机械元动作单元多故障耦合的动力学建模与特性分析

葛红玉* 孙佳瑞 李 艺 杨满芝 高 扬
西安科技大学机械工程学院,西安,710054

摘要:针对机械元动作单元多故障并发时特征模糊导致诊断控制困难的问题,提出了一种基于多故障耦合建模分析故障特性的方法。以蜗杆转动元动作单元为例,提取关键故障,基于分段线性弹簧阻尼模型模拟支座松动,基于附加综合不对中激励力模拟联轴器不对中故障。融合滚动轴承动力学模型建立蜗杆动力学模型,集成上述故障模型,建立蜗杆转动元动作单元多故障耦合动力学模型。采用数值分析法求解蜗杆在正常、单一松动故障、单一不对中故障及耦合故障状态下的加速度响应并进行频谱分析。根据现有实验平台,采集并分析上述4种状态的实际加速度时域信号并进行频谱分析。仿真与实验结果对比验证了所建多故障耦合模型的准确性。

关键词:元动作单元;多故障耦合;数值分析;故障特征提取
中图分类号:TH17
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.09.007 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**:

Dynamic Modeling and Characteristic Analyses of Multi-Fault Coupling in Mechanical Meta-action Unit

GE Hongyu* SUN Jiarui LI Yi YANG Manzhi GAO Yang
School of Mechanical Engineering, Xi'an University of Science and Technology, Xi'an, 710054

Abstract: To address the problem that feature ambiguity caused by concurrent multiple faults in mechanical meta-action units leads to difficulties in diagnosis and control, a method based on multi-fault coupling modeling was proposed to analyze fault characteristics. First, taking the worm rotation meta-action unit as an example, key faults were extracted. Looseness of the support was simulated based on a piecewise linear spring-damper model. The coupling misalignment fault was simulated based on an additional combined misalignment excitation force. Second, integrating a rolling bearing dynamic model, the worm dynamic model was established. The above fault models were integrated to establish a multi-fault coupling dynamic model for the worm rotation meta-action unit. Then, the acceleration responses of the worm under normal conditions, single looseness fault, single misalignment fault, and the coupled fault state were solved using numerical analysis method. Spectral analyses were performed on these responses. Finally, based on the existing experimental platform, actual acceleration time-domain signals under the above four states were collected and analyzed. Spectral analyses were also performed on the actual signals. A comparison between simulation and experimental results verifies the accuracy of the established multi-fault coupling model.

Key words: meta-action unit; multi-fault coupling; numerical analysis; fault feature extraction

0 引言

机械元动作单元是数控机床等复杂机电产品中最小的运动单元[1],在服役过程中可能同时发生多个故障,故障间互相影响,会显著放大单一故障的负面效应,使故障特征变得模糊,能量分布畸变,从而增加故障预测、诊断与控制的复杂度。因此,本文开展元动作单元耦合故障特性的研究对机械的平稳运行具有重要的意义。

针对机械设备故障耦合导致的诊断难、控制难的问题,国内外学者已在不同机械系统中开展了广泛而深入的研究。多数学者通过建立物理模型来揭示故障交互机制与能量演化规律,在旋转机械领域中,研究多集中于特定故障组合的动力学建模。陈果[2]建立了滚动轴承支撑下的不平衡-碰摩-基座松动耦合故障模型,阐明了多故障耦合下的运动状态转变与系统能量在不同故障模式间的分配机制;甄满等[3]、张伦等[4]分别针对双

收稿日期:2025-07-23
基金项目:国家自然科学基金(51705417,52475537);陕西省教育厅科研计划地方服务专项(24JC060);陕西省自然科学基础研究计划一般项目(2025JC-YBMS-566)

跨转子系统与直升机齿轮系构建模型，揭示了故障对能量传递路径的重构作用。随着对故障耦合本质的更深层次的探究，研究视角逐渐聚焦于其核心机理-系统内部能量传递路径的异常重构与能量流的失衡。学者们从不同角度揭示了其中的非线性相互作用。殷帆丽[5]和ZHENG等[6]分别从双转子-机匣耦合系统的实验与有限元仿真中观察到耦合特征与非线性效应。CHEN等[7]则通过刚柔耦合模型还原了完整的能量传递物理路径，从能量传递的物理基础上解释了故障的传播机制。

在多物理场耦合方面，研究拓展至液压、电气等系统，量化了能量耗散与传播机制。如TANG等[8]在液压机械领域建立了包含间隙环流效应的非线性动力学模型，发现耦合故障中存在主导故障模式及其对应的能量主导机制，完善了该领域“建模—仿真—实验”的完整研究闭环。ZHAO等[9]和LI等[10]分别基于键合图与流固耦合模型量化了能量耗散的时空积累及热应力机制，前者发现在特定参数下能量耗散强度呈“双峰”特征，后者揭示了颗粒相如何通过影响热应力分布来主导能量传递并最终导致结构失效的机制。张立志等[11]解析了电磁-电路耦合中的能量规律。王继康等[12]通过一系列试验证明，通过主动调整系统结构刚度可以实现对能量传递路径的调控，从而人为影响故障的发展行为，为故障的主动控制提供了新思路。

综上所述，尽管现有研究通过多种建模手段与分析方法在不同系统中揭示了耦合故障的部分能量演化规律，但仍存在以下共性局限：研究重点多集中于故障的时域响应与能量宏观分析，对临界转速下敏感节点的频谱特征量化不足且未明确耦合故障特有的“非线性能量放大效应”。鉴于此，本文以蜗杆转动元动作为例，选取故障发生频率与并发频率均居首位的联轴器不对中与支座松动故障，建立故障模型，再集成正常状态下的动力学模型建立耦合故障动力学模型；通过求解模型并量化频谱特征，揭示了非线性放大特性；最后，设计对比实验验证模型精度。

1 元动作单元关键故障模型的建立

1.1 元动作单元关键故障提取

研究机电产品整机的多故障耦合问题相对较难，为降低研究复杂性，本文将数控机床按照“功能-运动-动作”(FMA)结构化分解为机电产品中的最小单元，即元动作单元[13]。元动作单元根据所完成的基本动作可分为移动元动作单元和转动元动作单元两类。一个元动作单元通常包含五类核心部件：输入件、输出件、中间件、紧固件和支撑件。依托实验室团队成果[14]可知，以THM6380卧式数控机床为例，通过FMA分解后得到该种型号加工中心的主要元动作单元共91个，元动作单元所包含的高频属性数量与其重要度成正相关。根据K-Modes算法，通过计算得到5个聚类中心，通过统计得到5个聚类中心中出现的高频率属性。统计表明，蜗杆转动元动作单元具有5个高频属性的元动作单元，高于其他大部分元动作单元的高频属性数目，因此，本文以数控机床分解的蜗杆转动元动作单元为例。

蜗杆转动元动作单元与元动作单元的五类部件对应为：①动力输入件：驱动电机，提供初始转矩和旋转动力。②中间件：联轴器，连接电机输出轴与蜗杆输入轴，传递转矩。③紧固件：螺栓，用于将支撑件(轴承座)可靠地固定在基座上，提供约束刚度。④支撑件：轴承支座(含滚动轴承)，支撑蜗杆，约束其位移，保证旋转精度和平稳性。⑤执行件：蜗杆，接收并传递动力，是最终执行目标动作的核心部件。蜗杆转动元动作单元结构如图1所示。

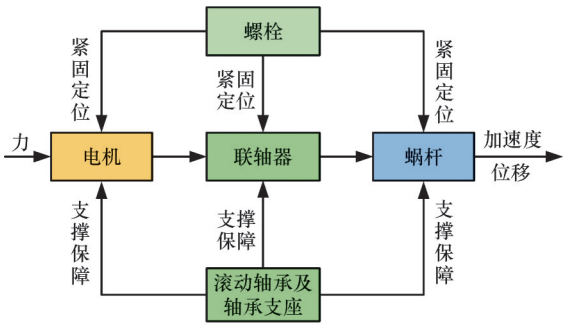


图1 蜗杆转动元动作单元结构示意图

Fig.1 Structural diagram of worm rotation meta-action unit

基于上述蜗杆转动元动作单元的结构组成，在现有蜗杆转动元动作单元实验台上通过实验分析各个部件在长期运行中的多重故障。其中，高频率发生的故障更容易引发连锁故障，从而导致机电产品运行瘫痪，且并发故障相互耦合、互相调制，容易导致更严重的系统故障和性能下降。为找出最具代表性的高发并发故障，依托该实验平台开展实验。实验平台主要由驱动电机、弹性联轴器、蜗杆、滚动轴承支座、基座及紧固件构成，如图2所示。

为捕获故障及其并发故障的发生，实验开展了为期一年的连续状态监测与数据采集工作，具

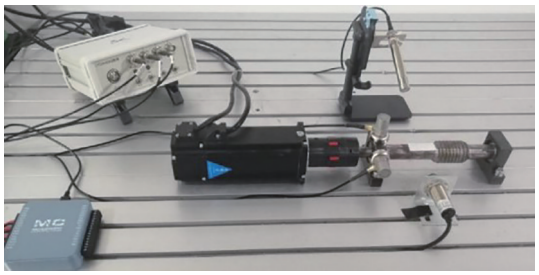


图2　蜗杆转动元动作单元试验台

Fig.2　Worm rotation meta-action unit test bench

体步骤如下：

1)为全面捕获振动信号，在蜗杆轴承支座的垂直(Y)与水平(Z)方向安装2个CT1005L型ICP加速度传感器。传感器由CT5204型恒流适配器供电，并通过MCC USB-230型数据采集卡以1 kHz的采样频率连接至数据采集终端。实验期间每日累计运行8 h，驱动电机转速稳定在1500 r/min，并用DAQami软件进行数据的实时可视化采集与存储，通过不同的活动通道可以观察到不同传感器采集到的加速度振动信号时域图。

2)采用阈值预警＋人工观测双机制触发故障事件：当实时振动幅值超过基于历史正常数据设定的阈值或运行人员观测到异常响声或其他异常现象时，系统立即标记该时段为异常工况并暂停运行。

3)对触发暂停的异常时段进行实验台的现场拆检，精准确认故障部件、类型及程度，记录该次故障事件及其所有伴随异常。随后，对故障部件进行更换或修复，使实验台恢复至基准正常状态并重新校准系统，确保后续数据的一致性。

4)基于全年积累的规范化故障记录，统计各故障类型的年度发生频次与并发情况，计算其发生频率(该故障发生频次在年度总故障频次中的占比)与主要伴随事件的发生频率(主故障发生且伴随故障发生的次数在主故障发生的总次数中的占比)，最终汇总形成故障频率统计表(表1)，根据故障发生频率及并发频率，选取高频且高并发的故障类型作为主要的故障研究类型。

由表1可知，联轴器不对中(18次)与支座松动(20次)合计发生38次，占年度故障总频次的54.3%，远超其他故障类型，说明这两个故障发生的频率更高。其中，联轴器不对中伴随轴承支座松动故障的比例为77.8%，轴承支座松动伴随联轴器不对中的比例高达70.0%，这充分表明二者具有显著的并发性。

因此，基于蜗杆转动元动作单元年度故障发生频率以及并发频率，确定联轴器不对中故障和支座松动故障作为主要研究类型。

表1　故障频率统计表

Tab.1　Fault frequency statistics table

故障事件	年度发生频次	发生频率/%	主要伴随事件(发生频次)	并发频率/%
滚动轴承支座松动故障	20	28.60	联轴器不对中(14次)	70.00
联轴器不对中故障	18	25.70	滚动轴承支座松动(14次)	77.80
蜗杆出现裂纹	6	8.60	联轴器不对中(2次)	33.30
滚动轴承滚道划伤	6	8.60	滚动轴承支座松动(4次)	66.70
电机调速失灵	4	5.70	联轴器梅花键弹性形变(3次)	75.00
联轴器梅花键弹性形变	4	5.70	电机调速失灵(3次)	75.00
滚动轴承滚动体破损	4	5.70	滚动轴承滚道划伤(1次)	25.00
轴承装配间隙过大	4	5.70	滚动轴承滚道划伤(1次)	25.00
平键定位孔磨损	3	4.30	联轴器梅花键弹性形变(2次)	66.70
蜗杆腐蚀	1	1.40		

1.2　基于分段弹簧阻尼的轴承支座松动故障模型建立

设蜗杆转动元动作单元的松动刚度参数为k，阻尼参数为c，松动螺栓的刚度为k_1，未松动螺栓的刚度为k_2，基础的刚度为k_3，松动螺栓的阻尼为c_1，未松动螺栓的阻尼为c_2，基础的阻尼为c_3，轴承支座的径向位移为y。松动故障的松动程度与刚度参数k和阻尼参数c呈分段线性关联，轴承支座的等效刚度和等效阻尼随径向位移y的变化而分段变化。采用分段弹簧阻尼模型模拟支座松动故障，将松动部位等效为一个具有可变刚度和阻尼的元件[15]，建立相应的动力学模型。

当蜗杆径向振动较小时，轴承支座的位移$y\leqslant 0$时，螺栓均未松动，轴承支座与基础相互接触起到支撑作用，松动端的刚度和阻尼为基础的刚度和阻尼，此时，$k=k_3$，$c=c_3$；由于螺栓松动导致径向振动幅度较大时，轴承支座产生小幅度位移y但位移y未超出螺栓松动间隙δ，轴承座将摆脱松动螺栓的约束暂时与基础分离，此时，未松动螺栓处于弹性变形状态，$k=k_2$，$c=c_2$；螺栓松动程度较大，导致转子径向振动变大时，轴承支座的位移y超出螺栓松动间隙δ，松动螺栓和未松动螺栓对轴承支座共同作用产生拉力，此时，$k=k_1+k_2$，$c=c_1+c_2$。因此，松动端的刚度k和阻尼c与松动间隙δ的关系可表示为

$$k=\begin{cases}k_1+k_2 & y>\delta\\ k_2 & 0<y\leqslant\delta\\ k_3 & y\leqslant 0\end{cases} \tag{1}$$

$$c=\begin{cases}c_1+c_2 & y>\delta\\ c_2 & 0<y\leqslant\delta\\ c_3 & y\leqslant 0\end{cases} \tag{2}$$

1.3 基于综合不对中激励的联轴器不对中故障模型建立

设F_p为电机输出的力，m_c为联轴器质量，Δe为联轴器不对中量，ω为蜗杆旋转的角速度，t为蜗杆运行时间，F_{py}为分解在Y方向上的不对中激励力，F_{pz}为分解在Z方向上的不对中力。联轴器不对中程度与不对中量成正比，联轴器不对中时，联轴器连接的蜗杆与电机不再共线。

联轴器不对中故障采用综合不对中故障模型，包括水平不对中和角度不对中，忽略联轴器自身质量分布不均匀等次要因素影响[16]。综合不对中故障模型等效于给蜗杆施加不对中激振力。将左侧不对中激振力分解至Y和Z方向的F_{py}和F_{pz}：

$$\left.\begin{aligned}F_{py}&=F_p\sin(2\omega t)=-2m_c\Delta e\omega^2\sin(2\omega t)\\ F_{pz}&=F_p\cos(2\omega t)=-2m_c\Delta e\omega^2\cos(2\omega t)\end{aligned}\right\} \tag{3}$$

2 蜗杆转动元动作单元多故障耦合模型建立

2.1 多故障耦合模型建模思路分析

以蜗杆转动元动作单元正常状态下的动力学模型为基准进行对比，可以分析耦合故障的特性。以正常状态下的蜗杆转动元动作单元动力学模型为基准，可以通过改变影响蜗杆运行的相关参数或加入外力模拟故障，建立蜗杆转动元动作单元多故障耦合的动力学模型，所以，需先建立蜗杆转动元动作单元正常状态下的动力学模型。

建立蜗杆转动元动作单元正常状态下的动力学模型以蜗杆为主要研究对象，蜗杆的状态可表征蜗杆转动元动作单元的状态。而建立正常状态下的蜗杆转动元动作单元动力学模型需要融滚动轴承F_{py}的动力学模型作为其正常运行的边界条件，约束蜗杆的位移。先建立滚动轴承的动力学模型，再建立蜗杆转动元动作单元正常状态下的动力学模型，蜗杆元动作单元故障原理如图3所示。

图3中，m_c为联轴器的质量，联轴器左、右两边质量各一半用m_{cl}、m_{cr}来表示，m_{bl1}为左边滚动轴承的质量，m_{bl2}为右边滚动轴承的质量，该模型将元动作单元蜗杆离散化为14个Timoshenko梁单元，共15个节点（图中标注为P_1至P_{15}），60个自由度，用来描述蜗杆转动元动作单元的动力学行为。其中，在P_1处考虑联轴器不对中故障，施加不对中激励力；在P_3处考虑支座松动故障，采用支座松动刚度模型并施加轴承赫兹接触力，用分段非线性刚度阻尼模型修正该支撑点的等效支撑刚度和阻尼，替代原有支撑刚度和阻尼；在P_{15}处引入滚动轴承的赫兹接触模型，提供非线性支撑力，作为蜗杆的边界条件。

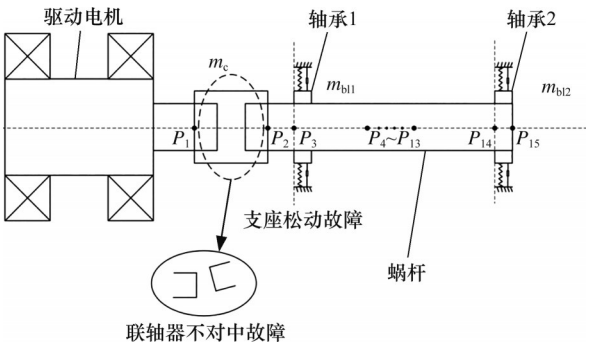


图3 蜗杆转动元动作单元故障原理示意图

Fig.3 Schematic diagram of fault principle in worm rotation meta-action unit

2.2 蜗杆转动元动作单元正常状态下的动力学模型建立

2.2.1 滚动轴承动力学模型

滚动轴承主要由保持架、内圈、外圈以及滚动体组合而成，具体赫兹接触模型结构如图4所示。设k_{cb}为滚动轴承的赫兹接触刚度，r_0为轴承间隙，H为Heaviside函数，用来判断滚珠和内外圈的接触情况，v_{in}为滚珠与内圈的切向速度，v_{cage}为保持架的切向速度，v_{out}为滚珠与外圈的切向速度，φ_0为开始角位置，$\varphi_i(i=1,2,\cdots,N_r)$为随动角位移，$N_r$为滚珠数目。滚珠位置$\varphi_{i1}(i=1,2,\cdots,N_r)$为开始角位置$\varphi_0$和随动角位移$\varphi_i$相加的和。

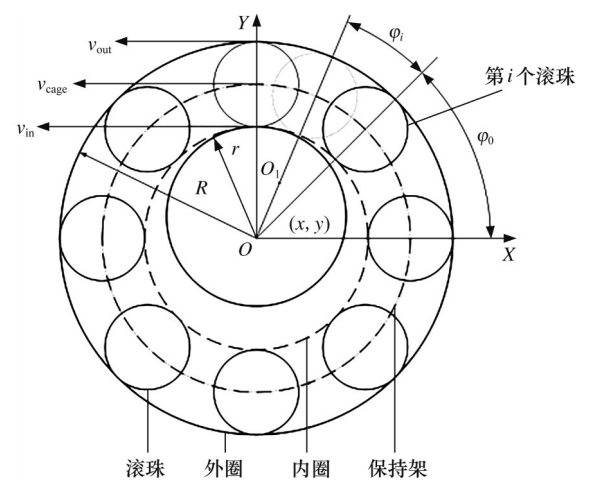


图4 滚动轴承赫兹接触模型简化图

Fig.4 Simplified diagram of rolling bearing Hertz contact model

基于赫兹弹性接触理论开展计算分析，可获取滚动轴承所受作用力在Y方向与Z方向上的分解力的值F_{uy}和F_{uz}，分别为

$$\left.\begin{aligned} F_{uy}&=\sum_{i=1}^{N_r}(y\cos\varphi_i+z\sin\varphi_i-r_0)^{1.5}\cdot\\ &\quad H(y\cos\varphi_i+z\sin\varphi_i-r_0)\cos\varphi_i\\ F_{uz}&=\sum_{i=1}^{N_r}k_{cb}(y\cos\varphi_i+z\sin\varphi_i-r_0)^{1.5}\cdot\\ &\quad H(y\cos\varphi_i+z\sin\varphi_i-r_0)\sin\varphi_i \end{aligned}\right\} \tag{4}$$

2.2.2 蜗杆转动元动作单元正常状态下的动力学模型

作为耦合模型的核心载体，蜗杆正常状态下的动力学模型采用Timoshenko梁单元离散化建模。假设单个梁单元有P_1、P_2两个节点，由于节点的径向变形量远超过其轴向变形量，本文蜗杆的轴向变形和扭转变形可以被忽略，只考虑Y、Z两个方向。因此，每个Timoshenko梁单元模型中有8个自由度，即平动自由度y_1、z_1、y_2、z_2和转动自由度ψ_1、ϕ_1、ψ_2、ϕ_2。蜗杆的单元位移向量表示为

$$\boldsymbol{X}=(y_1,z_1,\psi_1,\phi_1,y_2,z_2,\psi_2,\phi_2) \tag{5}$$

考虑平动动能和转动动能，通过形函数离散，积分推导得到蜗杆的单元质量矩阵$\boldsymbol{M}_e^{beam}$为

$$\boldsymbol{M}_e^{beam}=\frac{\rho AL}{840(1+\phi)^2}\begin{bmatrix} m_1 & m_2 & m_3 & m_4\\ m_2 & m_5 & -m_4 & m_6\\ m_3 & -m_4 & m_1 & -m_2\\ m_4 & m_6 & -m_2 & m_5 \end{bmatrix} \tag{6}$$

$$\phi=\frac{24I(1+\upsilon)}{\kappa AL^2}$$

$$m_1=312+588\phi+280\phi^2$$

$$m_2=(44+77\phi+35\phi^2)L$$

$$m_3=108+252\phi+140\phi^2$$

$$m_4=-(26+63\phi+35\phi^2)L$$

$$m_5=(8+14\phi+7\phi^2)L^2$$

$$m_6=-(6+14\phi+7\phi^2)L^2$$

式中：ρ为材料的密度；A为梁的横截面积；L为梁单元段的长度；ϕ为量纲一参数；κ为剪切系数；υ为泊松比。

基于应变能表达式，通过最小势能原理推导得到单元刚度矩阵$\boldsymbol{K}_e^{beam}$为

$$\boldsymbol{K}_e^{beam}=\frac{EI}{L^3(1+\phi)}\begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L\\ 6L & L^2(4+\phi) & -6L & L^2(2-\phi)\\ -12 & -6L & 12 & -6L\\ 6L & L^2(2-\phi) & -6L & L^2(4+\phi)^2 \end{bmatrix} \tag{7}$$

式中：E为弹性模量；I为惯性矩。

离心力产生附加惯性载荷，通过虚功等效转化为附加质量矩阵，考虑离心效应的单元附加质量矩阵$\boldsymbol{M}_e^c$为

$$\boldsymbol{M}_e^c=\frac{\rho I}{30(1+\phi)^2L}\begin{bmatrix} m_7 & m_8 & -m_7 & m_8\\ m_8 & m_9 & m_8 & -m_{10}\\ -m_7 & -m_8 & m_7 & -m_8\\ -m_8 & -m_{10} & -m_8 & m_9 \end{bmatrix} \tag{8}$$

$$m_7=36\qquad m_8=(3-15\phi)L$$

$$m_9=(4+5\phi+10\phi^2)L^2$$

$$m_{10}=(-1-5\phi+5\phi^2)L^2$$

蜗杆旋转产生哥氏力，通过拉格朗日方程推导得到单元陀螺矩阵$\boldsymbol{G}_e^{beam}$为

$$\boldsymbol{G}_e^{beam}=\frac{\rho I}{15(1+\phi)^2L}\begin{bmatrix} G_e^{beam1} & G_e^{beam2}\\ G_e^{beam3} & G_e^{beam4} \end{bmatrix}$$

通过变分法组装上述蜗杆各单元矩阵，可以得到蜗杆转动元动作单元的总装矩阵。在组装过程中，将单元的左侧节点自由度与左侧相邻单元的右节点自由度相连接，再将单元的右侧节点自由度与右侧相邻单元的左节点自由度相连接，在左右节点相连的位置，由于矩阵叠加会出现两倍的对应元素，将$\boldsymbol{M}_e^{beam}$、$\boldsymbol{K}_e^{beam}$、$\boldsymbol{M}_e^c$和$\boldsymbol{G}_e^{beam}$采用以上的方式组装。为了简化公式，将式中的元素用$\boldsymbol{m}=(m_1,m_2,m_3,m_4,m_5,m_6,m_7,m_8,m_9,m_{10})$和$\boldsymbol{g}=(m_7,m_8,m_9,m_{10})$替换。

$\boldsymbol{M}^{beam}$、$\boldsymbol{K}^{beam}$、$\boldsymbol{M}^c$和$\boldsymbol{G}^{beam}$会由$\boldsymbol{M}_y^{beam}$、$\boldsymbol{K}_y^{beam}$、$\boldsymbol{M}_y^c$、$\boldsymbol{G}_y^{beam}$、$\boldsymbol{M}_z^{beam}$、$\boldsymbol{K}_z^{beam}$、$\boldsymbol{M}_z^c$和$\boldsymbol{G}_z^{beam}$以对角阵形式进行构建，除重力因素影响外，在Y方向与Z方向上呈现出完全对称的力学特性。基于此对称性特征，选取Y方向用以表征各总装矩阵的相关特性。蜗杆Y方向的总装质量矩阵$\boldsymbol{M}_y^{beam}$为

$$\boldsymbol{M}_y^{beam}=\frac{\rho AL}{840(1+\phi)^2}\begin{bmatrix} \boldsymbol{M}_y^{beam,1} & & 0\\ & \ddots & \\ 0 & & \boldsymbol{M}_y^{beam,2} \end{bmatrix}_{60\times60} \tag{9}$$

蜗杆Y方向的总装刚度矩阵$\boldsymbol{K}_y^{beam}$为

$$\boldsymbol{K}_y^{beam}=\begin{bmatrix} K_1 & & 0\\ & \ddots & \\ 0 & & K_n \end{bmatrix}_{60\times60}\qquad n>1 \tag{10}$$

蜗杆Y方向考虑离心效应的总装附加质量矩阵$\boldsymbol{M}_y^c$的表达式为

$$\boldsymbol{M}_y^c=\frac{\rho L}{30(1+\phi)^2L}\begin{bmatrix} \boldsymbol{M}_y^{c,1} & & 0\\ & \ddots & \\ 0 & & \boldsymbol{M}_y^{c,2} \end{bmatrix}_{60\times60} \tag{11}$$

根据陀螺效应理论，蜗杆的陀螺力矩方向应满足右手定则。蜗杆Y方向的总装陀螺矩阵$\boldsymbol{G}_y^{beam}$表达式为

$$\boldsymbol{G}_y^{beam}=\frac{\rho L}{15(1+\phi)^2L}\begin{bmatrix} \boldsymbol{G}_y^{beam,1} & & 0\\ & \ddots & \\ 0 & & \boldsymbol{G}_y^{beam,2} \end{bmatrix}_{60\times60} \tag{12}$$

采用哈密顿原理，考虑离心效应的附加质量矩阵、陀螺矩阵和刚度矩阵影响推导出蜗杆的动力学模型为

$$\boldsymbol{M}^{\text{beam}}\ddot{\boldsymbol{X}}-\omega\boldsymbol{G}^{\text{beam}}\dot{\boldsymbol{X}}+(\boldsymbol{K}^{\text{beam}}-\omega^2\boldsymbol{M}^{\text{c}})\boldsymbol{X}=\boldsymbol{F}^{\text{beam}} \tag{13}$$

式中：$\boldsymbol{X}$为位移；$\dot{\boldsymbol{X}}$为速度；$\ddot{\boldsymbol{X}}$为加速度；$\boldsymbol{M}^{\text{beam}}$为蜗杆的总装质量矩阵，由蜗杆单元质量矩阵组成；$\boldsymbol{G}^{\text{beam}}$为蜗杆的总装陀螺矩阵，由蜗杆单元陀螺矩阵组成，陀螺效应来自于蜗杆的动能，在陀螺效应的作用下，蜗杆的动能会同时受到两个平面的影响；$\boldsymbol{K}^{\text{beam}}$为蜗杆的总装刚度矩阵，由蜗杆单元刚度矩阵组成；$\boldsymbol{M}^{\text{c}}$为考虑离心效应的蜗杆附加质量矩阵，由考虑离心效应的蜗杆单元附加质量矩阵组成；$\boldsymbol{F}^{\text{beam}}$为蜗杆的外力矢量矩阵，限于篇幅，其中各个总装矩阵内的元素略。

基于蜗杆正常状态下的动力学模型，融合滚动轴承的动力学模型，依据牛顿第二定律推导出蜗杆转动元动作单元正常运行时的动力学方程：

$$\begin{aligned}&(\boldsymbol{M}_{\text{s}}+\boldsymbol{M}^{\text{beam}}+\boldsymbol{M}_{\text{c}})\ddot{\boldsymbol{X}}+(-\omega\boldsymbol{G}^{\text{beam}})\dot{\boldsymbol{X}}_{\text{normal}}+\\&(\boldsymbol{K}^{\text{beam}}-\omega^2\boldsymbol{M}_{\text{c}}+\boldsymbol{K}_{\text{f}})\boldsymbol{X}_{\text{normal}}=\boldsymbol{F}_{\text{normal}}\end{aligned} \tag{14}$$

式中：$\boldsymbol{M}_{\text{s}}$为基础质量；$\boldsymbol{M}_{\text{c}}$为联轴器附加质量矩阵；$\boldsymbol{K}_{\text{f}}$为基础刚度；$\boldsymbol{X}_{\text{normal}}$为蜗杆各点的位移向量；$\omega$为蜗杆转动元动作单元正常状态下运行时的角速度。

$\boldsymbol{F}_{\text{normal}}$为蜗杆正常状态下运行时的外力向量，具体受力矩阵推导结果如下所示：

$$\boldsymbol{F}_{\text{normal}}=\begin{bmatrix}0\\-m_{\text{cl}}g\\\vdots\\0\\-m_{\text{cr}}g\\\vdots\\F_{\text{uy1}}\\F_{\text{uz1}}\\\vdots\\0\\F_{\text{uz2}}\\\vdots\end{bmatrix}_{60\times1}\begin{matrix}DOF1\\DOF2\\\\DOF5\\DOF6\\\\DOF9\\DOF10\\\\DOF57\\DOF58\\\end{matrix} \tag{15}$$

式中：$DOF1\sim60$指代的是不同自由度上所受的力，与左侧矩阵受力一一对应。

2.3 蜗杆转动元动作单元多故障耦合动力学模型的建立

建立蜗杆转动元动作单元多故障耦合动力学模型需要将蜗杆动力学模型、滚动轴承动力学模型和关键故障的数学模型集成，建立蜗杆转动元动作单元多故障耦合动力学控制方程。

将离散蜗杆节点、轴承支撑节点、联轴器节点统一耦合，组装得到多故障耦合动力学方程，定义$\boldsymbol{X}_{\text{fault}}$为蜗杆转动元动作单元多故障时各点的广义位移向量用以表征各个节点的运动状态，向量内包含蜗杆所有梁单元节点、轴承支撑节点、联轴器连接节点在Y、Z方向的平动与转动广义位移。

推导出多故障耦合模型中的总装质量矩阵$\boldsymbol{M}_{\text{fault}}$、总装刚度矩阵$\boldsymbol{K}_{\text{fault}}$、总装阻尼矩阵$\boldsymbol{C}_{\text{fault}}$及故障外力向量$\boldsymbol{F}_{\text{fault}}$分别为

$$\boldsymbol{M}_{\text{fault}}=(\boldsymbol{M}_{\text{s}}+\boldsymbol{M}_{\text{c}})\ddot{\boldsymbol{X}}_{\text{fault}}=$$

$$\begin{bmatrix}m_{\text{cl}}&0&&&&&&&&&&&&0\\0&m_{\text{cl}}&&&&&&&&&&&&\\&&m_{\text{cr}}&&&&&&&&&&&\\&&&m_{\text{cr}}&&&&&&&&&&\\&&&&m_{\text{bl1}}&&&&&&&&&\\&&&&&m_{\text{bl1}}&&&&&&&&\\&&&&&&\ddots&&&&&&&\\&&&&&&&\ddots&&&&&&\\&&&&&&&&m_{\text{bl2}}&0&&&&\\0&&&&&&&&0&m_{\text{bl2}}&&&&\end{bmatrix}_{60\times60}\begin{bmatrix}\ddot{y}_1\\\ddot{z}_1\\\ddot{y}_2\\\ddot{z}_2\\\ddot{y}_3\\\ddot{z}_3\\\vdots\\\vdots\\\ddot{y}_{15}\\\ddot{z}_{15}\end{bmatrix}_{60\times1} \tag{16}$$

$$\boldsymbol{C}_{\text{fault}}=\boldsymbol{C}_{\text{fault}}\dot{\boldsymbol{X}}_{\text{fault}}=$$

$$\begin{bmatrix}0&&&&&&&&&&\\&0&&&&&&&&&\\&&\ddots&&&0&&&&&\\&&&c&&&&&&&\\&&&&c&&&&&&\\&&0&&&\ddots&&&&&\\&&&&&&\ddots&&&&\\&&&&&&&c&&&\\&&&&&&&&c&&\end{bmatrix}_{60\times60}\begin{bmatrix}\dot{y}_1\\\dot{z}_1\\\vdots\\\dot{y}_3\\\dot{z}_3\\\vdots\\\vdots\\\dot{y}_{15}\\\dot{z}_{15}\end{bmatrix}_{60\times1} \tag{17}$$

$$\boldsymbol{K}_{\text{fault}}=\boldsymbol{K}_{\text{fault}}\boldsymbol{X}_{\text{fault}}=$$

$$\begin{bmatrix}0&&&&&&&&&&\\&0&&&&&&&&&\\&&\ddots&&&0&&&&&\\&&&k&&&&&&&\\&&&&k&&&&&&\\&&0&&&\ddots&&&&&\\&&&&&&\ddots&&&&\\&&&&&&&k&&&\\&&&&&&&&k&&\end{bmatrix}_{60\times60}\begin{bmatrix}y_1\\z_1\\\vdots\\y_3\\z_3\\\vdots\\\vdots\\y_{15}\\z_{15}\end{bmatrix}_{60\times1} \tag{18}$$

$$\boldsymbol{F}_{\text{fault}}=\begin{bmatrix}F_{\text{py}}\\F_{\text{pz}}\\\vdots\\F_{\text{py}}\\F_{\text{pz}}\\\vdots\\0\\0\\\vdots\\0\\0\\\vdots\end{bmatrix}_{60\times1}\begin{matrix}DOF1\\DOF2\\\\DOF5\\DOF6\\\\DOF9\\DOF10\\\\DOF57\\DOF58\\\end{matrix} \tag{19}$$

式中：$\ddot{y}_1$、$\ddot{z}_1$为各方向上的加速度；多故障耦合时的总装矩阵的尺寸都为60×60；$\boldsymbol{F}_{\text{fault}}$的尺寸为$60\times1$，包含不对中激励力和轴承接触力。

结合上述已推导的各个矩阵式(16)～式(19)，依据牛顿第二定律推导得出元动作单元多故障耦合的动力学方程：

$$\begin{aligned}&(\boldsymbol{M}_{\text{s}}+\boldsymbol{M}^{\text{beam}}+\boldsymbol{M}_{\text{c}})\ddot{\boldsymbol{X}}_{\text{fault}}+(-\omega\boldsymbol{G}^{\text{beam}}+\boldsymbol{G}_{\text{fault}})\dot{\boldsymbol{X}}_{\text{fault}}+\\&(\boldsymbol{K}^{\text{beam}}-\omega^2\boldsymbol{M}_{\text{c}}+\boldsymbol{K}_{\text{fault}})\boldsymbol{X}_{\text{fault}}=\boldsymbol{F}_{\text{normal}}+\boldsymbol{F}_{\text{fault}}\end{aligned} \tag{20}$$

推导出多自由度故障耦合方程后，采用Newmark-β法数值求解蜗杆加速度响应，并通过快速傅里叶变换提取时域信号的基频、倍频及边带特征幅值[17]。对比分析正常、单一故障（仅不对中、仅松动）及耦合故障（不对中＋松动）下的频谱特征差异，揭示耦合故障特性。

3　仿真特性分析

3.1　仿真参数设定

为确保仿真精确度，所有参数均依据实验数据并进行调整。具体参数设定如表2所示。表2中所有关键参数（k_1，k_2，k_3，c_1，c_2，c_3，δ，Δe）均通过实验数据驱动的方式确定。首先通过实验模态分析确定基础刚度k_3，使仿真临界转速与实验一致。在此基础上，通过单一故障实验标定k_1、k_2，确保能复现松动特有的非线性动力学特征。再采用频响函数幅值匹配法，在共振频率处调整阻尼参数c_3。以c_3为基准，通过反复迭代选取c_1和c_2的值，使仿真计算的稳态响应幅值与实验测量值一致。不对中量Δe=0.001 m和松动间隙δ=0.005 m基于工程故障阈值范围设定，并通过预实验验证所选故障参数能有效激发典型故障特征。

表 2　仿真参数

Tab.2　Simulation parameters

参数	数值
蜗杆密度ρ/(kg·m^{-3})	7850
弹性模量E/GPa	200
滚动轴承等效质量m_{bl1},m_{bl2}/kg	0.045
基础支撑等效质量m_s/kg	20
联轴器质量m_c/kg	2
基础支撑等效刚度k_3/(N·m^{-1})	1×10^5
轴承赫兹接触刚度k_{cb}/(N·m$^{-1.5}$)	2×10^8
轴承间隙r_0/m	0.015
轴承外径D/mm	35
轴承内径d/mm	15
滚子数目	8
松动螺栓等效刚度k_1/(N·m^{-1})	1×10^4
未松动螺栓等效刚度k_2/(N·m^{-1})	5×10^4
松动螺栓等效阻尼c_1/(N·s·m^{-1})	10
未松动螺栓等效阻尼c_2/(N·s·m^{-1})	100
基础等效阻尼c_3/(N·s·m^{-1})	500
支座松动间隙δ/m	0.005

蜗杆动力学模型中所需的梁单元段参数划分如表3所示。

表 3　梁单元参数

Tab.3　Beam element parameters

编号	1	2	3	4	5	6	7
长度/mm	65	20	15	15	15	15	15
直径/mm	40	20	25	20	20	20	20
编号	8	9	10	11	12	13	14
长度/mm	15	15	15	15	15	15	15
直径/mm	20	20	20	20	20	20	25

3.2　典型转速与节点的选定

为有效激发潜在的故障特征响应，需选定能显著放大蜗杆转动元动作单元响应的仿真转速及敏感节点。当蜗杆的旋转频率与蜗杆转动元动作单元的某一阶模态频率相等时会发生共振，此时的转速即为临界转速，蜗杆转动元动作单元在该转速下运行出现故障可以使得故障特征更明显[18]。为确定合适的仿真转速以激发故障特征，基于建立的动力学模型及物理参数，进行蜗杆转动元动作单元的模态与临界转速分析。将动力学方程（式(14)）转化为一阶状态空间：

$$[\lambda(\boldsymbol{M}_f+\boldsymbol{M}^{beam}+\boldsymbol{M}_c)+\lambda n(-\boldsymbol{G}^{beam})+\boldsymbol{K}^{beam}-n^2\boldsymbol{M}^c+\boldsymbol{K}_f]\boldsymbol{X}_0=0 \tag{21}$$

式中：$\boldsymbol{X}_0$为模态振型向量。

求解其复数特征值λ，虚部对应涡动频率ω_n，计算出不同转速n（单位r/min）下的固有频率ω_n（单位Hz），绘制坎贝尔图（如图5所示），其中1F、2F、3F、4F分别是前四阶同步正进动的固有频率，1B、2B、3B、4B分别是前四阶同步反进动的固有频率，data1、data2、data3依次分别是前三阶临界转速。

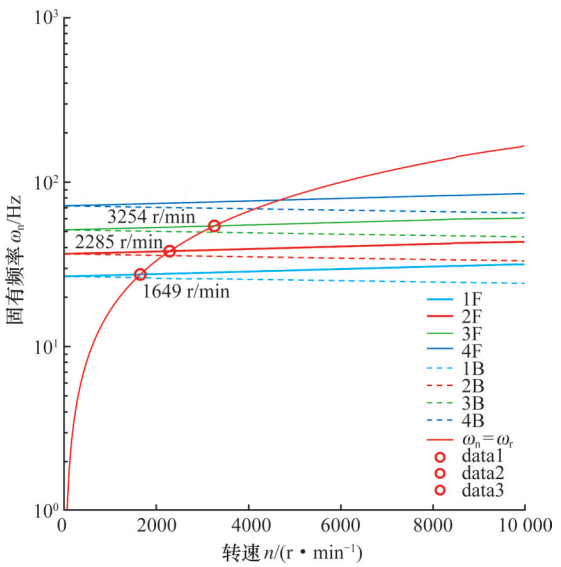


图 5　临界转速坎贝尔图

Fig.5　Critical speed Campbell diagram

为确定具体分析转速及最敏感节点，选取蜗杆转动元动作单元的关键节点驱动端（节点P_1）、支撑点（节点P_3和P_{15}），对关键节点的加速度响应进行求解，得到各节点不同转速下的加速度幅值，如图6所示。可知，节点P_1在1649 r/min下的加

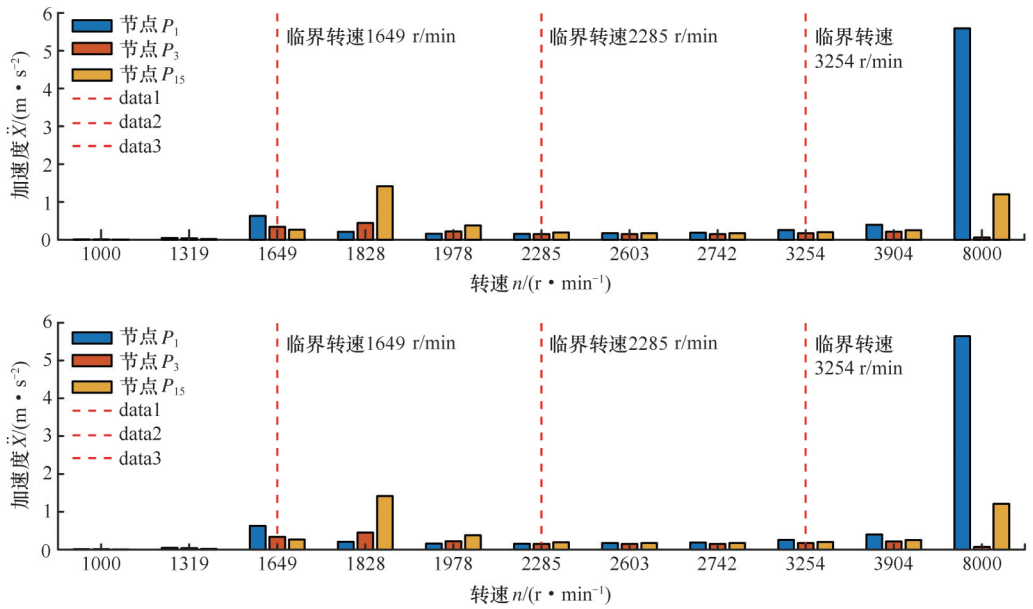


图6 不同转速下关键节点加速度响应幅值

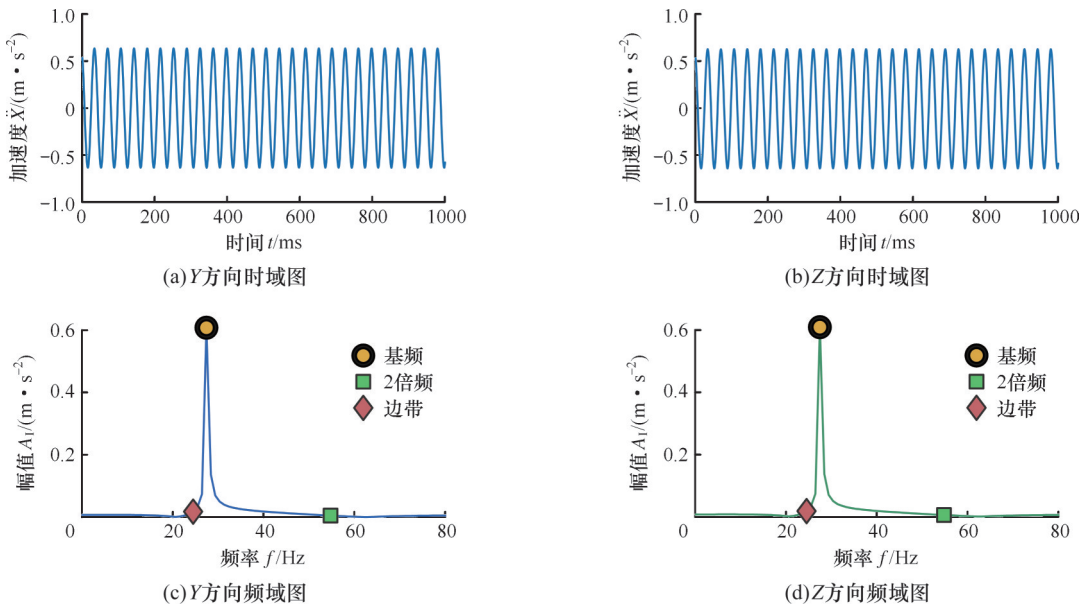
Fig.6 Acceleration response amplitudes of key nodes at different speeds

速度响应信号比节点P_3和节点P_{15}更敏感。因此，后续仿真选取P_1处在1649 r/min下的加速度响应重点研究，增加故障特征显现度。

3.3 蜗杆转动元动作单元多故障耦合模型特性分析

为揭示耦合特性，采用Newmark-β法($\beta=0.25$、$\gamma=0.5$、时间步长为0.0005 s)依次对蜗杆转动元动作单元在临界转速1649 r/min下，运行P_1在正常状态、单一松动故障、单一不对中故障及耦合故障下的加速度响应进行求解，得到图7～图10。以下是蜗杆转动元动作单元P_1处在Y、Z方向上的加速度时域频域加速度响应仿真结果(采样频率均设为1000 Hz，模拟时间设为1 s)。

由图7～图10可知，蜗杆转动元动作单元正常状态下，P_1加速度时域信号呈周期性波动，频谱能量高度集中于基频；蜗杆转动元动作发生联轴器不对中故障时，P_1加速度时域信号周期性波动依然明显，基频幅值依然显著，2倍频幅值出现突增；蜗杆转动元动作发生轴承支座松动故障时，P_1的加速度时域信号出现轻微的非周期性扰动，基频幅值较正常状态略有升高，1倍频附近边带较明显；蜗杆转动元动作发生耦合故障时，P_1的加速度时域信号波动剧烈，幅值显著增大，基频幅值低于单一不对中故障甚至正常状态，2倍频分量幅值发生爆炸式增长，远高于单一不对中故障(约3.3倍)和单一支座松动故障(超过100倍)，频谱



(a)Y方向时域图　(b)Z方向时域图

(c)Y方向频域图　(d)Z方向频域图

图7 正常状态下时域图与频谱图

Fig.7 Time domain and frequency domain diagrams under normal conditions

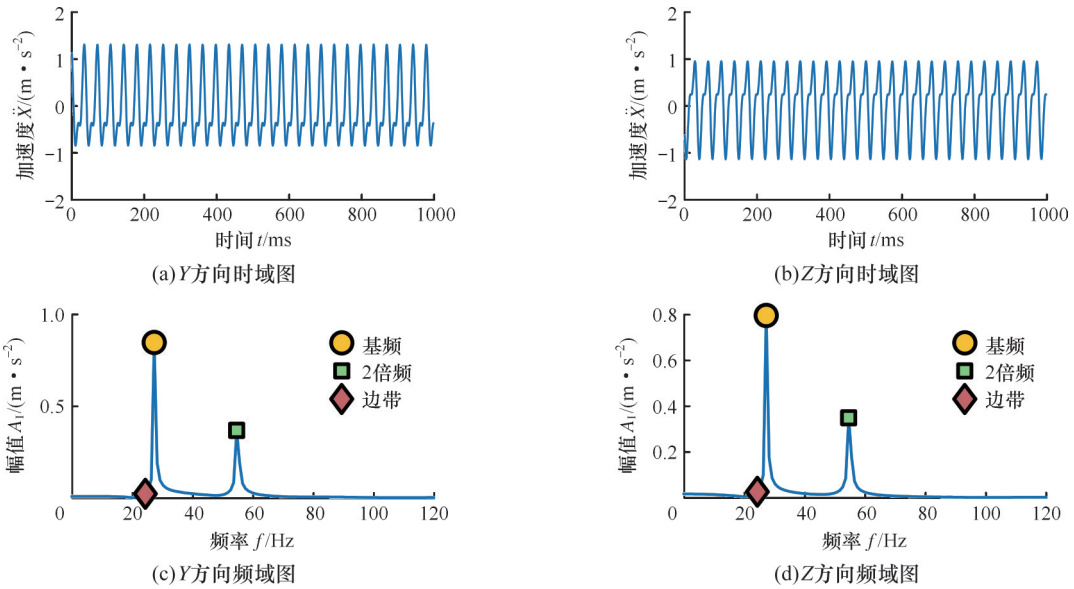


图 8　不对中故障下时域图与频谱图

Fig.8　Time domain and frequency domain diagrams under misalignment fault

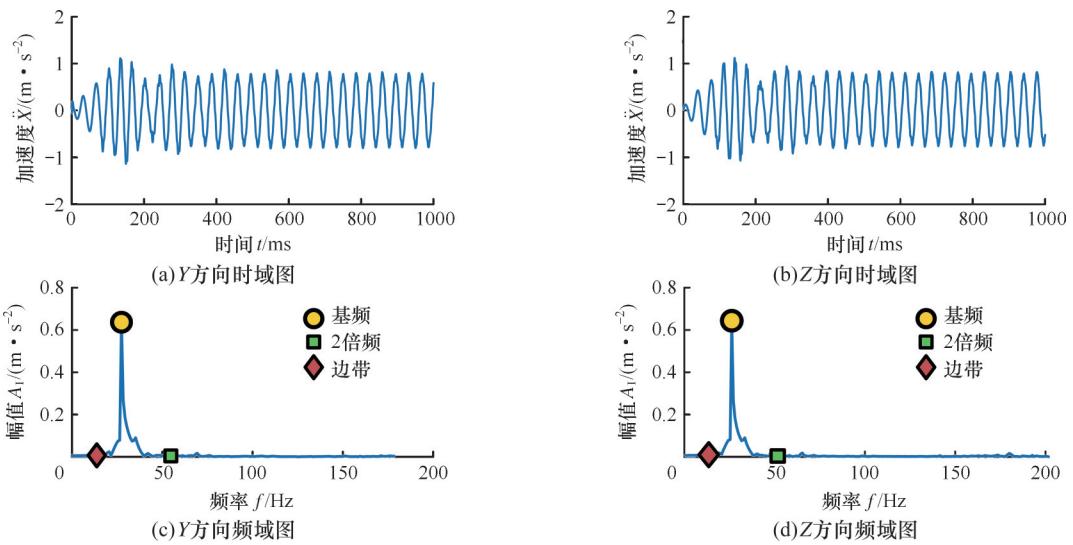


图 9　松动故障下时域图与频谱图

Fig.9　Time domain and frequency domain diagrams under looseness fault

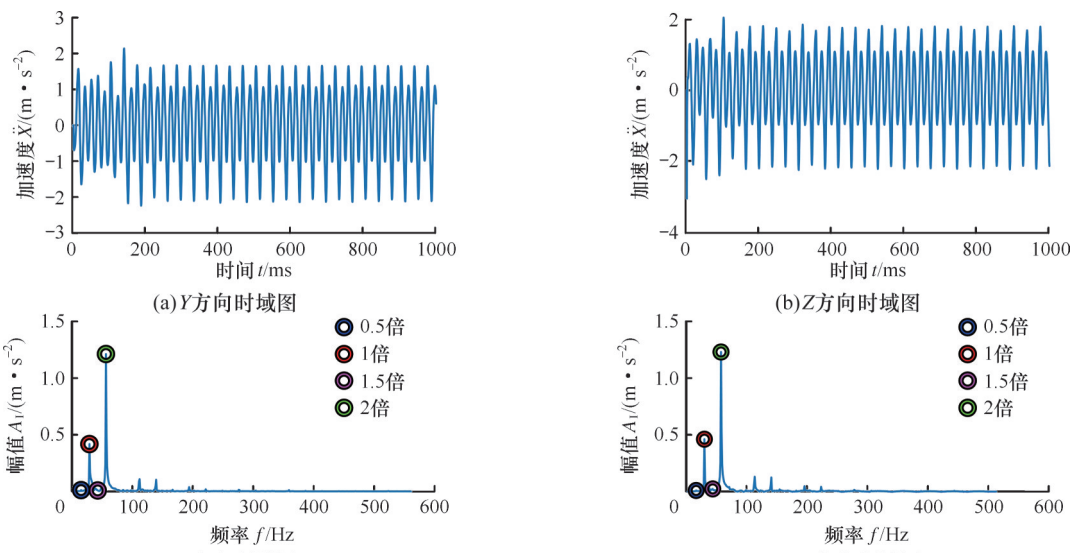


图 10　不对中与松动故障耦合下时域图与频谱图

Fig.10　Time domain and frequency domain diagrams under coupled fault（misalignment + looseness）

中出现显著的4倍频和5倍频等高次谐波分量。

为清晰量化耦合故障的非线性放大效应，表4汇总了节点P_1在1649 r/min转速下，4种工况Y、Z方向的基频、2倍频仿真幅值及主要频率成分。由表4分析可知，支座松动与联轴器不对中故障耦合时，故障间相互作用，导致蜗杆转动元动作单元加速度响应中2倍频能量的非线性集聚与放大(而非叠加)，同时伴随基频抑制和高次谐波产生。

表4 不同故障下节点P_1仿真加速度响应的特征频率

Tab.4 Characteristic frequencies of node P_1 simulation acceleration response under different faults

故障类型	Y方向加速度基频幅值/(m·s^{-2})	Z方向加速度2倍频幅值/(m·s^{-2})	Y方向加速度基频幅值/(m·s^{-2})	Z方向加速度2倍频幅值/(m·s^{-2})	主要频率/Hz
仅不对中	0.83	0.37	0.80	0.35	27.3，54.7
仅松动	0.64	0.01	0.64	0.01	27.3
不对中＋松动	0.42	1.21	0.46	1.23	27.3，54.7，110.3，137.7
正常状况	0.60	0	0.61	0	27.3

4 实验验证

在靠近驱动电机端轴承支座(对应仿真模型节点1位置)的外侧，沿Y方向和Z方向安装两个CT1005L型ICP加速度传感器(灵敏度50 mV/(m·s^{-2})，频响范围0.5 Hz～5 kHz)。传感器通过CT5204型恒流适配器供电。使用MCC USB230型数据采集卡连接传感器与数据采集终端，采样频率为1 kHz，分辨力为0.001 m/s^2。通过调速装置将蜗杆轴转速精确稳定在目标转速1649 r/min。待蜗杆运行稳定(约1 min)后，采集测点处稳态Y、Z方向加速度时域信号。具体步骤如下：

1)进行蜗杆转动元动作单元正常状态实验，确保联轴器安装对中良好。

2)进行蜗杆转动元动作单元联轴器不对中故障下的蜗杆转动元动作单元实验，如图11所示，左侧为整体元动作单元图，分别由驱动电机、联轴器、蜗杆、轴承支座组成，实验中加入垫片，使联轴器偏离正常状况的基准，综合不对中量控制在0.001 m；右侧为放大的联轴器不对中图，以模拟真实的联轴器不对中故障工况。

3)进行蜗杆转动元动作单元轴承支座松动故障实验，如图12所示，左侧为蜗杆转动元动作单元主要部分，由联轴器、螺栓、蜗杆、轴承支座组成；

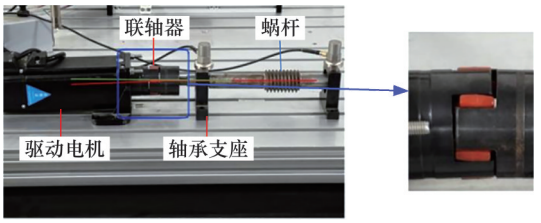


图11 联轴器不对中故障实验

Fig.11 Misalignment fault experiment of coupling

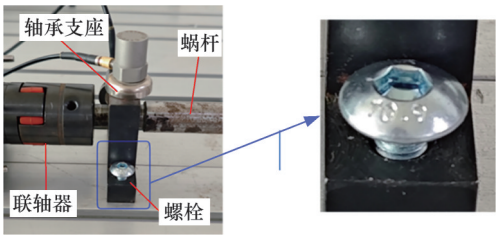


图12 松动故障实验

Fig.12 Looseness fault experiment

右侧为放大的螺栓松动图。实验中将固定轴承支座的螺栓松开，控制轴承座与基座之间产生松动间隙0.005 m，以此精确模拟轴承支座松动故障。

4)进行蜗杆转动元动作单元耦合故障实验。

5)从采集到的原始加速度时域信号中截取1 s稳态段进行预处理，包括去除直流偏移、必要时进行滤波。对预处理后的稳态时域信号片段应用快速傅里叶变换，计算其频谱，如图13～16所示。

6)从频谱图中提取关键特征频率的幅值，并

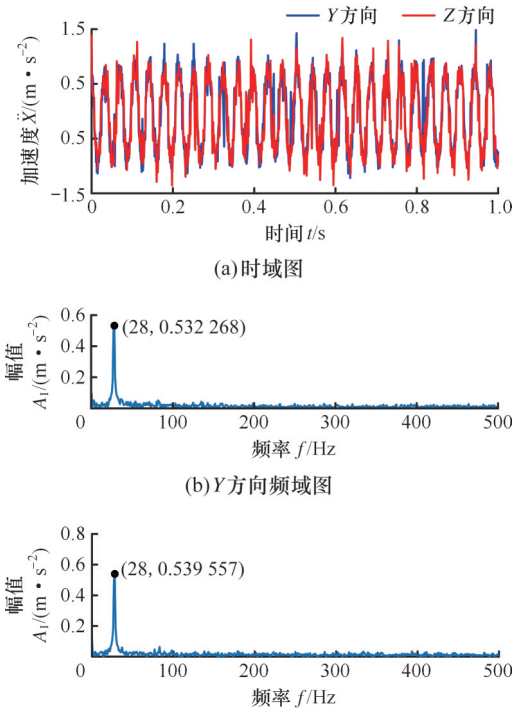
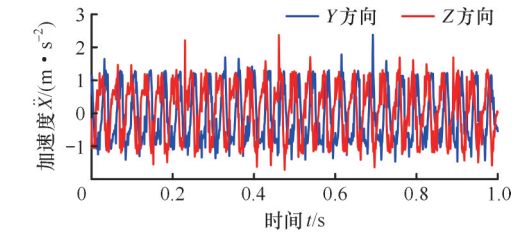
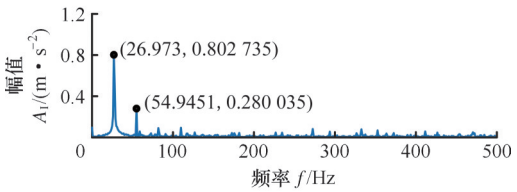


图13 正常状态下实验时域图与频谱图

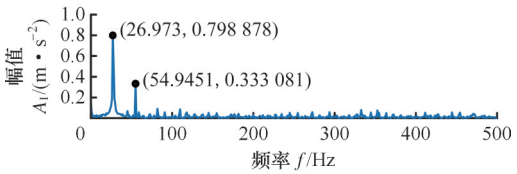
Fig.13 Experimental time domain and frequency domain diagrams under normal conditions



(a)时域图



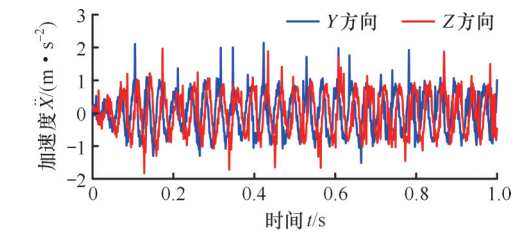
(b)Y方向频域图



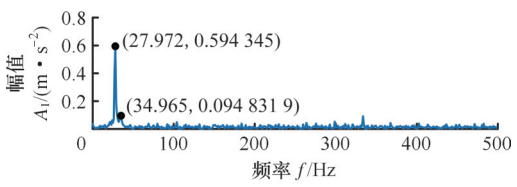
(c)Z方向频域图

图 14　不对中故障下实验时域图与频谱图

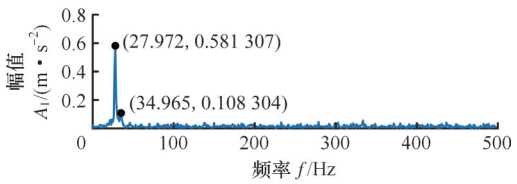
Fig.14　Experimental time domain and frequency domain diagrams under misalignment fault



(a)时域图



(b)Y方向频域图

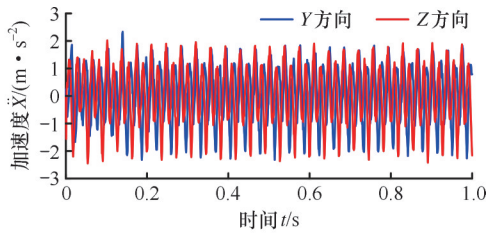


(c)Z方向频域图

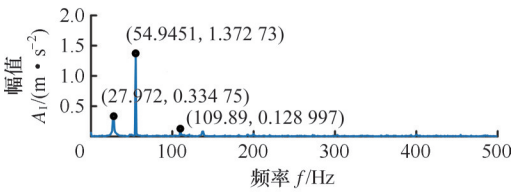
图 15　松动故障下实验时域图与频谱图

Fig.15　Experimental time domain and frequency domain diagrams under looseness fault

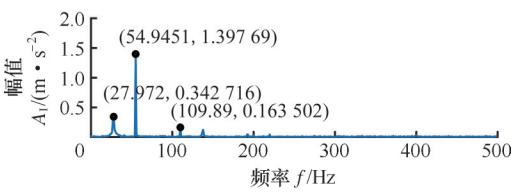
记录主要频率成分。整理节点 P_1 处 Y、Z 方向的基频幅值、2倍频幅值及主要频率成分数据至表5进行对比分析。由表5可知，蜗杆转动元动作单元正常状态下，振动信号以基频为主(基频幅值最大)；蜗杆转动元动作单元联轴器不对中故障时，



(a)时域图



(b)Y方向频域图



(c)Z方向频域图

图 16　不对中与松动故障耦合下实验时域图与频谱图

Fig.16　Experimental time domain and frequency domain diagrams under coupled fault (misalignment + looseness)

2倍频幅值显著增强，分别占基频的35%和41%，表明不对中故障放大了2倍频响应；蜗杆转动元动作单元轴承支座松动故障时，基频幅值略微升高；蜗杆转动元动作单元耦合故障时，2倍频幅值较正常状态上升258%，显著高于其基频幅值，同时伴随4倍、5倍高次谐波，表明加速度振动信号的能量向高频移动。

表 5　不同故障下实验加速度响应的特征频率

Tab.5　Characteristic frequencies of experimental acceleration response under different faults

故障类型	Y方向加速度基频幅值/(m·s^{-2})	Z方向加速度2倍频幅值/(m·s^{-2})	Y方向加速度基频幅值/(m·s^{-2})	Z方向加速度2倍频幅值/(m·s^{-2})	主要频率/Hz
仅不对中	0.80	0.28	0.80	0.33	27，55，110
仅松动	0.59	0.01	0.58	0.01	28
不对中＋松动	0.33	1.37	0.34	1.40	28，54，110，137
正常状态	0.53	0	0.54	0	28

7)通过对比蜗杆转动元动作单元在转速1649 r/min下固定节点的仿真与实验数据，验证模型可靠性。基频(27～28 Hz)与2倍频(54～55 Hz)在仿真与实验中均被准确捕捉，主要频率误差小于5%。仿真与实验均观测到2倍频幅值爆

炸式增长，轴承支座松动故障导致约束弱化，联轴器不对中导致2倍频增强，而在仿真中，耦合故障Z向2倍频幅值(1.21 m/s²)达单一联轴器不对中故障2倍频幅值(0.37 m/s²)的3.27倍，耦合故障Y向2倍频幅值(1.23 m/s²)达单一联轴器不对中故障2倍频幅值(0.35 m/s²)的3.51倍；在实验中耦合故障Z向2倍频幅值(1.40 m/s²)达单一联轴器不对中故障2倍频幅值(0.33 m/s²)的4倍以上，耦合故障Y向2倍频幅值(1.37 m/s²)达单一联轴器不对中故障2倍频幅值(0.28 m/s²)的4.89倍，趋势一致。仿真成功复现耦合故障的非线性叠加效应，耦合故障时的加速度响应高次谐波在仿真频谱中清晰可见，与实验结果匹配，验证了故障耦合的非线性能量转移效应。

5 结论

1)蜗杆转动元动作单元在正常状态、单一的关键故障和耦合故障下的加速度响应中基频、2倍频及高次谐波等主要特征频率的仿真与实验结果高度吻合，误差普遍小于2%，验证了蜗杆转动元动作单元多故障耦合模型的准确性。

2)实验与仿真结果均验证了蜗杆转动元动作单元多故障耦合模型的耦合故障特性。轴承支座松动故障导致约束弱化，联轴器不对中导致2倍频增强，耦合故障下的2倍频振幅被显著非线性放大，实验中的2倍频振幅是单一不对中故障的4倍以上，仿真中的2倍频振幅是单一不对中故障的3倍以上。同时，耦合故障的基频受到抑制，低于正常状态或单一不对中故障，且产生了显著的4倍频、5倍频等高次谐波分量。可见，耦合故障的加速度振动信号的能量整体向高频移动。

3)实验和仿真结果均表明蜗杆转动元动作单元出现支座松动故障和联轴器不对中故障耦合时，其故障特征并不是简单的线性叠加，而是具有其独特的非线性效应，该效应为机械元动作单元多故障诊断提供了新的特征指标。利用这些非线性耦合特征，有望克服多故障并发时特征模糊带来的诊断困难。

参考文献：

[1] 李健，张根保，冉琰，等. 基于自由度约束的元动作单元误差传递路径识别方法[J]. 中国机械工程，2023，34(2)：135-141.
LI Jian，ZHANG Genbao，RAN Yan，et al. Error Transfer Path Identification Method of Meta-action Unit Based on DOF Constraints[J]. China Mechanical Engineering，2023，34(2)：135-141.

[2] 陈果. 含不平衡-碰摩-基础松动耦合故障的转子-滚动轴承系统非线性动力响应分析[J]. 振动与冲击，2008，27(9)：100-104.
CHEN Guo. Nonlinear Dynamic Response Analysis of Rotor-ball Bearing System Including Unbalance-rubbing-looseness Coupled Faults[J]. Journal of Vibration and Shock，2008，27(9)：100-104.

[3] 甄满，田拥胜，孙涛，等. 具有不对中故障的双跨转子系统非线性动力学特性[J]. 机械工程学报，2020，56(16)：109-117.
ZHEN Man，TIAN Yongsheng，SUN Tao，et al. Nonlinear Dynamics of Two-span Rotor-bearing System with Flexible Coupling Misalignment[J]. Journal of Mechanical Engineering，2020，56(16)：109-117.

[4] 张伦，胡蛟，杨翼. 直升机主减速器锥齿轮系动力学建模与故障响应分析[J]. 国防科技大学学报，2025，47(5)：236-245.
ZHANG Lun，HU Jiao，YANG Yi. Bevel Gear Dynamic Modeling and Fault Response Analysis of Helicopter Main Reducer[J]. Journal of National University of Defense Technology，2025，47(5)：236-245.

[5] 殷帆丽. 双转子-机匣耦合系统碰摩故障动力学特性研究[D]. 沈阳：东北大学，2017.
YIN Fanli. Research on Dynamic Characteristics of Dual Rotor-casing Coupling System with Rubbing Fault[D]. Shenyang：Northeastern University，2017.

[6] ZHENG Yang，WU Ke，WANG Luchao，et al. Structural Damage Assessment and Failure Mode Analysis for Cross-fault Submarine Tunnels[J]. Engineering Failure Analysis，2024，157：107853.

[7] CHEN Guowang，TANG Qian，LI Heng，et al. Rigid-flexible Coupling Dynamic-assisted Imbalanced Fault Diagnosis for Helicopter Tail Transmission System[J]. Measurement，2025，242：115934.

[8] TANG Hesheng，REN Yan，XIANG Jiawei，et al. Numerical and Experimental Analysis of Rotor-bearing System for Axial Piston Pump with Misalignment-Rubbing Coupling Fault[J]. Journal of Sound and Vibration，2023，559：117786.

[9] ZHAO Zhiyao，LI Xuanhao，CUI Xiaoyu，et al. Fault Coupling Analysis and Reliability Assessment of Actuation System Based on Bond Graph Model[J]. Applied Sciences，2023，13(13)：7462.

[10] LI Junyuan，GAO Peng，TONG Bang，et al. Revealing the Mechanism of Pack Ceiling Failure Induced by Thermal Runaway in NCM Batteries：a Coupled Multiphase Fluid-structure Interaction Model for Electric Vehicles[J]. eTransportation，2024，20：100335.

[11] 张立志，曹成军，张伟，等. 基于场路耦合法的10 kV干式空心串联电抗器匝间绝缘故障电气特征量研究[J]. 电力科学与技术学报，2025，40(2)：265-275.
ZHANG Lizhi，CAO Chengjun，ZHANG Wei，et al. Study on Electrical Features of Inter-turn Insulation Fault of 10 kV Dry-type Air-core Series Reactor by Field-circuit Coupling Method[J]. Journal of Electric Power Science and Technology，2025，40(2)：265-275.

[12] 王继康，孙敏，陈建恩. 刚度特征对振子链能量传递非互易性的影响[J]. 振动与冲击，2025，44(16)：101-107.
WANG Jikang，SUN Min，CHEN Jian'en. Effect of Stiffness Characteristics on Non-reciprocity of Energy Transfer in Oscillator Chain[J]. Journal of Vibration and Shock，2025，44(16)：101-107.

[13] 李雪萍. 数控转台基于元动作的运动可靠性分析及建模方法研究[D]. 重庆：重庆大学，2022.
LI Xueping. Research on Motion Reliability Analysis and Modeling Method of NC Turntable Based on Meta-action[D]. Chongqing：Chongqing University，2022.

（下转第2176页）