

## 变转速工况下高速列车轴承转子系统特性分析

王宝森, 刘永强, 张 斌

### CHARACTERISTICS ANALYSIS ON BEARING ROTOR SYSTEM OF HIGH-SPEED TRAIN UNDER VARIABLE SPEED CONDITIONS

Wang Baosen, Liu Yongqiang, and Zhang Bin

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.6052/0459-1879-22-067>

## 您可能感兴趣的其他文章

### Articles you may be interested in

#### 长编组高速列车的列车风动模型实验研究

MOVING MODEL ANALYSIS OF THE SLIPSTREAM OF A LONG GROUPING HIGH-SPEED TRAIN

力学学报. 2021, 53(1): 105-114

#### 高速列车服役模拟建模与计算方法研究

RESEARCH ON SERVICE SIMULATION MODELING AND CALCULATION METHOD OF HIGH-SPEED TRAIN

力学学报. 2021, 53(1): 96-104

#### 中国高速列车研发与展望

RESEARCH, DEVELOPMENT AND PROSPECT OF CHINA HIGH-SPEED TRAIN

力学学报. 2021, 53(1): 35-50

#### 高速列车轴承可靠性评估关键力学参量研究进展

ADVANCES IN KEY MECHANICAL PARAMETERS FOR RELIABILITY ASSESSMENT OF HIGH-SPEED TRAIN BEARINGS

力学学报. 2021, 53(1): 19-34

#### 高速列车车体长度对气动噪声影响的数值研究

INFLUENCE OF THE LENGTH OF HIGH-SPEED TRAIN ON THE FAR-FIELD AEROACOUSTICS CHARACTERISTICS

力学学报. 2019, 51(5): 1310-1320

#### 高速列车头型长细比对气动噪声的影响

STUDY ON THE INFLUENCE OF THE NOSE SLENDERNESS RATIO OF HIGH-SPEED TRAIN ON THE AERODYNAMIC NOISE

力学学报. 2017, 49(5): 985-996



关注微信公众号, 获得更多资讯信息

变转速工况下高速列车轴承转子系统特性分析<sup>1)</sup>王宝森<sup>\*,†,\*\*</sup> 刘永强<sup>\*,2)</sup> 张 斌<sup>\*\*</sup><sup>\*</sup>(石家庄铁道大学省部共建交通工程结构力学行为与系统安全国家重点实验室, 石家庄 050043)<sup>†</sup>(石家庄铁道大学交通运输学院, 石家庄 050043)<sup>\*\*</sup>(南卡罗来纳大学工程与计算机学院, 美国哥伦比亚 29208)

**摘要** 高速列车的发展使得其关键零部件——轴承的安全问题日益突出。现有的轴承模型均是建立在匀速工况下, 不能描述系统在变转速工况下运动状态。为了解决这个问题, 建立了一个变转速工况下高速列车轴箱轴承转子系统动力学模型, 模型通过角度迭代计算得到了滚动体在不均匀时间内转过的总角度, 进而确定了滚动体在任意时刻的空间位置。在匀速工况和变转速工况下, 对具有外圈故障的轴承模型进行了实验对比, 验证了模型的有效性。利用轴心轨迹定性分析了外圈故障、内圈故障和滚动体故障对系统稳定性的影响, 并通过实验验证了分析结果的可靠性。利用二维不变矩作为特征指标定量分析了三类故障对系统稳定性的影响。分析结果表明: 当轴承角加速度较小时, 外圈故障对系统稳定性影响最大; 当轴承角加速度较大时, 滚动体故障对系统稳定性影响最大, 但是影响程度随着故障尺寸的变大而逐渐减小。同样地, 利用二维不变矩作为特征指标进行了系统的稳定性临界状态分析, 确定了在不同转速工况下和不同故障类型下临界状态对应的最大故障尺寸。研究结果表明: 随着轴承内圈转速的上升, 不同故障类型对应的最大尺寸都会减小, 其中滚动体故障尺寸大都是最小的, 说明滚动体故障对系统稳定性影响最大。

**关键词** 高速列车, 轴承模型, 变转速工况, 稳定性分析, 二维不变矩

中图分类号: U270.1<sup>+1</sup> 文献标识码: A doi: 10.6052/0459-1879-22-067

CHARACTERISTICS ANALYSIS ON BEARING ROTOR SYSTEM OF HIGH-SPEED TRAIN UNDER VARIABLE SPEED CONDITIONS<sup>1)</sup>Wang Baosen<sup>\*,†,\*\*</sup> Liu Yongqiang<sup>\*,2)</sup> Zhang Bin<sup>\*\*</sup><sup>\*</sup>(State Key Laboratory of Mechanical Behavior and System Safety of Traffic Engineering Structures, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)<sup>†</sup>(School of Traffic and Transportation, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)<sup>\*\*</sup>(College of Computing and Engineering, University of South Carolina, Columbia 29208, South Carolina, USA)

**Abstract** The development of high-speed trains has made the safety problem of its key components—bearings increasingly prominent. Existing bearing models are all established under uniform speed conditions and cannot describe the motion state of the system under variable speed conditions. To solve this problem, a dynamic model of the axle box bearing rotor system of a high-speed train under variable speed conditions is established. The model uses angle iteration

2022-02-13 收稿, 2022-04-25 录用, 2022-04-26 网络版发表。

1) 国家重点研发计划(2020YFB2007700), 国家自然科学基金(11790282, 12032017, 12002221, 11872256), 河北省科技计划(20310803D), 河北省自然科学基金(A2020210028), 河北省教育厅科技计划(ZD2021093)和留学基金委资助项目。

2) 刘永强, 教授, 主要研究方向: 车辆系统动力学、预测和健康管理。E-mail: liuyq@stdu.edu.cn

引用格式: 王宝森, 刘永强, 张斌. 变转速工况下高速列车轴承转子系统特性分析. 力学学报, 2022, 54(7): 1839-1852

Wang Baosen, Liu Yongqiang, Zhang Bin. Characteristics analysis on bearing rotor system of high-speed train under variable speed conditions. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2022, 54(7): 1839-1852

to calculate the total angle that the rolling elements have rotated in an uneven time, and then determines the spatial position of the rolling elements at any time. Comparison experiments and simulations were carried out under constant speed and variable speed conditions, and they have a good agreement, which verifies the effectiveness of the model. The influence of outer ring fault, inner ring fault, and rolling element fault on the system stability are qualitatively analyzed by the axis trajectory, and the reliability of the analysis results is verified by experiments. The two-dimensional moment invariants are used as a characteristic indicator to quantitatively analyze the influence of three types of faults on system stability. The analysis results show that under uniform speed conditions, the effects of different types of faults on train stability are small. Under variable speed conditions, the outer ring fault has the greatest impact when the angular acceleration is slight, and the rolling element fault has the greatest impact when the angular acceleration is large, but the degree of impact gradually decreases with the size of the fault. Similarly, two-dimensional moment invariants are used to analyze the stability critical state of the rotor system and determine the maximum fault size corresponding to the critical state under different speed conditions and different fault types. The results show that that with the increase of the speed of the bearing inner ring, the maximum size corresponding to different fault types will decrease, and the fault size of the rolling element is mostly the smallest, indicating that the rolling element fault has the greatest impact on the stability of the system.

**Key words** high-speed train, bearing model, variable speed conditions, stability analysis, two-dimensional moment invariant

## 引言

随着高速铁路的发展, 高速列车的安全、可靠运行越来越受到重视, 而轴承作为列车走行部的关键部件, 其好坏和运动状态决定了列车的运行质量. 国内外的专家学者提出了多种不同的方法来检测列车轴承中是否存在故障, 评价轴承的运动状态, 其中包括: 轴温检测法<sup>[1]</sup>、声发射缺陷检测方法<sup>[2]</sup>和用于故障检测、识别和定位的振动信号的信号处理方法<sup>[3]</sup>等等. 然而以上这些方法易受外界干扰, 故障检测的准确性也会受到显著影响.

众所周知, 存在故障的轴承的振动信号会显示出周期性的峰值<sup>[4]</sup>, 这些峰值的频率和幅度与轴承故障的严重程度和位置有关. 基于此, 快速傅里叶变换 FFT 被用于研究快速诊断轴承故障的频谱分析技术<sup>[5]</sup>, 并开发了相应的实验室模块<sup>[6]</sup>. 然而, 故障信号常常被其他信号调制和湮没, 极大地影响了这些基于 FFT 的方法的准确性. 为了提高故障信号提取效率和信号特征分析的准确性, 引入了经验模态分解<sup>[7]</sup>、集成经验模态分解<sup>[8]</sup>和小波变换<sup>[9]</sup>等时频域分析技术, 以进行信号的预处理和特征提取. 例如, 基于带宽经验模式分解和自适应多尺度形态分析的故障诊断方法就被应用于轴承的早期故障诊断, 并得到了良好的效果<sup>[7]</sup>. 随着神经网络技术的发展, 基于深度学习的轴承故障诊断技术也蓬勃发展, 多种网络模

型被应用到了故障诊断和信号处理过程中, 其中包括卷积神经网络模型<sup>[10]</sup>、基于自动编码器的深度神经网络模型<sup>[11]</sup>和深度信念网络<sup>[12]</sup>. 但是这些方法通常应用于常见旋转机械的轴承故障诊断和系统运动状态研究. 与常用轴承不同, 高速列车轴承常常工作在高速、重载的环境中, 且极易受到轴承转子系统内部零件间碰撞产生的冲击信号的调制. 传统的信号处理方法难以从这类信号中提取特征, 并对轴承系统的运动状态做出准确判断. 为了解决这个问题, 一种基于模型仿真的方法被提出来并获得不断改进和完善, 其基本思想为: 利用牛顿第二定律建立一组微分方程组来模拟轴承-转子系统, 通过对方程组进行数值求解得到系统响应, 从机理角度研究系统的运动状态和故障对系统运动状态的影响.

文献 [13] 建立了一个具有单点内圈故障的轴承模型, 模型由一系列冲击和冲击衰减函数组成, 来描述轴承运行过程中滚子通过故障位置时所产生的撞击现象. 最后通过振动信号频谱的解调谱验证了模型的有效性. Rafsanjani 等<sup>[14]</sup>建立了内圈、外圈和滚体表面存在缺陷的滚动轴承非线性动力学模型, 并利用经典的 Floquet 定理对模型进行了稳定性分析. 陈果<sup>[15]</sup>建立了航空发动机转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型, 并分析了弹性支承刚度、挤压油膜阻尼器等系统参数对系统运动状态的影响. 曹青松等<sup>[16]</sup>针对高速列车滚动轴承内圈与轴径配合

面出现松动故障的问题, 提出了车体-车架-悬挂-轮轨垂直耦合动力学模型. 文献 [17] 建立了一个包含牵引驱动系统和轴箱轴承的综合的三维车辆-轨道耦合动力学模型, 模型考虑了轴箱轴承与其他部件 (如轮对和转向架构架) 之间的动态相互作用. 刘永强等 [18] 建立了 12 自由度含有外圈故障的高速列车轴箱轴承非线性动力学模型, 并从非线性动力学角度研究了轴承转速和故障尺寸对系统运动状态的影响. 然而, 在实际列车运行过程中, 轴承的旋转速度是不断发生变化的. 上述已有模型的不足之处是它们无法确定变转速工况下轴承滚子的空间位置, 因此不能真正模拟高速列车轴承的实际运动状态. Mishra 等 [19-20] 建立了滚动轴承的键合图模型, 用于在不稳定工况下产生振动信号, 但是该模型主要是用于故障诊断研究, 并不能研究系统参数和系统稳定性之间的关系. 此外, 大多数现有的模型均是基于非线性动力学来对系统进行状态分析, 结果偏向于理论, 难以与实际工程应用相结合. 更为重要的是, 选择合适的参量对高速列车轴承进行可靠性评估是目前亟待解决的问题 [21], 然而能够描述高速列车轴承在变转速工况下运动状态的指标还很少. 针对这些问题, 本工作提出了角度迭代法, 用来确定滚动体在任意时刻的空间角度, 建立了可以在匀速工况和变转速工况下运行的高速列车轴承转子系统动力学模型, 以二维不变矩为特征指标对变转速工况下轴承-转子系统稳定性作了定量分析, 并进一步研究了在不同转速条件下, 转子系统稳定性临界状态对应的轴承最大故障, 以期对高速列车轴承安全运行提供实际指导.

## 1 轴承模型

### 1.1 轴承转子系统耦合模型建立

#### 1.1.1 转子 (车轴) 系统模型

该模型为一个轮对包含有一根车轴和两组轴承-转子系统 (因为其左右对称, 所以这里只讨论其中一组), 车轴向外延伸并由轴箱支撑, 相当于固定在地面上, 简化的轴承转子系统模型如图 1 所示. 模型保留了轮对各组成部分间的位置和作用力关系, 可以模拟轴承-转子系统的运动和作用力规律. 本文中接触角  $\alpha = 10^\circ$ , 半锥角  $\beta = 1.7^\circ$ . 由振动力学 [22] 知识可知, 车轴质量可以等效至车轴中心处, 在本文称其为转子.

在转子系统模型中, 轴承的支座反力是关键力元, 它受滚动体和内、外圈滚道之间的接触力影响. 轴承在运行过程中, 滚动体的位置不断变化, 同时也会引起各滚动体与内外圈滚道间接触力方向和大小的变化. 由于轴承运动时轴承内、外圈上的力是通过滚动体传递的, 所以支座反力是所有滚动体处接触力的合力. 在实际应用中, 轴承的运动状态和受力是非常复杂的, 为了简化计算, 同时不降低模型的准确性, 引入以下假设:

- (1) 外圈固定在刚体上, 且转速为 0, 但是在横向和垂向上考虑有位移变化;
- (2) 滚动体在滚道上的运动形式是纯滚动, 不考虑打滑现象;
- (3) 滚动体和滚道之间的接触力满足胡克定律.

为了求解轴承的支座反力, 首先要确定每一个滚动体的空间角度. 双列圆锥滚子轴承的侧视图如图 2 所示,  $N_0$  个滚子均匀分布在内外滚道间, 角度间隔为  $2\pi/N_0$ . 在轴承旋转过程中, 第  $i$  ( $i = 1, 2, \dots, N_0$ ) 个滚子在时间  $t$  时刻的位置角为

$$\theta_i = \gamma(t) + \frac{2\pi}{N_0}(i-1), \quad i = 1, 2, \dots, N_0 \quad (1)$$

其中  $\gamma(t)$  是编号为 1 的滚动体在时间  $t$  内转过的角

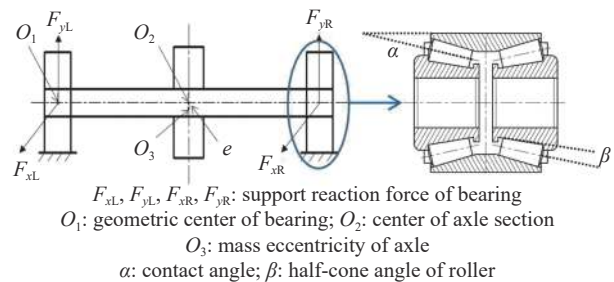


图 1 轴承转子系统模型

Fig. 1 Model of bearings and rotor coupling system

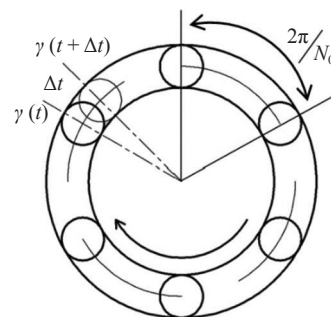


图 2 轴承侧视图

Fig. 2 Side view of the bearing



度, 初始角度  $\gamma(t_0) = 0$ . 在第  $i$  个滚子处的接触形变量为

$$\delta_i = (x_{r1} - x_{r2}) \cos \theta_i + (y_{r1} - y_{r2}) \sin \theta_i - c_0 \quad (2)$$

其中,  $c_0$  是轴承径向间隙;  $x_{r1}, x_{r2}$  分别是右侧轴承内圈和外圈的横向位移;  $y_{r1}, y_{r2}$  分别是右侧轴承内圈和外圈的垂向位移. 根据非线性赫兹接触理论可知, 滚动体与滚道之间的接触力为<sup>[23]</sup>

$$P_i = K_t \delta_i^n H_i \quad (3)$$

其中,  $K_t$  为接触刚度; 在圆锥滚子轴承中,  $n = 10/9$ ; 当  $\delta_i > 0, H_i = 1$ ; 当  $\delta_i \leq 0, H_i = 0$ , 此时滚动体与滚道不接触. 将每个滚动体处求得的接触力分解到横向和垂向两个方向上, 再按方向求和便得到了两个方向上的接触力合力<sup>[24]</sup>, 即

$$\left. \begin{aligned} F_{xR} &= K_t \sum_{i=1}^{N_0} \delta_i^{\frac{10}{9}} H_i \cos \theta_i \\ F_{yR} &= K_t \sum_{i=1}^{N_0} \delta_i^{\frac{10}{9}} H_i \sin \theta_i \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

其中,  $F_{xR}, F_{yR}$  分别为右侧轴承横向和垂向两个方向上的接触力合力. 类似地, 左侧轴承两个方向上的接触力合力  $F_{xL}, F_{yL}$  也可用同样的方式求得.

### 1.1.2 轴承系统模型

将轴承系统模型视为一系列弹簧-质量模型的耦合模型, 则每一部分的位移和速度都可用牛顿第二定律来表示. 轴承动力学模型的示意图如图 3 所示. 轴承在运行过程中, 变刚度振动和轮轨激励会导致轴承内外圈、传感器和其他元件产生固有振动, 通过调整单元谐振器的刚度和阻尼系数来模拟这些高频振动可以使模型更加准确<sup>[25-26]</sup>.

根据牛顿第二定律, 轴承转子系统的动力学方程组如式 (5) 所示

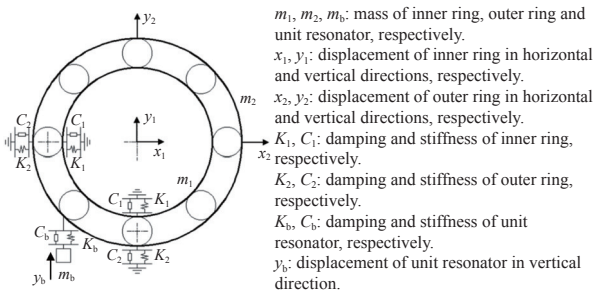


图 3 轴承动力学模型

Fig. 3 Bearing dynamics model

$$\left. \begin{aligned} \text{I} \quad & \begin{cases} m_c \ddot{x}_c + C \dot{x}_c + K(x_c - x_{r1}) + K(x_c - x_{l1}) = \\ m_c e w_c^2 \cos(w_c t) \\ m_c \ddot{y}_c + C \dot{y}_c + K(y_c - y_{r1}) + K(y_c - y_{l1}) = \\ m_c e w_c^2 \cos(w_c t) - m_c g \end{cases} \\ \text{II} \quad & \begin{cases} m_1 \ddot{x}_{r1} + C_1 \dot{x}_{r1} + K_1 x_{r1} + F_{xR} \cos(\alpha - \beta) = 0 \\ m_1 \ddot{y}_{r1} + C_1 \dot{y}_{r1} + K_1 y_{r1} + F_{yR} \cos(\alpha - \beta) = 0 \\ m_2 \ddot{x}_{r2} + C_2 \dot{x}_{r2} + K_2 x_{r2} - F_{xR} \cos(\alpha + \beta) = 0 \\ m_2 \ddot{y}_{r2} + (C_2 + C_b) \dot{y}_{r2} + (K_2 + K_b) y_{r2} - K_b y_b - \\ C_b \dot{y}_b - F_{yR} \cos(\alpha + \beta) = F \cos(\alpha + \beta) \end{cases} \\ \text{III} \quad & \{ m_b \ddot{y}_{rb} + C_b (\dot{y}_{rb} - \dot{y}_{r2}) + K_b (y_{rb} - y_{r2}) = 0 \\ \text{IV} \quad & \begin{cases} m_1 \ddot{x}_{l1} + C_1 \dot{x}_{l1} + K_1 x_{l1} + F_{xL} \cos(\alpha - \beta) = 0 \\ m_1 \ddot{y}_{l1} + C_1 \dot{y}_{l1} + K_1 y_{l1} + F_{yL} \cos(\alpha - \beta) = 0 \\ m_2 \ddot{x}_{l2} + C_2 \dot{x}_{l2} + K_2 x_{l2} - F_{xL} \cos(\alpha + \beta) = 0 \\ m_2 \ddot{y}_{l2} + (C_2 + C_b) \dot{y}_{l2} + (K_2 + K_b) y_{l2} - K_b y_b - \\ C_b \dot{y}_b - F_{yL} \cos(\alpha + \beta) = F \cos(\alpha + \beta) \end{cases} \\ \text{V} \quad & \{ m_b \ddot{y}_{lb} + C_b (\dot{y}_{lb} - \dot{y}_{l2}) + K_b (y_{lb} - y_{l2}) = 0 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

其中,  $K, C$  分别为列车车轴的刚度和阻尼;  $x_c, y_c$  分别为车轴中间截面质心的横向和垂向位移;  $x_{11}, x_{12}, y_{11}, y_{12}$  分别是左侧轴承内圈和外圈的横向和垂向位移;  $y_{rb}, y_{lb}$  分别为位于右侧和左侧轴承的单元谐振器的垂向位移;  $F$  是单个轴承所承载的轴重. 在式 (5) 中, 式 I 是车轴横向和垂向振动方程; 式 II 和式 IV 分别为右侧和左侧轴承的横向和垂向振动方程; 式 III 和式 V 分别为右侧和左侧单元谐振器振动方程.

### 1.2 角度迭代法

式 (1) 中, 滚动体转过的角度  $\gamma(t)$  是决定模型是否可以模拟变转速工况下轴承运动状态的关键参数. 高速列车在运行过程中, 特别是在加速和制动时, 其车轴的旋转角速度  $w_0(t)$  会不断发生变化, 所以  $\gamma(t)$  与时间  $t$  也非确定的函数关系, 为了解决这个问题, 确定滚动体在任意时刻的空间角度位置, 借鉴文献<sup>[19-20]</sup>中通过式 (6) 中的积分求解角度的方法, 提出了一种角度迭代的方法, 来确定在任意时刻滚动体的空间角度位置, 即

$$\gamma(t) = \int_0^{+\infty} w_0(t) dt \quad (6)$$

角度迭代法假设  $w_0(t)$  在极短的时间段  $\Delta t$  ( $\Delta t \rightarrow 0$ ) 内是定值, 所以滚动体在  $t + \Delta t$  时间段内转

过的角度可以表示为  $\gamma(t + \Delta t) = \gamma(t) + w(t)\Delta t$ , 如图 2 所示. 其中, 当轴承存在外圈和内圈故障时,  $w(t)$  是滚动体和故障区域在时刻  $t$  时的相对转速. 当滚动体出现故障时,  $w(t)$  表示滚动体在时刻  $t$  的自转转速. 在 MATLAB 仿真过程中,  $\Delta t$  代表了 ode45 函数在每一次迭代时的步长. 基于此, 滚动体的空间角度问题转化为不同故障条件下  $w(t)$  的求解问题. 根据轴承内几何关系可知

$$w(t) = \begin{cases} w_{\text{outer}} = \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) w_0(t) \\ w_{\text{inner}} = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right) w_0(t) \\ w_{\text{roller}} = \frac{D}{2d} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \cos \alpha \right)^2 \right] w_0(t) \end{cases} \quad (7)$$

其中,  $d$  表示滚动体的直径,  $D$  表示轴承节径.

## 2 轴承模型的验证

### 2.1 系统参数

本文选取了某型号高速动车组的转向架轴箱轴承作为实验对象, 其几何参数如表 1 所示, 轴承系统参数如表 2 所示<sup>[27]</sup>, 单元谐振器参数如表 3 所示.

表 1 轴承几何参数

Table 1 Geometric parameters of the bearing

Parameter	Value
mass of the inner ring $m_1/\text{kg}$	4.63
inner ring radius $r/\text{mm}$	65
total mass of the bearing $m_2/\text{kg}$	30
outer ring radius $R/\text{mm}$	120
numbers of roller $N_0$	17
average roller diameter $d/\text{mm}$	26.5
pitch diameter $D/\text{mm}$	156.25
load $F/\text{N}$	$7.0205 \times 10^4$

表 2 轴承系统模型参数

Table 2 Parameter of the bearing system model

Parameter	Value
axle equivalent mass $m_c/\text{kg}$	274
stiffness of axle $C/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	$2 \times 10^3$
damping of axle $K/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	$1.48 \times 10^7$
mass eccentricity of axle section $e/\text{mm}$	$10^{-5}$
stiffness of inner ring $C_1/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	$7 \times 10^4$
damping of inner ring $K_1/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	$3.05 \times 10^8$
stiffness of outer ring $C_2/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	$7 \times 10^4$
damping of outer ring $K_2/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	$2 \times 10^{10}$
contact damping $K_c/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	$3.5 \times 10^{10}$

表 3 单元谐振器参数

Table 3 The parameter of the unit resonator

Parameter	Value
mass $m_b/\text{kg}$	1
damping $K_b/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	$8.8826 \times 10^9$
stiffness $C_b/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	$9.424 \times 10^3$

### 2.2 模型的仿真和验证

为了验证模型的有效性, 在仿真模型中分别添加了内圈和外圈故障, 并得到了模型在定转速和变转速工况下的振动响应. 为了进行对比, 对外圈故障和内圈故障轴承在相同工况下进行对比实验. 由于两种故障类型下得到的结果相似, 为了节省篇幅, 这里只讨论了轴承存在外圈故障的情况.

在轴承的内圈和外圈滚到位置分别加工了通槽故障, 外圈故障宽度  $L_o = 1 \text{ mm}$ , 内圈故障宽度  $L_r = 0.1 \text{ mm}$ . 轴承外圈、外圈故障和内圈故障示意图如图 4 所示. 在轴承实验中, 采样时间为 10 s, 采样频率为 51 200 Hz.

加速度传感器安装在轴承轴箱外侧. 实验平台和传感器位置如图 5 所示.



图 4 轴承外圈、外圈故障和内圈故障示意图

Fig. 4 The schematic diagram of the outer ring, the outer ring fault and the inner ring fault

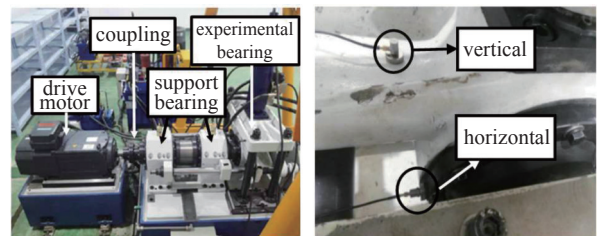


图 5 实验台和传感器安装位置示意图

Fig. 5 The schematic diagram of the test rig and sensors' location

#### 2.2.1 匀转速工况

主轴转速 (即轴承内圈转速)  $w_0 = 1600 \text{ r/min}$ , 轴承外圈故障特征频率为<sup>[28]</sup>

$$f_{\text{outer}} = \frac{N_0}{2} \left( 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) w_0 t \quad (8)$$

在该实验条件下,  $f_{\text{outer}} = 188.87 \text{ Hz}$ .

(1) 仿真

轴承外圈仿真振动加速度时域波形和对应的频谱图如图 6 所示.

从图 6(a) 的时域波形中可以看到明显的周期性冲击, 这意味着轴承存在有单点故障. 而图 6(b) 的频域曲线中则可发现在外圈故障特征频率及其倍频附近都存在峰值, 发现的故障特征频率仿真值与理论计算结果的误差为 0.07%, 证明了该模型在表达轴承故障特征方面是有效的.

(2) 轴承实验

根据轴承实验结果, 轴承外圈振动加速度时域波形和对应的频谱图如图 7 所示. 受实验过程中背景噪声的影响, 在时域波形中虽然无法看到明显周期性冲击信号, 但是经过包络谱分析后, 在图 7(b) 中可以找到外圈故障特征频率的基频、2 倍频和 4 倍频, 其中基频实验结果和理论值的误差为 3.7%, 证明实验是有效的, 也再次证明该模型的有效性.

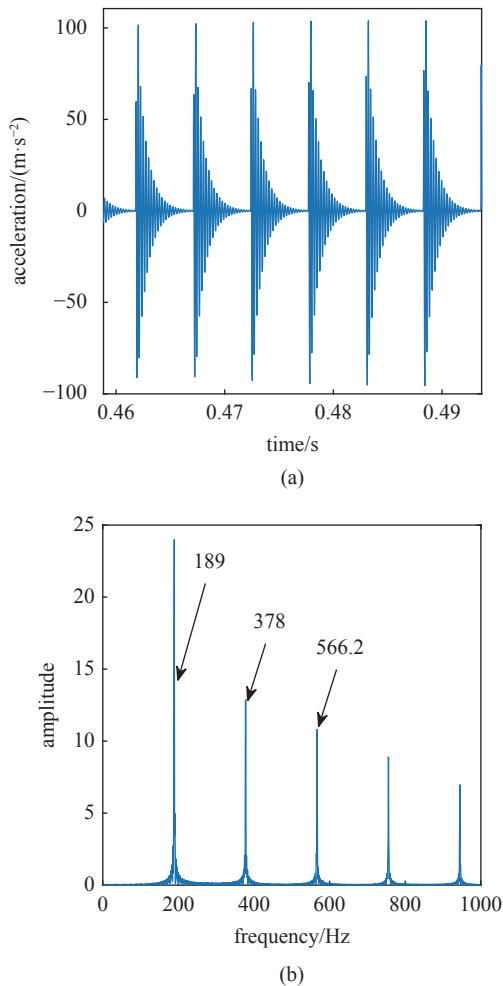


图 6 匀速工况下的仿真结果

Fig. 6 Simulation results under constant speed condition

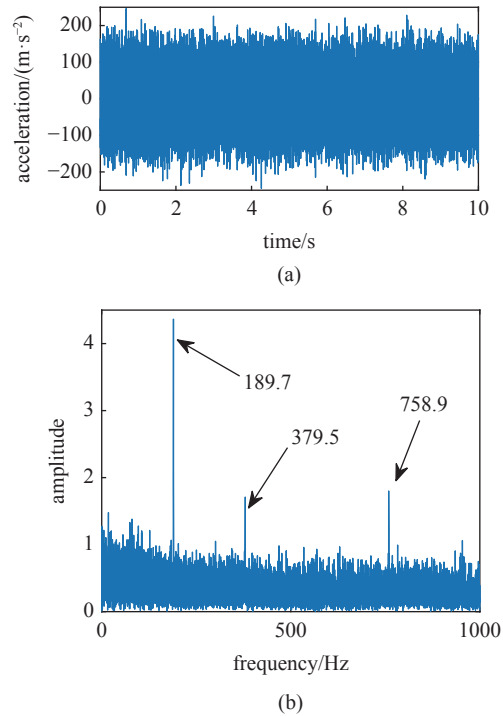


图 7 匀速工况下的实验结果

Fig. 7 Experimental results under constant speed condition

2.2.2 变转速工况

根据理论计算结果, 外圈故障特征阶比为<sup>[8,29-30]</sup>

$$f_o = \frac{N_0}{2} \left( 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (9)$$

根据轴承的几何参数可计算得到  $f_o = 7.082$ . 本文使用文献 [31] 所述的转速提取方法从实验信号中提取到了相应的瞬时转速曲线, 为了使仿真更接近实际, 利用小波降噪提取了实验信号中的噪声信号, 并添加到了仿真得到的振动信号中. 在实验过程中, 先将实验台主轴加速到某一转速并保持一段时间, 然后逐渐减速到 0, 信号采样时间为 60 s, 采样频率为 51 200 Hz.

(1) 实验

变转速工况下的实验结果如图 8 所示. 从图 8(a) 中可以看出, 轴承外圈振动加速度的幅值与主轴转速呈正相关. 图 8(b) 中的阶比谱峰值也和理论计算结果吻合, 其中基频的误差为 5.95%.

(2) 仿真

变转速工况下的仿真结果如图 9 所示, 其中从实验信号中提取到的瞬时转速曲线作为输入信号应用到仿真中, 以保证仿真实验和实际实验在转速上的一致性. 从图 9(a) 中可以看出, 其外圈振动加速度的幅值和转速呈正相关. 但因为简化后的模型在

结构上比真实的轴承简单, 参数取值也存在着不可避免的误差, 故障引起的冲击不会被其他部件的振动信号调制, 故幅值较低. 图 9(b) 中, 在故障特征阶比的基频及其倍频处均出现峰值, 且仿真结果和理论计算结果几乎相等. 仿真结果和实验结果都证明

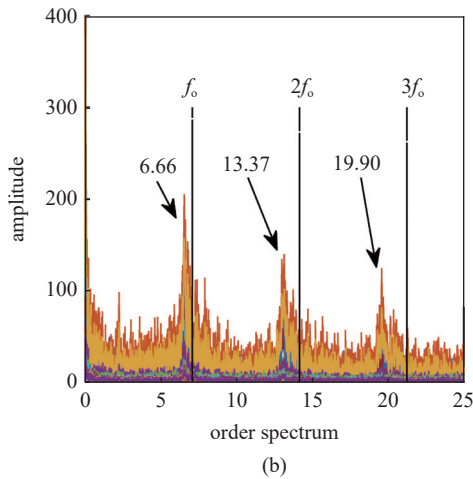
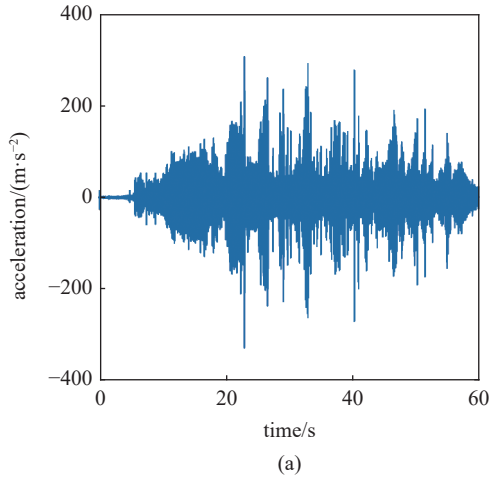


图 8 变转速工况下的实验结果  
Fig. 8 Experimental results under variable speed condition

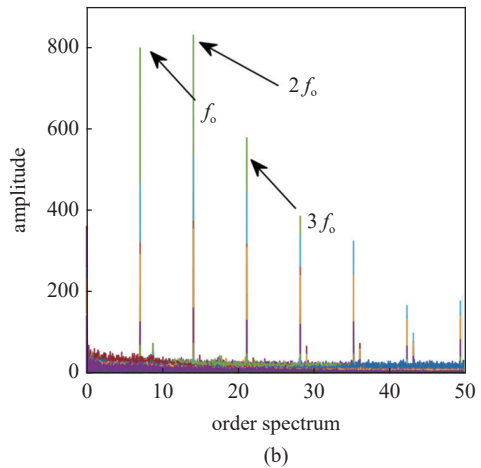
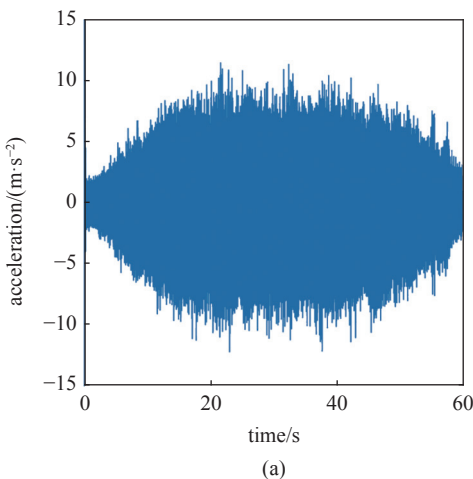


图 9 变转速工况下的仿真结果  
Fig. 9 Simulation results under variable speed condition

了该模型在变转速工况下的有效性.

### 3 基于轴心轨迹的系统稳定性分析

系统稳定性是指轴承转子系统保持稳定运行状态的能力. 在本文中, 由轴心轨迹的偏差来表示, 偏差越大, 系统越不稳定. 具有良好稳定性的轴承系统的轴心轨迹会表现得较为集中, 轨迹收敛; 相反, 轴心轨迹会较为发散. 将轴承系统振动响应的横向位移和垂向位移分别作为横向和纵向坐标画在同一个图中即可得到轴心轨迹. 对于仿真模型, 系统位移可直接得到. 在实际轴承实验中采集到的信号均为振动加速度信号, 将加速度信号经过滤波、降噪、去除异常值、去趋势项和两次积分等处理后便得到了相应的位移信号, 就可以绘出外圈轴心轨迹. 为了研究外圈故障、内圈故障和滚动体故障对系统稳定性的影响, 分别进行了相应的仿真模拟, 其中轴承内圈角加速度  $w_{ac} = 320 \text{ r/min}^2$ , 故障尺寸  $L_0 = 1 \text{ mm}$ , 仿真时间为 2 s. 对于三种故障类型, 转子和右侧轴承内圈 (下文的轴承处轴心轨迹表示右侧轴承的内圈轴心轨迹) 轴心轨迹如图 10 和图 11 所示, 其中 ORF 表示外圈故障, IRF 表示内圈故障, REF 表示滚动体故障, 下同.

从图 10 中可以看出, 当轴承存在外圈故障和内圈故障时, 轴心轨迹在仿真时间内会收敛到一个集中区域, 为了评价收敛速度对于稳定性的影响, 将轴心轨迹第一次重合的时刻定义为“收敛节点”, 利用 MATLAB 绘制动态图的功能, 在轴心轨迹重合时刻进行标记来确定“收敛节点”对应的时刻. 由此可知, 外圈故障的“收敛节点”为 0.53 s, 内圈故障为 0.50 s.



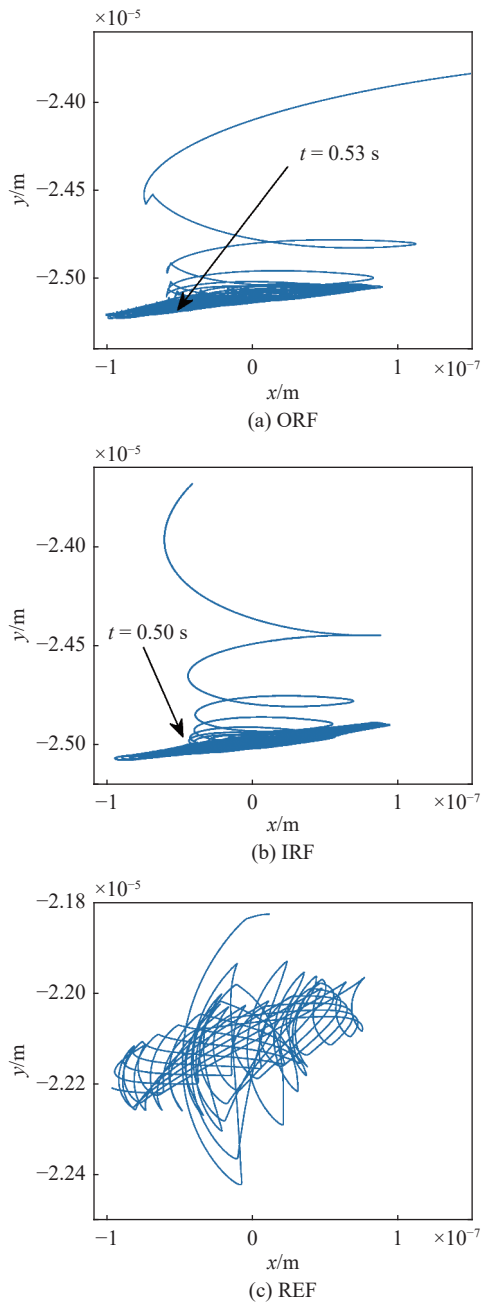


图 10 转子处轴心轨迹

Fig. 10 Axis trajectory diagram at the rotor

“收敛节点”对应的时间越短, 系统就越稳定, 所以内圈故障对系统稳定性影响较小. 当轴承存在滚动体故障时, 其转子处轴心轨迹没有明显的收敛规律, 且轨迹半径变化幅度很大, 说明滚动体故障对系统稳定性有较程度的影响, 对轴承的运行有较大的安全隐患.

由于轴承系统比转子系统结构更为紧凑, 故稳定性也较好, 其轴心轨迹比较稳定, “收敛节点”的值极小. 然而当轴承存在滚动体故障时, 其轴心轨迹的运动范围和振动位移均比轴承存在其他两种故障时

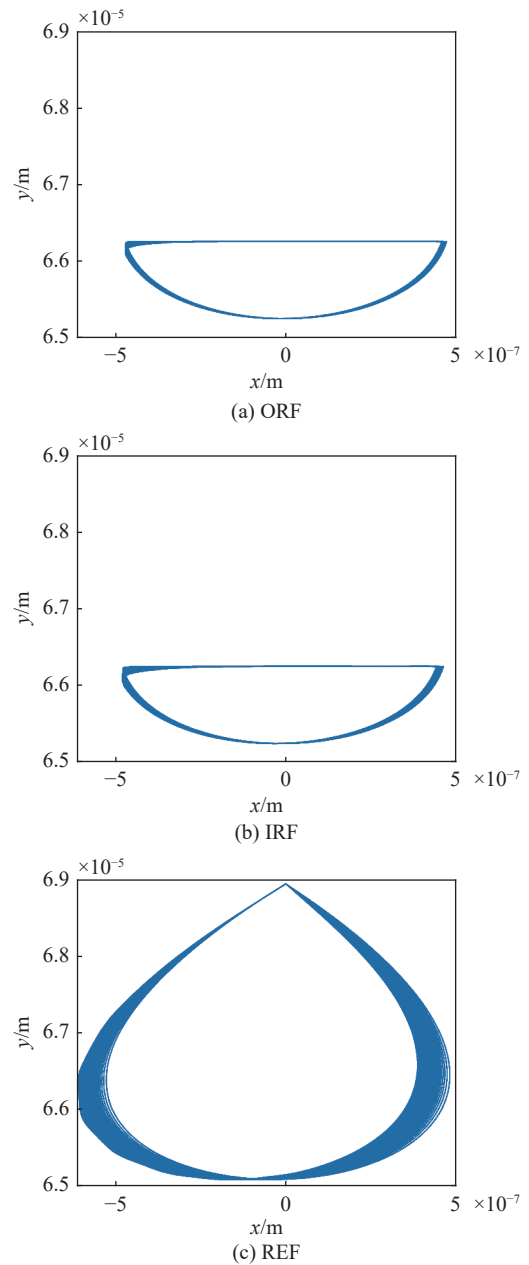


图 11 轴承处轴心轨迹

Fig. 11 Axis trajectory diagram at the bearing

要大, 使得滚动体故障对系统稳定性的影响也较大. 总的来说, 滚动体故障对列车安全运行的影响最大, 在实际对轴承故障检测和维护时应该给予滚动体更多关注.

#### 4 基于二维不变矩的系统稳定性定量分析

虽然轴心轨迹可以在一定程度上评价系统的稳定性, 但是这种影响并不直观, 更多的是定性评价. 为了定量比较轴承滚动体故障对系统运动稳定性的影响, 采用二维不变矩作为特征指标. 1962 年, Hu<sup>[32]</sup>提出了平面几何图形的二维不变性理论, 并提出了

7 个几何矩的不变量 (前两个分别评价图形的集中程度和对称度, 故本文只应用前两个). 利用二维不变矩进行图像分类和识别的方法<sup>[33]</sup> 现已成熟地应用到了工业图像中无损检测、人脸特征提取<sup>[34]</sup> 和医学领域的病变细胞的自动识别等领域.

密度分布函数  $\rho(x,y)$  的  $(p+q)$  阶矩用黎曼积分定义为

$$m_{pq} = \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} x^p y^q \rho(x,y) dx dy \quad (10)$$

图像的 0 阶矩表示图像的质量

$$m_{00} = \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \rho(x,y) dx dy \quad (11)$$

图像的一阶矩可以用来确定图像的质心

$$x_c = \frac{m_{10}}{m_{00}}, y_c = \frac{m_{01}}{m_{00}} \quad (12)$$

将图像的坐标原点平移至  $(x_c, y_c)$  处, 即得到对于图像位移不变的中心矩

$$\mu_{pq} = \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} (x-x_c)^p (y-y_c)^q \rho(x,y) d(x-x_c) d(y-y_c) \quad (13)$$

对  $\mu_{pq}$  归一化处理, 保证中心矩对尺度变化的恒定

$$\eta_{pq} = \frac{\mu_{pq}}{m_{00}^{p+q+1}} \quad (14)$$

依据此给出 Hu<sup>[32]</sup> 提出的前两个不变矩, 其特征可以对图像的位移、尺度和旋转变换保持恒定

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= \eta_{20} + \eta_{02} \\ \varphi_2 &= (\eta_{20} - \eta_{02})^2 + 4\eta_{11}^2 \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

由于不变矩在图形发生尺度、位移和旋转变换时都保持恒定, 故可以将其应用到故障轴承转子系统的轴心轨迹定量评价中, 以此来判断轴承转子系统的运动稳定性.  $\varphi_1$  可以用来评价轴心轨迹的离散程度,  $\varphi_1$  越大, 表示越发散, 系统稳定性就越差.  $\varphi_2$  可以用来评价轴心轨迹的对称性,  $\varphi_2$  越大, 表示对称性越差, 系统稳定性就越差.

#### 4.1 匀速工况下的系统稳定性分析

为了使分析结果更有说服力, 在实验条件允许的情况下进行了定转速工况下的对比实验. 多次重复 2.2.1 中的实验, 通常情况下, 高速列车在运行过程中, 轴承内圈的转速相对较高, 为了和实际情况保持一致, 设置仿真和实验的主轴转速在 1200 r/min

和 2100 r/min 之间. 分别进行 4 组实验, 其中实验台主轴转速分别为 1200, 1500, 1800, 2100 r/min, 外圈故障尺寸为 1 mm, 内圈故障尺寸为 0.1 mm. 在外圈故障和内圈故障条件下的对比结果如图 12 和图 13 所示.

从图 12 中可以看出, 实验结果明显大于仿真结果, 这是因为实际实验中的背景噪声导致轴心轨迹的图形发生变形和偏移, 使图形的发散程度和不对称程度变大, 进而使  $\varphi_1$  和  $\varphi_2$  的值偏大. 总的来说, 当轴承存在外圈故障时, 系统稳定性会随着转速的升高而变差, 所以在列车实际运行过程中, 如果轴承产生外圈故障, 降低转速是保持系统运动稳定性和避免严重事故的有效手段.

与外圈故障不同的是, 内圈故障在转速为 1800 r/min 时的值均比 2100 r/min 时的值更大, 说明内圈存在故障时, 转速越高系统稳定性越好, 这是因为内圈存在故障时, 故障所处的方位会随着轴承旋转而不断改变, 转速越高, 故障产生的振动冲击在圆周方向上分布越密集, 使此时轴心轨迹的发散程度和不对称程度降低, 从而使  $\varphi_1$  和  $\varphi_2$  的值降低. 所以在列车运行过程中, 如果轴承产生内圈故障, 在不考

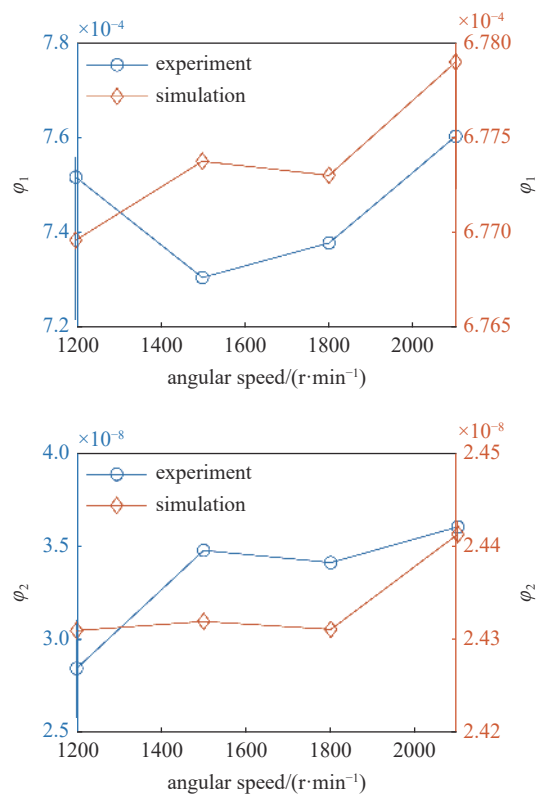


图 12 外圈故障条件下对比结果

Fig. 12 Results comparison under the condition of outer ring fault

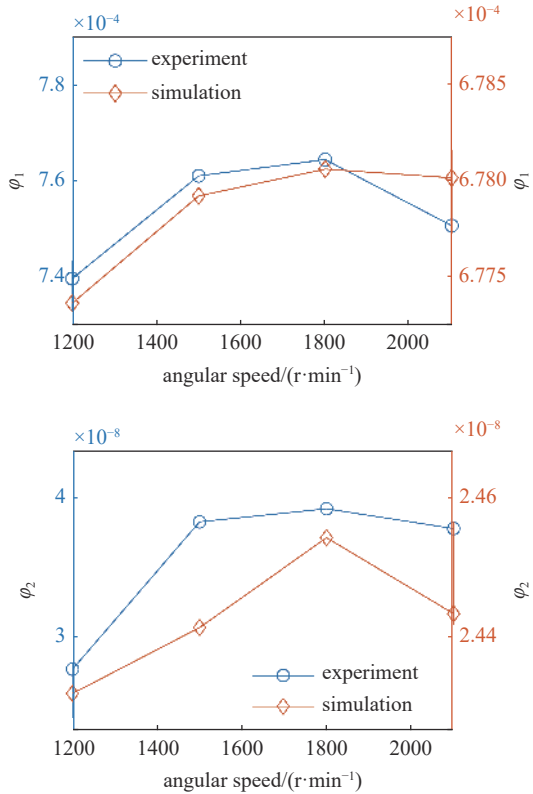


图 13 内圈故障条件下对比结果

Fig. 13 Results comparison under the condition of inner ring fault

考虑其他因素的前提下,适当提高转速会有助于提高系统稳定性.

### 4.2 变转速工况下的系统稳定性分析

高速列车在运行过程中速度经常会发生变化,其轴承转子系统的运动状态也不同于列车匀速行驶的情况,因此有必要对轴承转子系统的稳定性进行分析.分别在外圈故障、内圈故障和滚动体故障条件下进行仿真,轴承内圈的角加速度从 0 变化至 500 r/min<sup>2</sup>,分别求得在轴承处和转子处  $\phi_1$  和  $\phi_2$  的值.轴承处  $\phi_1$  和  $\phi_2$  的值与角加速度的关系如图 14 所示,转子处  $\phi_1$  和  $\phi_2$  的值与角加速度的关系如图 15 所示.在接下来的讨论中,为了解释方便,定义  $\phi_{1,type,location}$  和  $\phi_{2,type,location}$  为不同故障条件下不同位置轴心轨迹的  $\phi_1$  和  $\phi_2$  的值,其中  $type = \{ORF, IRF, REF\}$ ,  $location = \{rotor, bearing\}$ .例如  $\phi_{1,bearing}$  表示在轴承处轴心轨迹的  $\phi_1$  的值,  $\phi_{2,IRF,rotor}$  表示在内圈故障条件下转子处轴心轨迹的  $\phi_2$  的值.

从图 14 中可以看出,  $\phi_{1,bearing}$  和  $\phi_{2,bearing}$  都随着角加速度的变大而变大,这是因为车轴加速度的增加很大程度上影响了三种故障类型时轴心轨迹的发

散程度和不对称程度.由此可知,在加速阶段,列车的加速度越大,其轴承系统的稳定性就越差.同时,

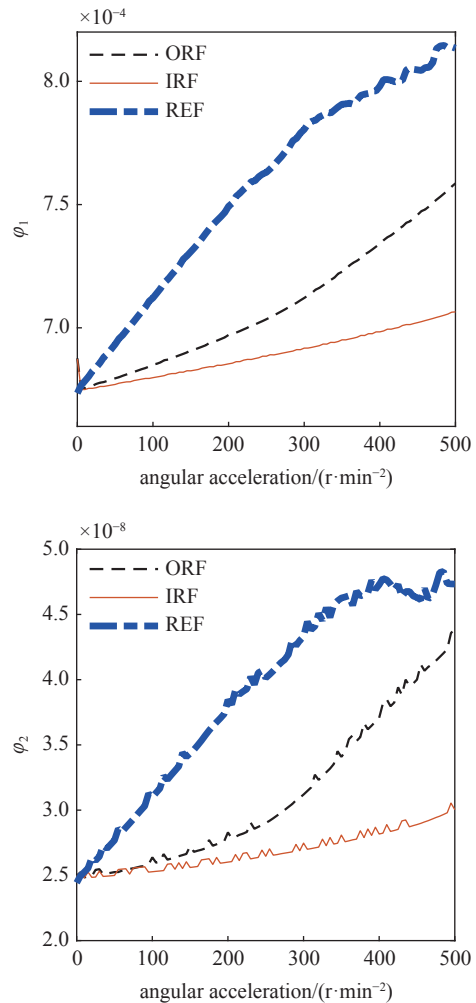


图 14 轴承处轴心轨迹的  $\phi_1$  和  $\phi_2$  的值

Fig. 14 Values of  $\phi_1$  and  $\phi_2$  of axis trajectory at bearing

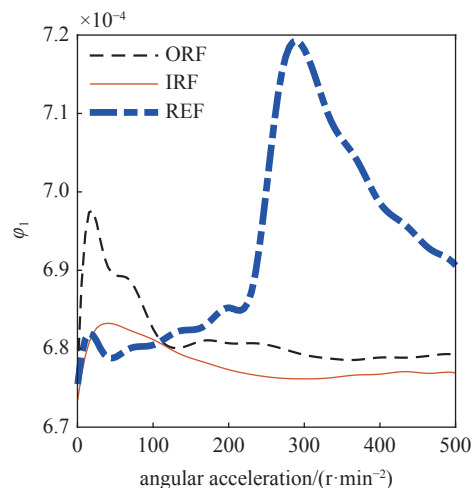


图 15 转子处轴心轨迹的  $\phi_1$  和  $\phi_2$  的值

Fig. 15 Values of  $\phi_1$  and  $\phi_2$  of axis trajectory at rotor

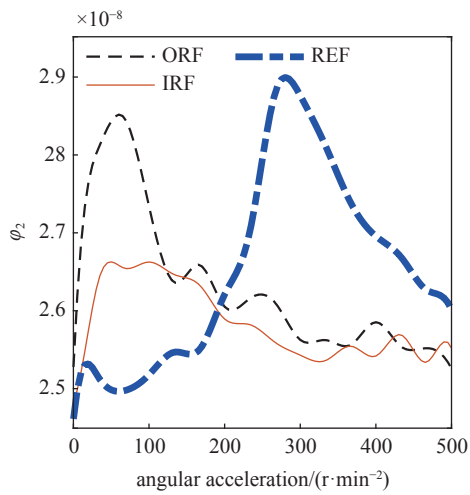


图 15 转子处轴心轨迹的  $\phi_1$  和  $\phi_2$  的值(续)

Fig. 15 Values of  $\phi_1$  and  $\phi_2$  of axis trajectory at rotor (continued)

当轴承存在滚动体故障时,  $\phi_1$  和  $\phi_2$  的值都是最大的, 说明滚动体故障在加速阶段对轴承系统的稳定性影响是最大的. 根据轴承故障模型可知, 当轴承存在外圈故障时, 轴承处轴心轨迹周期性地受到来自同一方向的振动冲击的影响, 单向冲击示意图如图 16(a) 所示, 其轨迹的发散程度和不对称程度都有所增加, 因而导致其对应的  $\phi_1$  和  $\phi_2$  的值均比内圈故障条件下的要大, 所以在加速阶段, 外圈故障对轴承系统稳定性的影响比内圈故障更大.

在转子处, 三种故障类型对系统稳定性的影响较为复杂. 外圈故障、内圈故障和滚动体故障对应的  $\phi_1$  和  $\phi_2$  的值随角加速度变化的曲线均产生了交点. 对于  $\phi_1$  而言, 其对应角加速度约为 120  $\text{r}\cdot\text{min}^{-2}$ ,

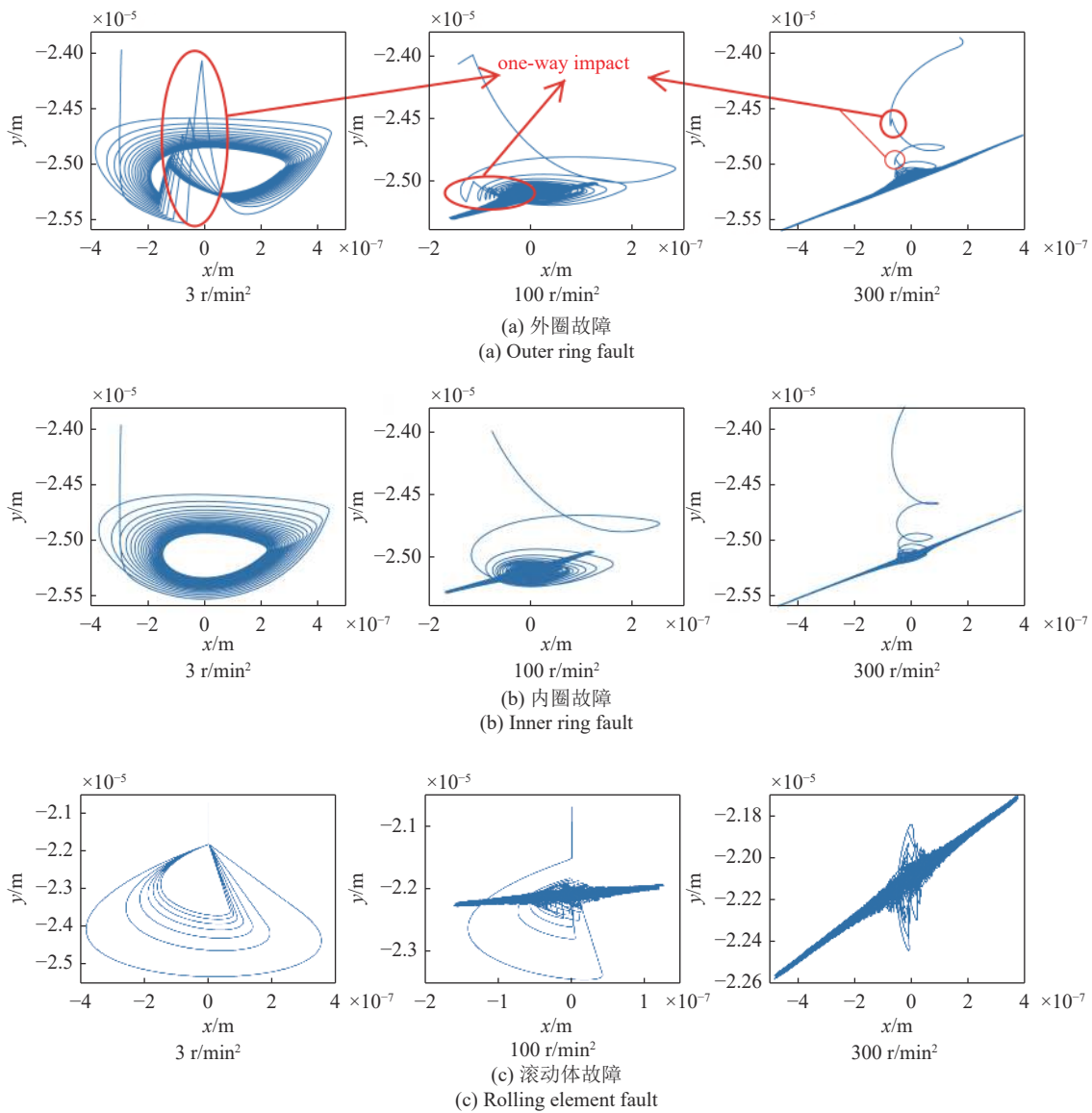


图 16 三种角加速度下转子处轴心轨迹

Fig. 16 Axis trajectory at rotor under the conditions of three angular accelerations



当车轴角加速度小于这个值时,  $\varphi_{1,ORF,rotor}$  和  $\varphi_{1,IRF,rotor}$  都大于  $\varphi_{1,REF,rotor}$ , 当车轴角加速度大于这个值时,  $\varphi_{1,ORF,rotor}$  和  $\varphi_{1,IRF,rotor}$  都小于  $\varphi_{1,REF,rotor}$ . 这表明, 在低角加速度工况下, 外圈故障和内圈故障对系统稳定性的影响较大, 而在较高角加速度工况下, 滚动体故障对系统稳定性的影响较大, 但是这种影响随着角加速度的升高, 先增大而后逐渐减小. 原因是轴承存在滚动体故障时, 轴心轨迹更加扭曲, 所以  $\varphi_1$  和  $\varphi_2$  的值较高, 而随着角加速度的升高, 轴心轨迹逐渐收敛至同一区域, 形状不再发生更大变化, 表现为  $\varphi_1$  和  $\varphi_2$  的值逐渐下降且趋于平稳. 对于  $\varphi_2$  而言, 其交点对应的角加速度大约为  $200 \text{ r/min}^2$ , 也可以得到相似的结论.

为了进一步解释这个现象, 选取了三种角加速度的工况 ( $w_{ac} = 3, 100, 300 \text{ r/min}^2$ ), 绘制了在不同故障条件下转子处轴心轨迹, 如图 16 所示. 为了避免因仿真时间太短导致的误差, 将每一种工况的仿真时间延长至 10 s.

从图 16 中可以看出, 当角加速度较小时 ( $3 \text{ r/min}^2$ ), 轴承外圈故障会使转子受到同一方向周期性的冲击, 即单向冲击, 导致转子处轴心轨迹在同一位置产生一个尖峰, 集中程度和对称性都受到了一定程度的影响, 所以对应的  $\varphi_1$  和  $\varphi_2$  的值会较大. 相反, 轴承存在内圈故障和滚动体故障时, 轴心轨迹会快速收敛, 所以对应的  $\varphi_1$  和  $\varphi_2$  的值会较小, 表明此时转子系统的稳定性较好. 因此, 在该条件下, 外圈故障对转子系统稳定性的影响较大.

随着角加速度的增大 ( $100 \text{ r/min}^2$ ), 因故障引起的单向冲击对轴心轨迹的影响程度逐渐降低. 轴承存在外圈故障和内圈故障时, 轴心轨迹快速收敛至稳定区域, 其对应的  $\varphi_1$  和  $\varphi_2$  的值也比较小. 但是当轴承存在滚动体故障时, 轴心轨迹变得不规则, 明显偏离椭圆形状, 发散程度和不对称度更高, 其对应的  $\varphi_1$  和  $\varphi_2$  的值也比较大. 因此在该工况下, 滚动体故障对转子系统稳定性的影响较大.

在角加速度保持在一个较高水平时 ( $300 \text{ r/min}^2$ ), 三种故障类型时的轴心轨迹都快速收敛至各自的稳定区域内, 形状也趋于统一, 这使得轴心轨迹所对应的  $\varphi_1$  和  $\varphi_2$  的值偏差变小, 如图 15 所示. 然而, 当轴承存在滚动体故障时, 其轴心轨迹更为发散, 其收敛区域的对称程度较低, 所以其对应的  $\varphi_1$  和  $\varphi_2$  的值依然较大. 因此在该条件下, 滚动体故障对转子系统稳定性的影响是最大的.

## 5 稳定性临界状态分析

高速列车在运行过程中, 轴承转子系统可能会发生故障, 导致其不能按照原来的速度继续行驶, 甚至停车. 所以, 确定列车在保持某一速度时所能允许的轴承最大故障尺寸具有较强的实际工程意义. 本节重点讨论在各个速度条件下, 轴承所能允许的最大故障, 即系统的稳定性临界状态所对应的故障尺寸. 由于轴承结构紧密, 系统稳定性较好, 所以重点研究转子系统, 即车轴的稳定性临界状态. 定义车轴的稳定性临界状态为车轴质心轨迹对应二维不变矩的值最后一次和无故障条件下的值相等或接近时的状态. 根据之前章节的分析也可以看出,  $\varphi_1$  和  $\varphi_2$  的变化规律也类似, 故本章仅以  $\varphi_1$  为特征指标.

设置仿真工况为  $w_0(t) = 100, 600, 1100, 1600, 2100 \text{ r/min}$ , 分别对应列车运行速度 16.59, 99.53, 182.46, 265.40, 348.34 km/h. 故障尺寸为  $0 \sim 3 \text{ mm}$ , 步长为  $0.0375 \text{ mm}$ . 以外圈故障为例, 得到了  $\varphi_{1,ORF,rotor}$  的变化规律, 如图 17 所示.

其中, 在转速为  $2100 \text{ r/min}$  时, 有两个临界状态, 基于实际工程要求, 在轴承转速较大时, 必然要求轴承故障尺寸越小越好, 故取较小者. 从图 17 中可以看出, 总体上, 轴承转速越大, 其稳定性临界状态对应的最大故障尺寸越小. 这是符合实际情况的. 因为随着轴承转速的提高, 轴承故障对系统的影响也会越来越大. 但是这种影响机制是复杂且非线性的, 在某些转速条件下 (如  $1600 \text{ r/min}$ ), 故障尺寸的值不符合速度越高对应故障尺寸越小这种规律.

按照同样的方法分别计算了轴承存在内圈故障和滚动体故障时稳定性临界状态对应的最大故障尺寸, 如表 4 所示.

从图 17 和表 4 中可以看出轴承转速在较高水平时, 轴承所能允许的最大故障尺寸都比较小. 在同一转速条件下, 外圈故障尺寸大都是最大的, 而滚动体故障尺寸大都是最小的. 在变转速条件下外圈故障对转子系统稳定性的影响也体现在了匀速工况下, 在转速较低时, 稳定性临界状态对应的最大外圈故障也比较小. 由此可得出结论, 当列车运行速度较小时, 对轴承外圈故障尺寸的要求相对比较苛刻, 原因是此时外圈故障对系统稳定性影响较大. 当列车运行速度较大时, 稳定性临界状态所对应的滚动体故障尺寸最小, 也从侧面证明滚动体对系统稳定性影响最大.

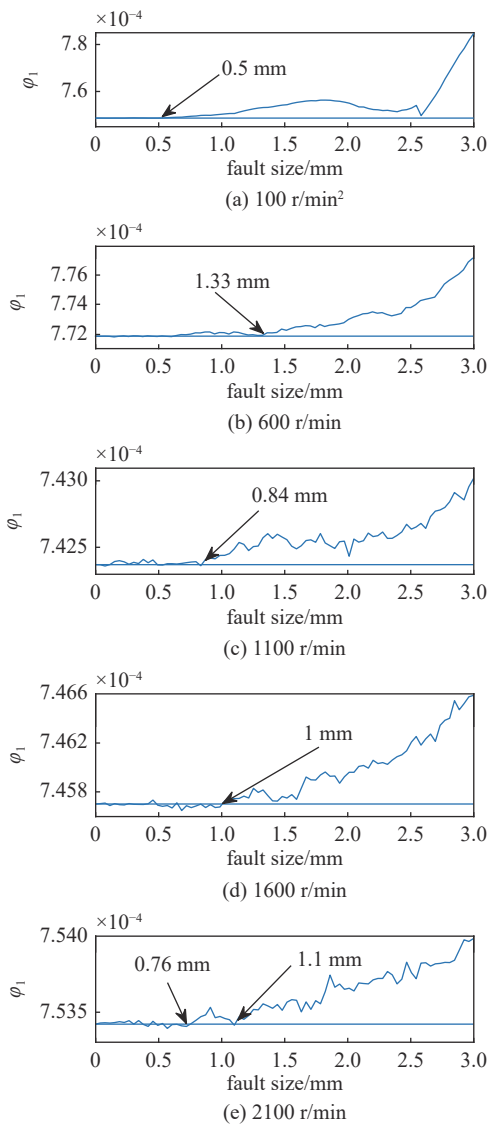


图 17 不同转速条件下  $\phi_{1,ORF,rotor}$  随故障尺寸的变化规律

Fig. 17 Variation of  $\phi_{1,ORF,rotor}$  with fault size at different rotating speeds

表 4 不同转速条件下稳定性临界状态对应的最大故障尺寸  
Table 4 Maximum fault size corresponding to stability critical state under different speed conditions

Fault types	Bearing angular speed/(r·min <sup>-1</sup> )				
	100	600	1100	1600	2100
inner ring fault	0.99	0.76	0.65	0.91	0.53
roller fault	0.42	0.78	1.03	0.68	0.23

## 6 结论

(1) 提出了一种高速列车轴承转子系统动力学模型, 模型通过角度迭代法确定了滚动体在任意时刻的空间角度位置. 利用 MATLAB 计算得到了模型

在匀速工况和变转速工况下的振动响应. 通过相应的实际轴承实验, 验证了模型在两种工况下的有效性.

(2) 利用轴心轨迹分析了外圈故障、内圈故障和滚动体故障对轴承转子系统稳定性的影响. 并通过相应的轴承实验进行了验证.

(3) 利用二维不变矩对定量分析了外圈故障、内圈故障和滚动体故障对轴承转子系统稳定性的影响. 分析结果表明, 在车轴角加速度较小时, 外圈故障对系统稳定性的影响较大, 而车轴角加速度较高时, 滚动体对系统稳定性影响较大.

(4) 研究了不同轴承不同转速条件下, 转子系统稳定性临界状态对应的最大故障尺寸. 研究结果表明, 轴承转速较低和较高时, 所对应的滚动体故障尺寸较小.

## 参 考 文 献

- 伏培林, 丁立, 赵吉中等. 考虑材料温度相关性的二维轮轨弹塑性滑动接触温升分析. *力学学报*, 2020, 52(5): 1245-1254 (Fu Peilin, Ding Li, Zhao Jizhong, et al. Frictional temperature analysis of two-dimensional elasto-plastic wheel-rail sliding contact with temperature-dependent material properties. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2020, 52(5): 1245-1254 (in Chinese))
- 李德发, 齐红元, 侯东明等. 动车组轴箱轴承状态的声发射检测机理研究. *机械工程学报*, 2021, 57(12): 153-160 (Li Defa, Qi Hongyuan, Hou Dongming, et al. Research on acoustic emission detection mechanism of axle box bearing state of EMU. *Journal of Mechanical Engineering*, 2021, 57(12): 153-160 (in Chinese))
- Rai VK, Mohanty AR. Bearing fault diagnosis using FFT of intrinsic mode functions in Hilbert-Huang transform. *Mechanical systems and signal processing*, 2007, 21(6): 2607-2615
- 乔志城, 刘永强, 廖英英. 改进经验小波变换与最小熵解卷积在铁路轴承故障诊断中的应用. *振动与冲击*, 2021, 40(2): 81-90, 118 (Qiao Zhicheng, Liu Yongqiang, Liao Yingying. Application of improved wavelet transform and minimum entropy deconvolution in railway bearing fault diagnosis. *Journal of Vibration and Shock*, 2021, 40(2): 81-90, 118 (in Chinese))
- Cvetkovic Z. On discrete short-time Fourier analysis. *IEEE transactions on signal processing*, 2000, 48(9): 2628-2640
- McInerney SA, Dai Y. Basic vibration signal processing for bearing fault detection. *IEEE Transactions on education*, 2003, 46(1): 149-156
- Li YB, Xu MQ, Liang XH, et al. Application of bandwidth EMD and adaptive multiscale morphology analysis for incipient fault diagnosis of rolling bearings. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2017, 64(8): 6506-6517
- Shang ZW, Liu X, Liao XX, et al. Rolling bearing fault diagnosis method based on EEMD and GBDBN. *International Journal of Performance Engineering*, 2019, 15(1): 230-240
- 王茜, 田慕琴, 宋建成等. 基于经验小波变换的振动信号特征量提取. *振动与冲击*, 2021, 40(16): 261-266 (Wang Qian, Tian Muqin, Song Jiancheng, et al. Feature extraction of vibration signals based

- on empirical wavelet transform. *Journal of Vibration and Shock*, 2021, 40(16): 261-266 (in Chinese))
- 10 董绍江, 裴雪武, 吴文亮等. 基于多层降噪技术及改进卷积神经网络的滚动轴承故障诊断方法. *机械工程学报*, 2021, 57(1): 148-156 (Dong Shaojiang, Pei Xuewu, Wu Wenliang, et al. Rolling bearing fault diagnosis method based on multilayer noise reduction technology and improved convolutional neural network. *Journal of Mechanical Engineering*, 2021, 57(1): 148-156 (in Chinese))
  - 11 Sun JD, Yan CH, Wen JT. Intelligent bearing fault diagnosis method combining compressed data acquisition and deep learning. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, 2017, 67(1): 185-195
  - 12 Shao HD, Jiang HK, Zhang HZ, et al. Rolling bearing fault feature learning using improved convolutional deep belief network with compressed sensing. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, 100(1): 743-765
  - 13 McFadden PD, Smith JD. Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing. *Journal of sound and vibration*, 1984, 96(1): 69-82
  - 14 Rafsanjani A, Abbasian S, Farshidianfar A, et al. Nonlinear dynamic modeling of surface defects in rolling element bearing systems. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 319(3-5): 1150-1174
  - 15 陈果. 航空发动机整机耦合动力学模型及振动分析. *力学学报*, 2010, 42(3): 548-559 (Chen Guo. Coupling dynamic model and dynamic analysis for whole aero-engine. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2010, 42(3): 548-559 (in Chinese))
  - 16 曹青松, 郭小兵, 熊国良等. 高速列车滚动轴承支承松动系统动力学特性研究. *机械工程学报*, 2016, 52(21): 87-95 (Cao Qingsong, Guo Xiaobing, Xiong Guoliang, et al. Study on Dynamic Characteristics of High-speed Train Rolling Bearing with Pedestal Looseness. *Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(21): 87-95 (in Chinese))
  - 17 Wang ZW, Zhang WH, Yin ZH, et al. Effect of vehicle vibration environment of high-speed train on dynamic performance of axle box bearing. *Vehicle System Dynamics*, 2019, 57(4): 543-563
  - 18 刘永强, 王宝森, 杨绍普. 含外圈故障的高速列车轴承转子系统非线性动力学行为分析. *机械工程学报*, 2018, 54(8): 17-25 (Liu Yongqiang, Wang Baosen, Yang Shaopu. Nonlinear dynamic behaviors analysis of the bearing rotor system with outer ring faults in the high-speed train. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(8): 17-25 (in Chinese))
  - 19 Mishra C, Chakraborty G, Samantaray AK. Rolling element bearing fault modelling to develop a diagnosis scheme for oscillating and non-uniform shaft rotation//The First International and Sixteenth National Conference on Machines and Mechanisms, Roorkee, 2013: 86-94
  - 20 Mishra C, Samantaray AK, Chakraborty G. Bond graph modeling and experimental verification of a novel scheme for fault diagnosis of rolling element bearings in special operating conditions. *Journal of Sound and Vibration*, 2016, 377: 302-330
  - 21 王曦, 侯宇, 孙守光等. 高速列车轴承可靠性评估关键力学参量研究进展. *力学学报*, 2021, 53(1): 19-34 (Wang Xi, Hou Yu, Sun Shouguang, et al. Advances in key mechanical parameters for reliability assessment of high-speed train bearings. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2021, 53(1): 19-34 (in Chinese))
  - 22 倪振华. 振动力学. 西安: 西安交通大学出版社, 1988: 52-56 (Ni Zhenhua. *Vibration Mechanics*. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 1988: 52-56 (in Chinese))
  - 23 Qin Y, Cao FL, Wang Y, et al. Dynamics modelling for deep groove ball bearings with local faults based on coupled and segmented displacement excitation. *Journal of Sound and Vibration*, 2019, 447: 1-19
  - 24 吴飞科. 圆锥滚子轴承接触应力分析及凸度设计. [硕士学位论文]. 河南河南科技大学, 2007 (Wu Feike. Analysis on contact stress of tapered roller bearings and crowning design. [Master Thesis]. Henan: Henan University of science and technology, 2007 (in Chinese))
  - 25 Ma L, Zhang JH, Lin JW, et al. Dynamic characteristics analysis of a misaligned rotor-bearing system with squeeze film dampers. *Journal of Zhejiang University-Science A*, 2016, 17(8): 614-631
  - 26 Cui LL, Zhang Y, Zhang FB, et al. Vibration response mechanism of faulty outer race rolling element bearings for quantitative analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 2016, 364: 67-76
  - 27 吴昊, 王建文, 安琦. 圆柱滚子轴承阻尼的计算方法. *轴承*, 2008, 9: 1-5 (Wu Hao, Wang Jianwen, An Qi. Calculating method for damping of cylindrical roller. *Bearings*, 2008, 9: 1-5 (in Chinese))
  - 28 Huang Y, Lin JH, Liu ZC, et al. A modified scale-space guiding variational mode decomposition for high-speed railway bearing fault diagnosis. *Journal of Sound and Vibration*, 2019, 444: 216-234
  - 29 Urbanek J, Barszcz T, Jablonski A. Application of angular-temporal spectrum to exploratory analysis of generalized angular-temporal deterministic signals. *Applied Acoustics*, 2016, 109: 27-36
  - 30 高冠琪, 黄伟国, 李宁等. 基于时频挤压和阶比分析的变转速轴承故障检测方法. *振动与冲击*, 2020, 39(3): 205-210, 226 (Gao Guanqi, Huang Weiguo, Li Ning, et al. Fault detection method for varying rotating speed bearings based on time-frequency squeeze and order analysis. *Journal of Vibration and Shock*, 2020, 39(3): 205-210, 226 (in Chinese))
  - 31 Yang Y, Peng ZK, Meng G, et al. Spline-kernelled chirplet transform for the analysis of signals with time-varying frequency and its application. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2011, 59(3): 1612-1621
  - 32 Hu MK. Visual pattern recognitions by moment invariants. *IRE Transactions on Information Theory*, 1962, 8(2): 179-187
  - 33 丁悦, 吴静静, 蒋毅等. 基于改进 HU 不变矩的快速图像匹配算法. *传感器与微系统*, 2020, 39(2): 124-127 (Ding Yue, Wu Jingjing, Jiang Yi, et al. Fast image matching algorithm based on improved HU invariant moment. *Transducer and Microsystem Technologies*, 2020, 39(2): 124-127 (in Chinese))
  - 34 郭哲, 张艳宁, 林增刚. 基于扩展二维不变矩的三维人脸特征提取. *吉林大学学报(工学版)*, 2012, 42(2): 446-450 (Guo Zhe, Zhang Yanning, Lin Zenggang. 3D face feature extraction based on extended 2D invariant moment. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*, 2012, 42(2): 446-450 (in Chinese))