域。其主要作用是降低电机的转速、增加输出扭矩，并确保传动的高精度和低回程间隙，从而提升设备的运动控制精度和稳定性。滚针轴承是RV减速器的关键部件之一，主要用于支撑内部旋转零部件并减少摩擦，提高传动效率，它能够承受较大的径向载荷，使RV减速器能够在高扭矩环境下稳定运行。而连接曲柄轴和摆线轮的滚针轴承在高负载高压的工作环境下是最容易出现故障的零件之一，因此针对滚针轴承的故障特性进行研究是有必要的。

本文针对RV减速器滚针轴承滚动体、内圈和外圈的剥落故障建立动力学模型，得到不同故障下系统的时域和频域振动响应，并通过实验验证动力学模型的有效性。之后利用不同故障动力学模型的仿真信号，对实际故障的振动信号和声音信号进行补偿从而提高深度学习方法识别不同故障的准确率。主要研究内容如下：

(1) 根据RV减速器主要零件的传动过程及其啮合关系，建立RV减速器的动力学模型。同时，基于Hertz接触理论，结合滚针轴承的滚动体、保持架、内圈和外圈之间的几何关系及受力情况，构建滚针轴承的动力学模型，并将其融入RV减速器动力学模型中，从而获得

包含滚针轴承的RV减速器动力学模型。

(2) 基于Hertz接触理论，分析剥落故障下滚针轴承滚动体、保持架、内圈和外圈之间的接触变形，添加到含滚针轴承的RV减速器动力学模型中。利用四阶龙格库塔方法求解不同故障的振动仿真信号，分析滚动体和内外圈故障对主要零件和系统振动的影响。并与实际的RV减速器振动信号进行对比，验证模型的有效性。

(3) 对基于故障动力学方程求解所得到的仿真信号进行时域与频域分析，以优化深度学习模型的特征提取能力，提高故障识别的准确性。在对实际信号进行预处理时利用仿真信号得到的故障频带进行标定，从而更加关注疑似故障特征的频带内的信号，达到更好的降噪效果。在时域，将仿真信号和实际振动信号、声音信号进行融合，实现多源信息的综合利用，结合注意力机制进一步提升RV减速器故障诊断的精度与鲁棒性。

关键词：RV减速器，滚针轴承故障，振动特性，深度学习，故障诊断

RESEARCH ON VIBRATION CHARACTERISTICS OF NEEDLE BEARING SPALLING FAULTS IN RV REDUCERS

ABSTRACT

The RV reducer is a high-precision, high-rigidity transmission device widely used in industrial robots, machine tools, aerospace, medical equipment, and automated production lines. Its primary function is to reduce the motor speed, increase output torque, and ensure high transmission accuracy with low backlash, thereby improving the motion control precision and stability of the equipment. Needle roller bearings are one of the key components of the RV reducer, primarily used to support internal rotating parts, reduce friction, and enhance transmission efficiency. They can withstand significant radial loads, enabling the RV reducer to operate stably in high-torque environments. The needle roller bearings that connect the crankshaft and the cycloidal gear are among the most failure-prone components due to their operation under high-load and high-pressure conditions. Therefore, research on the failure characteristics of needle roller bearings is necessary.

This study establishes a dynamic model for the spalling failure of the rollers, inner ring, and outer ring of the needle roller bearing in the reducer. The vibration response of the system under different failure conditions is obtained, and the time-domain and frequency-domain characteristics of various failures are analyzed. The effectiveness of the dynamic model is validated through experiments. Finally, simulation signals from different failure dynamic models are used to compensate for the actual vibration and acoustic signals of failures, thereby improving the accuracy of fault identification using deep learning methods. The main research contents are as follows:

(1) A dynamic model of the RV reducer is established based on the transmission process and meshing relationships of its main components. Meanwhile, using Hertz contact theory, a dynamic model of the needle roller bearing is developed by considering the geometric relationships and force interactions among the rollers, inner ring, and outer ring. This needle roller bearing dynamic model is then integrated into the RV reducer's dynamic model, resulting in a comprehensive RV reducer dynamic model that includes the effects of the needle roller bearing.

(2) Based on Hertz contact theory, the contact deformation among the rollers, cage, inner ring, and outer ring of the needle roller bearing under spalling failure is analyzed and incorporated into the RV reducer dynamic model that includes the needle roller bearing. The fourth-order

Runge-Kutta method is used to solve the vibration simulation signals under different failure conditions, analyzing the impact of roller and inner/outer ring failures on the vibration process of key components and the overall system. The simulated results are then compared with actual RV reducer vibration signals to verify the validity of the model.

(3) Time-domain and frequency-domain analyses are conducted on the simulation signals obtained from solving the fault dynamics equations to optimize the feature extraction capability of the deep learning model and improve fault identification accuracy. In the frequency domain, the fault frequency bands derived from simulation signals are used for pre-processing and calibration of actual signals, allowing a more focused analysis of signals within suspected fault-related frequency bands, thereby enhancing noise reduction. Additionally, simulation signals are fused with actual vibration and acoustic signals. In the time domain, the integration of simulation signals, actual vibration signals, and acoustic signals enables the comprehensive utilization of multi-source information, further improving the accuracy and robustness of RV reducer fault diagnosis.

KEY WORDS: RV reducer, needle roller bearing failure, vibration characteristics, deep learning, fault diagnosis

目录

第 1 章 绪论.....	1
1.1 课题背景和意义	1
1.2 RV减速器研究现状.....	3
1.2.1 RV减速器动力学研究现状.....	3
1.2.2 RV减速器滚针轴承故障研究现状	4
1.2.3 RV减速器故障诊断研究现状.....	6
1.3 本文主要研究内容	9
第 2 章 RV减速器动力学模型	11
2.1 引言	11
2.2 RV减速器的结构及传动原理.....	11
2.2.1 RV减速器的结构.....	11
2.2.2 RV减速器的传动过程与减速比.....	12
2.3 RV减速器动力学模型.....	13
2.3.1 RV减速器动力学模型.....	13
2.3.2 RV减速器各零件动力学方程.....	15
2.3.3 RV减速器系统动力学方程.....	18
2.3.4 RV减速器系统动力学方程求解.....	19
2.4 本章小结	23
第 3 章 含滚针轴承的RV减速器动力学模型	24
3.1 引言	24
3.2 滚针轴承动力学模型	24
3.2.1 滚针轴承动力学模型	24
3.2.2 滚针轴承系统动力学方程	26
3.3 含滚针轴承的RV减速器动力学模型	29
3.3.1 含滚针轴承的RV减速器动力学模型.....	29
3.3.2 含滚针轴承的RV减速器系统动力学方程.....	30
3.3.3 含滚针轴承的RV减速器系统动力学方程求解.....	32

3.4 本章小结	35
第 4 章 RV减速器滚针轴承剥落故障振动特性	36
4.1 引言	36
4.2 滚针轴承剥落故障模型	36
4.2.1 滚动体剥落故障模型	36
4.2.2 曲柄轴剥落故障模型	37
4.2.3 摆线轮剥落故障模型	37
4.3 滚动体剥落故障对RV减速器系统动态响应的影响	37
4.3.1 滚动体剥落故障大小对系统的影响	37
4.3.2 滚动体数目对系统的影响	42
4.4 曲柄轴故障对系统的影响	44
4.5 摆线轮故障对系统的影响	46
4.6 本章小结	49
第 5 章 RV减速器滚针轴承剥落故障振动实验	50
5.1 引言	50
5.2 RV减速器振动信号收集及预处理	50
5.2.1 RV减速器集信号收集实验台搭建	50
5.2.2 RV减速器振动信号收集和预处理	51
5.3 RV减速器动力学模型的实验验证	54
5.3.1 正常RV减速器模型实验验证	54
5.3.2 滚针轴承故障模型实验验证	55
5.3.3 摆线轮剥落故障模型实验验证	56
5.4 本章小结	57
第 6 章 基于仿真信号补偿与多源信息融合的RV减速器故障诊断方法	58
6.1 引言	58
6.2 故障振动信号和声音信号数据收集	58
6.3 基于仿真信号频域补偿的实际信号预处理	60
6.3.1 基于仿真信号频域特征的信号预处理理论研究	60
6.3.2 信号增强方法的实验验证与模型评估	62
6.4 基于注意力机制与多源信息融合的RV减速器故障监测方法	67
6.4.1 基于注意力机制与多源信息融合模型原理	67

6.4.2 模型构建及实验结果.....	69
6.5 本章小结	73
第 7 章 结论	75
7.1 全文总结	75
7.2 论文主要创新点	76
7.3 工作展望	76
参考文献	79

第1章 绪论

1.1 课题背景和意义

RV减速器以其高精度、高负载能力和高可靠性，在工业机器人、机床、医疗设备等多个领域得到了广泛应用。RV减速器的原理最早由德国人洛伦茨勃朗于1926年提出，这一创新性构想为RV减速器的后续发展奠定了理论基础。1931年，洛伦茨布兰克在德国慕尼黑创立了“赛格勒”有限公司，并率先开始制造和销售摆线针轮减速器，这一举措标志着RV减速器技术从理论走向实践，为其后续的商业化应用奠定了基础。1939年，日本住友公司和SEGULE公司达成技术合作协议，携手开展相关技术产品的生产与销售工作。这一跨国合作举措，有效推动了RV减速器技术的广泛传播与实际应用。1944年，日本帝人精机成立，并迅速在RV减速器领域崭露头角。帝人精机不仅推动了RV减速器的商业化进程，还通过持续优化设计与制造工艺，显著提升了RV减速器的性能与可靠性。20世纪50年代至60年代，摆线磨床问世，它成功攻克了摆线齿形精度较低的难题，为RV减速器的优化升级给予了技术支撑^[1]。

目前，随着我国工业机器人技术的飞速进步与广泛应用领域的不断拓展^[2-4]，国内RV减速器市场迎来了前所未有的发展机遇，已经汇聚了国内外众多实力雄厚的知名品牌，彼此间展开了异常激烈且富有活力的竞争格局。在这个市场中，Nabtesco、Sumitomo Drive等国际巨头凭借其强大的技术研发能力和持续的产品创新，始终保持着领先地位，特别是在高端市场，它们凭借高品质的产品和先进的技术，赢得了广大客户的信赖与认可，占据了较大的市场份额^[5]。与此同时，国内RV减速器企业逐渐彰显出强劲的竞争力。我国政府极为重视RV减速器产业的发展，为推动技术进步、规范行业秩序，相继出台了一系列扶持政策。比如，工业和信息化部修订并发布《工业机器人行业规范条件》等文件，从多维度对工业机器人减速器行业做出明确规定，为行业的健康有序发展提供坚实的政策保障。另外，国家大力推动工业领域设备更新换代、加速传统制造业转型升级等政策落地实施，有力支撑了RV减速器市场的持续增长。据权威统计数据，2021年我国RV减速器市场规模已经达到了数十亿元人民币的规模，并且仍在持续扩张

中^[6]。这一增长态势，既反映出我国市场对高品质传动装置有着迫切需求，也体现了我国制造业在技术创新方面持续投入、不懈追求。随着技术持续进步、市场不断拓展，RV减速器在我国的应用范围也日益广泛。无论是工业自动化、智能制造，还是机器人技术等领域，RV减速器都正发挥着愈发关键的作用。展望未来，我国RV减速器市场将延续高速增长的趋势。随着新能源汽车、光伏等行业对重载需求的持续增加，大负载机器人的市场需求也会不断上升，这对RV减速器的性能提出了更为严苛的要求。因此，我国RV减速器企业需要紧跟市场趋势，不断加大技术研发投入，提高产品质量和性能，以满足市场不断变化的需求。同时，企业还需要加强与国际知名品牌的合作与交流，共同推动RV减速器行业的持续发展与进步。

在实际应用中RV减速器常因为超负荷运行、润滑异常、安装不当、工作环境恶劣以及设计和制造缺陷等复杂原因面临发热、泄漏、轴承及齿轮损坏、噪声振动等故障，这些故障若未能及时识别和处理，会导致RV减速器的性能显著下降，无法满足工业机器人或其他设备的精度和效率要求，从而影响整体生产效率和质量。

在RV减速器里，滚针轴承是极易出现失效问题的部件之一。它的主要功能是支撑并传递曲柄轴和摆线轮之间的载荷。该轴承常见的故障有疲劳失效、轴承胶合以及磨损失效等情况。滚针轴承一旦出现剥落故障，会使轴承滚动体和内外圈之间的摩擦力增大，额外产生热量和磨损，同时还会使摆线轮和针齿之间的啮合状况变差，导致传动效率和精度降低，严重时可能会造成整个减速器无法正常工作甚至停机。

所以，深入剖析滚针轴承的剥落故障，找出导致其失效的原因和影响因素，不管是在理论层面还是实际应用方面，都具有重要价值。本文对含有故障滚针轴承的RV减速器建立动力学模型并进行模型分析，得到滚动体和内外圈故障的RV减速器系统振动特性，与实际的故障RV减速器的特征进行对比验证模型的有效性。通过对剥落故障特性的研究，可以找出影响传动效率和精度的关键因素和影响因素，并采取相应的措施进行改进和优化。

1.2 RV减速器研究现状

1.2.1 RV减速器动力学研究现状

早在 1988 年,沈允文等人就对RV减速器在机器人的应用进行研究,对RV减速器的传递原理、减速比以及不同构件的频率进行介绍^[7]。在 1999 年前后,何卫东等人先后发表了多篇论文,分别对RV减速器的传动效率及受力分析、RV减速器的针摆传动啮合刚度计算、摆线轮受力分析等多个方向进行研究,为国内针对RV减速器的早期研究提供了重要参考^[8-11]。目前针对RV减速器动力学的研究主要分为动力学建模和仿真两个步骤,通过动力学建模可以反应RV减速器的系统固有频率和动态响应,再利用仿真进行验证^[12]。

基于RV减速器固有特性诊断方法核心策略在于利用其固有的物理特性,首先涉及构建RV减速器的动力学模型,进而深入进行动力学特性和运动规律的分析。通过运用建模技术或仿真手段,可以有效地揭示RV减速器的失效原理和机制。张洁基于ABAQUS构建包含了齿轮、摆线轮等主要构件弹性变形的RV减速器刚柔耦合模型,通过该模型研究齿廓接触等非线性因素对RV减速器的传动精度的影响^[13];赵海鸣¹等人运用PROE软件开展建模工作,针对RV减速器的传动误差展开分析,揭示了各个构件对传动误差的影响规律。同时,依据牛顿定律和广义坐标法,构建了具有十六自由度的RV减速器整机动力学模型,并对主要零件进行了模态分析^[14-15];陈来利等人利用Adams和PROE对RV减速器进行运动学及动力学仿真,得到了减速器的位移、角加速度以及曲柄轴、摆线轮的运动曲线等,并验证了模型的准确性^[16];李兵等人使用作用线增量法研究了各个构件的原始误差对输出转角误差的影响规律,建立了传动误差分析模型,揭示了各个构件的原始误差的传递过程^[17];孟聪使用集中参数法建立了RV减速器的平移-扭转耦合动力学模型,利用SAMCEF对基于Pro/E软件构建的RV减速器三维模型求解模态特性,来验证模型的结果^[18];Kahraman建立了只考虑沿自身轴线方向扭转振动的具有较少的自由度的 2K-H行星轮系的纯扭转动力学模型,该模型能够快速计算系统的固有频率^[19]。庞杰等人,采用集中参数法,建立了RV传动耦合扭转动力学模型,利用数值解法得到振动位移、振动角速度响应及各齿轮副动态啮合力,并使用UG进行建模验证准确性^[20];梁强针对渐开线齿轮与摆线针轮的故障问题,分别构建多刚体动力学模型和刚柔耦合动力学模型^[21]。并在此基础上,探究负

载变化、零件柔性对传动系统的影响,以及齿轮出现故障时啮合力的频谱特征。Yikun等人考虑RV减速器内部接触关系和时变啮合刚度建立了动力学模型,模拟了故障引起的振动,实验验证结果与仿真成功利用傅里叶边频带和包络谱分析诊断了摆线轮和针轮的局部故障^[22]。Wu X等人考虑了每个零件绕自身轴线的扭转振动和与轴线将减速器的齿圈视为弹性体其他零件视作刚体建立了行星轮系的刚柔混合模型^[23]。谭鹏和戚厚军为探究摆线轮对RV减速器传动精度的影响建立了13个自由度的模型并用Ansys进行仿真^[24-25]。

动力学模型除了能反应减速器的系统状态,也能应用于系统的参数及性能的研究。徐立新等人深入分析变转速工况下的RV减速器的动态传动精度特性,构建了两种典型的变速驱动规律数学模型,实验结果证明传动误差明显大于等转速驱动下的传动误差^[26]。Wentai Li等人提出了一种充分考虑齿轮啮合刚度和轴承径向刚度时变特性的减速器扭转刚度时变分析方法,推导了一种新的初始啮合间隙公式,通过等效两级齿轮机构的时变啮合刚度和轴承到输出端的时变径向刚度,计算出减速器的时变扭转刚度^[27]。扭转刚度的试验结果与仿真值仅相差3.81%,验证了该方法的准确性。Yourui Tao等人为研究摆线轮磨损对RV减速器传动精度的影响,提出了一种通过数值和仿真分析相结合的方法来确定传输误差的方法,利用多体动力学理论建立了RV减速器的全刚体和刚柔耦合模型,结果表明摆线轮的磨损体积随着工作时间的增加而增大,传动精度变差,但速率有减缓的趋势^[28]。Park根据其半解析扭转刚度模型得到转臂轴承的刚度是影响整机扭转刚度特性的主要原因^[29]。

1.2.2 RV减速器滚针轴承故障研究现状

目前,针对RV减速器内部单个零件故障或多个零件耦合故障的动力学模型越来越多。樊家伟等人利用瞬时角速度仿真信号(IAS)作为观察特征,对RV减速器行星齿轮及摆线齿轮局部故障所产生的时变啮合刚度进行研究,实验证明行星轮和摆线轮的局部故障存在相同的周期,但是故障对摆线轮的信号跳动影响较大^[30]。徐航等人建立RV减速器回差计算模型,探究不同针齿半径误差、针齿中心圆半径误差的影响规律并分析回差影响因素,最后得出回差随针齿直径增大而减小,随针齿中心圆直径增大而增大的结论^[31]。钟家鑫利用Archard磨损理论与多体动力相结合,以整机为对象,将磨损量转化为间隙和修形量引入动力学模型并

建立耦合模型,探究传动副动态磨损特性与动力学响应的作用机理^[32]。郑庆杰为了研究磨损与变形对RV减速器传动精度的影响建立传动精度模型并进行仿真,实验证明形变会使误差增大,并且精度损失与扭矩呈非线性相关,不同啮合部位啮合力有差异,在磨损量较小时精度损失与磨损近似线性,摆线轮磨损影响其他零件误差^[33]。Yikun E建立了动力学模型,探究了摆线轮和针轮局部故障下RV减速器振动特性,并在傅里叶频谱中找到了故障所表现出的特定频率位置的边频带,验证了动力学模型和仿真的得到的故障特性具有一致性^[34]。

滚针轴承作为连接曲柄轴和摆线轮的关键部件,虽径向尺寸较小,但其动态接触载荷变化复杂,极易引发疲劳故障。当前,针对滚针轴承的研究日益增多。许立新等人借助Archard磨损模型通过求解滚针轴承的动态接触载荷及内外滚道的瞬时法向接触力来预测故障磨损的形状^[35-36]。此外,许立新还将滚针轴承的内外滚道缺陷引入到RV减速器的多体动力学模型中,通过实验验证轴承的滚动及啮合是RV减速器产生振动的主要原因,并且RV减速器的振动幅值受到轴承缺陷的周期性影响,尤其是内滚道缺陷所造成的影响远大于外滚道故障,会导致振动幅值明显上升。韩谯利用IAS作为指标,针对轴承在低速高负载的情况下容易失效的问题建立一种具有时变附加力矩模型的三自由度模型,并在其中添加了轴承的外圈剥落故障,通过实验证明了IAS可以作为故障诊断的指标^[37]。而张珈源也利用瞬时角速度信号和窄带解调对减速器摆线轮故障和轴承故障进行特征提取并进行有效的识别^[38]。夏啸天和韩炬针对RV减速器中的滚针轴承的磨损特性进行研究,分析了滚针数量、滚针直径和表面强度对磨损特性的影响^[39-40]。此外,为了研究曲柄轴承输出轴销轴设计参数对传动误差的影响,夏啸天和韩炬根据摆线轮齿与针齿的啮合点运动轨迹建立了曲柄轴承和输出轴销轴的接触力分析模型,通过实验得到曲柄轴承和输出轴销轴分布圆半径越大,摆线针轮减速器传动误差越小、两者受力越大的结论。魏士雄等人为了研究转臂轴承的承载性能和磨损状况对减速器回转精度和寿命的影响,建立了含制造误差的摆线轮和曲柄轴的运动模型^[41]。

综上所述,滚针轴承作为减速器中的关键零件,对其剥落故障的特性进行研究并有效识别是有必要的。

1.2.3 RV减速器故障诊断研究现状

RV减速器故障诊断的研究现状聚焦于多源信号分析与智能技术融合,主要采用振动、声发射及温度信号作为诊断依据。通过小波变换、经验模态分解(EMD)等时频分析方法提取振动信号中的故障特征(如频谱峰值、能量熵),并针对变工况干扰引入阶比分析或同步压缩变换以消除转速波动影响;声发射技术结合梅尔频谱与卷积神经网络(CNN)识别异常噪声模式,而热成像分析则通过监测温度场分布定位轴承磨损或润滑失效问题。在智能诊断领域,深度学习模型(如1D-CNN、迁移学习)被广泛应用于原始信号处理,多源数据融合技术(如基于Transformer的注意力机制)进一步提升了复杂工况下的诊断精度。基于不同信号的故障诊断方法,其核心是收集故障减速器产生的各类信号,像振动信号、声音信号以及温度信号等。接着运用不同的信号处理手段,从这些信号中提取出能够反映故障的特征,最后将提取的特征与已知的故障类型进行匹配。洪文雄借助动态测试试验台开展定速定载以及局部故障试验,采集了复杂工况下的振动数据。通过实验分析得出:振动加速度会随着负载的增加而升高,不过负载的变化并不会对频率响应成分的分布产生影响,主要激励为太阳轮啮合频率及其倍频,还有一级传动啮合频率。当太阳轮出现局部故障时,振动冲击与故障特征频率呈倍数关系。此外,针对振动信号中存在的强噪声问题,他提出了CEEMDAN-PE小波包去噪算法,该算法有助于提升信噪比和计算精度^[42];蔺梦雄等人针对RV减速器低频故障特征提取困难的问题,将小波降噪和VMD进行结合,提出一种提取微小信号的方法,实验证明该方法能够解决噪声干扰和低频信号调制的问题^[43];徐天贇等人针对机器人RV减速器行星轮齿根裂纹故障表现特征不显著、特征提取难度大等问题,提出一种将信息熵与变分模态分解相结合的RV减速器行星轮故障识别方法,该方法可有效识别故障特征^[44];赖泽浪利用电流信号对工业机器人的关节部位进行诊断关节故障诊断^[45];周远远采用基于偏心调制原理的瞬时相位检测技术,该技术可精准获取瞬时相位信息,从而对存在不同质量问题的RV减速器基础部件进行分类,并且设计了一个能够有效判断RV减速器是否存在故障及性能缺陷的平台^[46]。

目前,利用不同信号特征对RV减速器进行故障诊断的方法可以与深度学习相结合。深度学习模型在处理复杂多变的信号特征时,展现出强大的鲁棒性和适应

性。RV减速器在运行过程中，其信号特征可能受到多种因素的影响，如负载变化、温度变化、噪声干扰等。传统的故障诊断方法往往难以应对这些复杂情况，而深度学习模型则可以通过学习大量数据中的潜在规律，有效滤除噪声和干扰，准确识别故障特征。这种能力使得基于深度学习的故障诊断系统在不同工况和环境下都能保持稳定的诊断性能。并且深度学习模型具有强大的模式识别能力，可以实现对RV减速器故障模式的智能识别与分类。通过对不同故障类型的信号特征进行分析和学习，深度学习模型可以建立起故障模式与信号特征之间的映射关系。在实际应用中，当采集到新的信号数据时，深度学习模型可以自动将其与已知的故障模式进行匹配，从而实现对故障的智能识别和分类。这种能力为RV减速器的快速故障诊断和维修提供了有力的支持。深度学习技术的引入，还推动了远程故障诊断与智能运维的发展。通过采集RV减速器的实时运行数据，并将其传输到远程数据中心进行分析和处理，可以实现对RV减速器的远程故障诊断和智能运维。这种远程化的故障诊断方式不仅提高了诊断效率，还降低了运维成本。同时，深度学习模型还可以根据历史数据和实时数据，对RV减速器的运行状态进行预测和评估，为设备的维护和管理提供更加科学的依据。

汪久根等人利用残差神经网络对RV减速器的故障进行识别，准确率达到了98.11%^[47]；陈仁祥等人利用深度学习的方法对不同健康状态下的减速器电压信号的时频图进行分类，准确率达到了90%以上^[48]；阮强等人将小波卷积与注意力机制相结合，对RV减速器齿轮箱的故障识别准确率达到了99.92%，相比于近期的深度学习模型与方法，其准确率提高了3.25%~12.26%^[49]；宋怡仁等人提出一种基于深度学习的装配过程监测系统解决装配过程中产生的漏装问题^[50-51]；杨建维提出一种基于小波能量卷积的多源融合数据驱动深度学习方法对RV减速器的声发射信号进行故障诊断，通过实验对该方法的准确性和有效性进行了验证^[52]；杨琳针对RV减速器早期故障特征不明显以及容易受到噪声干扰的问题，提出了基于SSA-VMD的振动信号去噪方法来对RV减速器早期故障辨识^[53]。由此可见VMD在RV减速器的故障诊断任务及其他机械零件的故障诊断领域获得了很好的效果。

而在实际的工作中，单一传感器的数据容易受到干扰或者难以进行收集。振动信号虽然包含着机械系统大量的状态信息，但是RV减速器的复杂内部结构的

影响下，像内部的轴承故障或者曲柄轴的故障难以传递到机械外部；而声音信号虽然容易获取，但是容易受到噪声或者环境因素的干扰。所以，多源传感器的模态融合愈发重要。

国内多传感器融合的研究在 2000 年初已经开始。李教针对平台内外传感器的空间布局特点，分别提出了平台级配准与系统级配准的概念，并结合 Kalman 滤波和极大似然方法，解决了不同平台间的传感器配准问题^[54]。其次，基于随机神经网络的方法能够处理多种系统误差，具有较强的适应性，而最大熵推理机则通过多速率估计算法有效降低了传感器间的数据传输速率。张翼对电厂传感器故障诊断中的多源信息融合问题，提出了一系列改进方法。并利用 PCA 降维和 D-S 证据理论的优势，解决了证据组合爆炸问题，并提出了精细-融合-粗化的信息融合方法^[55]。

目前，多源传感器结果深度学习方法对机械进行故障监测的方法得到广泛关注。Xiangqu Xiao 等人为了提高旋转机械的故障诊断精度，提出了一种多级信息融合故障诊断方法，通过分析不同传感器之间的相关性，构建多层图数据实现数据级融合然后利用卷积神经网络和图卷积网络提取特征，并通过基于注意力机制的特征融合增强特征^[56]。Gao Tianyu 等人提出了一种并行多尺度注意力卷积神经网络（PMSACNN），通过多传感器特征级融合和通道注意力机制，提高旋转机械故障诊断的精度和抗噪性^[57]。Wang Jiaying 等人利用多个位置的振动信号传感器结合改进 CNN 进行多传感器融合^[58]。此外，许多学者针对不同机械故障进行了广泛的研究^[59-64]。

迁移学习能够在机械故障诊断中帮助提高模型的泛化能力，实现跨域诊断。通过迁移已有的知识到新的设备或工况，迁移学习可以加速模型训练，提升诊断效率。Gao Qinhe 等人为了数据孤岛的问题设计了一种面向旋转机械故障诊断的多源加权无源域传递方法，能够有效提高跨域故障诊断的特殊能力^[65]。丁改革等人为了实现轴承的跨工况诊断，将 YU 范数与 DTML 结合，提高了跨域诊断的精度^[66]。梅舟等人为了在小样本数据上容易出现过拟合现象的问题利用多尺度交叉的方法对样本数据进行迁移扩充^[67]。Aisong Qin 等人提出一种域自适应宽度学习系统，应用于源域和目标域故障类型不一致的情况^[68]。Guangyuan Xu 等人为了解决实际工况下面临未知类型故障无法识别的问题，设计了一种

Mercnet网络, 该网络通过多个多尺度特征提取模块从不同尺度上提取轴承的故障特征^[69]。

1.3 本文主要研究内容

本文主要分为四个部分: 一、根据RV减速器各零件之间的啮合关系及传动过程建立RV减速器动力学模型; 二、根据滚针轴承滚动体、保持架、曲柄轴和摆线轮之间的作用关系, 建立含滚针轴承的RV减速器动力学模型; 三、收集实际故障RV减速器的振动信号, 并与本文构建的RV减速器动力学模型求解得到的系统振动响应进行对比, 验证模型的有效性; 四、利用仿真信号的时域和频域补偿深度学习对RV减速器故障诊断及监测的准确率。

第1章 绪论: 主要介绍RV减速器动力学、滚针轴承剥落故障及对RV减速器的故障进行诊断和监测的国内外研究现状。

第2章 RV减速器动力学模型建立: 根据RV减速器的传动过程, 利用集中质量法依次对太阳轮、行星轮、曲柄轴、摆线轮和输出盘建立动力学模型, 每个零件都考虑 x 、 y 和 θ 三个方向的自由度变化。

第3章 含滚针轴承的RV减速器动力学模型: 首先根据滚针轴承的结构推导滚针轴承的动力学方程, 建立弹簧-阻尼器模型, 并考虑添加滚针轴承后, 滚动体、保持架、曲柄轴和摆线轮之间的作用关系, 将滚针轴承添加到RV减速器动力学模型中, 得到含滚针轴承的RV减速器动力学模型。

第4章 RV减速器滚针轴承剥落故障振动特性: 基于Hertz接触理论, 计算轴承滚动体、内圈和外圈故障导致的接触变形, 建立不同故障的动力学模型。再利用四阶龙格库塔方法对不同故障的RV减速器动力学方程组进行求解, 得到系统动态响应, 通过对比不同零件 x 、 y 和 θ 三个方向的自由度变化及系统的振动情况来判断滚针轴承的滚动体、内圈和外圈剥落故障对RV减速器系统的影响。

第5章 RV减速器滚针轴承剥落故障振动实验: 收集不同故障RV减速器实际的振动信号, 并与动力学模型求解得到的系统动态响应进行对比, 从而验证模型的有效性。

第6章 基于仿真信号补偿与多源信息融合的RV减速器故障诊断方法: 利用动力学模型求解得到的不同故障的特征频带对实际的故障信号进行预处理, 帮助

有效提取实际的故障特征和抑制噪声干扰。此外还利用仿真信号和实际信号进行融合提高深度学习分类器的识别准确率。

第 7 章 结论：汇总全文主要实验结果进行总结。

第 2 章 RV减速器动力学模型

2.1 引言

本章使用集中质量法建立包含三个行星轮、三个曲柄轴和两个摆线轮的不含滚针轴承的RV减速器动力学模型。此模型的构成只考虑RV减速器中的关键零件，在对该模型进行设计与分析时，将支撑轴承和转臂轴承的刚度设置为定值，并考虑其系统内所发挥的作用。集中质量法用于动力学分析时，会把原本呈连续分布的一系列不同质量系统进行简化处理，转化成数量有限且相互离散的集中质量来进行动力学分析。本章根据RV减速器的传动过程以及各个零件之间的影响建立动力学模型，由于阻尼只对幅值有影响，故不考虑阻尼的作用，将各零件之间视为只有弹簧进行连接。每个零件都具有 x 、 y 、 θ 三个方向的自由度，分别为代表自身沿着轴线方向的平移和绕自身轴线进行旋转的扭转角度。

2.2 RV减速器的结构及传动原理

2.2.1 RV减速器的结构

RV减速器作为一种具备高精度与高扭矩密度特性的二级减速装置，其结构详见图 2-1。在该减速器中，第一级采用行星齿轮机构，此机构由太阳轮以及沿圆周方向均匀分布的两到三个渐开线行星轮组成。第二级则是摆线齿轮机构，它属于由摆线轮、针齿和外壳共同构成的差动轮系。一套完整的RV减速器，其结构是由以下几个构件组合而成。



图 2-1 RV减速器结构图

(1) 太阳轮：位于中心，接收动力输入装置输入的动力，驱动行星轮。

(2) 行星轮：行星轮与太阳轮相互啮合，一般有 2 到 3 个，绕着太阳轮做圆周运动。同时，它借助花键和曲柄轴相连接，以此达成第一级减速。

(3) 曲柄轴：曲柄轴一端与行星轮通过花键相连，另一端通过支持轴承与摆线轮相连接，将行星轮输入的转速传递给摆线轮。

(4) 摆线轮：摆线齿轮是RV减速器的核心部分，一般有一个或两个，负责与外环齿轮啮合实现第二级减速，当有两个摆线轮时偏心相位差为 180° 。

(5) 针齿壳：针齿壳内有多个针齿与摆线轮啮合，确保运动的平稳性和精度。

除了主要零件外，RV减速器内部还部有专门设计的润滑油路以及密封装置为齿轮和轴承充分润滑，从而降低摩擦与磨损，防止外部杂质进入减速器内部延长减速器使用寿命。这些部件共同作用使得RV减速器能够以高精度和高扭矩输出，适应各种高负荷、高精度的应用场景，确保了在长期运行中仍能保持稳定的性能。

2.2.2 RV减速器的传动过程与减速比

RV减速器主要由渐开线圆柱齿轮行星减速机构和摆线针轮减速机构两部分组成。图 2-2 为行星架结构RV减速器主要部件及传动原理。第一级减速为渐开线齿轮系统，动力由输入轴传入，输入轴通常与一个太阳轮相连，太阳轮作为主动件开始转动。太阳轮的转动会带动周围与之啮合的多个行星轮绕自身轴线自转。这些行星轮安装在行星架上，并且与固定的内齿圈相啮合。行星轮在自转的同时，会沿着内齿圈的内侧做公转运动，进而带动行星架转动。行星架将第一级减速后的动力输出，传递到下一级的摆线针轮传动机构。

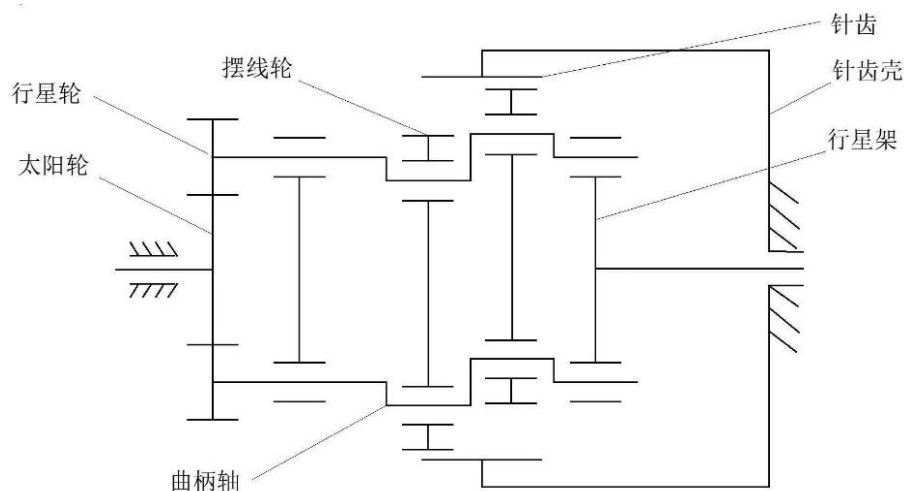


图 2-2 RV减速器的传动原理

第二级减速为摆线针轮传动，由曲柄轴、摆线轮、针轮和外壳组成。行星架

的转动带动与其相连的偏心轴转动，偏心轴上安装有 1-2 个摆线轮。由于偏心轴的偏心作用，摆线轮会做偏心运动，在针轮（由一组针齿组成的固定内齿圈）的约束下，摆线轮做既有公转又有自转的平面运动。摆线轮与针轮相互啮合，摆线轮的齿廓曲线使得在传动过程中，多个齿同时参与啮合。随着摆线轮的运动，其与针轮的啮合位置不断变化，从而将行星架传递过来的动力进一步减速并输出。

RV减速器的第一级减速比计算过程如下：

$$i_1 = \frac{\omega_c - \omega_s}{\omega_c - \omega_p} = \frac{Z_p}{Z_s} \quad (2-1)$$

式中， ω_c 、 ω_s 和 ω_p 分别为摆线轮、太阳轮和行星轮的角速度， Z_s 和 Z_p 分别为太阳轮和行星轮的齿数。第二级传动比为：

$$i_2 = \frac{\omega_p - \omega_d}{\omega_p - \omega_r} = \frac{Z_r}{Z_d} \quad (2-2)$$

式中， ω_r 和 ω_d 分别为输出轴和针齿轮的角速度， Z_r 和 Z_d 分别为摆线轮和针齿轮的齿数。式中， $Z_r = Z_d + 1$ ，代入上式后：

$$i_2 = \frac{\omega_p - \omega_d}{\omega_p - \omega_r} = \frac{Z_d + 1}{Z_d} \quad (2-3)$$

那么RV减速器的总传动比为：

$$N = i_1 * i_2 = \frac{\omega_c - \omega_s}{\omega_c - \omega_p} \cdot \frac{\omega_p - \omega_d}{\omega_p - \omega_r} = \frac{Z_p}{Z_s} \cdot \frac{Z_r}{Z_d} = \frac{Z_p}{Z_s} \cdot \frac{Z_d + 1}{Z_d} \quad (2-4)$$

在RV减速器的工作过程中，摆线轮和行星架的转速相同，则 $\omega_d = \omega_r$ 。当针齿轮固定时， $\omega_r = 0$ 。代入上式后，得到的总传动比为：

$$N = 1 + \frac{Z_p}{Z_s} Z_r \quad (2-5)$$

2.3 RV减速器动力学模型

2.3.1 RV减速器动力学模型

由于RV减速器的组成零件较多，内部结构复杂，在实际过程中可能受到加工误差、装配精度、润滑方式等多种因素的影响。在建立RV减速器的动力学模型时，进行如下假设：

(1) 减速器内部所有零件都只会和轴线垂直的平面上进行 x 、 y 方向的平移

振动:

- (2) 不考虑装配误差及零件制造误差;
- (3) 各个零件之间不存在间隙;
- (4) 各行星构件沿圆周均布, 各个支承轴承、转臂轴承、齿轮等效视为弹簧, 齿轮轮体和针齿视为刚体;
- (5) 考虑支撑轴承作用, 将所有齿轮的啮合刚度及支撑轴承的刚度都视为定值。

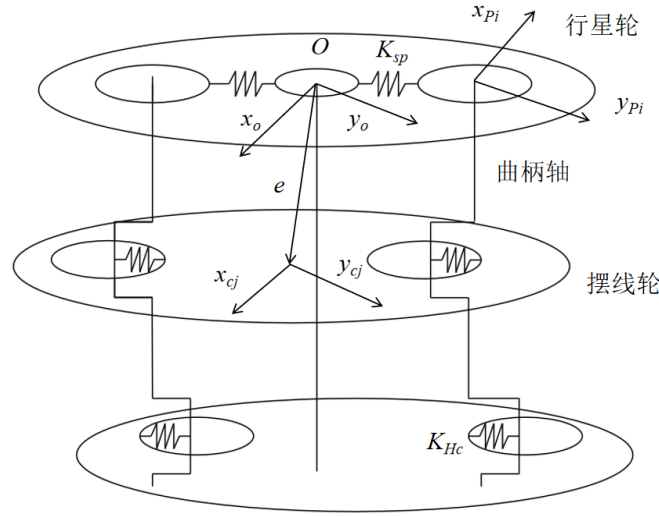


图 2-3 RV减速器动力学模型

图 2-3 为本文构建的RV减速器动力学模型, 模型的构建过程主要参考文献[18]和[70]。利用集中质量法, 将太阳轮与行星轮视为用弹簧相连接的集中质量。行星轮和曲柄轴通过花键连接, 故角速度相同。将曲柄轴和摆线轮之间存在的转臂轴承, 支撑轴承用等效弹簧代替, 不考虑阻尼的作用。

在模型中, 太阳轮、行星轮、曲柄轴、摆线轮和输出盘依次用 s 、 p 、 H 、 c 、 o 表示, 共有 $M(M=1,2,3)$ 个行星轮、 $N(N=1,2,3)$ 个曲柄轴和 $j(j=1,2)$ 个摆线轮。 x_i, y_i ($i=s, p, H, c, o$) 表示构件 i 的平移位移, θ_i 表示构件 i 的角位移。下标 t 表示沿构件的周向, 每个构件都考虑一个绕自身轴线的扭转自由度和沿与自身轴线垂直平面内的两个正交方向的平移自由度。模型共有固定坐标系和动坐标系两个坐标系。固定坐标系 OXY 的几何原点位于行星架的几何中心, 水平方向为 x 轴。 $Ox_s y_s$ 和 $Ox_o y_o$ 为以一定角速度绕输出盘轴线匀速转动的固坐标系。

2.3.2 RV减速器各零件动力学方程

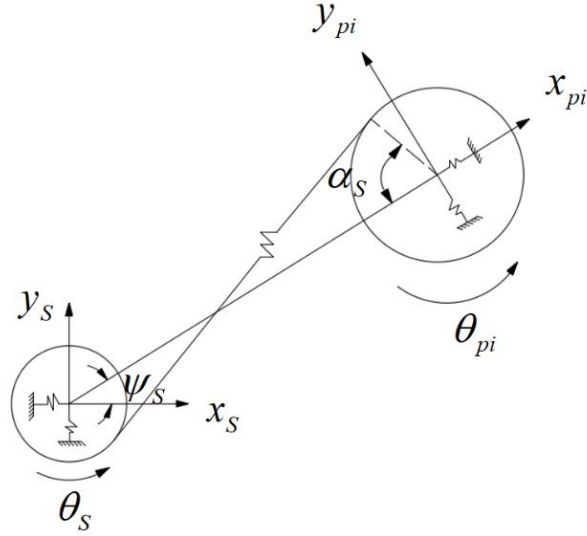


图 2-4 太阳轮和行星轮的啮合关系

太阳轮和单个行星轮的啮合关系如图 2-4 所示，两者在啮合线上的相对位移 δ_{si} 由式(2-6)计算。

$$\delta_{si} = x_s \cos \psi_{si} + y_s \sin \psi_{si} + r_s \theta_s - x_{pi} \sin \alpha_s - y_{pi} \cos \alpha_s + r_p \theta_{pi} \quad (2-6)$$

式中， α_s 为太阳轮与行星轮的啮合角， r_s 和 r_p 为太阳轮和行星轮基圆半径。

在运行过程中，太阳轮首先受到输入扭矩的作用开始旋转，通过第一级齿轮减速作用于行星轮，根据牛顿力学，太阳轮的动力学方程为：

$$\begin{aligned} m_s \ddot{x}_s + \sum_{i=1}^M k_{sp} \delta_{si} \cos \psi_{si} + k_s x_s &= 0 \\ m_s \ddot{y}_s + \sum_{i=1}^M k_{sp} \delta_{si} \sin \psi_{si} + k_s y_s &= 0 \\ I_s \ddot{\theta}_s + \sum_{i=1}^M k_{sp} \delta_{si} r_s + k_{st} \theta_s &= T_s \end{aligned} \quad (2-7)$$

式中， m_s 为太阳轮质量； k_{sp} 为太阳轮和行星轮的啮合刚度； k_s 为太阳轮的支撑刚度； k_{st} 太阳轮的扭转刚度； r_s 为太阳轮的基圆半径； T_s 为整机输入扭矩。

行星轮在运行过程中首先会受到来自太阳轮输入扭矩的作用，从而带动用与其用花键相连的曲柄轴，所以行星轮的动力学方程为：

$$\begin{aligned} m_p \ddot{x}_{pi} - k_{sp} \delta_{si} \sin \alpha_s + k_H (x_{pi} - x_{Hi}) &= 0 \\ m_p \ddot{y}_{pi} - k_{sp} \delta_{si} \cos \alpha_s + k_H (y_{pi} - y_{Hi}) &= 0 \\ I_p \ddot{\theta}_{pi} + k_{sp} \delta_{si} r_p + k_{st} (\theta_{pi} - \theta_{Hi}) &= 0 \end{aligned} \quad (2-8)$$

式中, m_p 为行星轮质量; k_H 为曲柄轴的支撑刚度; r_p 为行星轮的基圆半径。

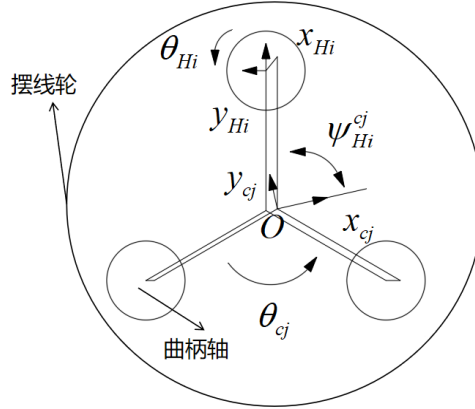


图 2-5 曲柄轴和摆线轮的运动关系

图 2-5 为曲柄轴和摆线轮之间运动关系, 首先假设二者之间没有滚针轴承。

那么第 i 个曲柄轴和第 j 个摆线轮在运动过程中的相对位移为:

$$\delta_{Hicjx} = x_{Hi} - e\theta_{Hi} \sin \psi_{Hi}^{cj} - x_{cj} \cos \psi_{Hi}^{cj} + y_{cj} \sin \psi_{Hi}^{cj} \quad (2-9)$$

$$\delta_{Hicjy} = y_{Hi} + e\theta_{Hi} \cos \psi_{Hi}^{cj} - x_{cj} \sin \psi_{Hi}^{cj} - y_{cj} \cos \psi_{Hi}^{cj} - r_H \theta_{cj} \quad (2-10)$$

式中, $\psi_{Hi}^{cj} = -\frac{\pi}{2} - \frac{2\pi(i-1)}{M} + \frac{40\theta t}{185} + \frac{2\pi(j-1)}{N}$, e 为偏心距。曲柄轴的动力学

方程为:

$$\begin{aligned} m_H \ddot{x}_{Hi} + \sum_{j=1}^N k_{cb} \delta_{Hicjx} + k_H (x_{Hi} - x_{pi}) &= 0 \\ m_H \ddot{y}_{Hi} + \sum_{j=1}^N k_{cb} \delta_{Hicjy} + k_H (y_{Hi} - y_{pi}) &= 0 \\ I_H \ddot{\theta}_{Hi} - \sum_{j=1}^N k_{cb} \delta_{Hicjx} e \sin \psi_{Hi}^{cj} + \sum_{j=1}^N k_{cb} \delta_{Hicjy} e \cos \psi_{Hi}^{cj} + k_{Ht} (\theta_{Hi} - \theta_{pi}) &= 0 \end{aligned} \quad (2-11)$$

式中, m_H 为行星轮质量; k_H 为曲柄轴的支撑刚度; k_{cb} 为转臂轴承刚度。

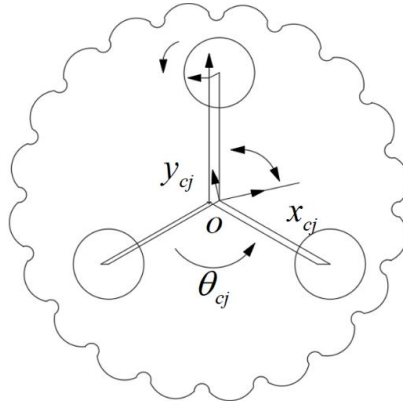


图 2-6 摆线轮和针轮的运动关系

摆线轮与针轮的运动关系如图 2-6 所示。将所有针轮作为一个整体，并固定，那么可以将针轮和外壳视作一个齿轮箱结构。两个构件之间的相对位移为：

$$\delta_{cjr} = x_{cj} \sin \beta + y_{cj} \cos \beta + r_c \theta_{cj} \cos \beta \quad (2-12)$$

曲柄轴与输出盘之间几何关系如图 2-7，二者间的相对位移为：

$$\delta_{iox} = x_{Hi} - x_o \cos \psi_{Hi}^o + y_o \sin \psi_{Hi}^o \quad (2-13)$$

$$\delta_{ioy} = y_{Hi} - x_o \sin \psi_{Hi}^o - y_o \cos \psi_{Hi}^o - r_H \theta_o \quad (2-14)$$

式中， $\psi_{Hi}^o = -\frac{\pi}{2} - \frac{2\pi(i-1)}{M} + \frac{\theta t}{185}$ 。

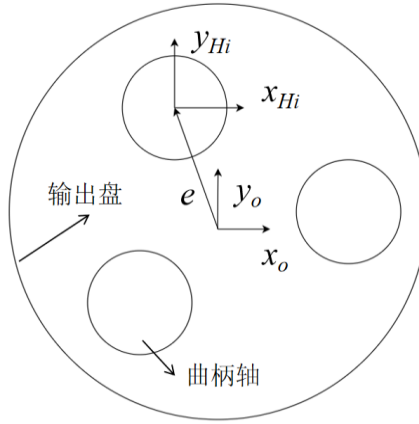


图 2-7 曲柄轴和输出盘之间的几何关系

摆线轮动力学方程为：

$$\begin{aligned} m_c \ddot{x}_{cj} - \sum_{i=1}^M k_{cb} (\delta_{Hicjx} \cos \psi_{Hi}^{cj} + \delta_{Hicjy} \sin \psi_{Hi}^{cj}) + k_{cr} \delta_{cjr} \sin \beta &= 0 \\ m_c \ddot{y}_{cj} + \sum_{i=1}^M k_{cb} (\delta_{Hicjx} \sin \psi_{Hi}^{cj} - \delta_{Hicjy} \cos \psi_{Hi}^{cj}) + k_{cr} \delta_{cjr} \cos \beta &= 0 \\ I_c \ddot{\theta}_{cj} - \sum_{i=1}^M k_{cb} \delta_{Hicjy} r_H + k_{cr} r_c \delta_{cjr} \cos \beta &= 0 \end{aligned} \quad (2-15)$$

式中， m_c 为摆线轮质量； k_{cb} 为转臂轴承刚度； k_{cr} 为摆线轮与针齿啮合刚度； r_c 为摆线轮基圆半径； β 为摆线轮与针齿的当量压力角。

输出盘的动力学方程为：

$$\begin{aligned} m_o \ddot{x}_o - \sum_{i=1}^M k_{Hb} (\delta_{iox} \cos \psi_{Hi}^o + \delta_{ioy} \sin \psi_{Hi}^o) + k_o x_o &= 0 \\ m_o \ddot{y}_o + \sum_{i=1}^M k_{Hb} (\delta_{iox} \sin \psi_{Hi}^o - \delta_{ioy} \cos \psi_{Hi}^o) + k_o y_o &= 0 \\ I_o \ddot{\theta}_o - \sum_{i=1}^M k_{Hb} \delta_{ioy} r_H + k_{ot} \theta_o &= -T_o \end{aligned} \quad (2-16)$$

式中， m_o 为输出盘质量； k_{Hb} 为支撑轴承刚度； k_{ot} 为输出盘扭转刚度； k_o 为

输出盘径向支承刚度； r_H 为输出盘基圆半径。

2.3.3 RV减速器系统动力学方程

将式(2-6)代入太阳轮和行星轮的动力学方程式(2-7)和式(2-8)，并进行化简：

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_s + k_{sp} \sum_{i=1}^M \begin{bmatrix} x_s \cos^2 \psi_{si} + y_s \cos \psi_{si} \sin \psi_{si} \\ + r_s \theta_s \cos \psi_{si} - x_{pi} \sin \alpha_s \cos \psi_{si} \\ - y_{pi} \cos \alpha_s \cos \psi_{si} + r_p \theta_{pi} \cos \psi_{si} \end{bmatrix} + k_s x_s = 0 \\ m_s \ddot{y}_s + k_{sp} \sum_{i=1}^M \begin{bmatrix} x_s \cos \psi_{si} \sin \psi_{si} + y_s \sin^2 \psi_{si} \\ + r_s \theta_s \sin \psi_{si} - x_{pi} \sin \alpha_s \sin \psi_{si} \\ - y_{pi} \cos \alpha_s \sin \psi_{si} + r_p \theta_{pi} \sin \psi_{si} \end{bmatrix} + k_s y_s = 0 \\ I_s \ddot{\theta}_s + k_{sp} \sum_{i=1}^M \begin{bmatrix} x_s \cos \psi_{si} r + y_s \sin \psi_{si} r \\ + r_s \theta_s r - x_{pi} \sin \alpha_s r \\ - y_{pi} \cos \alpha_s r + r_p \theta_{pi} r \end{bmatrix} + k_{st} \theta_s = T_s \end{cases} \quad (2-17)$$

$$\begin{cases} m_p \ddot{x}_{pi} + k_{sp} x_s \cos \psi_{si} \sin \alpha_s + k_{sp} y_s \sin \psi_{si} \sin \alpha_s \\ + k_{sp} r_s \theta_s \sin \alpha_s - k_{sp} x_{pi} \sin^2 \alpha_s - k_{sp} y_{pi} \cos \alpha_s \sin \alpha_s \\ + k_{sp} r_p \theta_{pi} \sin \alpha_s + k_H x_{pi} - k_H x_{Hi} = 0 \\ m_p \ddot{y}_{pi} + k_{sp} x_s \cos \psi_{si} \cos \alpha_s + k_{sp} y_s \sin \psi_{si} \cos \alpha_s \\ + k_{sp} r_s \theta_s \cos \alpha_s - k_{sp} x_{pi} \sin \alpha_s \cos \alpha_s - k_{sp} y_{pi} \cos^2 \alpha_s \\ + k_{sp} r_p \theta_{pi} \cos \alpha_s + k_H y_{pi} - k_H y_{Hi} = 0 \\ I_p \ddot{\theta}_{pi} + k_{sp} x_s \cos \psi_{si} r + k_{sp} y_s \sin \psi_{si} r + k_{sp} r_s \theta_s r \\ - k_{sp} x_{pi} \sin \alpha_s r - k_{sp} y_{pi} \cos \alpha_s r + k_{sp} r_p \theta_{pi} r + k_{st} \theta_{pi} - k_{st} \theta_{Hi} = 0 \end{cases} \quad (2-18)$$

将式(2-9)和式(2-10)代入曲柄轴的动力学方程式(2-11)中并化简：

$$\begin{cases} m_H \ddot{x}_{Hi} + \left(\sum_{j=1}^N k_{cb} + k_H \right) x_{Hi} - \sum_{j=1}^N k_{cb} e \theta_{Hi} \sin \psi_{Hi}^{cj} \\ - \sum_{j=1}^N k_{cb} x_{cj} \cos \psi_{Hi}^{cj} + \sum_{j=1}^N k_{cb} y_{cj} \sin \psi_{Hi}^{cj} - k_H x_{pi} = 0 \\ m_H \ddot{y}_{Hi} + \sum_{i=1}^N k_{cb} y_{Hi} + \left(\sum_{i=1}^N k_{cb} + k_H \right) y_{Hi} + \sum_{i=1}^N k_{cb} e \theta_{Hi} \cos \psi_{Hi}^{cj} \\ - \sum_{i=1}^N k_{cb} x_{cj} \sin \psi_{Hi}^{cj} - \sum_{i=1}^N k_{cb} y_{cj} \cos \psi_{Hi}^{cj} - \sum_{i=1}^N k_{cb} r_H \theta_{cj} - k_H y_{pi} = 0 \\ I_H \ddot{\theta}_{Hi} - \sum_{j=1}^N k_{cb} \begin{pmatrix} x_{Hi} - e \theta_{Hi} \sin \psi_{Hi}^{cj} \\ - x_{cj} \cos \psi_{Hi}^{cj} + y_{cj} \sin \psi_{Hi}^{cj} \end{pmatrix} e \sin \psi_{Hi}^{cj} \\ + \sum_{j=1}^N k_{cb} \begin{pmatrix} y_{Hi} + e \theta_{Hi} \cos \psi_{Hi}^{cj} \\ - x_{cj} \sin \psi_{Hi}^{cj} - y_{cj} \cos \psi_{Hi}^{cj} - r_H \theta_{cj} \end{pmatrix} e \cos \psi_{Hi}^{cj} + k_H (\theta_{Hi} - \theta_{pi}) = 0 \end{cases} \quad (2-19)$$

将式(2-12)、(2-13)、(2-14)代入摆线轮和输出盘的动力学方程(2-15)和(2-16)中并化简:

$$\begin{cases} m_c \ddot{x}_{cj} - \sum_{i=1}^M k_{cb} \begin{pmatrix} x_{Hi} \cos \psi_{Hi}^{cj} + \gamma_{Hi} \sin \psi_{Hi}^{cj} \\ -e\theta_{Hi} \cos(2\psi_{Hi}^{cj}) - x_{cj} - r_H \theta_{cj} \sin \psi_{Hi}^{cj} \end{pmatrix} + k_{cr} \delta_{cjr} \sin \beta = 0 \\ m_c \ddot{y}_{cj} + \sum_{i=1}^M k_{cb} \begin{pmatrix} x_{Hi} \sin \psi_{Hi}^{cj} - \gamma_{Hi} \cos \psi_{Hi}^{cj} \\ -e\theta_{Hi} \sin(2\psi_{Hi}^{cj}) - r_H \theta_{cj} \cos \psi_{Hi}^{cj} - y_{cj} \end{pmatrix} + k_{cr} \delta_{cjr} \cos \beta = 0 \\ I_c \ddot{\theta}_{cj} - \sum_{i=1}^M k_{cb} \begin{pmatrix} \gamma_{Hi} r_H + e\theta_{Hi} r_H \cos \psi_{Hi}^{cj} \\ -x_{cj} r_H \sin \psi_{Hi}^{cj} - y_{cj} r_H \cos \psi_{Hi}^{cj} - r_H^2 \theta_{cj} \end{pmatrix} + k_{cr} r_c \delta_{cjr} \cos \beta = 0 \end{cases} \quad (2-20)$$

$$\begin{cases} m_o \ddot{x}_o - \sum_{i=1}^M k_{Hb} \begin{bmatrix} x_{cj} (\sin \beta \cos \beta \cos \psi_H^o + \sin^2 \beta \sin \psi_H^o) \\ + y_{cj} (\cos^2 \beta \cos \psi_H^o + \cos \beta \sin \beta \sin \psi_H^o) \\ + r_c \theta_{cj} (\cos^2 \beta \cos \psi_H^o + \cos \beta \sin \beta \sin \psi_H^o) \end{bmatrix} + k_o x_o = 0 \\ m_o \ddot{y}_o + \sum_{i=1}^M k_{Hb} \begin{bmatrix} x_{cj} (\sin \beta \cos \beta \sin \psi_H^o - \sin^2 \beta \cos \psi_H^o) \\ + y_{cj} (\cos^2 \beta \sin \psi_H^o - \cos \beta \sin \beta \cos \psi_H^o) \\ + r_c \theta_{cj} (\cos^2 \beta \sin \psi_H^o - \cos \beta \sin \beta \cos \psi_H^o) \end{bmatrix} + k_o y_o = 0 \\ I_o \ddot{\theta}_o - \sum_{i=1}^M k_{Hb} (x_{cj} r_H \sin \beta + y_{cj} r_H \cos \beta + r_c \theta_{cj} r_H \cos \beta) + k_{ot} \theta_o = -T_o \end{cases} \quad (2-21)$$

综上, 式(2-17)- (2-21)为本文构建的RV减速器系统动力学方程, 矩阵形式为:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + (\mathbf{K}_s + \mathbf{K}_a)\mathbf{q} = \mathbf{F} \quad (2-22)$$

式中, $\mathbf{K}_s$ 为啮合刚度矩阵, $\mathbf{q}$ 为广义坐标向量, $\mathbf{K}_a$ 为支撑刚度矩阵。 $\mathbf{F}$ 为激励向量, 格式为:

$$\mathbf{F} = [0, 0, T_s, m_p(r_s + r_p)\Omega_c^2, 0, 0, m_H(r_s + r_p)\Omega_c^2, 0, 0, \dots, m_c e \Omega_c^2, 0, 0, \dots, 0, 0, -T_o]$$

2.3.4 RV减速器系统动力学方程求解

对于系统的动力学方程, 要求解系统的动态响应可以使用四阶龙格库塔方法, 该方法通过在一个时间步长内多次评估函数 $f(t, y(t))$ 来提高数值解的精度。它通过计算多个不同点的斜率来逼近解的变化, 然后加权平均这些斜率以获得更精确的结果。对于初值问题 $y'(t) = f(t, y(t))$, $y(t_0) = y_0$, 四阶龙格库塔的计算过程如下, 首先进行以下计算:

$$\begin{aligned}
k_1 &= hf(t_n, y_n) \\
k_2 &= hf\left(t_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{k_1}{2}\right) \\
k_3 &= hf\left(t_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{k_2}{2}\right) \\
k_4 &= hf(t_n + h, y_n + k_3)
\end{aligned} \tag{2-23}$$

然后，利用加权平均的方式更新下一个时间点的解：

$$y_{n+1} = y_n + \frac{1}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \tag{2-24}$$

式中， t_n 是当前的时间点， y_n 是在时间点 t_n 处的解； h 是时间步长； k_1, k_2, k_3, k_4 是在每一步中计算的中间斜率，它们分别根据当前点和前两次预测的值计算。

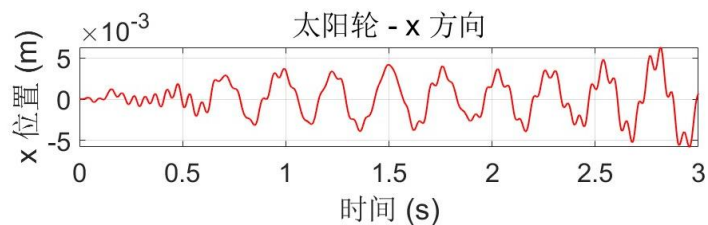
表 2-1 为求解过程使用的四阶龙格库塔方法的边界值与初始条件设置，每个零件的所有方向的初始位移都设置为 0，其余参数按照表设置。

表 2-1 四阶龙格库塔初值设置

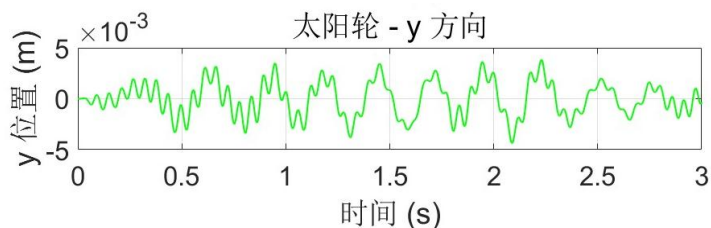
参数名称	描述	初始值/边界条件
Tspan	时间区间	[0,3]
RelTol	相对误差容限	1e-6
AbsTol	绝对误差容限	1e-8
MassSingular	是否处理质量矩阵奇异性	no
MStateDependence	系统状态是否依赖于质量矩阵	None

图 2-8 为三个行星轮、三个曲柄轴和一个摆线轮构成的不含滚针轴承的正常 RV 减速器所有零件及系统的所有自由度方向随时间的响应曲线（以输出盘的位移变化作为系统的位移变化）。由图可见，太阳轮和摆线轮在 x 方向和 y 方向的位移经历一段幅值较低的无规则振动后才进入稳定的周期，而行星轮与曲柄轴从一开始进入稳定的周期运动。这是因为太阳轮是系统的驱动源，在启动时可能会经历较大的初始加速或动力输入，导致瞬时的冲击和不规则振动。这些振动通过啮合传递给行星轮，但由于太阳轮本身的运动较为自由，它在 x 和 y 方向的位移容易出现幅值较低、无规则的振动。而摆线轮和太阳轮的运动状态相似，在初期有一段无规则的振动。这是因为摆线轮作为系统中的负载元件，在启动时可能受到太阳轮运动不规则的影响，导致其在 x 和 y 方向的振动表现得较为复杂，尤其在启动的瞬间，系统内部各个部分的动力学耦合尚未完全稳定时，会呈现无规则的振动。随着时间的推移，这些振动逐渐衰减，系统最终进入稳定的周期。并且行星轮和曲柄轴之间的传动相对较为直接，惯性较小，易于快速响应并进入

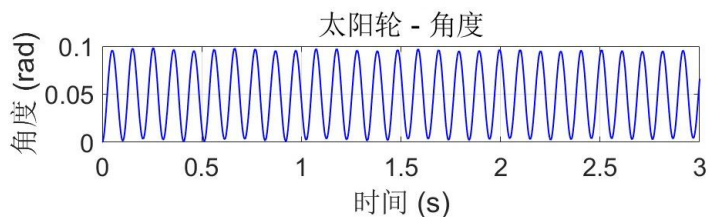
稳定状态。而太阳轮和摆线轮之间的传动路径相对较复杂需要通过行星轮和曲柄轴再传递到摆线轮,在此过程中可能会受到多次传递过程中的摩擦、啮合等影响,从而导致初期的不规则振动。



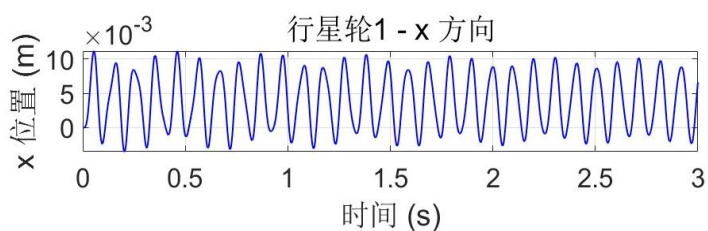
(a)太阳轮x方向振动响应



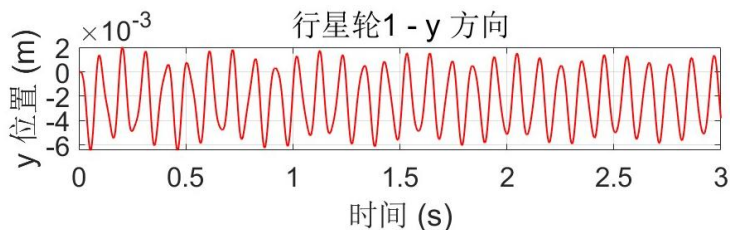
(b)太阳轮y方向振动响应



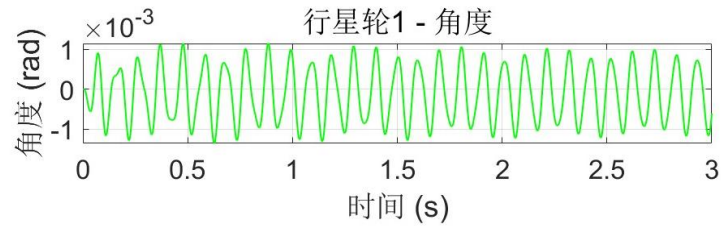
(c)太阳轮旋转角度响应



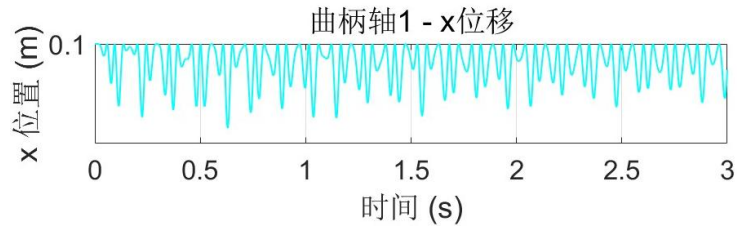
(d)行星轮x方向振动响应



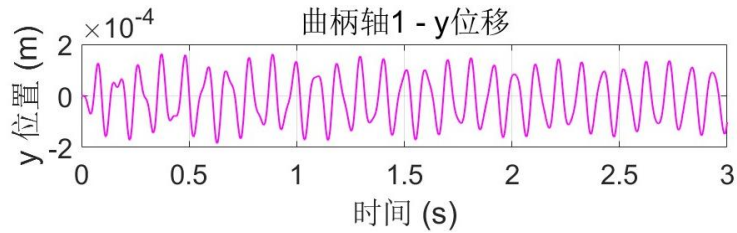
(e)行星轮y方向振动响应



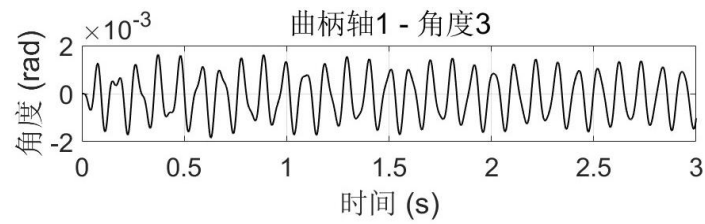
(f)行星轮旋转角度响应



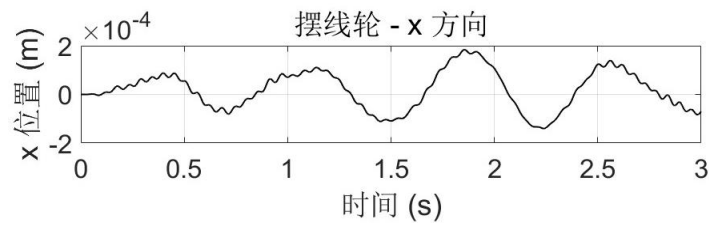
(g)曲柄轴x方向振动响应



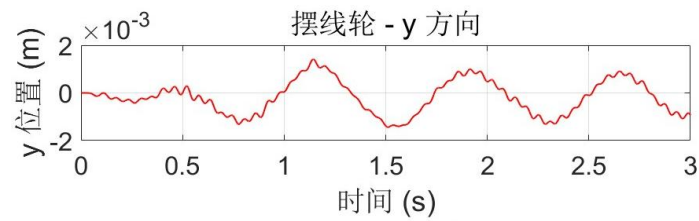
(h)曲柄轴y方向振动响应



(i)曲柄轴旋转角度响应



(j)摆线轮x方向振动响应



(k)摆线轮y方向振动响应

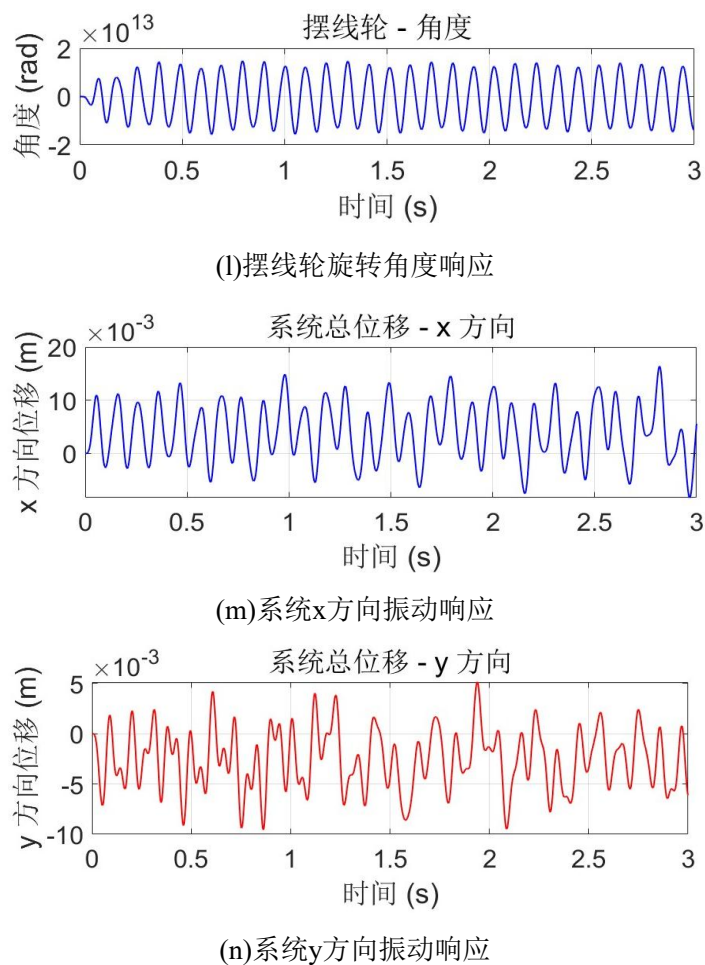


图 2-8 RV减速器动力学模型振动特性动态响应

2.4 本章小结

本章根据RV减速器主要零件的啮合关系和传动过程,利用集中质量法和牛顿第二定律推导每个零件的动力学方程,其中共有 $M(M=1,2,3)$ 个行星轮、 $N(N=1,2,3)$ 个曲柄轴和 $j(j=1,2)$ 个摆线轮,构建出不含有滚针轴承的正常RV减速器系统动力学模型,并利用四阶龙格库塔方程对系统动力学方程进行求解,验证了模型的有效性。

第3章 含滚针轴承的RV减速器动力学模型

3.1 引言

滚针轴承在RV减速器结构中主要起到支撑曲柄轴和摆线轮的作用,它能有效承受来自曲柄轴和摆线轮的轴向与径向负载。在正常运转过程中,一旦滚针轴承发生振动,曲柄轴和摆线轮会随之同步振动,这种振动是随着轴承的旋转振动而产生的。而当滚针轴承出现剥落故障时,系统的振动情况就会变得复杂。此时,会产生冲击激励和振动,这些冲击激励和振动的周期与幅值,与滚针轴承系统自身的刚度和阻尼特性紧密相关。基于此,考虑曲柄轴和摆线轮的弹性支撑情况,把曲柄轴和摆线轮与轴承间的接触关系用弹簧-阻尼模型来表示,进而建立包含不同数目滚动体的滚针轴承系统动力学模型。

本章首先针对滚针轴承建立动力学模型,再将该模型添加到前文构建的RV减速器动力学模型中。在建立滚针轴承模型的过程中,根据接触和受力关系计算轴承滚动体和曲柄轴、摆线轮之间的接触力和摩擦力,通过受力分析构建滚针轴承的动力学模型并推导系统动力学方程。

3.2 滚针轴承动力学模型

3.2.1 滚针轴承动力学模型

滚针轴承与曲柄轴和摆线轮之间的接触是复杂多变的,为了尽可能模拟实际应用中轴承的运作情况,在建立滚针轴承系统模型时做出如下基本假设:

- (1) 滚针轴承在等温条件下工作;
- (2) 不考虑制造误差、装配误差以及润滑带来的影响;
- (3) 假设滚动体在滚道上呈均匀分布状态,不考虑零件的惯性效应以及陀螺运动所产生的离心力的影响。
- (4) 滚针轴承仅承受径向载荷(沿着 X 轴和 Y 轴);
- (5) 轴承在运转过程中不存在打滑现象;
- (6) 假定轴承各个元件之间会产生塑性变形,并且这种变形情况符合Hertz接触理论。

(7) 将滚针轴承与内外滚道之间的接触视为线接触。

基于上述假设条件, 考虑到曲柄轴和摆线轮对轴承的影响, 结合文献[71], 使用集中质量法对滚针轴承建立弹簧-阻尼器模型。每个滚动体和保持架在平面内各具有 x 、 y 方向上的平移自由度和沿着自身轴线旋转的及旋转自由度, 共有 $3(N_b + 1)$ (N_b 为轴承滚动体个数) 个自由度的动力学模型。

在滚针轴承系统动力学模型中, y 轴方向与RV减速器的系统动力学模型的 y 轴平行且方向相反。在轴承 X 和 Y 方向各添加弹簧阻尼器模型, 描述摆线轮与曲柄轴对轴承的阻力和弹性支撑。本章建立的滚针轴承系统多自由度动力学模型如图 3-1 所示。 k_{CB} 和 C_{CB} 为摆线轮的刚度和阻尼; k_{BH} 和 k_n 分别为滚动体和曲柄轴、滚动体和保持架之间的接触刚度; C_{BH} 和 C_n 分别为滚动体和曲柄轴、滚动体和保持架之间的阻尼。

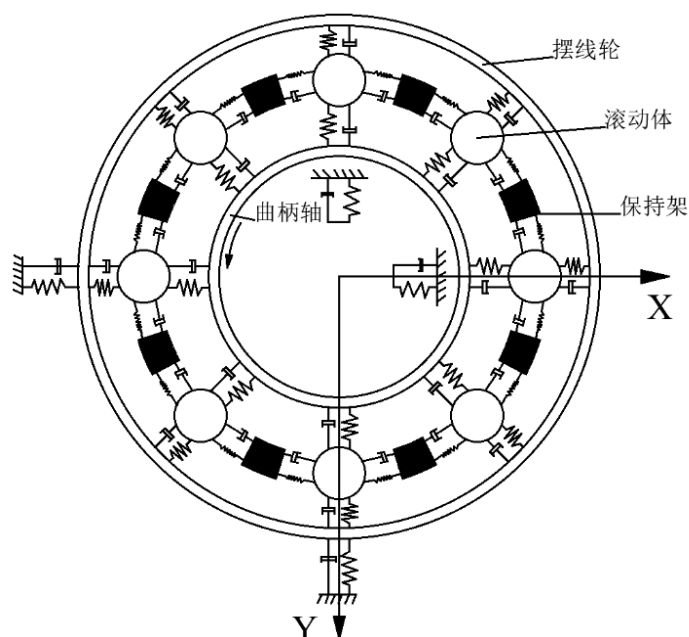


图 3-1 滚针轴承动力学模型

为模拟实际RV减速器中滚针轴承的运行状态, 从振动传递特性角度出发, 综合考虑摆线轮和曲柄轴对轴承的弹性支撑所产生的接触力和摩擦力, 以及滚动体与保持架之间的接触力和摩擦力, 单滚子的受力如图 3-2 所示。图中, F_{kn}^{HB} 和 F_{kn}^{CB} 分别是摆线轮和曲柄轴与滚动体之间的接触力, f_{kn}^{HB} 和 f_{kn}^{CB} 分别是摆线轮和曲柄轴与滚动体之间的摩擦力, F_{cn} 和 f_{cn} 分别是滚动体与保持架之间的接触力和摩擦力, G_r 是滚动体的自身重力, F_m 是滚动体的离心力。

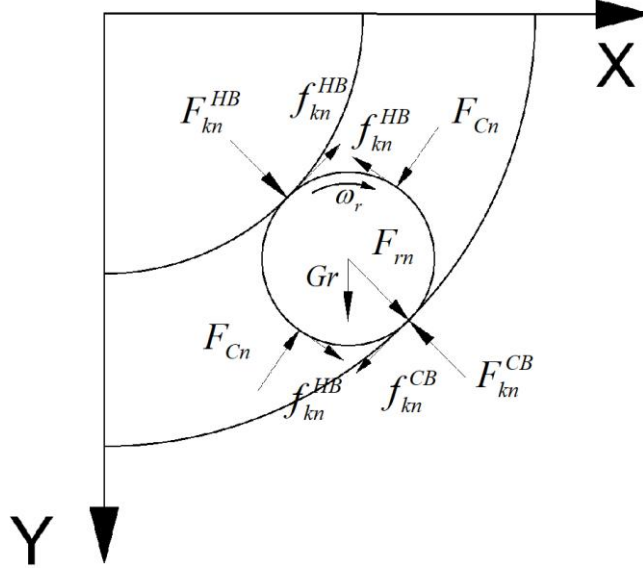


图 3-2 单滚子的受力状态

3.2.2 滚针轴承系统动力学方程

滚针轴承的滚动体在由曲柄轴和摆线轮组成的内外滚道中运动时与二者会发生接触变形 δ_n^{HB} 和 δ_n^{CB} ，表达式分别为：

$$\delta_n^{HB} = (x_H - x_n^r) \cos \psi_n + (y_H - y_n^r) \sin \psi_n - 0.5E \quad (3-1)$$

$$\delta_n^{CB} = (x_n^r - x_C) \cos \psi_n + (y_n^r - y_C) \sin \psi_n - 0.5E \quad (3-2)$$

式中， ω_{cg} 为保持架角速度，由式(3-3)计算：

$$\omega_{cg} = (1 - \frac{d}{d_m} \cos \alpha) \frac{\omega_H}{2} \quad (3-3)$$

E 受载荷影响时的径向间隙，由式(3-4)计算：

$$E = \frac{1}{2} c_r (1 - \cos \psi_n) \quad (3-4)$$

ψ_n 为第 n 个滚动体的时变位置角，由式(3-5)计算：

$$\psi_n(t) = \frac{2\pi(j-1)}{N_b} + \omega_{cg} t + \theta_0 \quad (3-5)$$

滚针轴承的滚动体与RV减速器的曲柄轴和摆线轮之间主要存在由载荷作用发生接触变形后产生的接触力以及摩擦力两种力，其中接触力是与接触变形有关的非线性的赫兹接触，在线性情况下，载荷与接触变形关系如式(3-6)：

$$F_{kn}^{HB(CB)} = k^{HB(CB)} (\delta_n^{HB(CB)})^N \quad (3-6)$$

式中， N 为载荷变形指数，对于滚针轴承 $N=10/9$ ；

当滚动体进入轴承负载区的滑动区域时，滚动体和滚道之间产生的滑动摩擦力会促使滚动体自转，这个滑动摩擦力可表示为：

$$f_{kj}^{HB(CB)} = \mu_b F_{kj}^{HB(CB)} \quad (3-7)$$

式中， $\mu_b = 0.01$ ，为滚动体与滚道之间的摩擦系数。

在RV减速器中，滚针轴承受到的负载随着曲柄轴的运动而产生变化，当轴承受到外载荷时，只有部分滚动体与内外滚道接触并承担载荷，这部分区域称为承载区。在承载区内，滚动体与滚道之间的接触力是非线性的，并且随着载荷的变化而变化。而在非承载区，滚针轴承的滚动体不与摆线轮和曲柄轴接触或者接触力非常小不足以对滚道产生显著变形。图 3-3 中 q 为负载，最大承载力为 q_{max} 与滚针轴承与摆线轮的几何中心连线垂直， γ_{ma} 为轴承承载区最大范围角，在RV减速器中，滚针轴承与摆线轮的承载区角度范围受摆线轮齿数、针齿分布密度、偏心距等结构参数影响，最大范围角度通常介于 120° 至 180° 之间。

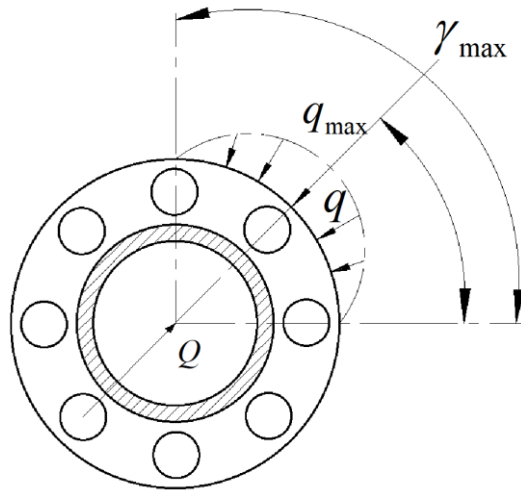


图 3-3 RV减速器中滚针轴承的负载区

通过式(3-8)判断当前滚动体是否存在于承载区，在RV减速器中，该承载区以摆线轮的角速度一起旋转：

$$\varphi_n = \begin{cases} 1 & \delta_n^{HB} \leq 0 \text{ or } \delta_n^{CB} \leq 0 \\ 0 & \delta_n^{HB} > 0 \text{ or } \delta_n^{CB} > 0 \end{cases} \quad (3-8)$$

在滚针轴承运动的过程中，滚动体和保持架会发生相对运动，这种相对运动会产生接触力和摩擦力。而根据转速的不同，滚动体和保持架会产生两种运动状态。当保持架角速度大于滚动体的角速度，这时滚动体与保持架发生碰撞接触推着滚动体向前转动。而当滚动体的角速度大于保持架角速度时，滚动体会推着保持架向

前转动。

根据式(3-6)来计算滚动体与保持架之间的接触力，此时 $N=1$ ，即：

$$F_{cgn} = k_n \delta_{cgn} \quad (3-9)$$

式中， δ_{cgn} 是滚动体与保持架接触碰撞过程中产生的变形量，由式(3-10)确定：

$$\delta_{cgn} = \begin{cases} Z_{cgn} - C_p & |Z_{cgn} - C_p| > 0 \\ 0 & else \end{cases} \quad (3-10)$$

式中， C_p 是保持架兜孔间隙， Z_{cgn} 是第 n 个滚动体和保持架兜孔中心之间的相对位置，由(3-11)计算得到：

$$Z_{cgn} = (\psi_{cg} - \psi_n) \frac{d_m}{2} \quad (3-11)$$

式中， ψ_{cg} 是保持架在 t 时刻的位置角， ψ_n 是第 n 个滚动体在 t 时刻的位置角。

滚动体和保持架之间的摩擦力计算表达式为：

$$f_{cgn} = \mu_{cg} F_{cgn} \quad (3-12)$$

式中， $\mu_c = 0.1$ ，为滚动体与保持架之间的摩擦系数。

根据牛顿第二定律，滚动体的动力学方程为：

$$\begin{cases} m_r \ddot{x}_n^r - c_H (\dot{x}_H - \dot{x}_n^r) + c_C (\dot{x}_n^r - \dot{x}_C) - F_{kn}^{HB} \sin \psi_n - f_{kn}^{HB} \cos \psi_n \\ + F_{kn}^{CB} \sin \psi_n + f_{kn}^{CB} \cos \psi_n - F_{cgn} \cos \psi_n - f_{cgn} \sin \psi_n - F_{rn} \sin \psi_n = 0 \\ m_r \ddot{y}_n^r - c_H (\dot{y}_H - \dot{y}_n^r) + c_C (\dot{y}_n^r - \dot{y}_C) - F_{kn}^{HB} \cos \theta_n + f_{kn}^{HB} \sin \theta_n \\ + F_{kn}^{CB} \cos \psi_n - f_{kn}^{CB} \sin \psi_n + F_{cn} \sin \psi_n - f_{cgn} \cos \psi_n - F_{rn} \cos \psi_n - G_r = 0 \\ I_r \ddot{\theta}_{rn} - \frac{(d_m - d)}{2} f_{kn}^{HB} + \frac{(d_m + d)}{2} f_{kn}^{CB} - \frac{d_m}{2} F_{cgn} = 0 \end{cases} \quad (3-13)$$

式中， m_r 是单个滚动体质量， F_{rn} 是滚动体公转产生的离心力，其表达式为：

$$F_{rn} = \frac{1}{2} d_m m_r \dot{\psi}_{rn}^2 \quad (3-14)$$

I_r 是滚动体的转动惯量，其表达式为：

$$I_r = \frac{2}{5} m_r \left(\frac{d}{2} \right)^2 + m_r \left(\frac{d_m}{2} \right)^2 \quad (3-15)$$

保持架动力学微分方程：

$$\begin{cases} m_{cg} \ddot{x}_{cg} = \sum_{n=1}^{N_b} (-F_{cgn} \cos \psi_n - f_{cgn} \sin \psi_n) \\ m_{cg} \ddot{y}_{cg} = \sum_{n=1}^{N_b} (F_{cgn} \sin \psi_n - f_{cgn} \cos \psi_n) + G_{cg} \\ I_{cg} \ddot{\theta}_{cg} = \sum_{n=1}^{N_b} (-F_{cgn} \frac{d_m}{2}) \end{cases} \quad (3-16)$$

式中， m_{cg} 是保持架质量， G_{cg} 是保持架自身重力， I_{cg} 是保持架的转动惯量。

3.3 含滚针轴承的RV减速器动力学模型

3.3.1 含滚针轴承的RV减速器动力学模型

在RV减速器动力学建模过程中，引入滚针轴承会显著改变曲柄轴与摆线轮间的相互作用位移特性。基于赫兹接触理论，本文建立的动力学模型综合考虑了滚针轴承的非线性接触刚度特性和弹性变形效应，建立的含有滚针轴承的RV减速器动力学模型如图 3-4 所示。

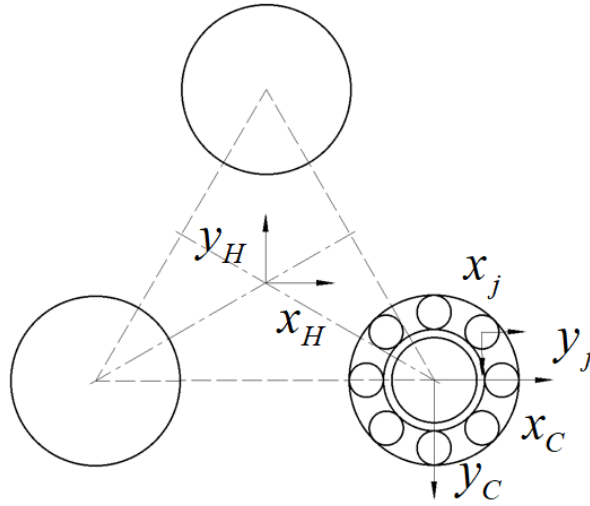


图 3-4 含滚针轴承的RV减速器动力学模型

第 i 个滚针轴承的所有滚动体和保持架在 x 轴和 y 轴方向上的位移及转动惯量分别为：

$$x_{Bi} = \sum_{j=1}^{N_b} x_j + x_c \quad (3-17)$$

$$y_{Bi} = -(\sum_{j=1}^{N_b} y_j + y_c) \quad (3-18)$$

那么，曲柄轴、滚针轴承和摆线轮之间的相对位移为：

$$\delta_{Hi/jx} = x_{Hi} - e\theta_{Hi} \sin \psi_{Hi}^{cj} - x_{cj} \cos \psi_{Hi}^{cj} + y_{cj} \sin \psi_{Hi}^{cj} - x_{Bi} \quad (3-19)$$

$$\delta_{Hi/jy} = y_{Hi} + e\theta_{Hi} \cos \psi_{Hi}^{cj} - x_{cj} \sin \psi_{Hi}^{cj} - y_{cj} \cos \psi_{Hi}^{cj} - r_H \theta_{cj} - y_{Bi} \quad (3-20)$$

滚针轴承装配后的曲柄轴动力学方程需综合考虑滚针轴承支撑反力与行星轮啮合力的耦合作用，其动力学方程为：

$$\begin{aligned} m_H \ddot{x}_{Hi} + \sum_{j=1}^N k_{cb} \delta_{Hi/jx} + \sum_{j=1}^{N_b} \varphi_n F_{kn}^{HB} \sin \psi_n + \sum_{n=1}^{N_b} f_{kn}^{HB} \cos \psi_n + k_H (x_{Hi} - x_{Bi}) &= Q_x \\ m_H \ddot{y}_{Hi} + \sum_{j=1}^N k_{cb} \delta_{Hi/jy} + \sum_{j=1}^{N_b} \varphi_n F_{kn}^{HB} \cos \psi_n + \sum_{n=1}^{N_b} f_{kn}^{HB} \sin \psi_n + K_H (y_{Hi} - y_{Bi}) &= Q_y \\ I_H \ddot{\theta}_{Hi} - \sum_{i=1}^N k_{cb} \delta_{Hi/jx} e \sin \psi_{Hi}^{cj} + \sum_{i=1}^N k_{cb} \delta_{Hi/jy} e \cos \psi_{Hi}^{cj} + k_{Hi} (\theta_{Hi} - \theta_{Bi}) &= 0 \end{aligned} \quad (3-21)$$

摆线轮的 dynamics 方程为：

$$\begin{aligned} m_c \ddot{x}_{cj} - \sum_{i=1}^M k_{cb} \left(\delta_{Hi/jx} \cos \psi_{Hi}^{cj} + \delta_{Hi/jy} \sin \psi_{Hi}^{cj} \right) - \sum_{n=1}^{N_b} \varphi_n F_{kn}^{CB} \sin \psi_n \\ - \sum_{j=1}^{N_b} f_{kj}^{out} \cos \theta_j + k_{cr} \delta_{cjr} \sin \beta = 0 \\ m_c \ddot{y}_{cj} + \sum_{i=1}^M k_{cb} \left(\delta_{Hi/jx} \sin \psi_{Hi}^{cj} - \delta_{Hi/jy} \cos \psi_{Hi}^{cj} \right) + \sum_{j=n}^{N_b} \varphi_n F_{kn}^{CB} \cos \psi_n \\ + \sum_{n=1}^{N_b} f_{kn}^{CB} \sin \psi_n + k_{cr} \delta_{cjr} \cos \beta = 0 \\ I_c \ddot{\theta}_{cj} - \sum_{i=1}^M k_{cb} \delta_{Hi/jy} r_{Hi} + k_{cr} r_c \delta_{cjr} \cos \beta = 0 \end{aligned} \quad (3-22)$$

3.3.2 含滚针轴承的RV减速器系统动力学方程

添加滚针轴承后，RV减速器的系统动力学方程为：

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_s + k_{sp} \sum_{i=1}^M \begin{bmatrix} x_s \cos^2 \psi_{si} + y_s \cos \psi_{si} \sin \psi_{si} \\ + r_s \theta_s \cos \psi_{si} - x_{pi} \sin \alpha_s \cos \psi_{si} \\ - y_{pi} \cos \alpha_s \cos \psi_{si} + r_p \theta_{pi} \cos \psi_{si} \end{bmatrix} + k_s x_s = 0 \\ m_s \ddot{y}_s + k_{sp} \sum_{i=1}^M \begin{bmatrix} x_s \cos \psi_{si} \sin \psi_{si} + y_s \sin^2 \psi_{si} \\ + r_s \theta_s \sin \psi_{si} - x_{pi} \sin \alpha_s \sin \psi_{si} \\ - y_{pi} \cos \alpha_s \sin \psi_{si} + r_p \theta_{pi} \sin \psi_{si} \end{bmatrix} + k_s y_s = 0 \\ I_s \ddot{\theta}_s + k_{sp} \sum_{i=1}^M \begin{bmatrix} x_s \cos \psi_{si} r + y_s \sin \psi_{si} r \\ + r_s \theta_s r - x_{pi} \sin \alpha_s r \\ - y_{pi} \cos \alpha_s r + r_p \theta_{pi} r \end{bmatrix} + k_{st} \theta_s = T_s \end{cases} \quad (3-23)$$

$$\begin{cases} m_p \ddot{x}_{pi} + k_{sp} x_s \cos \psi_{si} \sin \alpha_s + k_{sp} y_s \sin \psi_{si} \sin \alpha_s \\ + k_{sp} r_s \theta_s \sin \alpha_s - k_{sp} x_{pi} \sin^2 \alpha_s - k_{sp} y_{pi} \cos \alpha_s \sin \alpha_s \\ + k_{sp} r_p \theta_{pi} \sin \alpha_s + k_H x_{pi} - k_H x_{Hi} = 0 \\ m_p \ddot{y}_{pi} + k_{sp} x_s \cos \psi_{si} \cos \alpha_s + k_{sp} y_s \sin \psi_{si} \cos \alpha_s \\ + k_{sp} r_s \theta_s \cos \alpha_s - k_{sp} x_{pi} \sin \alpha_s \cos \alpha_s - k_{sp} y_{pi} \cos^2 \alpha_s \\ + k_{sp} r_p \theta_{pi} \cos \alpha_s + k_H y_{pi} - k_H y_{Hi} = 0 \\ I_p \ddot{\theta}_{pi} + k_{sp} x_s \cos \psi_{si} r + k_{sp} y_s \sin \psi_{si} r + k_{sp} r_s \theta_s r \\ - k_{sp} x_{pi} \sin \alpha_s r - k_{sp} y_{pi} \cos \alpha_s r + k_{sp} r_p \theta_{pi} r + k_{st} \theta_{pi} - k_{st} \theta_{Hi} = 0 \end{cases} \quad (3-24)$$

$$\begin{cases} m_H \ddot{x}_{Hi} + \sum_{j=1}^N k_{cb} \delta_{Hicjx} + \sum_{j=1}^{N_b} \varphi_n F_{kn}^{HB} \sin \psi_n + \sum_{n=1}^{N_b} f_{kn}^{HB} \cos \psi_n + k_H (x_{Hi} - x_{Bi}) = Q_x \\ m_H \ddot{y}_{Hi} + \sum_{i=1}^N k_{cb} \delta_{Hicjy} + \sum_{n=1}^{N_b} \varphi_n F_{kn}^{HB} \cos \psi_n + \sum_{n=1}^{N_b} f_{kn}^{HB} \sin \psi_n + k_H (y_{Hi} - y_{Bi}) = Q_y \\ I_H \ddot{\theta}_{Hi} - \sum_{i=1}^N k_{cb} \delta_{Hicjx} e \sin \psi_{Hi}^c + \sum_{i=1}^N k_{cb} \delta_{Hicjy} e \cos \psi_{Hi}^c + k_{Hi} (\theta_{Hi} - \theta_{Bi}) = 0 \end{cases} \quad (3-25)$$

$$\begin{cases} m_r \ddot{x}_n^r - c_H (\dot{x}_H - \dot{x}_n^r) + c_C (\dot{x}_n^r - \dot{x}_C) - F_{kn}^{HB} \sin \psi_n - f_{kn}^{HB} \cos \psi_n \\ + F_{kn}^{CB} \sin \psi_n + f_{kn}^{CB} \cos \psi_n - F_{cgn} \cos \psi_n - f_{cgn} \sin \psi_n - F_{rn} \sin \psi_n = 0 \\ m_r \ddot{y}_n^r - c_H (\dot{y}_H - \dot{y}_n^r) + c_C (\dot{y}_n^r - \dot{y}_C) - F_{kn}^{HB} \cos \theta_n + f_{kn}^{HB} \sin \theta_n \\ + F_{kn}^{CB} \cos \psi_n - f_{kn}^{CB} \sin \psi_n + F_{cn} \sin \psi_n - f_{cgn} \cos \psi_n - F_{rn} \cos \psi_n - G_r = 0 \\ I_r \ddot{\theta}_{rn} - \frac{(d_m - d)}{2} f_{kn}^{HB} + \frac{(d_m + d)}{2} f_{kn}^{CB} - \frac{d_m}{2} F_{cgn} = 0 \end{cases} \quad (3-26)$$

$$\begin{cases} m_o \ddot{x}_o - \sum_{i=1}^M k_{Hb} \begin{bmatrix} x_{cj} (\sin \beta \cos \beta \cos \psi_H^o + \sin^2 \beta \sin \psi_H^o) \\ + y_{cj} (\cos^2 \beta \cos \psi_H^o + \cos \beta \sin \beta \sin \psi_H^o) \\ + r_c \theta_{cj} (\cos^2 \beta \cos \psi_H^o + \cos \beta \sin \beta \sin \psi_H^o) \end{bmatrix} + k_o x_o = 0 \\ m_o \ddot{y}_o + \sum_{i=1}^M k_{Hb} \begin{bmatrix} x_{cj} (\sin \beta \cos \beta \sin \psi_H^o - \sin^2 \beta \cos \psi_H^o) \\ + y_{cj} (\cos^2 \beta \sin \psi_H^o - \cos \beta \sin \beta \cos \psi_H^o) \\ + r_c \theta_{cj} (\cos^2 \beta \sin \psi_H^o - \cos \beta \sin \beta \cos \psi_H^o) \end{bmatrix} + k_o y_o = 0 \\ I_o \ddot{\theta}_o - \sum_{i=1}^M k_{Hb} (x_{cj} r_H \sin \beta + y_{cj} r_H \cos \beta + r_c \theta_{cj} r_H \cos \beta) + k_{ot} \theta_o = -T_o \end{cases} \quad (3-27)$$

将式(3-23)到(3-27)写成矩阵形式:

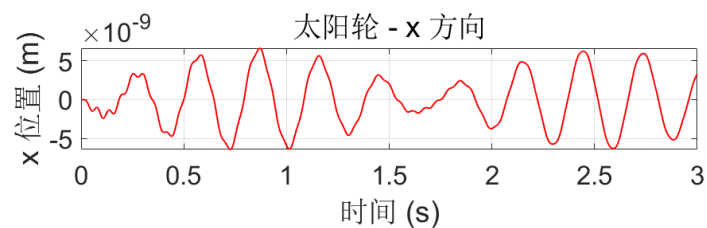
$$\mathbf{M}_1 \ddot{\mathbf{q}}_1 + (\mathbf{K}_{S1} * \mathbf{K}_{M1} + \mathbf{K}_{a1}) \mathbf{q}_1 = \mathbf{F}_1 \quad (3-28)$$

3.3.3 含滚针轴承的RV减速器系统动力学方程求解

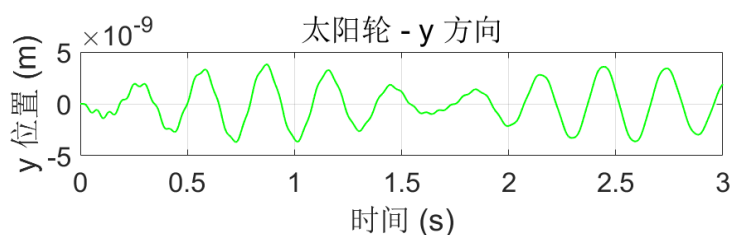
图 3-5 为利用四阶龙格库塔求解的含滚针轴承的RV减速器系统动态响应, 滚针轴承含有 8 个滚动体。通过对比可以发现, 添加滚针轴承后, 对行星轮和曲柄轴的运动没有太大影响, 而对太阳轮和摆线轮的运动轨迹产生明显改变。这是由于行星轮和曲柄轴的运动主要由外部驱动力和系统的刚度、摩擦力等因素决定。滚针轴承位于曲柄轴与摆线轮之间, 主要影响的是两个部分之间的相对运动。由于在建立动力学模型时行星轮和曲柄轴之间并没有直接的物理接触, 添加滚针轴承后, 它们的运动几乎没有受到显著影响。而太阳轮的位移从减少到是由于滚针轴承的加入, 摩擦力降低, 导致系统的传动更加平稳。这种平稳性有助于减少由力传递不均匀或接触不平衡引起的位移波动, 尤其是在x方向和y方向上的波动。这是因为在建模过程中考虑了滚针轴承的阻尼, 使得滚针轴承改善了系统的刚度和减小了运动中的能量损失, 从而使得太阳轮的位移变得更加稳定。

在没有滚针轴承的情况下, 摆线轮的运动通常会有较大的振荡, 尤其是在系统启动或负载变化时。这是因为缺乏足够的平滑性和有效的能量耗散机制, 导致系统出现振动和不稳定行为。滚针轴承的加入有效地减小了这些摩擦引起的振荡, 从而减小了摆线轮的振动幅值。

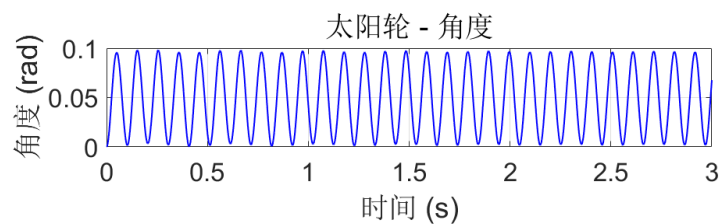
在添加滚针轴承后, 系统的振幅下降, 这是由于在没有滚针轴承的情况下, 摆线轮和太阳轮之间的摩擦会导致较大的振荡和冲击, 系统的振动幅度较大。滚针轴承的加入, 通过降低接触摩擦和提高负载承载能力, 显著减小了这种振荡, 从而使得系统的整体运动更加平稳。



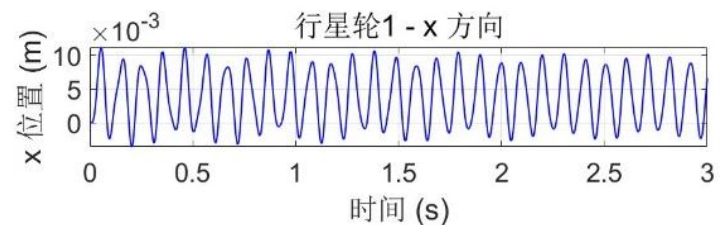
(a)太阳轮x方向振动响应



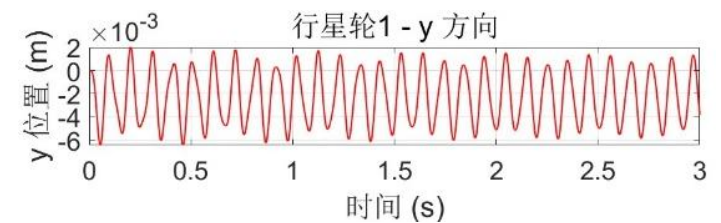
(b)太阳轮y方向振动响应



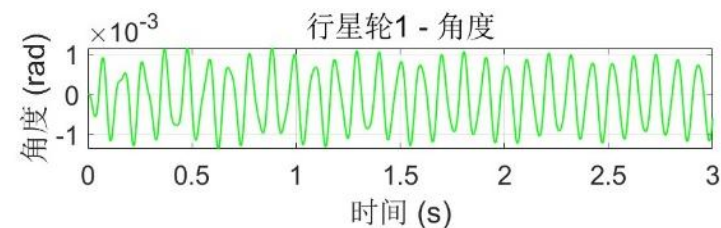
(c)太阳轮旋转角度响应



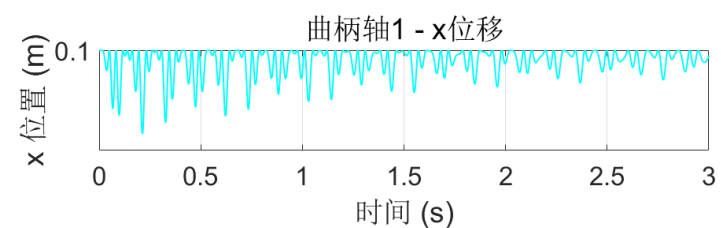
(d)行星轮x方向振动响应



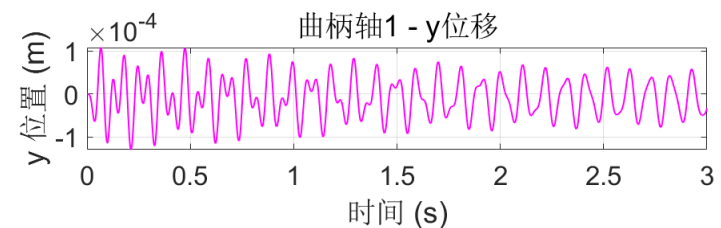
(e)行星轮y方向振动响应



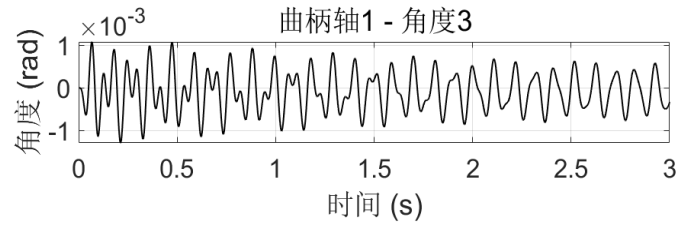
(f)行星轮旋转角度响应



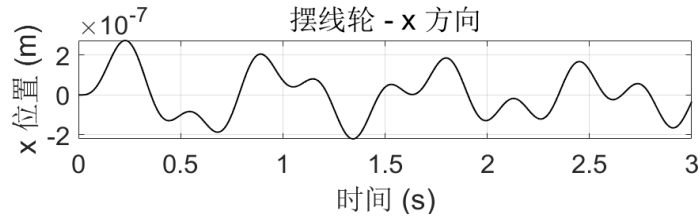
(g)曲柄轴x方向振动响应



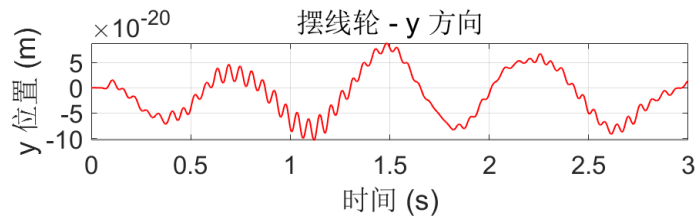
(h)曲柄轴y方向振动响应



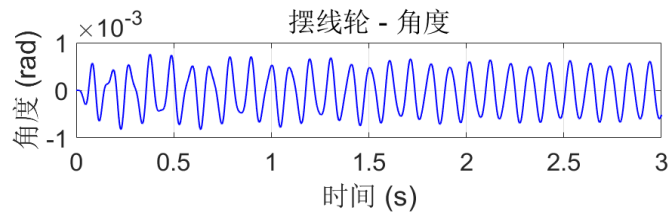
(i)曲柄轴旋转角度响应



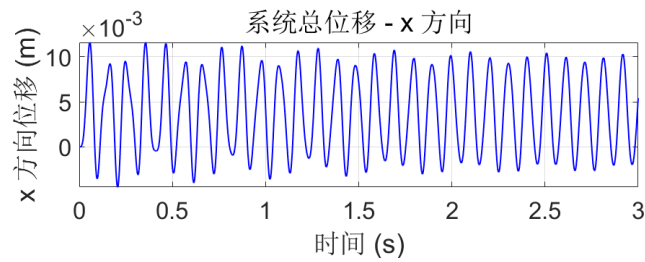
(j)摆线轮x方向振动响应



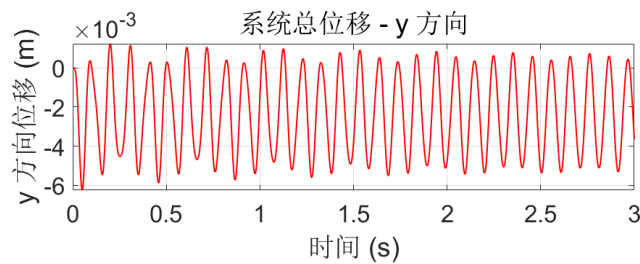
(k)摆线轮y方向振动响应



(l)摆线轮旋转角度响应



(m)系统x方向振动响应



(n)系统y方向振动响应

图 3-5 含滚针轴承的RV减速器系统动态响应

3.4 本章小结

本章首先建立了滚针轴承动力学模型，根据滚动体、保持架等零件的几何关系与接触变形构建了滚针轴承的系统动力学方程。之后通过分析滚针轴承对RV减速器中摆线轮、曲柄轴的影响建立了含有滚针轴承的RV减速器系统动力学模型与系统动力学方程，并用四阶龙格库塔求解系统的动态响应，与不含滚针轴承的RV减速器系统的振动特性进行对比，研究滚针轴承对RV减速器系统的作用。

第4章 RV减速器滚针轴承剥落故障振动特性

4.1 引言

在第三章中，构建了含滚针轴承的RV减速器系统动力学模型，并推导了系统动力学方程。本章在该模型中添加单滚动体剥落故障和内外滚道（即摆线轮和曲柄轴单点故障）剥落故障，获得不同的故障模型，并用四阶龙格库塔方法求解不同系统的时域动态响应，量化分析故障前后各构件在 x 、 y 、 θ 的位移突变特征。并通过改变滚针剥落深度及滚动体的数目，更进一步的对比故障的严重程度对系统所产生的影响。

4.2 滚针轴承剥落故障模型

4.2.1 滚动体剥落故障模型

当滚针轴承的滚动体出现剥落故障时，缺陷部位会周期性的随着滚动体的旋转与曲柄轴和摆线轮进行碰撞。设故障直径远小于滚动体半径，定义滚动体的剥落故障角度为 φ_d 。

$$\varphi_d = 2 \arcsin \frac{w_d}{D_b} \quad (4-1)$$

式中， w_d 为滚动体剥落的宽度， D_b 为滚动体的直径。假设第 λ 个滚动体发生剥落故障，当故障区与曲柄轴、摆线轮接触时，滚动体的自转位移角度分别满足：

$$\left| \text{mod}(\phi_\lambda, 2\pi) - \frac{\pi}{2} \right| < \frac{\varphi_d}{2} \quad (4-2)$$

$$\left| \text{mod}(\phi_\lambda, 2\pi) - \frac{3\pi}{2} \right| < \frac{\varphi_d}{2} \quad (4-3)$$

当剥落区域与曲柄轴、摆线轮接触时，滚动体与滚道的接触变形会突然减小，由剥落故障导致的变形量为：

$$\Delta\delta = \frac{D_b}{2} - \sqrt{\left(\frac{D_b}{2}\right)^2 - \left(\frac{w_d}{2}\right)^2} \quad (4-4)$$

此时，该滚动体与曲柄轴、摆线轮的接触变形分别为：

$$\delta_n^{HB} = (x_H - x_n^r) \cos \psi_n + (y_H - y_n^r) \sin \psi_n - 0.5E - \Delta \delta \quad (4-5)$$

$$\delta_n^{CB} = (x_n^r - x_C) \cos \psi_n + (y_n^r - y_C) \sin \psi_n - 0.5E - \Delta \delta \quad (4-6)$$

4.2.2 曲柄轴剥落故障模型

曲柄轴的作用类似于滚针轴承的内圈，当曲柄轴上一点出现剥落故障时，接触变形会发生改变，此时滚动体与曲柄轴、摆线轮的接触变形分别为：

$$\delta_n^{HB} = (x_H - x_n^r) \cos \psi_n + (y_H - y_n^r) \sin \psi_n - 0.5E - \Delta \delta_H \quad (4-7)$$

$$\delta_n^{CB} = (x_n^r - x_C) \cos \psi_n + (y_n^r - y_C) \sin \psi_n - 0.5E - \Delta \delta_H \quad (4-8)$$

4.2.3 摆线轮剥落故障模型

摆线轮的作用类似于滚针轴承的内圈，当摆线轮上一点出现剥落故障时，接触变形会发生改变，此时滚动体与曲柄轴、摆线轮的接触变形分别为：

$$\delta_n^{HB} = (x_H - x_n^r) \cos \psi_n + (y_H - y_n^r) \sin \psi_n - 0.5E - \Delta \delta_C \quad (4-9)$$

$$\delta_n^{CB} = (x_n^r - x_C) \cos \psi_n + (y_n^r - y_C) \sin \psi_n - 0.5E - \Delta \delta_C \quad (4-10)$$

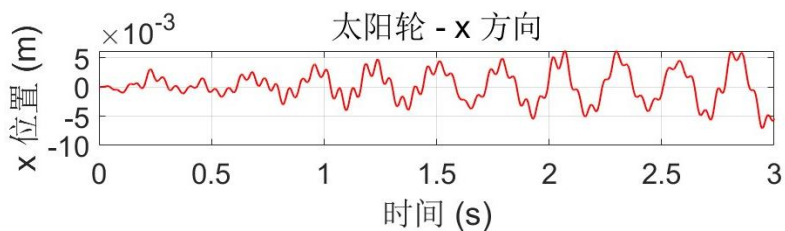
4.3 滚动体剥落故障对RV减速器系统动态响应的影响

4.3.1 滚动体剥落故障大小对系统的影响

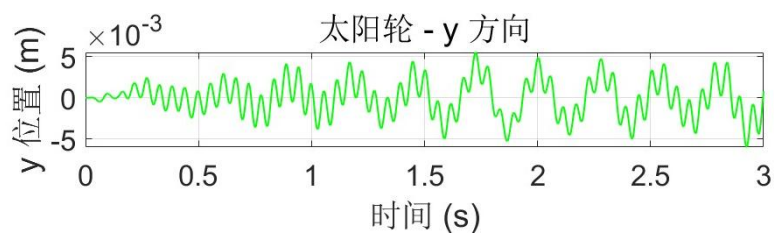
滚针轴承的滚动体发生故障会使其承载能力大幅下降，原本由该滚针承担的载荷就会转移到其他正常的滚针上，导致载荷分布不均和支撑刚度局部降低，进而引起系统动力学特性的变化。由于刚度的不均匀性，振动过程中会出现周期性或非周期性的冲击，影响整个系统的动态响应。滚针在运转过程中会产生异常的振动和冲击。这种振动会传递到RV减速器的其他部件，引起整个减速器的振动加剧。这些异常的振动和冲击不会局限于滚针轴承内部，而是会迅速传递到RV减速器的其他部件，进而导致整个减速器的振动显著加剧。

图 4-1 为 8 滚动体滚针轴承故障深度 0.1mm 的系统动态响应。对比图可以发现，滚针轴承的故障使得摆线轮x、y方向产生了明显的冲击，振动过程中存在明显的脉冲，并且振动的幅值变大。同时太阳轮的振动过程中也出现了脉冲，并且振动幅值上升。曲柄轴的运行过程受到一定的影响，系统的振动也发生明显改变。因为滚针轴承的剥落区域在滚针经过时会产生瞬时的接触力变化，形成冲击。该冲击传递至摆线轮、太阳轮和曲柄轴，导致它们的振动过程中出现脉冲。同时，

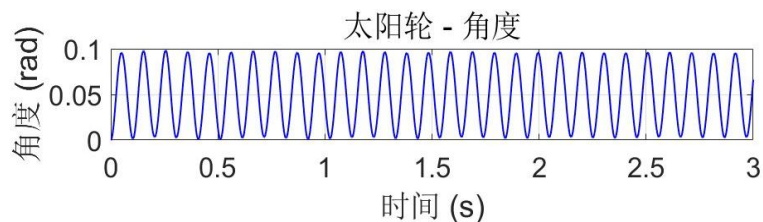
冲击的累积效应使得振动幅值增大，特别是在滚针轴承与摆线轮或太阳轮相互作用的部位，振动响应更为明显。



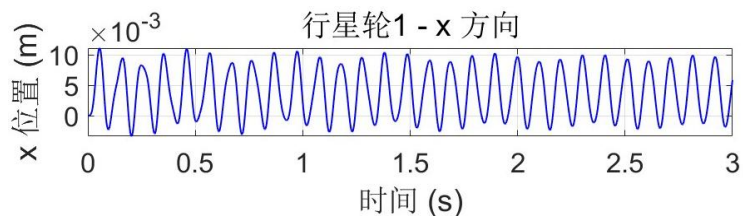
(a)太阳轮x方向振动响应



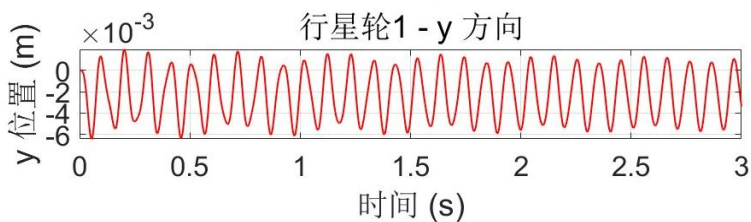
(b)太阳轮y方向振动响应



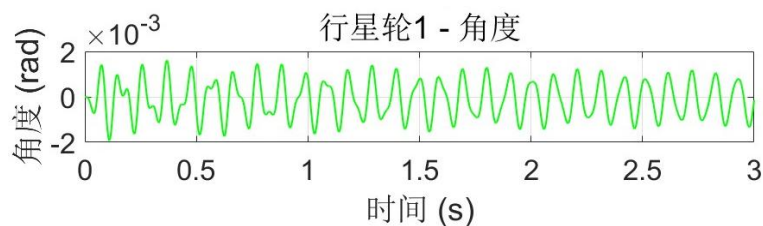
(c)太阳轮旋转角度响应



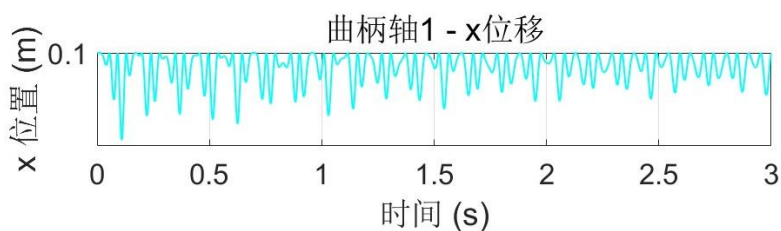
(d)行星轮x方向振动响应



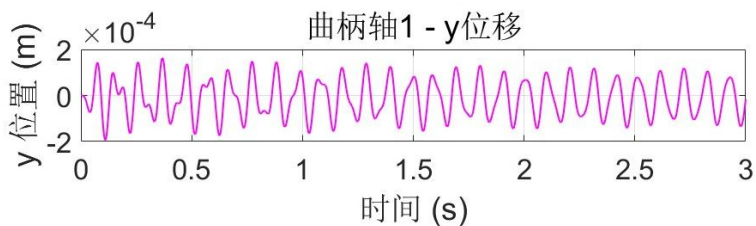
(e)行星轮y方向振动响应



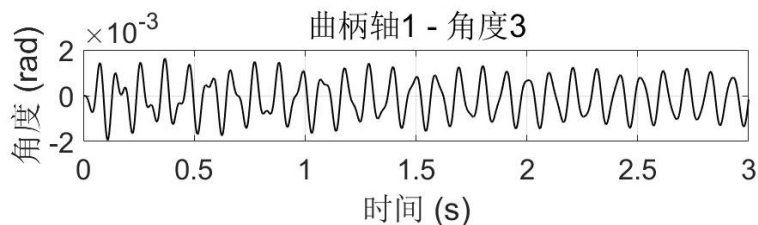
(f)行星轮旋转角度响应



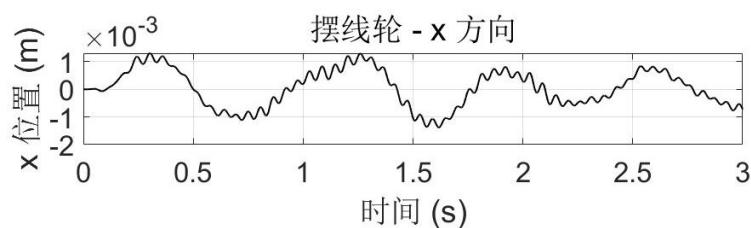
(g)曲柄轴x方向振动响应



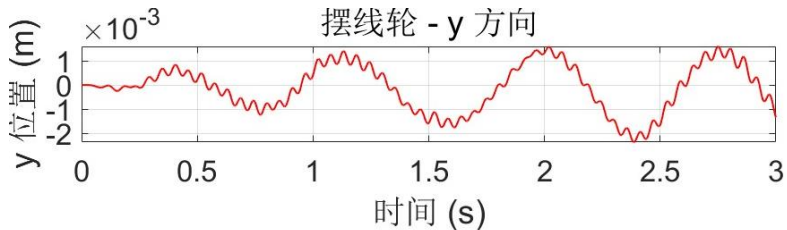
(h)曲柄轴y方向振动响应



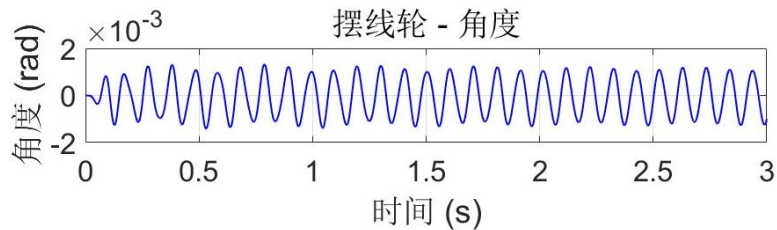
(i)曲柄轴旋转角度响应



(j)摆线轮x方向振动响应



(k)摆线轮y方向振动响应



(l)摆线轮y方向振动响应

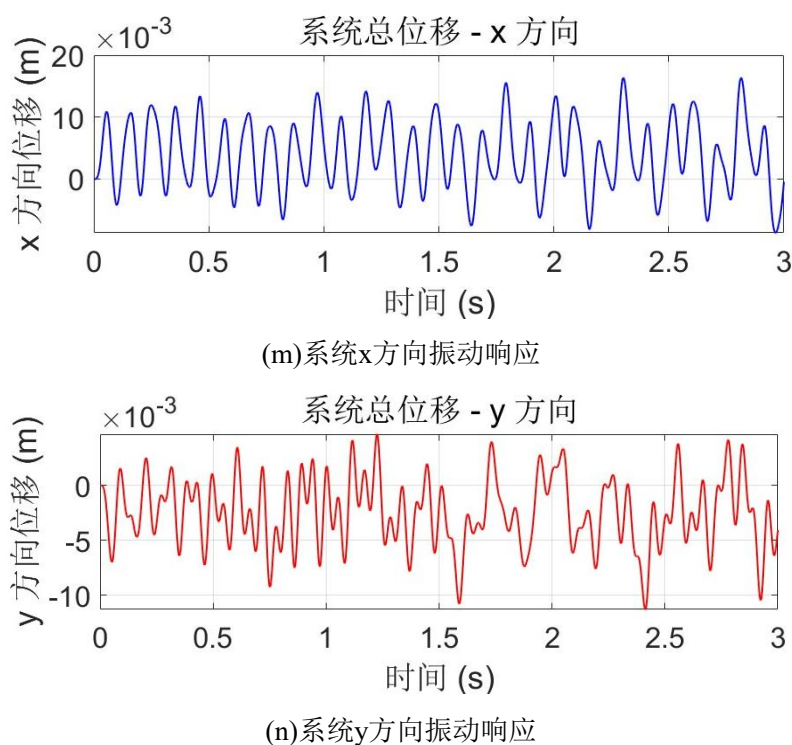
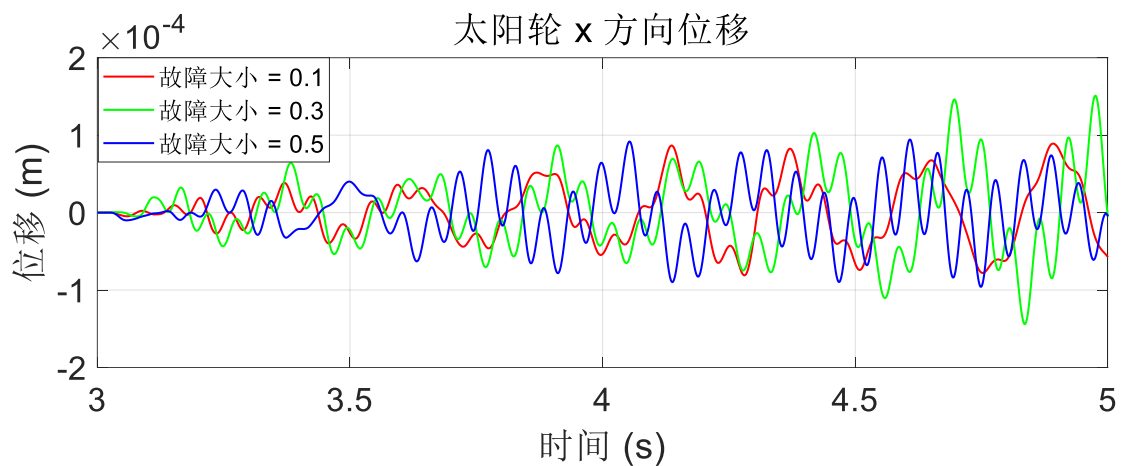
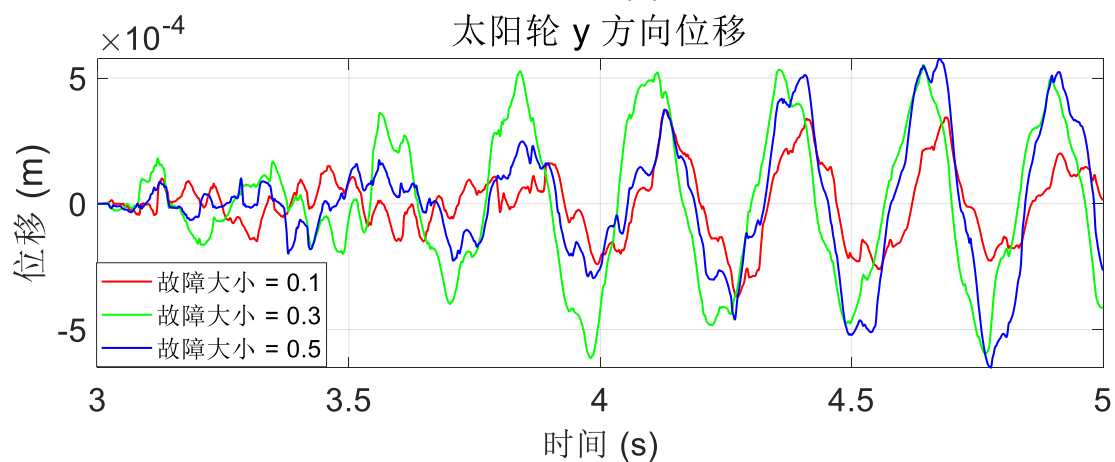


图 4-1 滚针轴承剥落故障系统动态响应

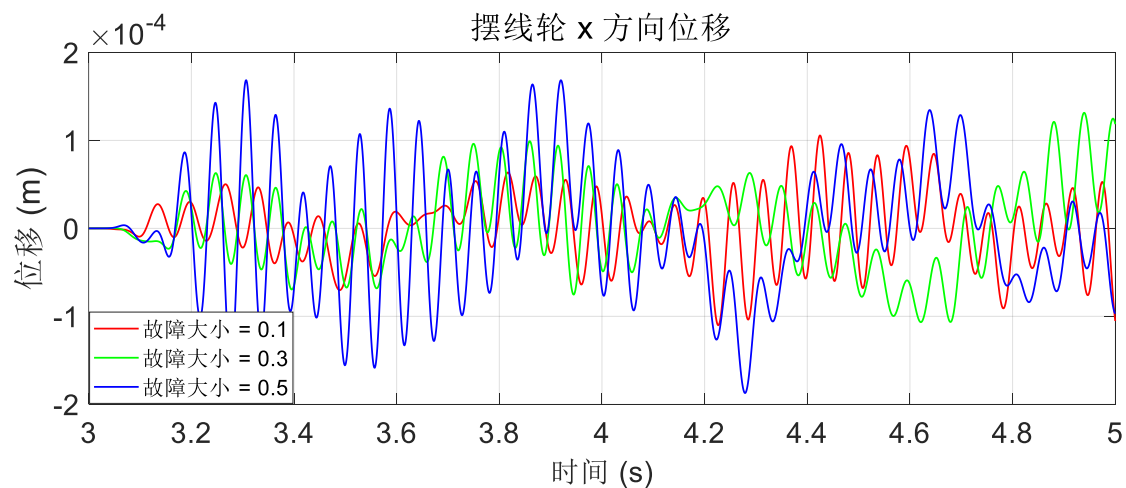
图 4-2 为不同零件在不同故障深度下的动态响应，。由图中可以发现，滚针轴承单滚动体不同故障程度对系统的影响是非线性的，故障程度的加深不会仅仅改变零件的幅值，也会改变振动周期。这是由于轴承故障的大小直接影响局部接触刚度，剥落区域增大后，滚针在通过故障点时的接触条件发生变化，导致系统的等效刚度随时间变化，并且这种变化通常是非线性的。由于刚度决定了系统的固有频率，刚度的动态变化会导致振动周期的改变，从而使振动的频谱特征发生变化。由于太阳轮和摆线轮与滚针轴承之间存在复杂的动力学耦合，故障的增大会影响系统的动态特性，使得振动在 x 方向和 y 方向的能量分布发生变化。这种耦合效应可能使得部分能量从一个方向转移到另一个方向，导致不同方向上的振动响应出现不规则的变化，而非单纯的幅值变化。并且故障的大小对两种零件的影响不同，对太阳轮 y 方向的振动具有显著影响，振动幅值随着故障的深度而变大，而摆线轮在 x 、 y 方向振动都受到明显改变，但是在 y 方向上的振动变化最为明显。



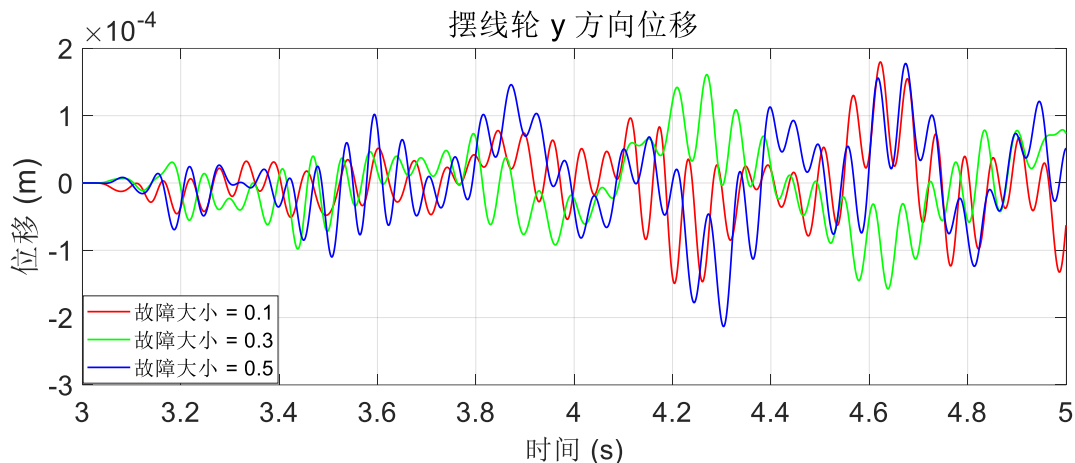
(a)不同故障大小导致的太阳轮 x 方向位移变化



(b)不同故障大小导致的太阳轮y方向位移变化



(c)不同故障大小导致的摆线轮x方向位移变化

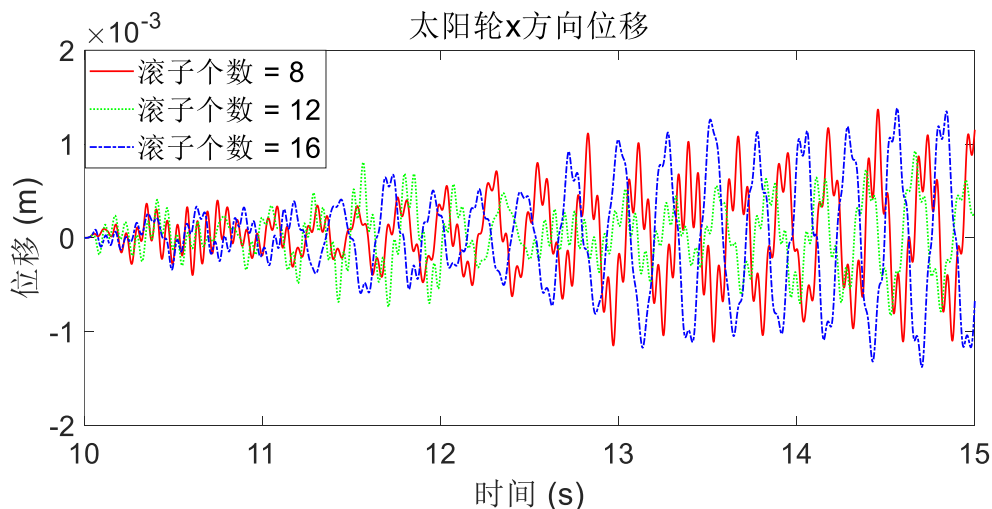


(d)不同故障大小导致的摆线轮y方向位移变化

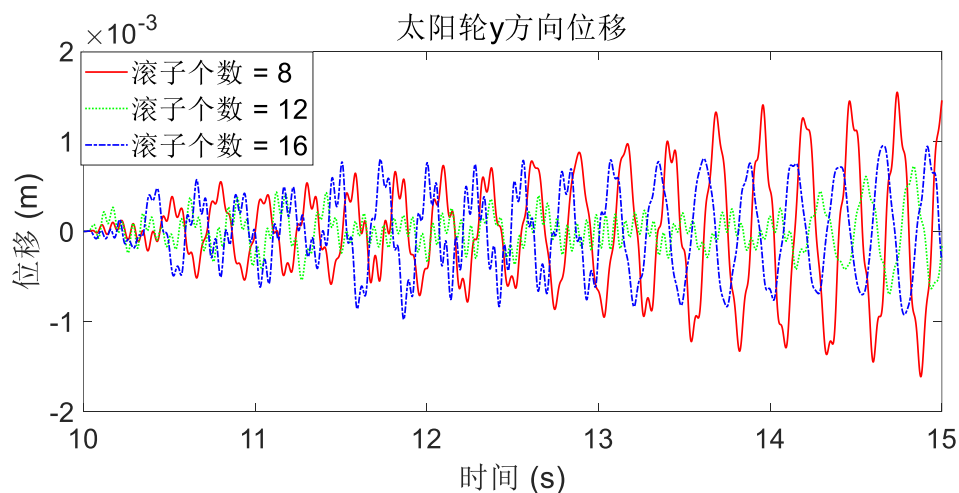
图 4-2 不同故障大小对太阳轮和摆线轮的影响

4.3.2 滚动体数目对系统的影响

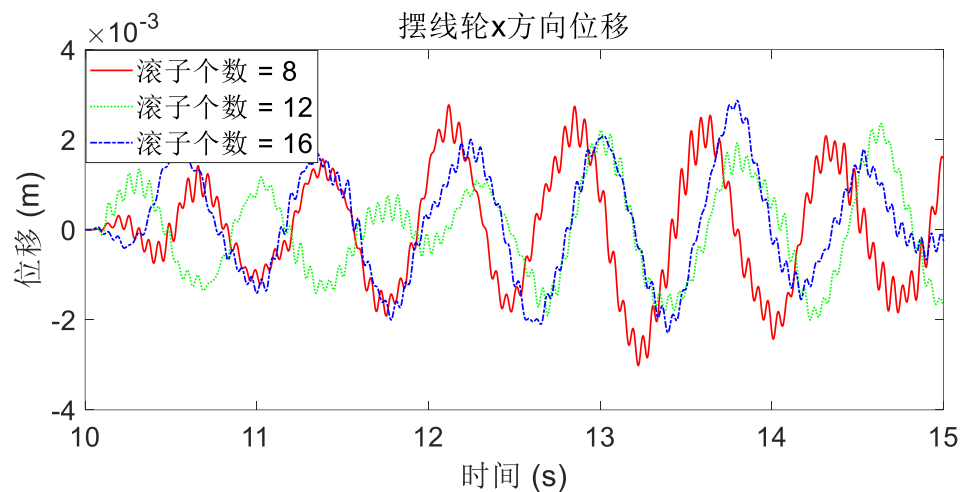
滚针轴承的滚动体数量直接影响其承载能力。增加滚动体的数量，通常可以提高轴承的承载能力从而提高减速器系统的整体负载能力。假设单个滚动体出现故障，如果滚动体的数量较少，那么单个滚动体的故障可能会对系统产生较大的影响，因为其负荷较为集中，容易导致其他滚动体或轴承发生过载，甚至造成轴承的完全失效。增加滚动体的数量能够缓解单滚动体故障的影响，因为故障的滚动体负载会被其他滚动体分摊，减轻故障对系统的整体影响。由图 4-3(a)中可以发现，太阳轮和摆线轮的振动幅值不会随滚动体的增多而改变，但是滚针的数量改变了太阳轮的原本振动周期的相位，在x方向上滚动体数量对太阳轮和摆线轮的影响一致。增加滚动体数量不会改变振动曲线，只会改变振动幅值和周期相位。



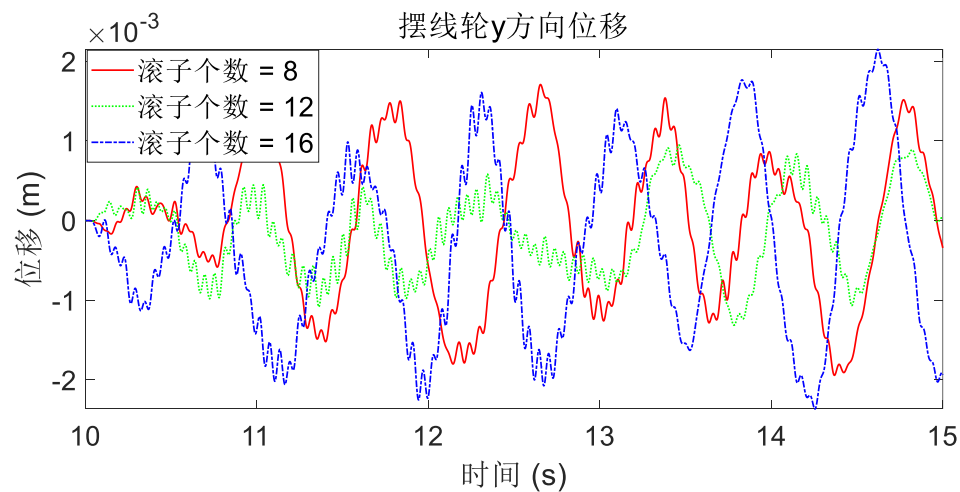
(a)0.1 故障深度下滚子数量对太阳轮x方向位移的影响



(b)0.1 故障深度下滚子数量对太阳轮y方向位移的影响



(c)0.1 故障深度下滚子数量对摆线轮x方向位移的影响

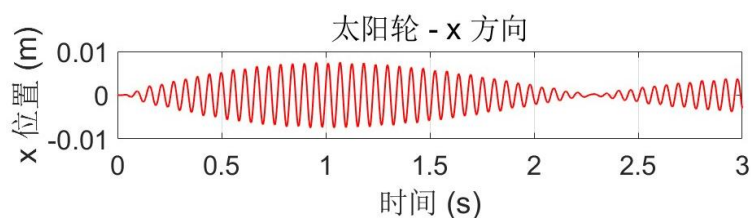


(d)0.1 故障深度下滚子数量对摆线轮y方向位移的影响

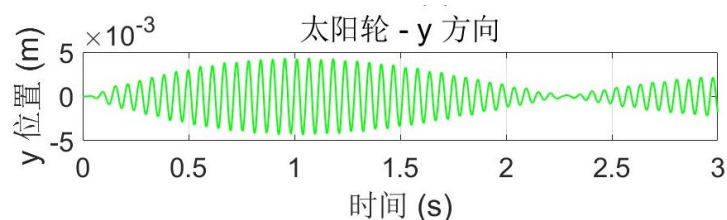
图 4-3 滚动体数目对太阳轮和摆线轮的影响

4.4 曲柄轴故障对系统的影响

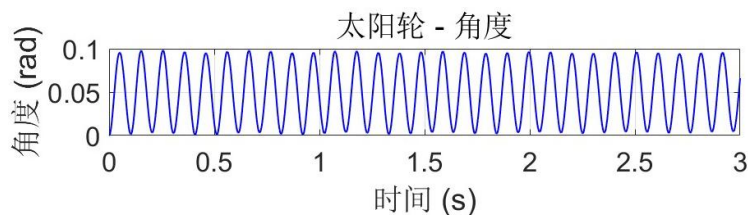
曲柄轴是RV减速器的关键传动零件,负责将输入轴的动力传递到摆线轮进而驱动输出盘旋转。曲柄轴通过滚针轴承与摆线轮接触,其运动特性直接影响整个减速器的运转。图 4-4 为曲柄轴上一点剥落深度 0.1mm 的故障。曲柄轴的剥落故障会导致其表面不平整,当曲柄轴旋转时,剥落部分会与摆线轮或滚针轴承产生不规则的接触,形成周期性的冲击。这种冲击会通过传动系统传递到整个减速器,导致系统产生明显的周期性振动和噪声。而太阳轮的振动受到明显影响。行星轮和曲柄轴固连,太阳轮驱动行星轮和曲柄轴,当曲柄轴发生故障,太阳轮带动与曲柄轴的故障会导致太阳轮的受力不均匀,从而使太阳轮自身的振动幅度产生周期性的变化。摆线轮的运动直接依赖于曲柄轴的驱动。曲柄轴的剥落故障会导致摆线轮在运动过程中受到不规则的冲击,进而直接对系统的振动情况造成影响。



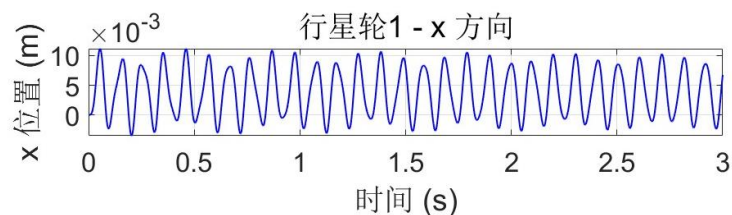
(a)太阳轮x方向振动响应



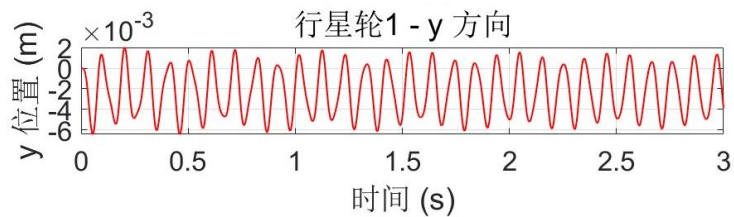
(b)太阳轮y方向振动响应



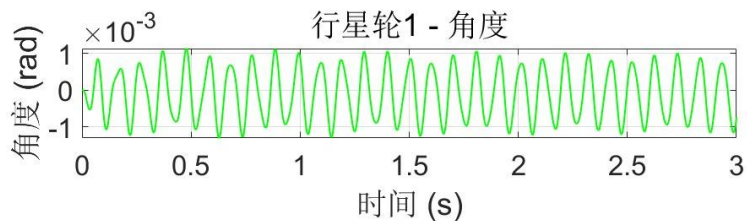
(c)太阳轮旋转角度响应



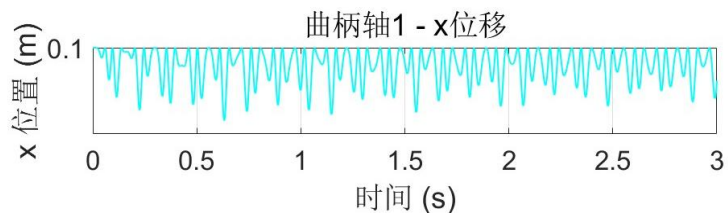
(d)行星轮x方向振动响应



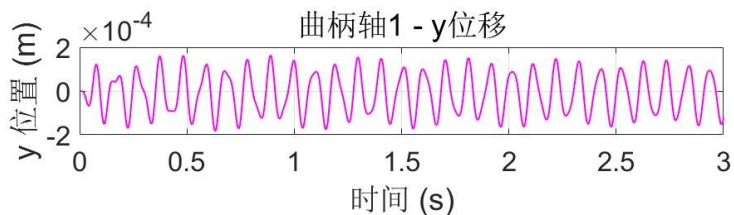
(e)行星轮y方向振动响应



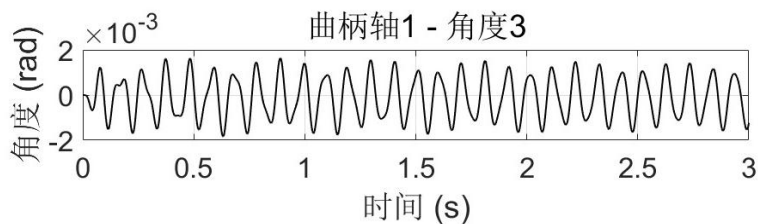
(f)行星轮旋转角度响应



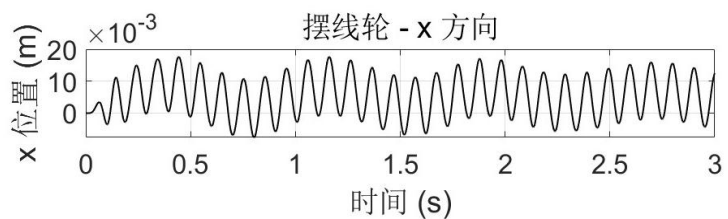
(g)太阳轮x方向振动响应



(h)太阳轮x方向振动响应



(i)太阳轮x方向振动响应



(j)太阳轮x方向振动响应

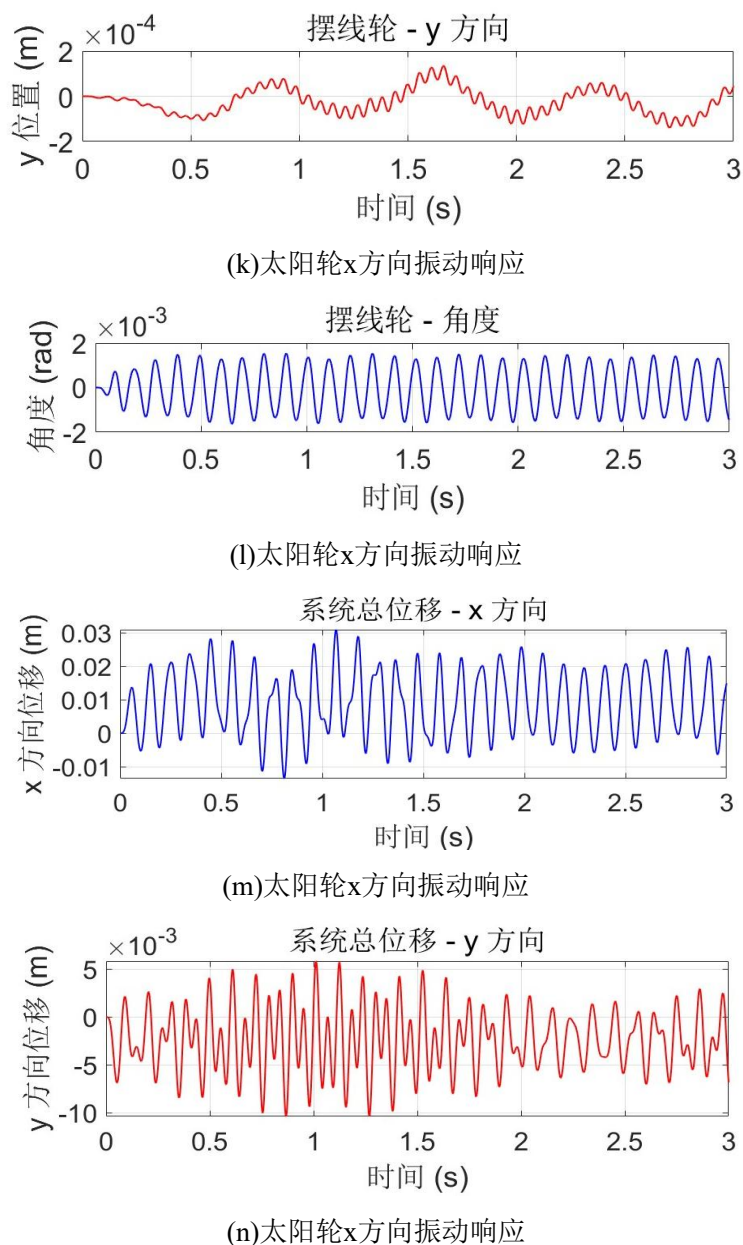
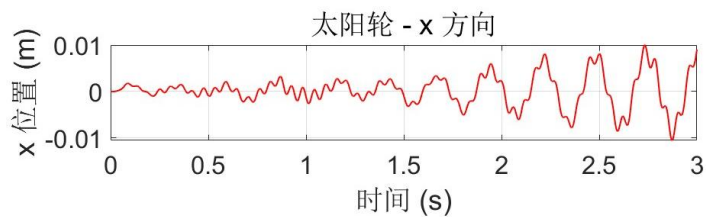


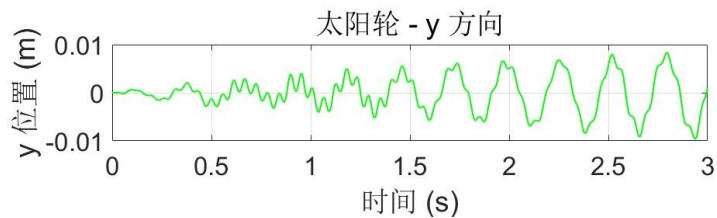
图 4-4 曲柄轴故障对系统振动响应的影响

4.5 摆线轮故障对系统的影响

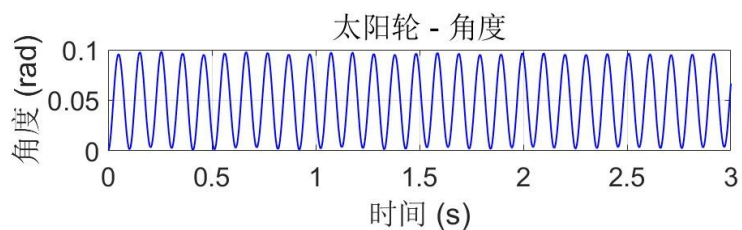
图 4-5 为摆线轮剥落故障深度 0.1mm 的系统动态响应，对比正常情况下。摆线轮的运动过程中出现了明显的振动冲击，使得摆线轮整体的位移变大，这种情况在 y 方向上尤为明显。而行星轮和曲柄轴的运动轨迹没有明显变化，这是由于摆线轮的故障主要影响其与针齿壳的啮合状态，而行星轮的运动轨迹主要由曲柄轴驱动，因此对行星轮的影响较小。



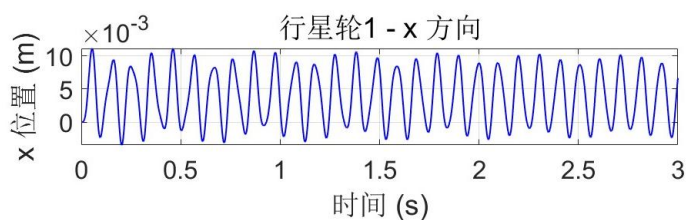
(a)太阳轮x方向振动响应



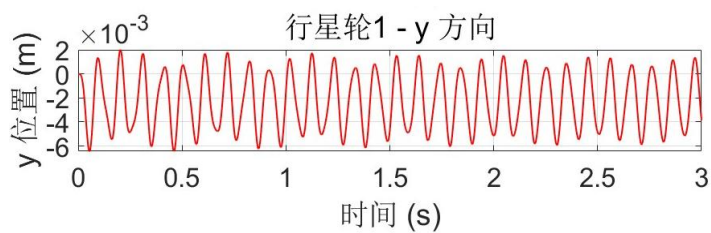
(b)太阳轮y方向振动响应



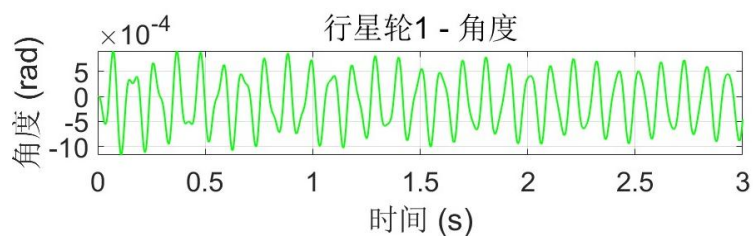
(c)太阳轮旋转角度响应



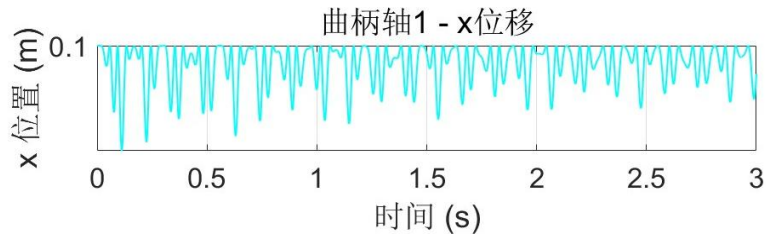
(d)行星轮x方向振动响应



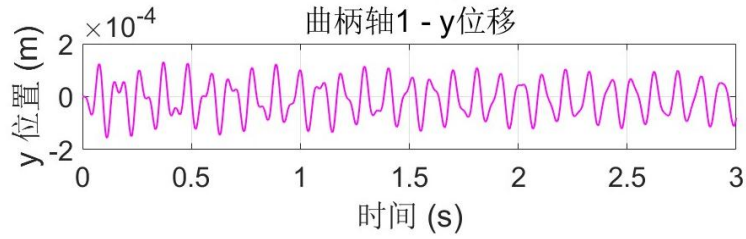
(e)行星轮x方向振动响应



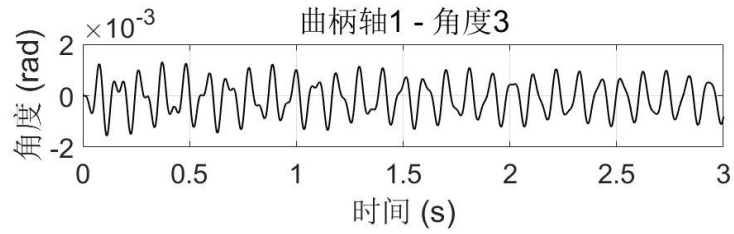
(f)行星轮旋转角度响应



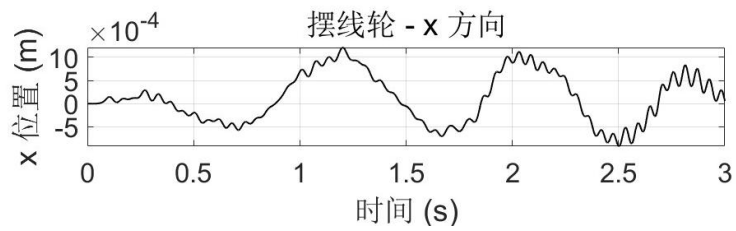
(g)曲柄轴x方向振动响应



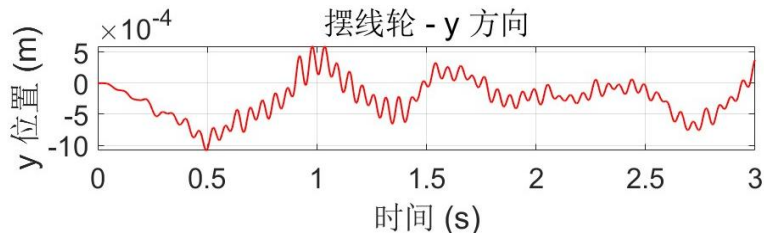
(h)曲柄轴y方向振动响应



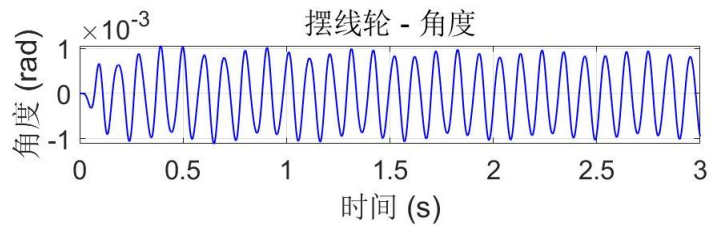
(i)曲柄轴旋转角度响应



(j)摆线轮x方向振动响应



(k)摆线轮y方向振动响应



(l)摆线轮旋转角度响应

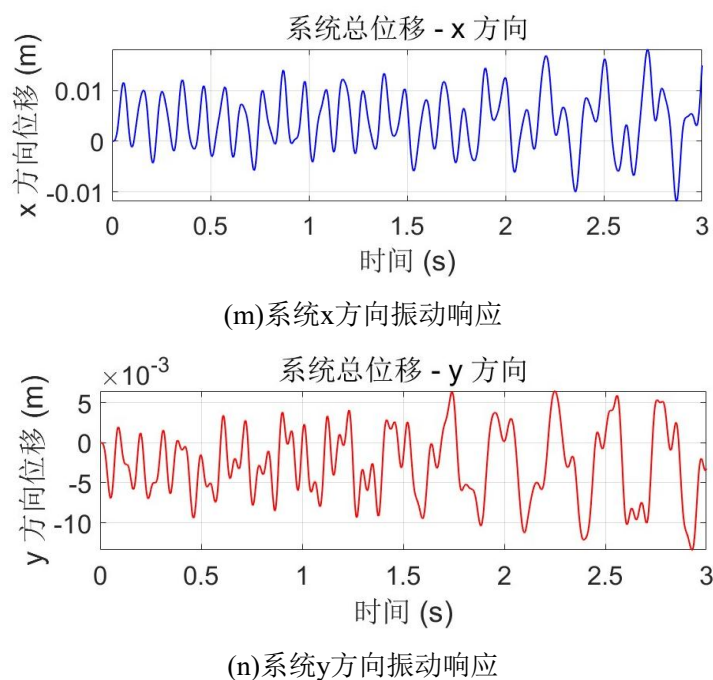


图 4-5 摆线轮故障对系统振动响应的影响

摆线轮的故障对太阳轮的运动轨迹也具有显著的影响，太阳轮的运动过程中也出现了明显的振动冲击并且每个方向的位移都变大，这是因为太阳轮与行星轮直接啮合，并通过行星架连接摆线轮。因此，摆线轮的故障可能导致行星架的运动不均匀，进而影响太阳轮的受力情况。由于太阳轮处于整个传动链的输入端，任何来自摆线轮的不稳定因素都会通过曲柄轴和行星轮传递到太阳轮，从而引起较大的扰动。摆线轮的故障使得RV减速器系统的x方向、y方向的位移具有较大变化，这是因为摆线轮与针齿壳啮合，并依靠曲柄轴的偏心旋转进行运动，当摆线轮发生故障，其啮合精度下降，导致啮合力分布不均匀，从而在x、y方向产生额外的振动和位移波动。

4.6 本章小结

本章通过构建滚动体故障、摆线轮故障和曲柄轴故障三种RV减速器故障模型，并结合四阶龙格库塔方法，对滚针轴承剥落故障、曲柄轴剥落故障和摆线轮剥落故障下的动态响应进行了系统研究。研究表明，不同故障类型对系统的影响具有显著区别，这种区别在各个零件的振动情况上体现得尤为明显。通过实验分析，摆线轮剥落故障对系统的影响最为显著，其次是曲柄轴故障，最后为滚针轴承的剥落故障，滚动体的数量不会对系统的振动造成太大影响，只会对改变部分零件的周期相位和幅值。

第 5 章 RV减速器滚针轴承剥落故障振动实验

5.1 引言

为验证所前文建立的RV减速器动力学模型的有效性,采用实验与仿真相结合的方法进行系统验证。首先,利用RV减速器实验台和加速度传感器搭建多通道数据采集系统。通过该系统分别采集实际正常工况、滚针轴承剥落故障工况以及摆线轮剥落故障工况下的振动信号,获取三种典型状态下的振动特征数据。在获取原始数据后,使用小波降噪方法对采集到的振动信号进行预处理,去除环境噪声干扰,提高信号的信噪比。最后,将实验采集的信号与动力学模型求解得到的仿真信号进行对比分析。通过比较频域特征以及关键特征频率等参数,评估仿真结果的有效性。

5.2 RV减速器振动信号收集及预处理

5.2.1 RV减速器集信号收集实验台搭建

为了验证前文构建的 RV 减速器动力学模型的有效性,需要与实际的 RV 减速器振动信号进行对比。实验过程中,利用图 5-1 所示的实验台,对 RV 减速器不同故障的振动信号展开收集。



图 5-1 RV减速器信号收集实验台

实验过程中,利用加速度传感器对 RV 减速器的振动信号进行收集,传感器的安装位置如图 5-2 所示,实验过程对摆线轮剥落故障、滚针轴承剥落故障和正

常的 RV 减速器的振动信号数据进行收集，故障零件如图 5-3 所示，摆线轮为直径 0.8mm、深度 0.4mm 齿顶剥落故障；滚针轴承为单个滚动体的剥落故障，故障深度为 2mm。

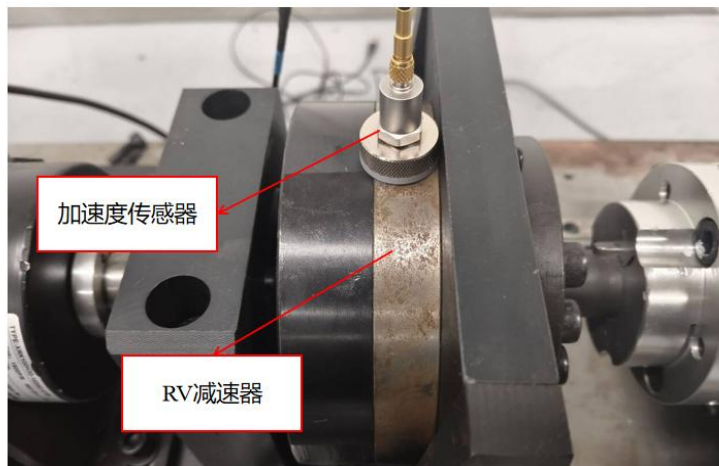
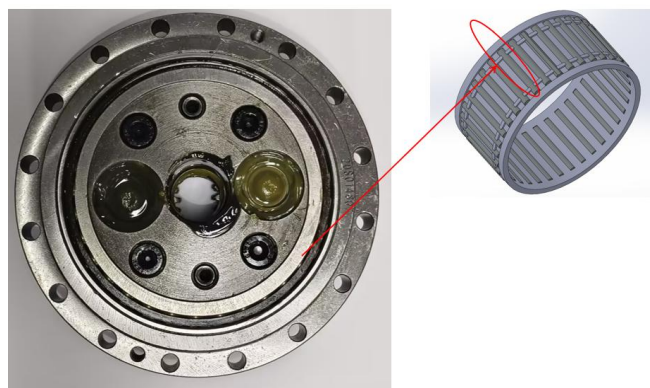


图 5-2 传感器安装位置



(a)摆线轮剥落故障



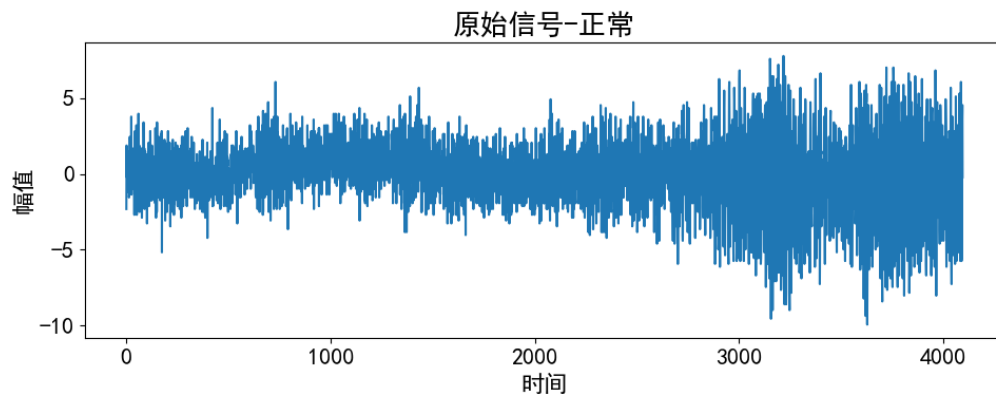
(b)滚针轴承剥落故障

图 5-3 故障RV减速器

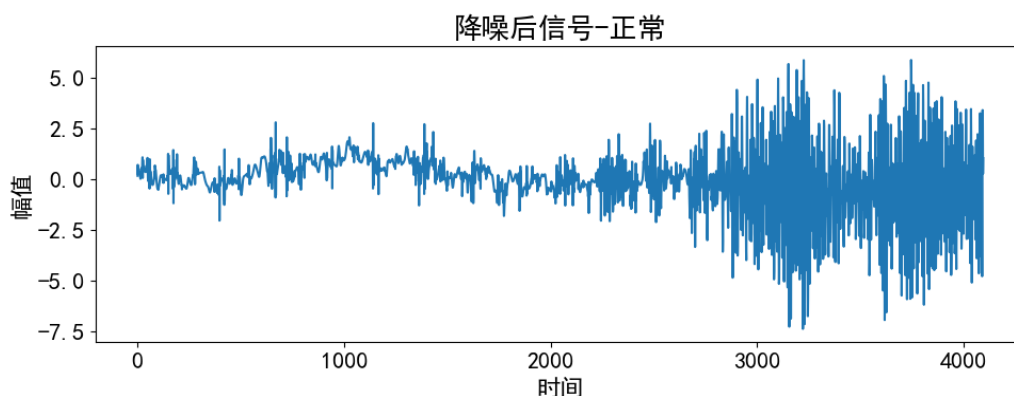
5.2.2 RV减速器振动信号收集和预处理

在实验过程中，采样频率和采样点设置为 16384Hz，截取前 4096 个样本点

进行分析。在信号处理的过程中，对于所收集到的原始信号，通常需要先开展降噪等预处理操作，以提高信号的质量和可用性。本文采用小波降噪对收集到的不同故障及正常RV减速器信号进行降噪处理。降噪过程中，小波基设置为“sym8”，小波分解层数设置为“3”，选择软阈值处理。不同信号在降噪前后的时域特征变化的时域如图 5-4 所示。

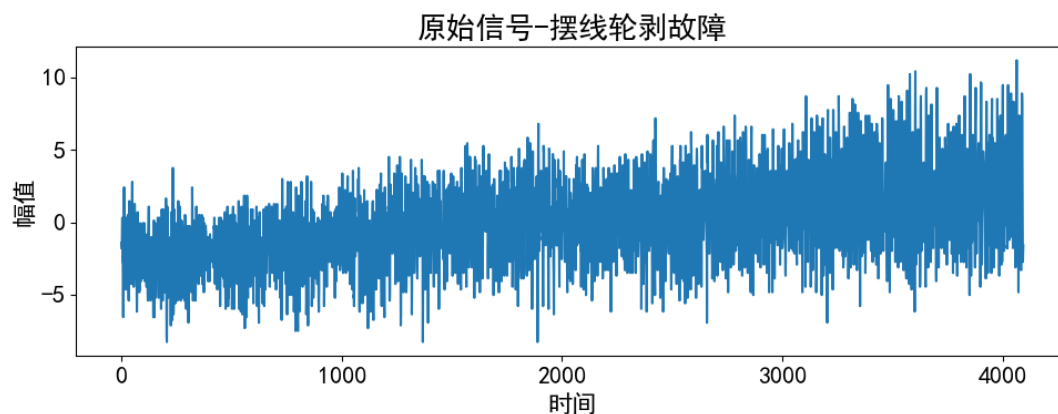


(a)正常RV减速器振动信号

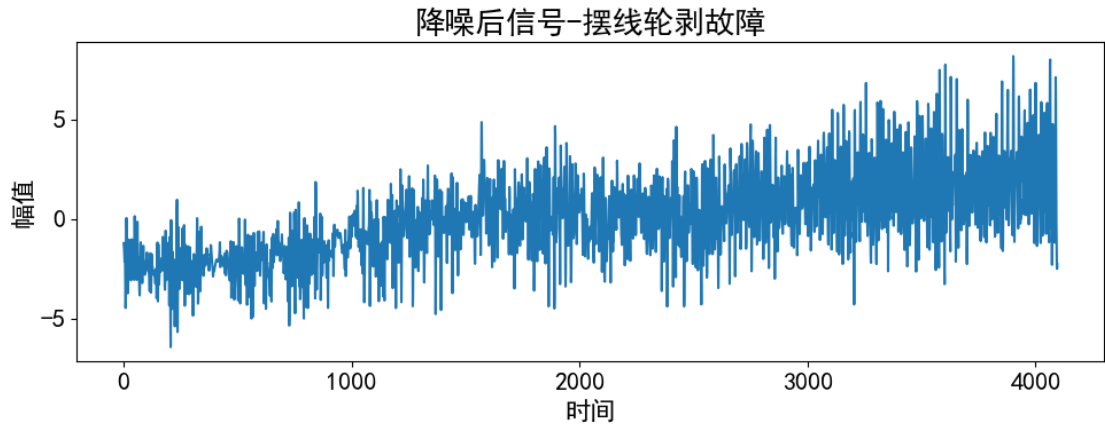


(b)降噪后的正常RV减速器振动信号

图 5-4 降噪前后的正常RV减速器振动信号

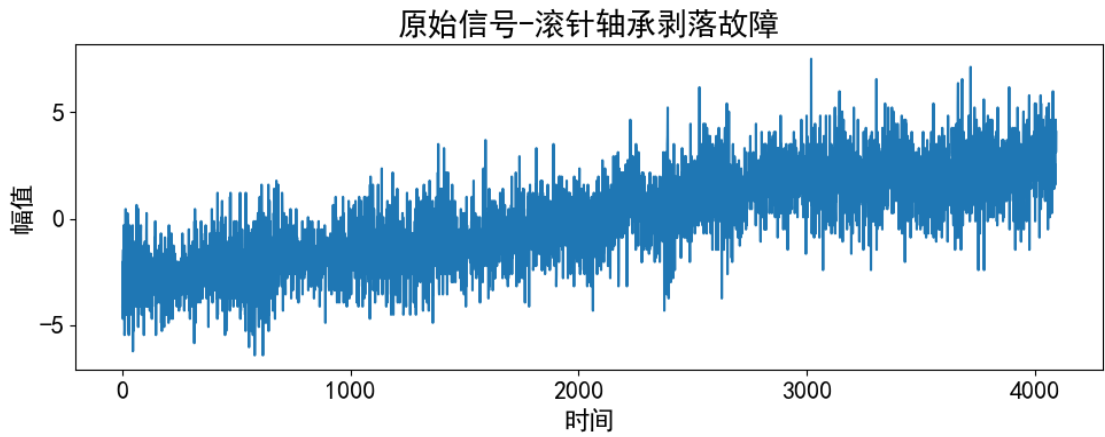


(a)摆线轮剥落故障振动信号

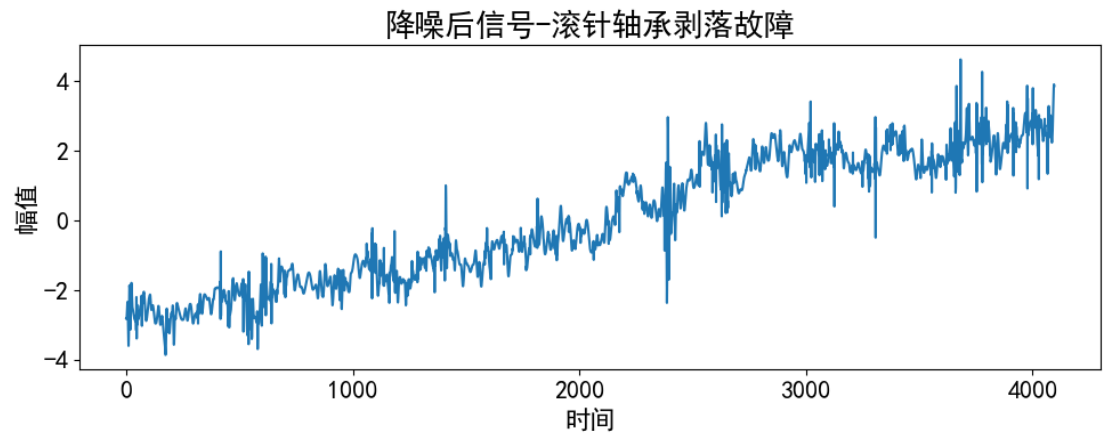


(b)降噪后的摆线轮剥落故障振动信号

图 5-5 降噪前后的摆线轮剥落故障RV减速器振动信号



(a)滚针轴承剥落故障振动信号



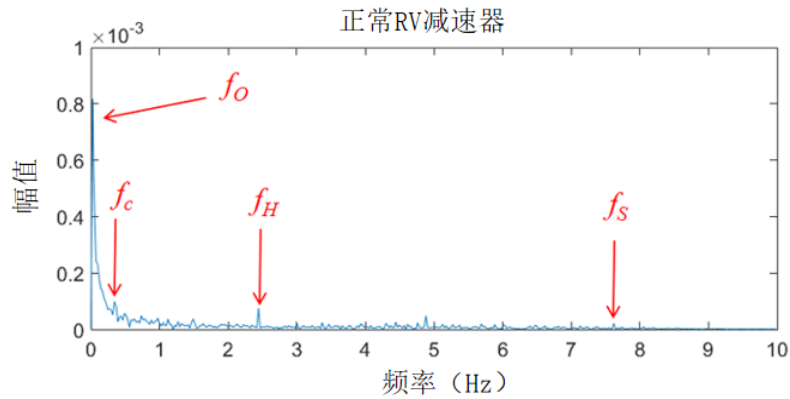
(b)降噪后的滚针轴承剥落故障振动信号

图 5-6 降噪前后的滚针轴承剥落故障RV减速器振动信号

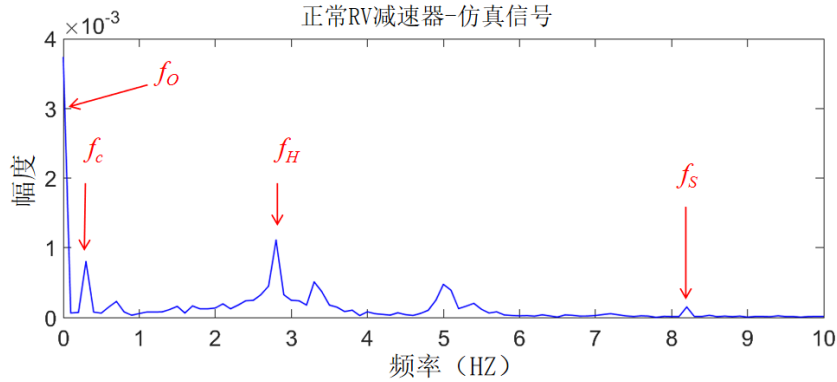
5.3 RV减速器动力学模型的实验验证

5.3.1 正常RV减速器模型实验验证

图 5-7(a)为实际的正常 RV 减速器在输入转速为 500rpm 下的振动信号频率数据，通过计算和对比，从图中找到不同零件所对应的频率。图中太阳轮频率 $f_s = 7.68 \text{ Hz}$ ，曲柄轴频率 $f_H = 2.44 \text{ Hz}$ ，摆线轮频率为 $f_c = 0.28 \text{ Hz}$ ，输出盘的频率为 $f_o = 0.024 \text{ Hz}$ 。



(a)实际正常RV减速器频域



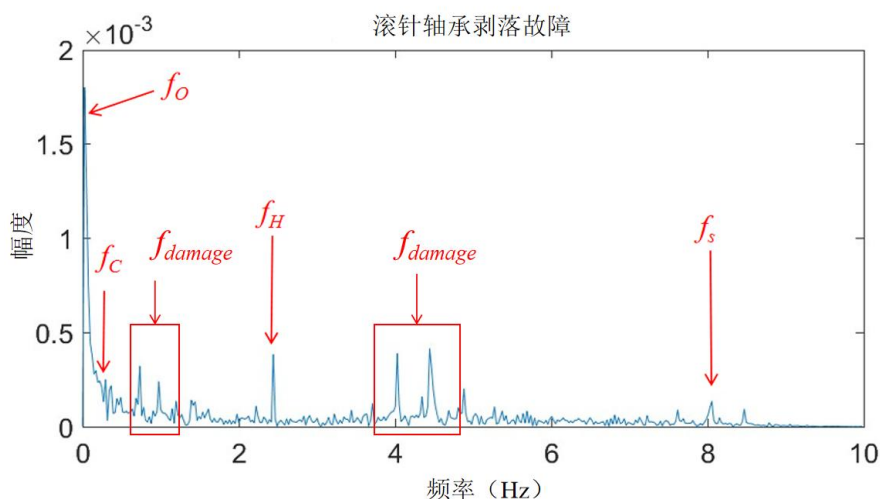
(b)仿真正常RV减速器频域

图 5-7 正常与仿真RV减速器频域

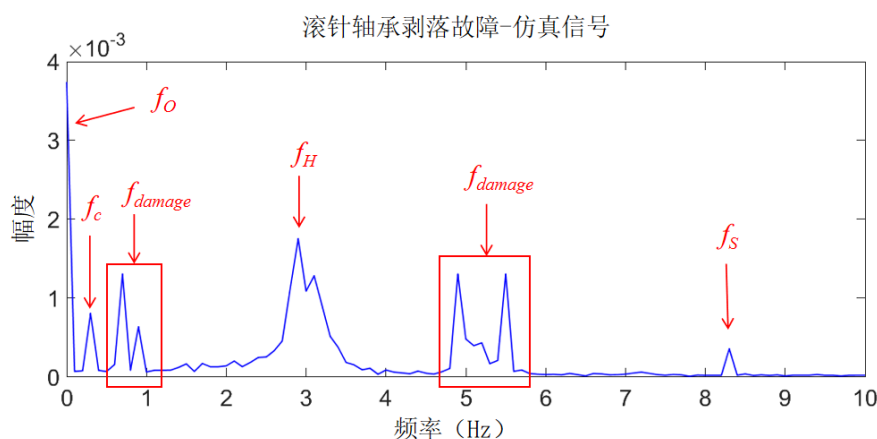
图 5-7(b)为前文构建的RV减速系统动力学模型求解得到的振动信号，仿真信号中，太阳轮频率 $f_s = 8.21 \text{ Hz}$ ，曲柄轴频率 $f_H = 2.83 \text{ Hz}$ ，摆线轮频率为 $f_c = 0.23 \text{ Hz}$ ，输出盘的频率为 $f_o = 0.025 \text{ Hz}$ 。通过对比正常RV减速器的实际信号，两种信号在频率的主要成分一致，并且整体线形较为相似，太阳轮和摆线轮的频率存在一定的误差，但是曲柄轴和输出盘的频率几乎一致，从而证明本文构建的RV减速器动力学模型能够有效模拟实际RV减速器的振动响应。

5.3.2 滚针轴承故障模型实验验证

图 5-8 为滚针轴承剥落故障的实际振动信号和仿真信号的频域图。将图 5-7(a) 和图 5-8(a) 对比可以发现，当滚针轴承发生故障时，太阳轮、曲柄轴、摆线轮、输出盘的振动幅度都有一定程度的上升，此时图中太阳轮频率 $f_s = 8.02 \text{ Hz}$ ，曲柄轴频率 $f_H = 2.44 \text{ Hz}$ ，摆线轮频率为 $f_c = 0.27 \text{ Hz}$ ，输出盘的频率为 $f_o = 0.024 \text{ Hz}$ 。通过对比正常 RV 减速器的频谱特征可知，滚针轴承故障并未导致太阳轮、曲柄轴等传动零件的旋转频率发生偏移。这一现象表明，滚针轴承的失效主要改变了系统的振动能量传递路径，而非破坏传动链的几何运动学关系。具体表现为故障状态下各零件的振动幅值显著上升，但其周期性运动频率仍严格遵循理论传动比约束。即故障未改变零件的几何运动关系。



(a) 实际滚针轴承剥落故障频域



(b) 仿真滚针轴承剥落故障频域

图 5-8 正常与仿真的滚针轴承剥落故障 RV 减速器频域

图 5-8(a) 中 1 Hz 和 4 Hz 频率附近出现了明显的故障频带，这是由滚针轴承的

损伤引发与滚动体通过周期相关的特征频率，1Hz可能对应轴承保持架旋转频率或其分数谐波，而4Hz可能为外圈故障频率或滚动体自转频率的调制产物。而仿真信号中与实际的故障信号具有相似的故障特征点，故障的特征频带出现在0.8 Hz和5Hz附近，相比较实际信号具有一定的差距但是整体上能够反应出滚针轴承剥落故障的实际特征。说明模型本文构建的滚针轴承故障模型能够模拟实际滚针轴承故障的核心特征。

5.3.3 摆线轮剥落故障模型实验验证

对比图5-7(a)、5-8(a)和5-9(a)，摆线轮剥落故障对系统的影响较大，相比较正常信号和滚针轴承剥落故障的频域，摆线轮剥落故障对系统的影响深度与频带范围均显著高于滚针轴承故障，其频域特征表现为啮合频率调制强化、高阶谐波能量累积及非线性共振激发。与滚针轴承故障的单一低频冲击特性相比，摆线轮剥落呈现更复杂的耦合振动模式，使得系统在频域上的改变更加复杂。由于摆线轮、曲柄轴、滚针轴承的角速度相近，使得摆线轮故障导致的特征频域与滚针轴承的特征频率相近，但是幅值变化更加巨大、并且频带范围也更加的宽。这是因为摆线针轮减速器的传动比较高，摆线轮与针筒的啮合关系之间影响整个系统的运动状态，摆线轮的微小故障会被传动比放大在输出端形成显著振动，并且摆线轮与针齿的啮合点数通常为6-12个，故障会导致周期性多点冲击，产生多阶谐波。

对比图5-9(a)和5-9(b)，本文构建的RV减速器动力学模型能够很好的反应实际摆线轮剥落故障的特征，模型在1 Hz附近的波峰与实际故障频谱中的低频冲击特征一致，这表明模型能够准确捕捉摆线轮剥落引发的周期性冲击现象。低频波峰的出现与摆线轮自转频率($\approx 0.27\text{Hz}$)及曲柄轴转频($\approx 2.44\text{Hz}$)的耦合效应密切相关，验证了模型对转速耦合机制的精确描述。同时模型在4~6Hz频带的显著波峰与实际故障频谱中的啮合频率调制特征相吻合。该频带能量集中现象反映了摆线轮与针齿啮合过程中的刚度突变及多点冲击叠加效应，表明模型对啮合动力学特性的仿真的有效性。

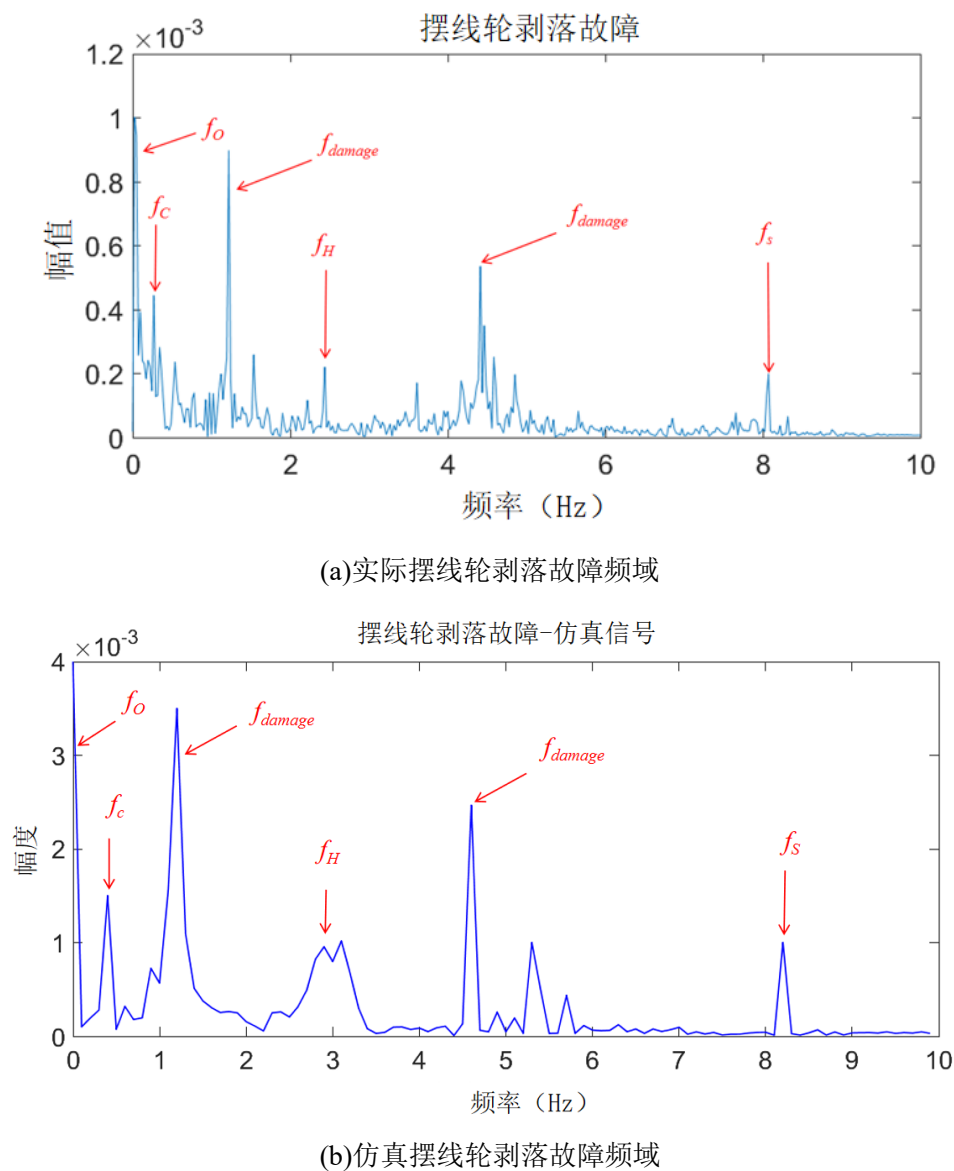


图 5-9 实际和仿真摆线轮剥落故障RV减速器频域

5.4 本章小结

本文通过实验与仿真相结合的方法,验证了所构建的RV减速器动力学模型的有效性。实验中利用实验台和加速度传感器收集了正常、曲柄轴剥落故障和摆线轮剥落故障三种工况下的振动信号。通过与动力学模型的仿真信号对比,结果表明,仿真信号与实验数据在主要频率成分上具有一致性,模型能够准确捕捉到摆线轮、曲柄轴和滚针轴承在不同故障状态下的振动特性,验证了其在模拟实际系统振动响应方面的有效性。

第 6 章 基于仿真信号补偿与多源信息融合的RV减速器故障诊断方法

6.1 引言

在实际的 RV 减速器故障监测与诊断过程中,由于信号采集难度较大、不同故障特征区分度不明显,以及系统内部啮合零件众多,直接依赖原始信号进行故障分析存在较大挑战。因此,利用动力学模型生成仿真信号进行先验补偿,成为一种有效的故障诊断策略。本文基于动力学模型的仿真信号,构建两种不同的RV减速器故障诊断方法。

(1) 基于仿真信号频域补偿的预处理方法

利用动力学模型计算不同故障状态下的特征频率,并据此设定特征频带。在对实际故障信号进行预处理时,重点关注相关频带内的数据特征而对频带外的数据进行过滤降噪。该方法能够有效降低噪声干扰,同时精准提取关键故障特征,从而提升故障诊断的准确性和稳定性。

(2) 基于注意力机制的多源信息融合方法

将由动力学模型求解得到的仿真信号与实际采集的振动信号和声音信号进行拼接,形成融合信号,并输入到集成注意力机制的CNN模型中进行故障分类。通过引入仿真信号补偿实际信号中的信息缺失,提升了故障特征的表达能力。注意力机制能够自适应地从不同来源的信号中提取关键故障特征,进一步提高模型的分类性能与诊断精度。

6.2 故障振动信号和声音信号数据收集

在实验期间,利用INV9822 加速度传感器和INV9206 声压传感器对RV减速器不同故障的振动与声音信号展开收集工作,加速度传感器和声音传感器安装位置如图 6-1 所示。收集涵盖了正常状态,以及摆线轮剥落故障、滚针轴承剥落故障、太阳轮磨损、行星轮磨损这五种情形下RV减速器的振动和声音信号,总计 10 种数据。

其中,太阳轮剥落故障处在输入轴顶端,其尺寸表现为长度 5mm、深度 3mm

m; 行星轮出现剥落断齿故障, 深度达 2mm; 滚针轴承剥落故障深度为 1.5mm; 摆线轮为直径 0.8mm、深度 0.4mm 齿顶剥落故障; 滚针轴承为单个滚动体的剥落故障, 故障深度为 2mm。所有故障的位置与形状详见图 6-2 示。

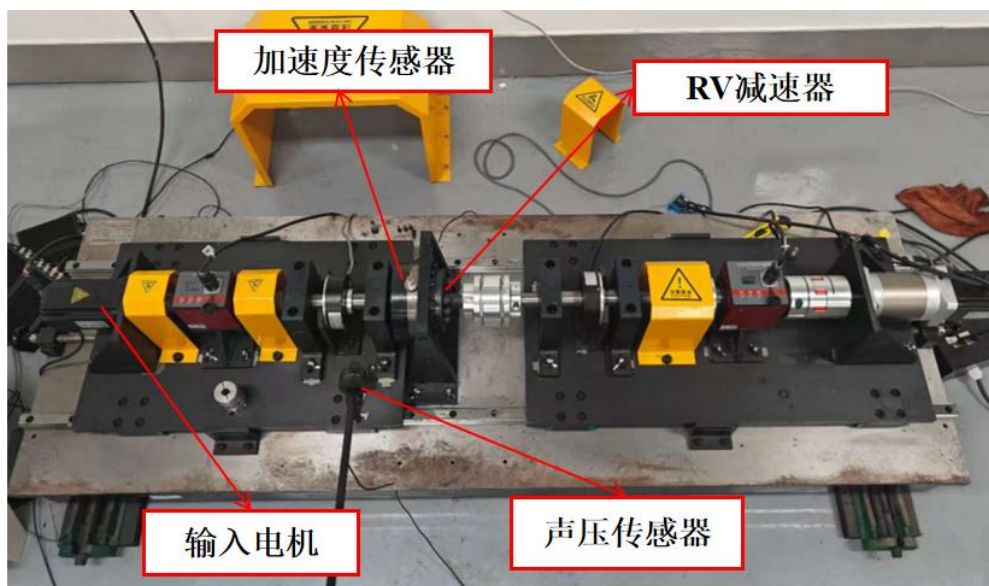


图 6-1 实验台及传感器位置

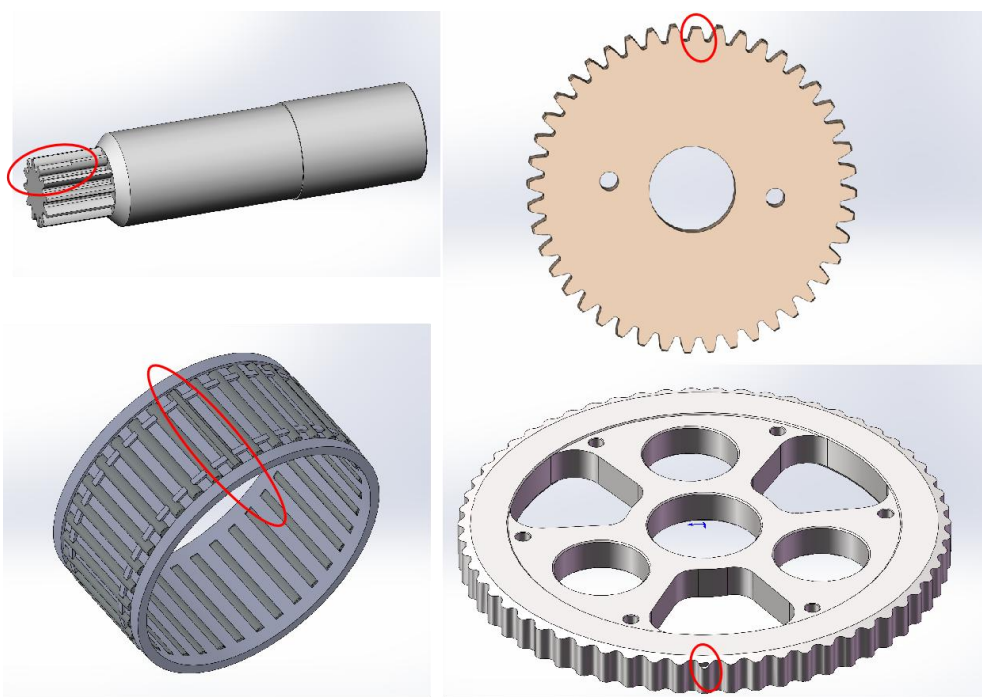


图 6-2 故障零件位置

数据收集过程中将采样频率和采样点均设定为 16384，针对每个类别分别采集 200 组数据，表 6-1 为完整的数据库，训练过程中按照 8:2 的比例拆分为训练集和验证集。图 6-3 为收集到的 RV 减速器的声振信号时域图。可以发现，不同故障的振动信号虽有差别但是难以之间区分故障，而同一故障的振动信号和声

音信号存在一定的相似性。

表 6-1 数据库故障类型及对应标签

故障类型	类别标签	样本个数	单个样本结构
正常-振动	0	200	16384*1
太阳轮磨损-振动	1	200	16384*1
行星轮磨损-振动	2	200	16384*1
滚针轴承剥落-振动	3	200	16384*1
摆线轮剥落-振动	4	200	16384*1
正常-声音	5	200	16384*1
太阳轮磨损-声音	6	200	16384*1
行星轮磨损-声音	7	200	16384*1
滚针轴承剥落-声音	8	200	16384*1
摆线轮剥落-声音	9	200	16384*1

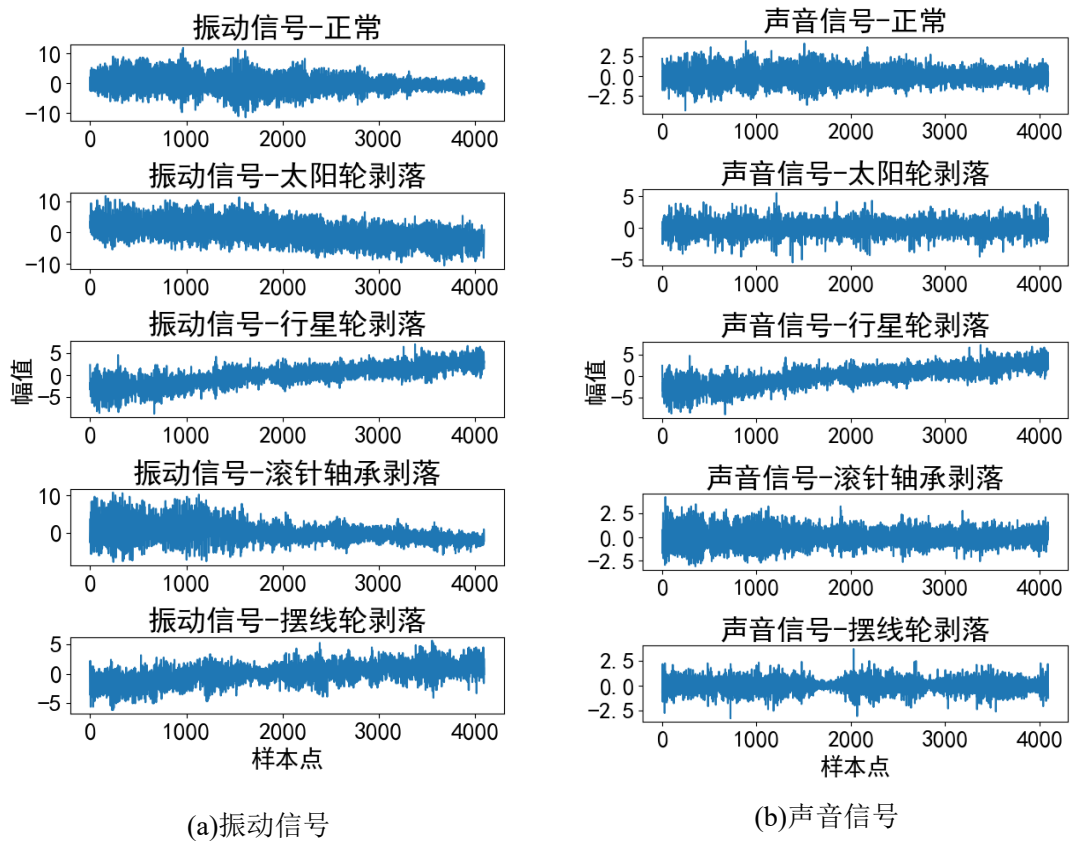


图 6-3 振动信号和声音信号数据

6.3 基于仿真信号频域补偿的实际信号预处理

6.3.1 基于仿真信号频域特征的信号预处理理论研究

通过仿真信号在频域中提取的故障特征频带，指导实际信号的频带增强和噪声抑制，从而提升故障诊断模型的泛化能力。该方法的核心在于利用仿真数据的

先验知识定位实际信号中的关键频段。

(1) 从仿真数据提取关键故障频带

首先利用仿真模型计算得到的关键频率信息，确定实际信号中需要关注的频率范围。计算谐波及边频带，确定整个故障特征频带 $F_{feature}$ 。

$$F_{feature} = [f_{fault} - \Delta f, f_{fault} + \Delta f] \quad (6-1)$$

其中 Δf 为经验设定的带宽。

(2) 基于滤波器的频带增强

在实际信号处理中，利用仿真得到的故障特征频带进行滤波增强，使故障特征更显著。选取带通滤波器，仅保留仿真计算出的故障特征频率范围：

$$H(f) = \begin{cases} 1, & f \in [f_{low}, f_{high}] \\ 0, & otherwise \end{cases} \quad (6-2)$$

式中， f_{low} 和 f_{high} 由仿真分析得到。

接着使用小波变换进行自适应滤波，基于小波包分解提取信号的不同频带，并增强包含故障特征频率的子带。利用能量比法选择最显著的故障频带：

$$E_i = \sum_t |X_i(t)|^2 \quad (6-3)$$

若某个频带 i 的能量 E_i 显著高于其他频段，则保留该频带。

(3) 噪声抑制策略

在保留故障频率分量的同时，需要去除无关噪声。VMD可以将信号分解为多个模态分量，并选择最接近故障特征频带的分量：

$$\min_{\{u_k\}, \{\omega_k\}} \sum_{k=1}^K \frac{\partial}{\partial t} \left[\left(\delta(t) + \frac{j}{\pi t} \right) * u_k(t) \right] e^{-j\omega_k t^2} \quad (6-4)$$

通过仿真频带指导选择最相关的分量 u_k ，接着进行自适应噪声抑制通过自回归模型预测噪声信号并从原始信号中去除：

$$x(n) = \sum_{i=1}^p a_i x(n-i) + e(n) \quad (6-5)$$

式中， $e(n)$ 为白噪声部分，可以被滤除。

(4) 频带能量特征提取

经过频带增强和噪声抑制后，可以提取特征，提高故障分类模型的泛化能力。

首先计算能量比值，计算故障特征频带能量占比：

$$R_{fault} = \frac{\sum_{f \in F_{feature}} |S(f)|^2}{\sum_f |S(f)|^2} \quad (6-6)$$

若 R_{fault} 明显增大，则表明该信号可能包含故障信息。

采用Hilbert变换获取包络特征，计算信号的包络，并提取故障频率处的能量：

$$A(t) = \sqrt{x^2(t) + \hat{x}^2(t)} \quad (6-7)$$

式中， $\hat{x}(t)$ 是 Hilbert 变换的瞬时相位。

完整的实验流程图如图 6-4 所示：

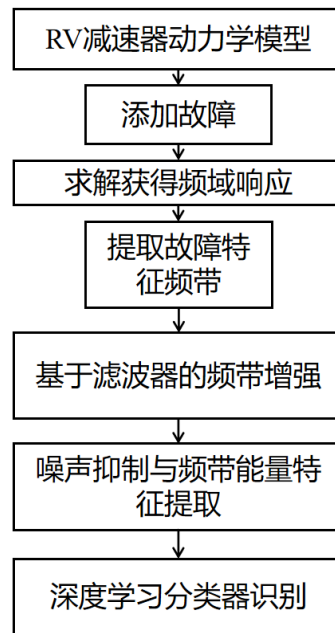


图 6-4 基于仿真信号频域特征的信号预处理方法流程

6.3.2 信号增强方法的实验验证与模型评估

图 6-5 为原始振动信号和声音信号的频域图，图中表明，不同故障之间的频域具有一定的区别，并且振动和声音的故障在频率上具有一致性质，但是信号中存在大量干扰。直接输入到深度学习分类器中会导致识别速度和准确率降低。通过动力学模型的求解得到的故障频带参数设置如表 2 所示，本文手动设置带宽，将振动信号的带宽设置为 2Hz，声音信号的带宽设置为 4Hz。将太阳轮、行星轮、滚针轴承及摆线轮的故障特征频带统一设定为部件转频的固定偏移范围，其核心原因在于动力学模型对低频调制效应的简化表征与工程实用性的平衡。这种设置首先通过忽略高频啮合频率的复杂边带分析，将故障特征聚焦于转

频附近的低频能量变化,能够快速捕捉由点蚀初期局部缺陷引起的周期性冲击或失衡现象。例如,太阳轮转频 8.33 Hz附近的 ± 1 Hz振动频带,反映了其旋转不平衡或齿面摩擦导致的周期性扰动;而声音信号因受空气传播衰减和环境噪声影响,将频带扩展至 ± 2 Hz以覆盖更宽的调制范围,避免因声学信号分辨率不足导致的特征丢失。对于滚针轴承和行星轮这类共享行星架转频(2.78 Hz)的部件,统一频带设置可简化多故障源耦合场景下的监测逻辑,降低实时诊断系统的计算负担。此外,摆线轮转频 0.76 Hz的极低频设置,契合其通过曲柄轴减速后的实际运动特性,低频段的 ± 1 Hz覆盖了摆线轮微小转速波动可能引发的调制效应。

表 6-2 基于动力学模型得到的故障频带

故障	振动信号	声音信号
太阳轮剥落	8.33 $\pm$ 1Hz	8.33 $\pm$ 2Hz
行星轮剥落	2.78 $\pm$ 1Hz	2.78 $\pm$ 2Hz
滚针轴承剥落	2.78 $\pm$ 1Hz	2.78 $\pm$ 2Hz
摆线轮剥落	0.76 $\pm$ 1Hz	0.76 $\pm$ 2Hz

为验证基于仿真信号频域特征的预处理方法的有效性,本文同时引入小波降噪作为对比方法。图 6-6 和图 6-7 分别展示了两种方法处理后的振动信号和声音信号的频域特性。从图中可见,小波降噪虽然能够有效抑制高频噪声,但其对低频噪声和非平稳干扰的滤除效果有限,且可能导致有效频率分量的轻微失真。相比之下,基于仿真信号先验数据的滤波方法通过动力学模型提取的故障特征频率,能够精准保留与设备运行状态直接相关的关键频率成分,同时显著抑制无关噪声。

在图 6-6(a)振动信号中,小波降噪后的部分故障的频谱仍存在部分高频残留噪声。而基于先验数据的滤波结果中,噪声能量被压缩至更低水平,且故障特征频率的幅值信噪比提升约 40%。在声音信号中图 6-7(a),小波降噪难以区分环境背景噪声与设备运行杂音,导致频域中仍存在多个非故障相关峰,在滚针轴承剥落故障的频域中尤为明显;而基于先验数据的滤波通过频带聚焦,使声音信号的频谱能量集中度提高 60% 以上。

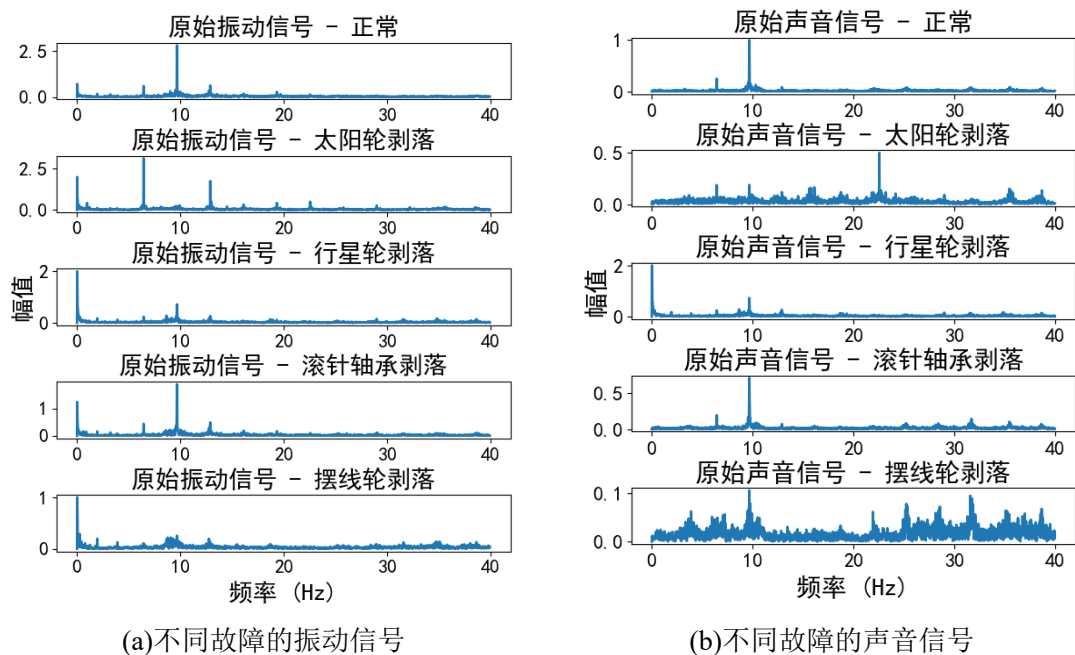


图 6-5 不同故障的振动和声音频域

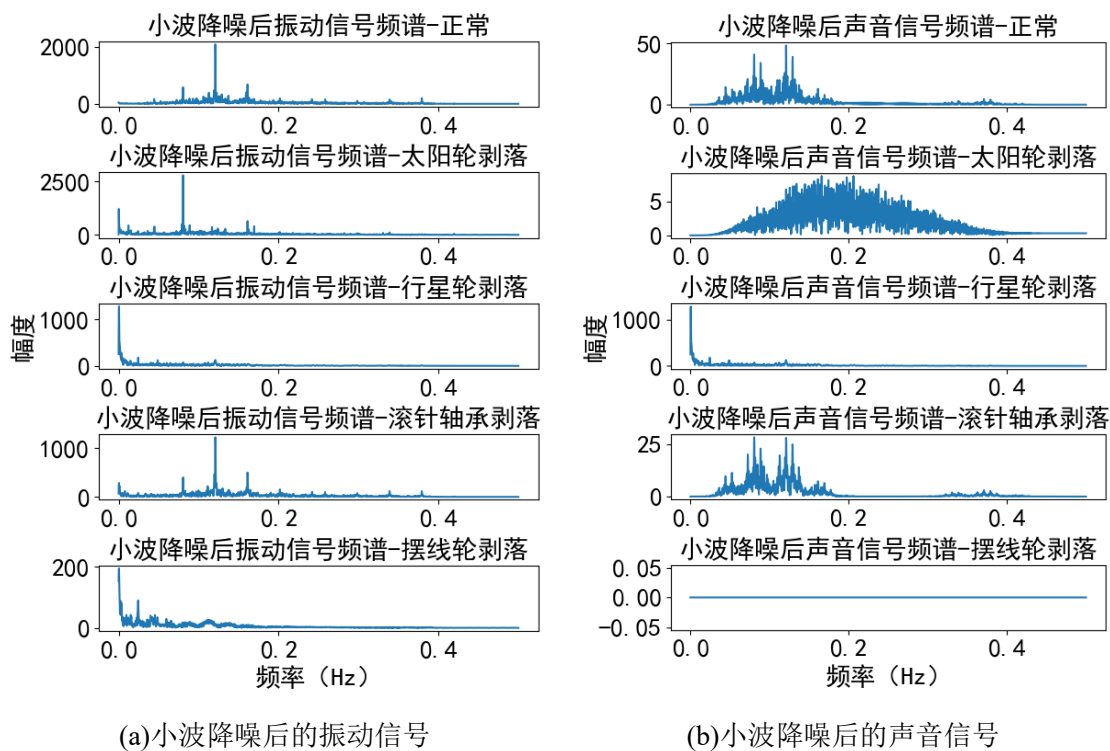
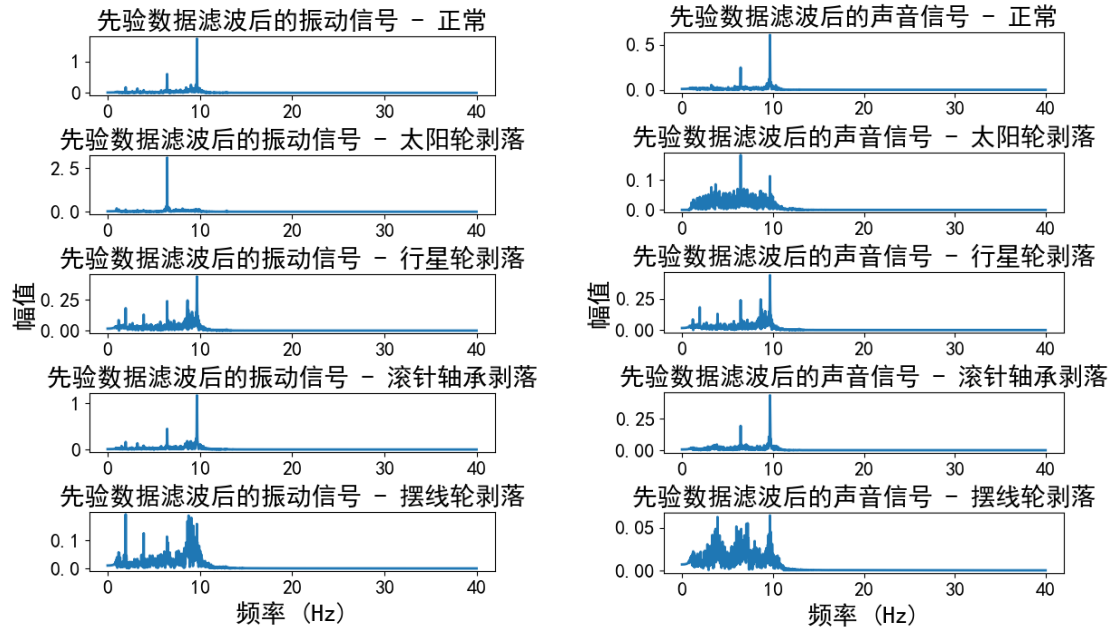


图 6-6 小波降噪后的声音信号和振动信号



(a)先验数据优化特征提取后的振动信号频域 (b)先验数据优化特征提取后的声音信号频域

图 6-7 基于仿真信号频域特征补偿的信号预处理

为了验证利用仿真信号进行特征提取的有效性，利用表 6-3 所示的 CNN 神经网络分类器对原始信号、小波降噪和利用仿真信号频域特征进行特征提取得到的不同信号进行分类识别。图 6-8 为 CNN 模型对不同输入数据的分类准确率，对比表明，对于原始信号而言，CNN 模型的识别准确率较低，特别是声音信号。这主要是因为原始信号往往包含大量的噪声和干扰信息，会对 CNN 模型的特征提取和分类决策过程造成严重的干扰。而小波降噪通过对信号进行多尺度分解在一定程度上去除信号中的高频噪声成分保留信号的主要特征信息，CNN 模型在处理这些信号时能够更容易地提取到有效的特征，从而提高识别准确率。然而，小波降噪的效果存在一定的局限性，它并不能完全消除信号中的所有干扰信息，因此对识别准确率的提升幅度有限。而本文所提出的方法首先通过仿真信号在频域中精确提取故障特征频带，然后再进行降噪和特征提取操作能够有效进行特征提取。实验结果表明，这种方法使得 CNN 模型的识别准确率得到了大幅提升。这种改进效果主要归因于频域特征提取策略的独特优势。在频域中，故障相关信息通常集中在特定的频段内。通过聚焦于这些故障相关频段，能够有效地排除其他无关频段的干扰，使得提取到的特征更加准确地反映故障的本质特征，CNN 模型在处理这些经过提取的特征时，能够更加准确地进行分类决策，从而显著提升了特征表征的区分度和识别准确率。

表 6-3 CNN结构

层序号	类型	参数	输出维度
1	输入层	输入序列 16384*3	16384*2
2	Conv1D	Filters=64, Kernel=16, Stride=4	4096×64
3	BatchNormalization		4096×64
4	MaxPooling1D	PoolSize=4, Stride=4	1024×64
5	Conv1D	Filters=128, Kernel=8, Stride=2	512×128
6	BatchNormalization		512×128
7	MaxPooling1D	PoolSize=4, Stride=4	128×128
8	Conv1D	Filters=256, Kernel=4, Stride=2	64×256
9	BatchNormalization		64×256
10	MaxPooling1D	PoolSize=4, Stride=4	16×256
11	Conv1D	Filters=512, Kernel=3, Stride=1	14×512
12	BatchNormalization		14×512
13	MaxPooling1D	PoolSize=2, Stride=2	7×512
14	Conv1D	Filters=1024, Kernel=3, Stride=1	5×1024
15	BatchNormalization		5×1024
16	MaxPooling1D	PoolSize=2, Stride=2	2×1024
17	GlobalAveragePool1D		1024
18	Dense	Units=512, Activation='relu'	512
19	Dropout	Dropout rate=0.5	512
20	Dense	Units=128, Activation='relu'	256
21	Dropout	Dropout rate=0.5	256
22	输出层 (Dense)	Units=10, Activation='softmax'	10

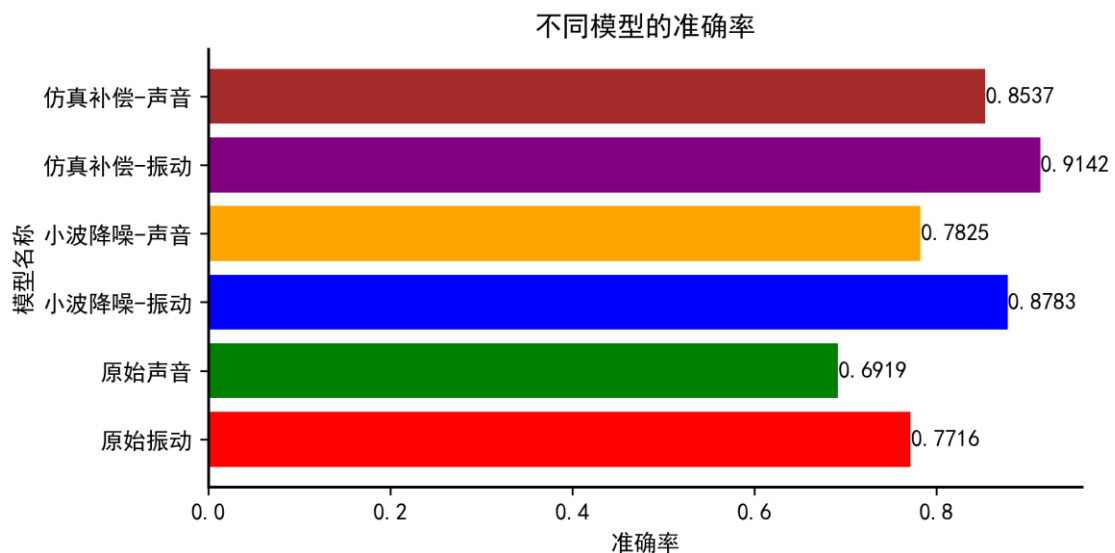


图 6-8 CNN对不同预处理方法得到信号的分类准确率

6.4 基于注意力机制与多源信息融合的RV减速器故障监测方法

6.4.1 基于注意力机制与多源信息融合模型原理

在机械故障监测及诊断的任务中，振动信号和声音信号都能够作为判断评价机械状态的指标。但是在实际工作中，RV减速器的故障大多产生于机械内部，而机械内部的振动信号难以从机械结构外部测得，而机械内部故障的声音信号在收集过程中容易受到外部环境及背景噪声的干扰，所以结合两个传感器的数据对RV减速器进行状态监测及诊断将更加有效。

而通过建立RV减速器的动力学模型可生成与内部故障强相关的仿真振动和声学信号。这类信号具有噪声可控、故障模式可解释性强的优势，能够为模型补充外部信号缺失的故障特征并且可抑制环境噪声频段，同时增强与故障相关的共振频率成分的动力学响应，弥补外部振动信号因能量衰减导致的特征模糊问题。

本文利用深度学习方法结合自注意力机制和多模态注意力机的方式能够有效结合多种信号的数据进行判断。

自注意力机制可以作为CNN或LSTM等网络模型中的特征提取层，直接参与对输入信号的特征提取。而多模态注意力机制可以处理多源或多类型数据输入，计算各模态间的相互关系，对特征进行加权融合从而优化模型性能。

自注意力机制的原理如下，对于输入序列：

$$X = [x_1, x_2, \dots, x_n] \quad (6-8)$$

在机械故障诊断中，每个 x_i 表示某个传感器数据的一个信号片段。接着将输入数据通过可学习的权重矩阵 W_Q 、 W_K 、 W_V 映射为查询（Q）、键（key）、值（V）矩阵：

$$Q = XW_Q, \quad K = XW_K, \quad V = XW_V \quad (6-9)$$

在得到上述矩阵后，接着计算注意力权重，通过点积计算每个查询与所有键的相关性：

$$AttentionScore = \frac{QK^T}{\sqrt{d_k}} \quad (6-10)$$

式中，缩放因子 $\sqrt{d_k}$ 用于防止数值过大，随后通过Softmax进行归一化，计算注意力权重并得到注意力分布：

$$AttentionScore = softmax(AttentionScore) \quad (6-11)$$

最终，利用注意力权重对值（V）进行加权求和，生成新的特征表示：

$$Output = AttentionWeights \times V \quad (6-12)$$

多模态注意力机制通过计算各模态间的相关性实现数据融合。假设存在两个模态的数据：

$$\begin{aligned} X_1 &= [x_{1,1}, x_{1,2}, \dots, x_{1,n}] \\ X_2 &= [x_{2,1}, x_{2,2}, \dots, x_{2,n}] \end{aligned} \quad (6-13)$$

可以使用CNN和LSTM等特征提取网络提取每个模态的高层次表示：

$$\begin{aligned} F_1 &= FeatureExtractor(X_1) \\ F_2 &= FeatureExtractor(X_2) \end{aligned} \quad (6-14)$$

得到 F_1 和 F_2 后，需要计算跨模态注意力，通过计算来自 X_1 的查询值 Q_1 与来自 X_2 的键值 K_2 的点积来计算的特征 F_1 和特征 F_2 之间的相关性。：

$$A = softmax\left(\frac{F_1 W_Q (F_2 W_K)^T}{\sqrt{d_k}}\right) \quad (6-15)$$

利用注意力权重对模态二的信息 F_2 进行加权融合，生成融合后的特征：

$$F_{fusion} = A \times F_2 + F_1 \quad (6-16)$$

融合后的特征被输入到后续的分类器或回归模型中，用于分类或预测任务：

$$Y = Classifier(F_{fusion}) \quad (6-17)$$

在数据输入方面，分别对仿真信号与振动信号进行拼接、声音信号与仿真信号进行拼接，将仿真、振动和声音三信号融合处理。随后，这些融合信号被输入到结合注意力层的 CNN 模型，以对原始信号的深层特征进行提取。注意力机制的引入能够增强模型对关键特征的关注度，提高模型的判别能力，从而有效提升故障诊断的准确性和鲁棒性。该方法不仅充分利用了仿真信号对真实信号的补偿作用，还通过多模态融合策略，实现了更全面的信息提取。加入注意力机制的 CNN 结构如图 6-9 所示

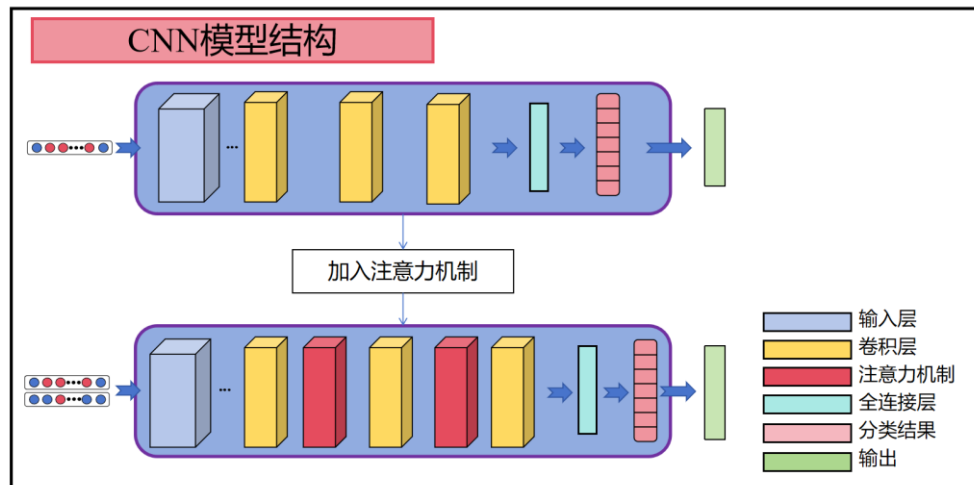


图 6-9 注意力机制结合 CNN 的结构

6.4.2 模型构建及实验结果

本文基于注意力机制和 CNN 构建的模型命名为 SA-CNN，结构如表 6-4 所示。输入数据为将仿真信号、振动信号和声音信号进行时域对齐并拼接后得到的 16384×3 的二维融合信号。SA-CNN 使用 Conv1D 层对输入信号进行卷积操作，通过滑动窗口提取局部时序特征，例如振动信号中的周期性波动或声音信号中的频率和幅度变化，随后利用 Multi-Head Attention 建立全局依赖关系，通过多层 Conv1D 和 Multi-Head Attention 提取更抽象的特征，最后通过全连接层输出故障类别的概率。由于 RV 减速器动力学模型的仿真信号与实际采集的信号之间存在一定差距，直接使用仿真信号可能无法准确反映真实工况。因此，为了提高仿真信号的可信度和适应性，实验过程中对不同故障的仿真信号添加随机噪声，以更贴近实际工况下的信号特征。噪声的引入不仅增强了模型对复杂环境下信号的鲁棒性，还能在一定程度上弥补仿真信号与真实信号之间的差异，提高模型在不同故障模式下的泛化能力。图 6-10 展示添加噪声后的不同故障类别的时域信号，可以观察到噪声对信号形态的影响，以及不同故障类别信号在时域上的变化趋势。这些噪声增强的数据将进一步用于模型训练，以优化特征提取过程，提高故障诊断的准确性和稳定性。

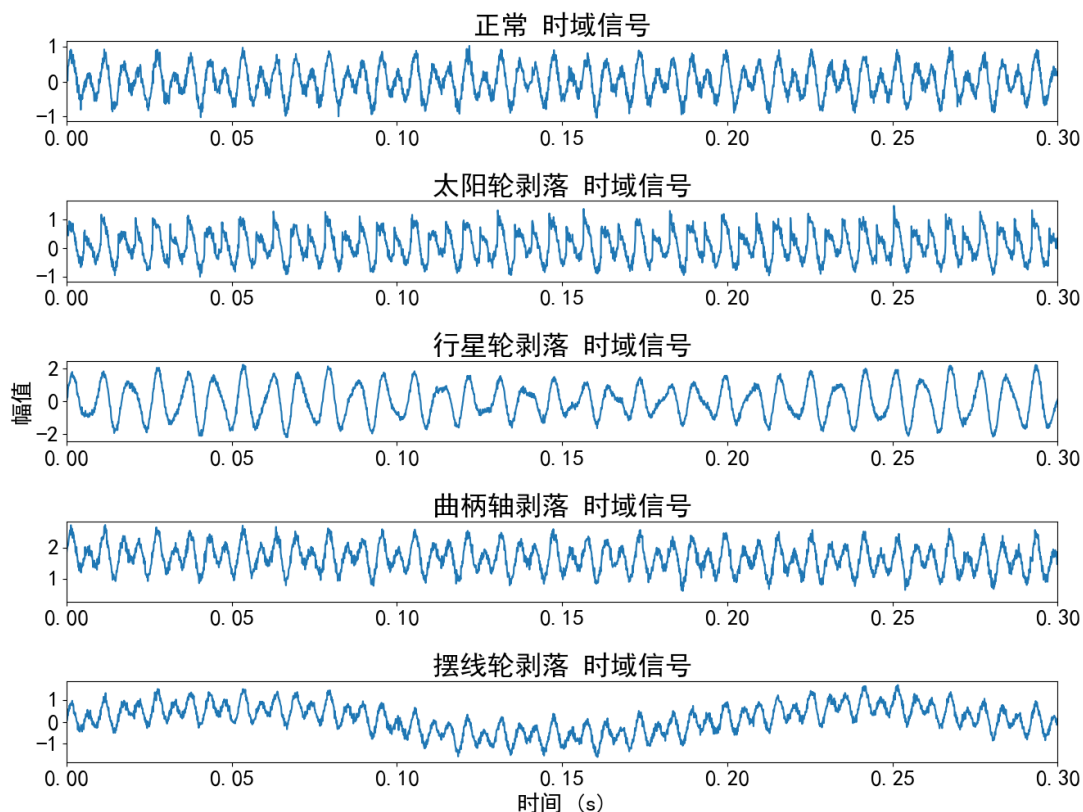
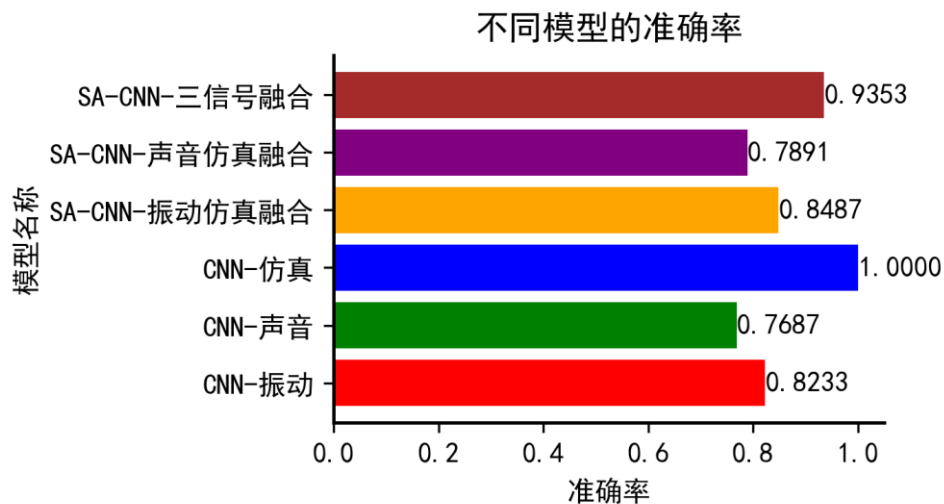


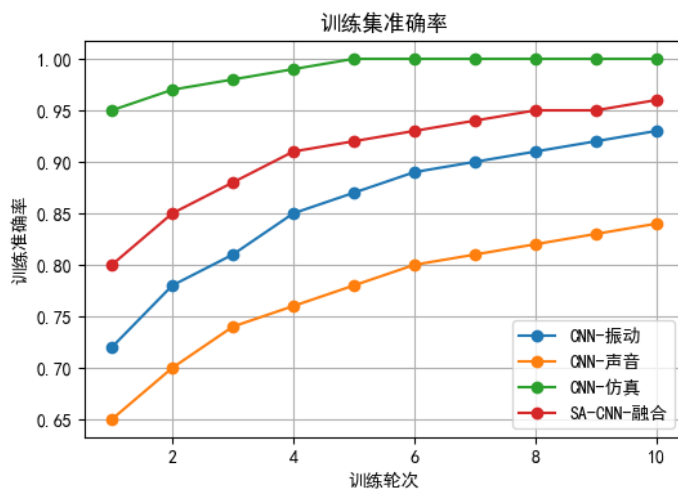
图 6-10 添加噪声后的仿真信号的时域图

表 6-4 SA-CNN的模型结构

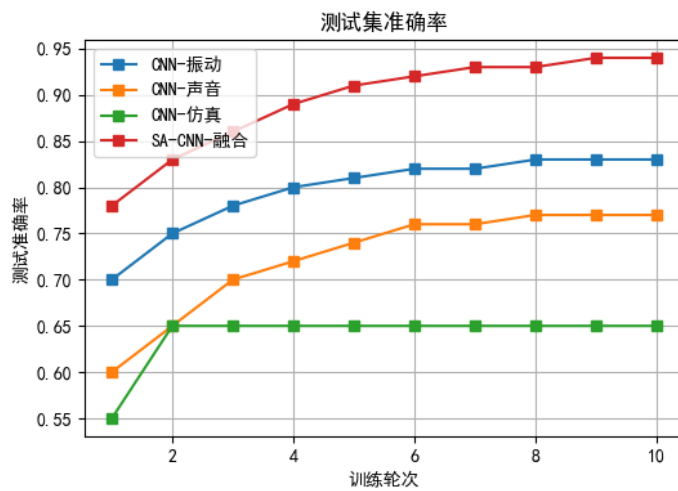
层序号	类型	参数	输出维度
1	输入层	输入序列 16384*2	16384*2
2	Conv1D	Filters=64, Kernel=16, Stride=4	4096×64
3	Multi-Head Attention	Heads=4, Key/Value Dim=64	4096×64
4	BatchNormalization		4096×64
5	MaxPooling1D	PoolSize=4, Stride=4	1024×64
6	Conv1D	Filters=128, Kernel=8, Stride=2	512×128
7	Multi-Head Attention	Heads=8, Key/Value Dim=128	512×128
8	BatchNormalization		512×128
9	MaxPooling1D	PoolSize=4, Stride=4	128×128
10	Conv1D	Filters=256, Kernel=4, Stride=2	64×256
11	Multi-Head Attention	Heads=8, Key/Value Dim=256	64×256
12	GlobalAveragePool1D		256
13	Dense	Units=128, Activation='relu'	128
14	Dropout	Dropout rate=0.5	128
15	输出层 (Dense)	Units=10, Activation='softmax'	10



(a)不同模型的分类型准确率



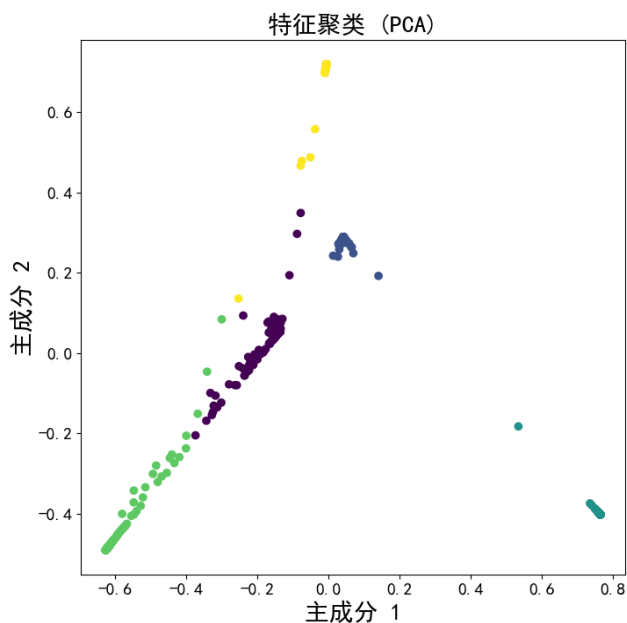
(b)训练集准确率



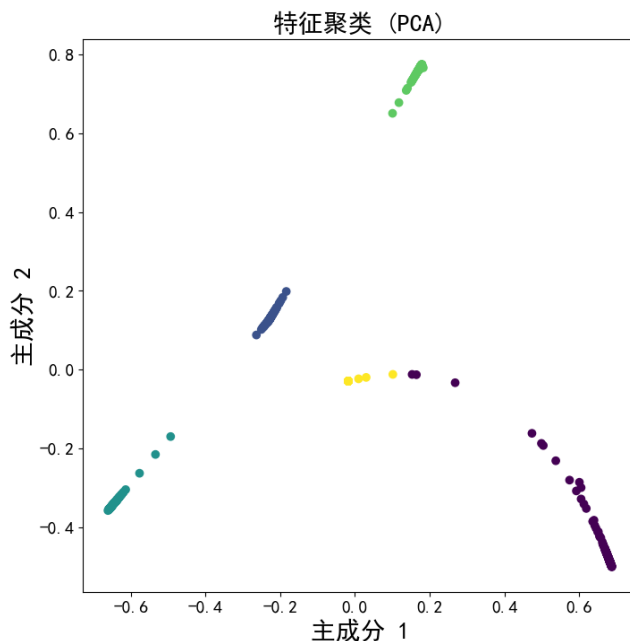
(c)测试集准确率

图 6-11 不同融合信号及模型的训练过程和分类准确率

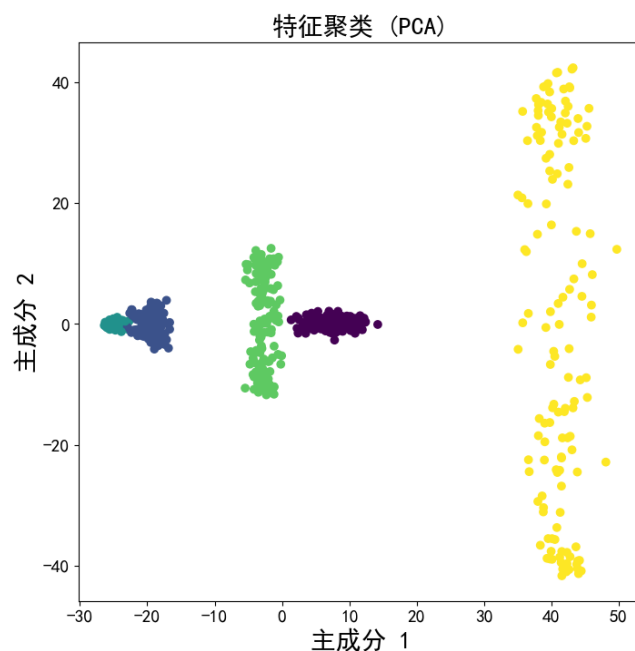
对比图 6-11 的模型训练过程及不同模型的结果。仿真信号在训练集上的准确率达到 100%但是在测试集上只有 65%，说明出现了过拟合现象。这是因为真实工况下的信号往往受到复杂环境因素的干扰，包括噪声、载荷变化以及工况波动，而仿真信号通常在理想条件下生成，具有较强的模式一致性和可分性，即便加入随机噪声也无法完全模拟实际状态。这可能导致模型在训练时过度依赖仿真信号中的特征，在测试或实际应用中泛化能力不足。



(a)CNN-振动



(b)SA-CNN-振动仿真融合



(c)SA-CNN-三信号融合

图 6-12 不同模型的聚类效果

SA-CNN振动-仿真融合和SA-CNN声音-仿真融合的准确率相较于单模态 CNN 模型有所提升,说明仿真信号和真实信号进行融合能够有效的提高实际信号的识别准确率,并且SA-CNN三信号融合达到了 93.53%,说明三信号融合模型在多模态数据的支持下,能够有效弥补单一信号的局限性,提高模型的鲁棒性和泛化能力。

图 6-12 中展示了CNN-振动、SA-CNN振动-仿真融合以及SA-CNN三信号融合的聚类效果。对比不同模型的聚类表现可以发现,CNN虽然能够区分不同故障类别的样本,但在同一故障类别内部,样本的聚类效果较差,未能实现紧密聚集。当SA-CNN融合振动信号与仿真信号后,聚类效果显著提升,使同类别样本更加集中,尽管部分样本仍存在一定误差,但整体表现较为理想。而SA-CNN三信号融合方案的聚类效果最佳,能够清晰地区分不同故障类别,并实现更为紧密的聚类。尽管仍有少量样本存在混叠现象,但总体聚类效果显著优于其他模型。实验结果表明,仿真信号能够有效补偿振动信号和声音信号的信息缺失,提高分类精度和聚类质量,从而提升故障诊断的可靠性。

6.5 本章小结

本章基于前文所构建的RV减速器动力学模型所得到的不同故障的仿真信号,

构建了两种实际应用中的故障监测方法：仿真信号的频域补偿方法和基于注意力机制的多源信号融合方法。实验结果表明，利用动力学模型计算得到的频域特征在实际信号预处理中能够有效提取故障特征，而时域信号则可补偿实际振动信号与声音信号，从而提升深度学习模型的故障分类准确率。

第7章 结论

7.1 全文总结

本文主要分为三个部分：1、建立含滚针轴承的RV减速器动力学模型并推导系统动力学方程。2、求解不同故障的系统动力学方程获得振动响应并与实际的故障振动信号进行对比验证模型的有效性。3、利用不同故障的动力学模型协助提取实际的振动信号的故障特征。在建立动力学模型的过程利用集中质量法根据RV减速器主要零件之间的啮合关系及传递过程，构建含滚针轴承的RV减速器动力学模型，并添加了滚针轴承单滚动体剥落故障、曲柄轴剥落故障、摆线轮剥落故障三种故障模型结构。通过分析不同故障条件下的动态响应，揭示了RV减速器在滚针轴承、曲柄轴和摆线轮故障下的振动特性及其内在机理，并且与实际收集到的RV减速器振动信号进行对比验证了本文所构建动力学模型的有效性，之后利用对该模型的仿真信号补偿实际的RV减速器的振动信号和声音信号，提高深度学习模型的识别准确率。总结全文，主要的研究结论如下。

（1）滚针轴承单滚动体故障对系统的影响具有非线性特性，故障程度的加深不仅改变振动幅值，还会导致振动周期的变化。这是由于故障区域的剥落会改变局部接触刚度，进而影响系统的等效刚度和固有频率。此外，滚针数量的增加能够提高轴承的承载能力，但同时也可能加剧单个滚动体故障对系统的影响。

（2）曲柄轴剥落故障会导致其表面不平整，从而在旋转过程中产生周期性冲击。这种冲击会通过传动系统传递到整个减速器，引起明显的周期性振动和噪声。曲柄轴的故障直接影响太阳轮和摆线轮的受力特性，导致太阳轮和摆线轮的振动幅度和周期发生显著变化。

（3）摆线轮剥落故障会显著改变其与针齿壳的啮合状态，导致啮合力分布不均匀，并在x和y方向上产生额外的振动和位移波动。摆线轮的故障对太阳轮的运动轨迹也有显著影响，表现为太阳轮振动幅度的周期性变化。此外，摆线轮的故障通过曲柄轴和行星轮传递到太阳轮，进一步加剧了系统的动态响应变化。

太阳轮、摆线轮和曲柄轴之间存在复杂的动力学耦合关系。摆线轮的故障主要影

响其与针齿壳的啮合状态，而曲柄轴的故障则会通过行星轮和曲柄轴的驱动关系影响太阳轮和摆线轮的动态特性。这种耦合效应使得不同方向上的振动能量分布发生变化，表现出非线性的动态响应特征。

(4) 通过利用动力学模型获得故障的频域特征并获取故障的初步特征频带，可以为后续的数据预处理提供有效指导。针对这些特征频带进行精确的数据处理，不仅能够有效去除噪声和干扰，还能够突出实际故障的关键特征。通过优化后的预处理过程，能够更准确地提取故障信号的独特模式，从而提高故障诊断的准确性和可靠性。

(5) 单一的仿真信号与实际信号存在差距，在训练深度学习的模型过程中，只使用仿真信号训练模型会导致模型过拟合。而仿真信号和实际信号进行融合能够有效的提高模型对实际信号的识别准确率。

7.2 论文主要创新点

论文的创新点如下：

(1) 首先根据RV减速器各个零件直接的啮合关系和传动过程，构建了RV减速器系统动力学模型。接着根据滚针轴承滚动体、保持架、曲柄轴和摆线轮直接的啮合关系建立的含滚针轴承的RV减速器动力学模型。

(2) 在含滚针轴承的RV减速器动力学模型中添加滚针轴承点蚀、内圈故障(曲柄轴点蚀)和外圈故障(摆线轮点蚀)三种故障模式，并用四阶龙哥库塔求解系统的振动响应，研究不同故障对系统及各个零件运动的影响，并且和实际的RV减速器故障振动信号进行对比验证动力学模型的有效性。

(3) 利用仿真信号对RV减速器真实的振动信号和声音信号进行补偿，利用动力学模型求解得到故障特征可能出现的频带帮助从实际信号预处理提取故障特征。并将仿真信号和实际信号进行融合从而提高深度学习分类器对不同故障的识别准确率。

7.3 工作展望

未来的工作方向可以包括以下几个方面：

(1) 多种故障模式的进一步研究：当前研究主要集中于滚针轴承、内圈和外圈点蚀的故障模式，未来可以进一步扩展到其他故障模式，如齿轮啮合故障、轴

承裂纹故障等，构建更为全面的动力学模型，并研究这些故障模式对系统的影响。

（2）数据融合与深度学习应用的提升：未来可以在仿真信号和实际信号的融合基础上，进一步提升深度学习模型的训练方法，探索更多的特征提取技术和优化的网络架构，增强其在复杂环境下的泛化能力，提升故障识别的准确性和鲁棒性。

（3）实验验证与工业应用：为了验证所提方法的有效性和实用性，未来可以结合更多实际案例进行实验验证。此外，考虑到RV减速器在多个工业领域的广泛应用，研究成果的工业化应用和实时监测技术的开发将是未来工作的一个重要方向。

（4）智能诊断系统的构建：基于现有的研究成果，可以进一步构建一套集成仿真、数据分析与诊断功能的智能故障诊断系统，能够实现对RV减速器的实时监控与故障预测，为设备的维护决策提供科学依据，延长设备的使用寿命，降低维修成本。

致谢

时光荏苒，岁月如梭，转眼间我的研究生学习生活即将结束。在学位论文即将完成之际，回首整个求学与科研的过程，离不开诸多师长、亲友和同学的关心与帮助。在此，我谨向所有给予我支持和帮助的人表示最诚挚的感谢！

首先，衷心感谢我的导师王风涛老师，在整个研究生阶段，导师不仅在学术上给予我悉心指导，在课题选择、研究方法、论文写作等方面提供了极具价值的建议，更在生活中给予我关怀和鼓励，使我不断前进、不断成长。

感谢课题组的师兄和师弟，在日常学习、科研合作中，我们互相帮助、彼此激励，共同走过了充实而有意义的研究生时光。

感谢我的家人对我一直以来的理解和支持，是你们给了我无限的动力和坚强的后盾，让我能够安心学习、专注科研。

最后，感谢所有在我成长道路上给予我鼓励与帮助的人。正是因为你们的陪伴，我的研究生生活才如此丰富而难忘。

参考文献

- [1] 张策. 机械动力学.北京:高等教育出版社[M], 2000, 4.
- [2] 黄兴,何文杰,符远翔.工业机器人精密减速器综述[J].机床与液压,2015,43(13):1-6.
- [3] 罗连发,储梦洁,刘俊俊.机器人的发展:中国与国际的比较[J].宏观质量研究,2019,7(03):38-50.
- [4] 骆敏舟,方健,赵江海.工业机器人的技术发展及其应用[J].机械制造与自动化,2015,44(01):1-4.
- [5] 张效祖.工业机器人的现状与发展趋势[J].世界制造技术与装备市场,2004,(05):18-21.
- [6] 乔雪涛,张力斌,闫存富,等.我国工业机器人RV减速器发展现状分析[J].机械强度,2019,41(06):1486-1492.
- [7] 沈允文,郭伟,谭超毅.RV减速器及其在机器人上的应用[J].齿轮,1988,(05):51-54.
- [8] 李力行,何卫东,王秀琦,等.机器人用高精度RV传动的研究[J].大连铁道学院学报,1999,(02):1-11.
- [9] 何卫东,李力行.高精度RV减速器中摆线轮齿形的优化修形[J].大连铁道学院学报,1999,(02):54-58.
- [10] 何卫东,李力行,王秀琦,等.RV减速器样机研制及试验研究[J].大连铁道学院学报,1999,(02):59-64.
- [11] 何卫东,李力行.RV传动的效率及其受力分析[J].大连铁道学院学报,1992,(01):73-81.
- [12] 焦博森,蔺梦雄,张益农,等.RV减速器故障诊断方法研究现状[J].现代制造工程,2023,(06):150-159.
- [13] 张洁.RV减速器传动特性分析[D].天津:天津大学,2012.
- [14] 赵海鸣,王猛,张林林,等.RV减速器静态回差分析及误差分配研究[J].天津大学学报(自然科学与工程技术版),2016,49(02):164-170.
- [15] 赵海鸣,聂帅,朱加云,等.RV减速器动力学特性研究[J].机械工程与自动化,2018,(05):4-7+11.
- [16] 陈来利,姚辰龙,王海生.基于ADAMS的RV减速器虚拟样机设计及仿真分析[J].机械工程师,2013,(09):102-105.
- [17] 李兵,杜俊伟,陈磊,等.工业机器人RV减速器传动误差分析[J].西安交通大学学报,2017,51(10):1-6+46.
- [18] 孟聪.RV减速器动力学特性分析[D].天津:天津大学,2017.
- [19] Kahraman A. Natural modes of planetary gear trains [J]. Journal of Sound and Vibration, 1994, 173(1): 125-130.
- [20] 庞杰,韩振南.RV减速器传动系统动力学特性分析[J].机械设计与制造,2021,(01):147-151+155.

- [21] 梁强.RV减速器关键部件承载啮合特性与故障动力学仿真分析[D].河北:河北工业大学,2022.
- [22] Yikun E et al. Dynamic modeling and vibration analysis for fault diagnosis of rotate vector reducers[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2025, 224 : 111965-111965.
- [23] Wu X, Parker R G. Modal properties of planetary gears with an elastic continuum ring gear [J]. Journal of Applied Mechanics, 2008, 75(3): 519-525.
- [24] 谭鹏,戚厚军.RV减速器中摆线轮动特性的仿真分析[J].机械工程与自动化,2019,(04):25-27.
- [25] 谭鹏,戚厚军.基于ANSYS的RV减速器摆线轮动特性仿真分析[J].机械研究与应用,2019,32(02):61-63+67.
- [26] Lixin Xu and Yunlong Wu. Investigation of the dynamic transmission accuracy of an industrial robot joint RV reducer under variable situations[J]. Multibody System Dynamics, 2025, : 1-38.
- [27] Wentai Li and Yueming Zhang and Song Gao. Analysis for time varying torsional stiffness of RV reducer[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2025, 225 : 112239-112239.
- [28] Yourui Tao et al. The Effect of Cycloid Gear Wear on the Transmission Accuracy of the RV Reducer[J]. Machines, 2024, 12(8) : 511-511.
- [29] Park J S. Stiffness and error analysis of the cycloid drive [D]. Korea: Seoul National University, 2006.
- [30] 樊家伟,郭瑜,尹兴超.RV减速器行星齿轮及摆线齿轮局部故障IAS响应分析[J/OL].振动工程学报,1-10[2025-03-09].
- [31] 徐航,魏晨洲,崔江红,等.针齿误差组合对RV减速器回差的影响研究[J].机床与液压,2023, 51(19):171-175.
- [32] 钟家鑫.RV减速器传动副动态磨损特性研究[D].重庆:重庆大学,2023.
- [33] 郑庆杰.考虑磨损与形变的RV减速器传动精度损失机理[D].厦门:厦门理工学院,2023
- [34] Yikun E et al. Dynamic modeling and vibration analysis for fault diagnosis of rotate vector reducers[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2025, 224 : 111965-111965.
- [35] 许立新,刘伟明,钟家鑫.RV减速器滚针轴承动态磨损特性分析[J].天津大学学报(自然科学与工程技术版),2025,58(01):56-67.
- [36] Xu Lixin and Xia Chen and Chang Le. Dynamic modeling and vibration analysis of an RV reducer with defective needle roller bearings[J]. Engineering Failure Analysis, 2024, 157 : 107884-.
- [37] 韩譙.RV减速器外圈剥落轴承IAS响应的动力学建模[D].云南:昆明理工大学,2024.

- [38] Xia Xiaotian and Han Ju. Study on the wear characteristics of cylindrical needle bearings on the crankshaft of RV decelerator[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2024, 76(9) : 1098-1107.
- [39] 张珈源.基于编码器信号的RV减速器摆线轮和轴承故障特征提取研究[D].云南:昆明理工大学,2024.
- [40] 夏啸天,韩炬.考虑曲柄轴承及输出轴销轴的摆线针轮减速器传动误差分析[J].机械传动, 2025,49(01):11-19.
- [41] 魏士雄,杨建军,魏冰阳,等.考虑制造误差的摆线轮减速器转臂轴承承载分析[J].机械传动, 2024,48(11):105-111.
- [42] 洪文雄.RV减速器振动测试与故障分析研究[D].湖北:江汉大学,2023.
- [43] 蔺梦雄,焦博森,杨琰,等.基于VMD降噪的RV减速器故障诊断[J].北京联合大学学报,2023, 37(03):7-13.
- [44] 徐天贇,周俊.基于信息熵和VMD的RV减速器行星轮故障分析[J].噪声与振动控制,2023,4 3(01):122-127+190.
- [45] 赖泽浪.基于电流与模态分析的工业机器人关节故障诊断[D].云南:昆明理工大学,2022.
- [46] 周远远.基于瞬时相位信息的RV减速器基础部件故障诊断方法研究[D].安徽:安徽理工大学,2021.
- [47] 汪久根,柯梁亮.基于残差网络的RV减速器故障诊断[J].机械工程学报,2019,55(03):73-80.
- [48] 陈仁祥,张勇,胡小林,等.基于电压信号深度特征学习的谐波减速器健康状态识别[J].仪器仪表学报,2021,42(07):234-241.
- [49] 阮强,刘韬,王振亚,等.基于小波卷积与注意力机制的RV减速器齿轮箱故障诊断[J].机电工程,2023,40(06):815-824.
- [50] 宋怡仁,陈成军,李东年,等.基于深度学习的RV减速器装配过程监测系统[J].机床与液压,2 023,51(01):81-87.
- [51] 宋怡仁.基于深度学习的RV减速器装配过程监测与部署研究[D].山东:青岛理工大学,202 2.
- [52] 杨建维.基于深度学习的RV减速器故障诊断方法研究[D].云南:昆明理工大学,2022.
- [53] 杨琳.基于深度学习的RV减速器早期故障辨识[D].重庆:重庆科技学院,2023.
- [54] 李教.多平台多传感器多源信息融合系统时空配准及性能评估研究[D].陕西:西北工业大学,2003.
- [55] 张冀.基于多源信息融合的传感器故障诊断方法研究[D].河北:华北电力大学,2008.
- [56] Xiangqu Xiao et al. Rotating machinery fault diagnosis method based on multi-level fusion framework of multi-sensor information[J]. Information Fusion, 2025, 113 : 1026 21-102621.
- [57] Gao Tianyu et al. A fault diagnosis method based on feature-level fusion of multi-sen

- sor information for rotating machinery[J]. Measurement Science and Technology, 2024, 35(3)
- [58] Wang Jiaxing et al. Fault Diagnosis of Bearings Based on Multi-Sensor Information Fusion and 2D Convolutional Neural Network[J]. IEEE ACCESS, 2021, 9 : 23717-23725.
- [59] Jing Jiao and Jianhai Yue and Di Pei. Multi-sensor information fusion method for vibration fault diagnosis of rolling bearing[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2017, 241(1)
- [60] Tao Jie and Liu Yilun and Yang Dalian. Bearing Fault Diagnosis Based on Deep Belief Network and Multisensor Information Fusion[J]. Shock and Vibration, 2016, 2016 : 9306205.1-9306205.1.
- [61] Gang Cheng et al. A new method of gear fault diagnosis in strong noise based on multi-sensor information fusion[J]. Journal of Vibration and Control, 2016, 22(6) : 1504-1515.
- [62] Dohi Tadashi et al. Sensory information fusion-based fault diagnostics for complex electronic systems[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part O: Journal of Risk and Reliability, 2016, 230(1) : 109-119.
- [63] Jun Hang and Jianzhong Zhang and Ming Cheng. Fault diagnosis of wind turbine based on multi-sensors information fusion technology[J]. IET Renewable Power Generation, 2014, 8(3) : 289-298.
- [64] Jigang Wu and Xuejun Li and Kuanfang He. Rotor Crack Fault Diagnosis based on Base and Multi-sensor Adaptive Weighted Information Fusion[J]. Journal of Software, 2012, 7(7) : 1585-1592.
- [65] Gao Qinhe et al. Multi-source weighted source-free domain transfer method for rotating machinery fault diagnosis[J]. Expert Systems With Applications, 2024, 237(PB)
- [66] 丁改革,徐增丙,王志刚.基于深度迁移度量学习的跨工况轴承故障诊断方法[J].组合机床与自动化加工技术,2025,(02):177-183+187.
- [67] 梅舟,杜康宁,吴定会.基于多尺度交叉特征融合孪生网络的轴承小样本故障诊断[J/OL].控制工程,1-8[2025-03-06].
- [68] Aisong Qin et al. A partial domain adaptation broad learning system for machinery fault diagnosis[J]. Measurement, 2025, 243 : 116437-116437.
- [69] Guangyuan Xu et al. MCRCNet: A Bearing Fault Diagnosis Method for Unknown Faults Based on Transfer Learning[J]. Applied Sciences, 2025, 15(2) : 921-921.
- [70] 陈川.RV减速器静力学与动力学研究[D].天津:天津大学,2017.
- [71] 陈杰.剥落缺陷深沟球轴承多自由度动力学建模与分析[D].安徽:安徽大学,2023.

尚德敏学 唯实惟新

