

DOI: 10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.02.029

考虑耗散接触特征的滚动轴承非线性动态行为研究

陈辰, 王领, 陈佳圆, 马天琦, 朱浩然, 陈宇

(江苏理工学院 机械工程学院, 江苏 常州 213001)

摘要:为探究滚动轴承受非线性接触特征变化影响而引起的自身动态特性改变的现象,对滚动轴承借助多体动力学方法建立动态特征分析模型。采用相对传动方法(Hertz接触模型)描述滚动轴承接触碰撞现象,引入耗散接触力模型描述滑动接触条件下滚动体与内、外滚道的非理想接触特征。基于Runge-Kutta法和Newmark- β 法对其动力学方程进行求解,获得滚动轴承非线性动态特征并结合动态性能实验验证模型的有效性。结果表明:高速轻载工况下,滚动体与保持架易呈现非周期性变化特征,内圈运动轨迹出现分岔现象,合适的工况条件及结构参数可有效抑制打滑特征的产生并明显改善滚动轴承的运动稳定性。

关键词:耗散接触特征;滚动轴承;动态特性;非线性碰撞

中图分类号:TH133 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2025)02-0152-05

Reserch on Nonlinear Dynamic Behavior of Rolling Bearing Considering Dissipative Contact Characteristics

CHEN Chen, WANG Ling, CHEN Jiayuan, MA Tianqi, ZHU Haoran, CHEN Yu

(School of Mechanical Engineering, Jiangsu University of Technology, Changzhou 213001, China)

Abstract: In order to study the effects of changing nonlinear contact characteristics on its own dynamic behaviors, the dynamic analysis model of rolling bearing is established by the multibody dynamic theory. The traditional method (Hertz contact model) is applied to describe the rolling bearing contact, and the dissipative contact force model is introduced for depicting the non-ideal contact characteristics of the rolling ball on its inner and outer raceways under sliding contact conditions. Based on the methods of Runge-Kutta and Newmark- β , the dynamic equations of rolling bearing are solved, the nonlinear dynamic response is obtained, and the effectiveness of the proposed model is verified by dynamic experimental tests. The results show that the rolling ball and cage under the high-speed and underloading condition tend to assume non-periodicity features, and bifurcation occurs on the inner motion trajectory. The suitable operation condition and structural parameters can inhibit sliding and improve the motion stability of rolling bearing significantly.

Keywords: dissipative contact characteristics; rolling bearing; dynamic behavior; nonlinear contact

0 引言

滚动轴承是机械装备中的重要支承部件,也是动力传递的关键环节,其动力学性能对整个装备稳定性和安全性都具有重要的影响^[1-2]。近年来,高精密装备在重点领域的发展为滚动轴承动态响应特性研究提供了保障,但也对其动态稳定性指标提出了更高的要求。间隙不可避免地存在于滚动轴承各元素之间,随着滚动轴承的高速运转,各个元素之间会发生接触碰撞,导致滚道变形、磨损,进而改变滚动轴承动态特征,甚至引发轴承失效。

针对滚动轴承动态特征预测问题,学者们开

展了其相关研究。WANG等^[3]将表面微观结构特征引入到滚动轴承动力学计算模型中,得到了一种可表述表面微观变形的滚动轴承动态特征分析模型,得到微观变形对其运动轨迹的影响。ZHANG等^[4]以高速滚动轴承为研究对象,考虑碰撞体弹性变形特征影响,建立了滚动轴承动力学分析方程,获得接触碰撞过程中轴承载荷分布特征的演化规律。LIU等^[5]基于Hertz接触理论,提出了一种考虑变刚度的滚动轴承接触碰撞过程分析模型,详细分析了接触刚度变化对其碰撞偏移量的影响。HAN等^[6]综合考虑滚动体旋转陀螺效应及弹流润滑特性等影响因素,建立了描述滚动体打滑行为的非线性动力学模型,得到了滚动

基金项目:江苏大学生创新创业训练计划项目(202211463003Z)

第一作者简介:陈辰(2002—),男,江苏南通人,本科,研究方向为机械设计制造及自动化,773225524@qq.com。

体滑动速度随时间和空间的变化规律,并对滚动轴承打滑进行了有效预测。

上述有关滚动轴承在接触碰撞作用下的动态特征研究大多以 Hertz 接触碰撞力模型为基础,其仅适用于完全弹性变形条件下的碰撞过程分析,不能准确地表示滚动轴承接触单元的能量损耗。因此,本文将耗散接触特征模型引入到滚动轴承动力学模型中,建立非线性接触特征与滚动轴承运动轨迹之间的映射关系,揭示滚动轴承打滑特征机制。

1 球轴承动力学分析模型

图 1 以典型滚动轴承(深沟球轴承)为例给出了滚动轴承结构特征关系,滚动轴承主要由内圈、外圈、滚动体和保持架组成^[7-8]。由于间隙的存在会使滚动轴承各组成元素之间发生接触碰撞、变形从而影响滚动轴承运动轨迹,可根据滚动轴承几何特征得到间隙 c 及内、外滚道变形量 δ_i 和 δ_o 关系式:

$$R_i + 2(r_b + c) = R_o \quad (1)$$

$$\delta_i = R_i + r_b - R_{rc} \quad (2)$$

$$\delta_o = R_{rc} + r_b - R_o \quad (3)$$

式中: R_i 为内滚道半径; R_o 为外滚道半径; r_b 为滚动体半径; R_{rc} 为滚动体球心与外滚道圆心之间的距离。

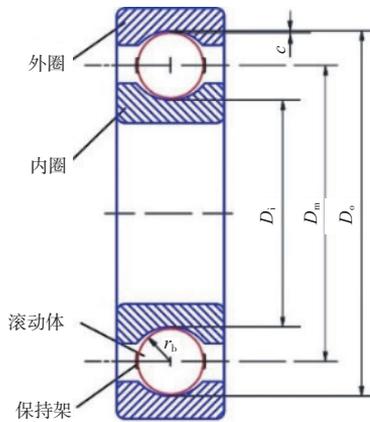


图 1 滚动轴承几何特征描述

同时,由滚动轴承运动特征可给出滚动体和保持架的角速度表达式:

$$\omega_r = \frac{R_i R_o \omega_i}{2 R_m r_b} \quad (4)$$

$$\omega_m = \frac{R_i \omega_i (r_b - \delta_i)}{2(R_i + r_b - \delta_i) r_b} \quad (5)$$

式中: R_m 为节圆半径; ω_i 为内圈角速度。

根据接触点位置关系建立滚动轴承内、外滚道运动学方程:

$$\omega_i R_i = \omega_m R_{rc} + \omega_r (r_b - \delta_i) \quad (6)$$

$$\omega_m R_{rc} = \omega_r (r_b - \delta_o) \quad (7)$$

Hertz 接触碰撞力模型是以完全弹性变形为前提,可以描述纯弹性接触碰撞问题,但忽略了接触单元碰撞过程中的黏滞阻尼现象。而基于 Lankarani 和 Nikravesh 所提出的耗散接触力模型将接触碰撞过程中的能量损失通过滞后阻尼因子的形式表达出来,得到了其加载过程与卸载过程之间产生的黏滞环,可有效表达接触碰撞过程中的力学特征,其表达式为:

$$F_{Nl} = K_l \delta_l^{1.5} + D \dot{\delta}_l \quad (l=i, o, c) \quad (8)$$

$$K_l = \frac{4}{3\pi} \left(\frac{r_l r_b}{h_l + h_r} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (l=i, o, c) \quad (9)$$

$$D = \frac{3(1-e^2) \delta_l^{1.5}}{4 \dot{\delta}_l^{(-)}} \quad (l=i, o, c) \quad (10)$$

式中: D 为阻尼滞后因子; K_l 为刚度系数; δ_l 为接触变形量; i, o, c 分别表示内滚道、外滚道和保持架;

$\dot{\delta}_l^{(-)}$ 为初始碰撞速度。

采用 Coulomb 改进摩擦力模型来描述滚动体与内圈、外圈、滚道接触碰撞过程中的切向力,其表达式为

$$F_{Tl} = -\mu_l c_d F_{Nl} \frac{v_{Tl}}{v'_{Tl}} \quad (l=i, o, c) \quad (11)$$

式中: μ_l 为滑动摩擦因数; c_d 为动态修正系数; v'_{Tl} 为运动速度值。

根据滚动轴承运动特征,滚动体运动关系应该满足不同区域的条件。在非承载区内,由于离心力 F_ω 的作用,滚动体会向外运动,从而和外滚道之间发生高频接触,其动力学方程为:

$$\begin{cases} F_{No} - F_{Tc} - F_\omega + G_r \cos\theta_j = 0 \\ F_{To} r_b - F_{Tc} r_b = J_r \dot{\omega}_r \\ F_{Nc} - F_{To} - G_r \sin\theta_j = m_r \dot{\omega}_m R_m \end{cases} \quad (12)$$

式中: F_{No} 、 F_{Nc} 、 F_{Ni} 分别为滚动轴承外圈、保持架和内圈的接触力; F_{To} 、 F_{Tc} 、 F_{Ti} 分别为滚动轴承外圈、保持架和内圈的摩擦力; G_r 为重力; J_r 为滚动体转动惯量。

由于载荷的作用,内滚道会向外滚道方向偏移,这使得内、外滚道之间距离减小,当滚动体进入承载区时会与内、外滚道产生接触碰撞,这种状态下的滚动轴承动力学方程可写为

$$\begin{cases} F_{N_i} - F_{N_o} - F_{T_c} + F_{\omega} + G_r \sin \theta_j = 0 \\ (F_{T_i} + F_{T_o}) r_b - F_{T_c} r_b = J_r \dot{\omega}_r \\ F_{T_i} - F_{N_c} - F_{T_o} = m_r \dot{\omega}_m R_m \end{cases} \quad (13)$$

式中 θ_j 为第 j 个滚动体位置角。

2 实验验证与分析

为了验证本项目所提出的滚动轴承动力学模型的有效性,根据其载荷工况条件进行了滚动轴承动态性能实验台设计和制造,如图 2 所示。滚动轴承实验台主要包括驱动电机、固定安装座、载荷加载装置、测试传感器、数据采集卡等,其工作原理是将实验轴承安装在固定安装座内,在传动轴的一端通过载荷加载装置对其进行轴向载荷、径向载荷施加,驱动电机与传动轴通过联轴器相连接,可以控制滚动轴承转速。在实验轴承的一端安装测试传感器,在滚动轴承运动过程中对其保持架转速进行数据采集,将数据存放在数据采集卡中,并在 PC 上进行读取和处理。为了保证实验数据的有效性,在同样工况条件下选取 5 次测试数据平均值作为实验结果。实验所用滚动轴承的基本参数如表 1 所示。

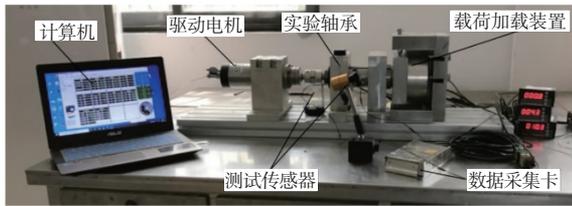


图 2 滚动轴承动态特征实验

表 1 滚动轴承(6903)的基本参数

参数	数值	参数	数值
内滚道半径/mm	9.85	弹性模量/GPa	210
外滚道半径/mm	13.80	密度/(kg/m ³)	7 800
节圆半径/mm	11.825	滚动体数量	11
滚动体半径/mm	1.984 5	间隙尺寸/μm	2
载荷/N	300	内圈转速/(r/min)	2 000

图 3 给出了不同工况下滚动轴承保持架转速实验数据与仿真结果的对比,载荷值为 300 N,驱动转速从 0 r/min 增加到 5 000 r/min。根据结果可以看出,虽然仿真计算与实验测试结果存在一定差别,但误差较小,不同转速条件下仿真计算结果与实验测试数据吻合度较高,随着转速的增加,

滚动轴承保持架转速有所增大。当转速值达到 2 000 r/min 时,保持架转速在一定范围内产生波动,随着转速的持续增加波动现象逐渐趋于稳定,这表明本文所提出的滚动轴承动力学模型能有效地描述不同工况条件下滚动轴承的非线性动力学行为。

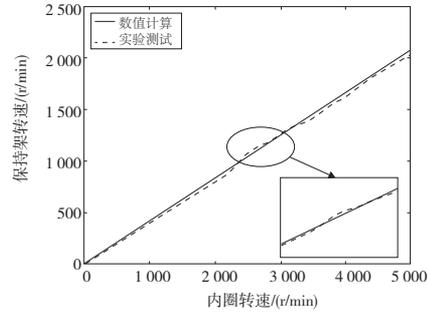


图 3 不同工况下保持架转速

3 计算结果与分析

为了探究非线性接触特征下滚动轴承动态行为特征,基于前文所建立的滚动轴承动力学分析模型,开展不同工况及结构参数对滚动轴承动态特性影响的分析,并从接触碰撞特征及滑移特性的角度分析了不同条件下滚动轴承非线性动力学特性。

3.1 转速影响分析

图 4 给出了不同转速条件下滚动体与滚道之间接触碰撞特征。从计算结果可以看出:在不同转速条件下滚动轴承均出现了非线性接触碰撞现象。在低转速工况下,接触碰撞频率较低,接触状态时长较长,尤其是在加速阶段。但在高速工况条件下,滚动体与滚道之间产生了较大的高频碰撞,且接触碰撞状态时长也有所增长。这是由于较低的驱动速度使得内圈达到稳定状态的时长较慢,当滚动体进入承载区时所受挤压力、承载区域范围也不同。随着驱动转速的增加,滚动轴承内圈向外圈偏移量增大,这使得承载区域内的最小间隙变小,滚动体进入到该区域的位置较早,且挤压力增大,使得滚动体与滚道之间的接触碰撞变得更为强烈。滚动体与滚动摩擦力变化曲线如图 5 所示。从图 5 中可以看出:随着工况的改变,滚动体与滚道的接触频率明显改变。摩擦力实质上可以反映出滚动体与滚道之间的相对运动现象,其频率的增加与滚动体能量衰减密切相关,这可能是导致接触特征较为敏感的原因。

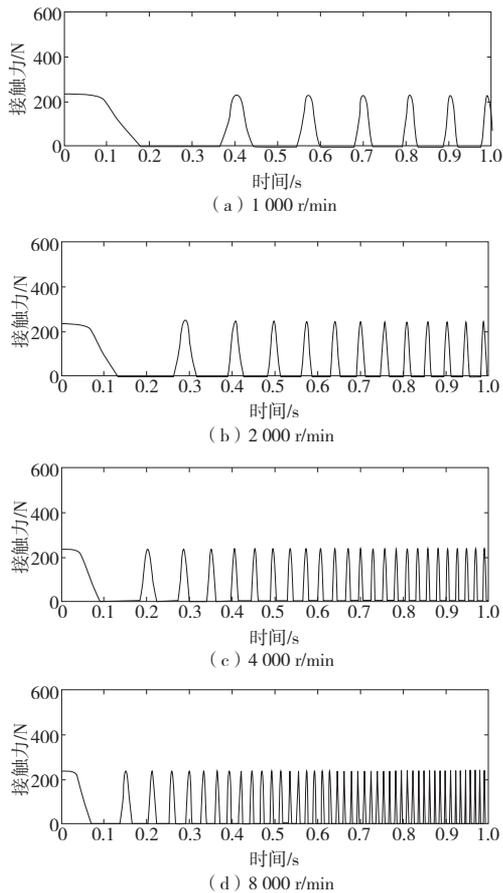


图4 转速对接触力特征的影响

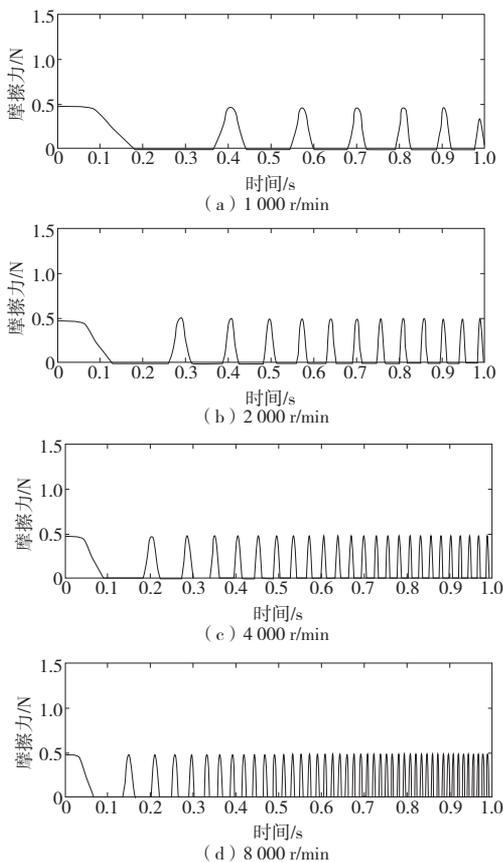


图5 转速对摩擦力特征的影响

图6所示为不同转速条件下滚动轴承圆心轨迹动态响应特征。在相同载荷工况下,转速越高使得滚动轴承运动轨迹越为混乱,缺少周期性运动特性。由滚动轴承圆心运动轨迹可知,在驱动速度较低时,其圆心轨迹表现出较好的周期性,沿单一路线运动。随着转速的增大,滚动体与滚道之间出现了明显的接触碰撞现象,这导致滚动轴承运动轨迹发生了明显的改变,逐渐出现分岔现象。随着驱动速度的进一步升高,滚动轴承圆心轨迹发生了明显的变化,运动范围也随之增大,而分岔现象更加明显,这对滚动轴承运动稳定性产生了较为明显的影响。

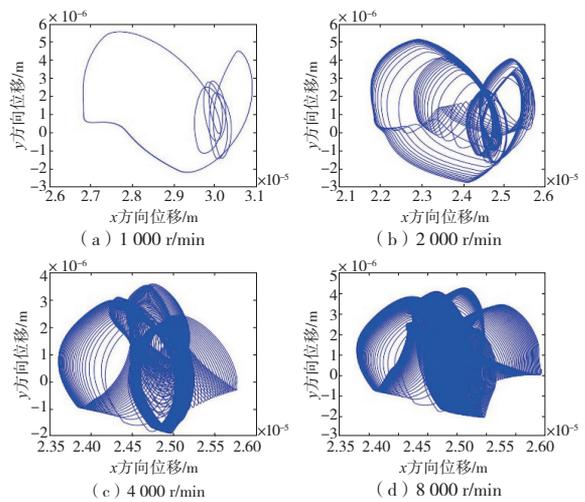
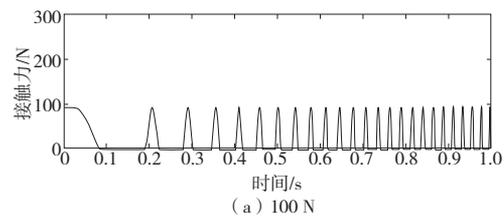


图6 转速对圆心轨迹的影响

3.2 载荷影响分析

图7所示为滚动体与滚道接触力随时间的变化。由结果可以看出:由于外部载荷值的增加,使得承载区范围发生明显变化,其滚动体所受挤压力也随之增加,从而导致滚动体的接触力也明显增大,这使得滚动体所承载荷量会有所改变,从而改变滚动轴承运动轨迹。外部载荷值对滚动轴承摩擦力的影响如图8所示。其载荷的增加对滚动体与滚道之间的接触频率几乎没有影响。但随着载荷值的增加,滚动轴承的摩擦力值出现了明显的改变,这是因为滚动体挤压力的增加使得滚动体需要克服更大的阻尼才能运转,故引起滚动体的拖动力也发生明显的改变。



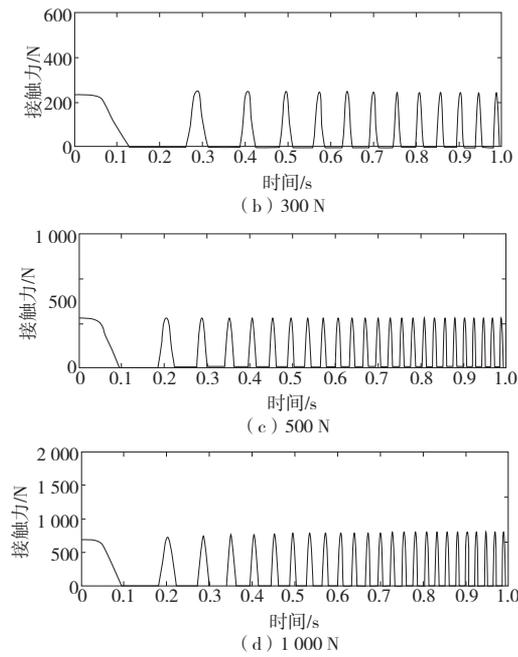


图7 载荷对接触力特征的影响

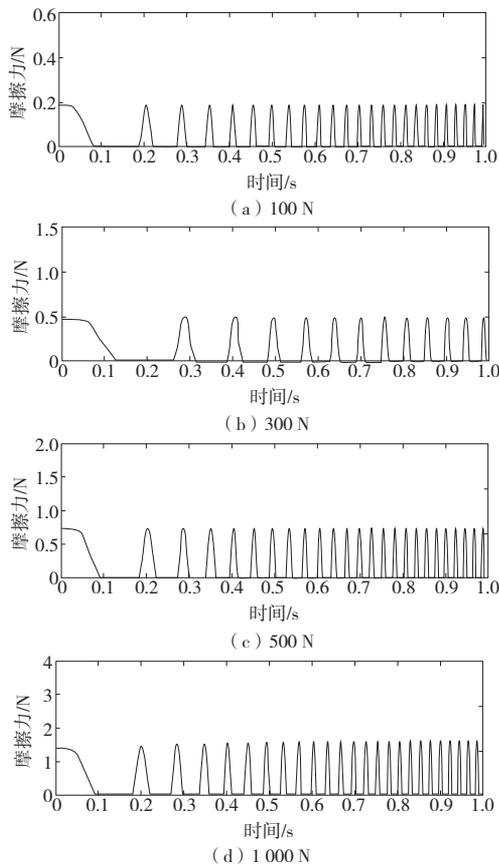


图8 载荷对摩擦力特征的影响

在相同转速的条件下,载荷值对滚动轴承运动轨迹如图9所示。从计算结果可以看出,载荷的改变与滚动轴承动态特征之间存在密切联系,外部载荷值的增加使得滚动轴承动态行为特征的分

岔现象逐渐消失,其运动轨迹出现明显的周期现象。由此说明,在滚动轴承运转过程中,载荷值的增加会提高滚动轴承的稳定性特征。此外,载荷值的提高可以有效抑制滚动轴承打滑现象的产生,其较高的打滑率会破坏滚动轴承运动的稳定性,引起滚动轴承工作效率的降低。

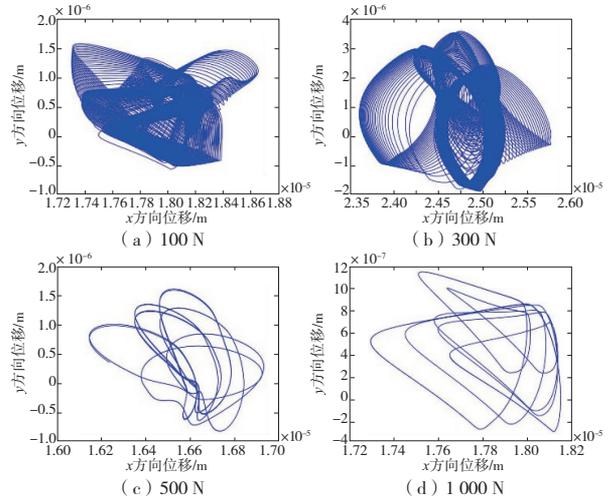


图9 载荷对圆心轨迹的影响

4 结语

以深沟球轴承为研究对象,将耗散接触力模型引入到滚动轴承动力学模型中,从理论上获得滚动轴承各元素之间的非线性接触特征,通过对比分析了不同参数影响下滚动轴承非线性动力学特征,主要结论如下:

- 1)耗散接触条件下,滚动体与滚道之间存在明显的接触碰撞现象,而高速轻载使得滚动体与滚道出现高频接触特征;
- 2)适当增加外部载荷值可以减小滚动体与滚道之间的接触碰撞力,从而改善滚动体与滚道的冲击-滑动现象,降低滚动轴承动态行为轨迹的分岔现象,同时也有利于缓解滚动轴承打滑现象,提高滚动轴承动态性能和使用寿命。

参考文献:

[1] 胡旭辉,杨文安. 故障特征增强的滚动轴承状态评估方法[J]. 机械制造与自动化,2023,52(3):79-82,105.
 [2] 张涛,赵利锋,顾家铭. 高速角接触球轴承中的冲击滑动研究[J]. 润滑与密封,2023,48(2):182-189.
 [3] WANG Y L,WANG W Z,ZHANG S G, et al. Effects of raceway surface roughness in an angular contact ball bearing [J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 121:198-212.

(下转第169页)

率成正比;当负载一定时,在一定变化范围内,随着主动轮转速的增大,轮齿间啮合力波动幅值减小,但轮齿间啮入啮出时的振动频率加快了,使啮合冲击更加频繁,齿面磨损更严重。

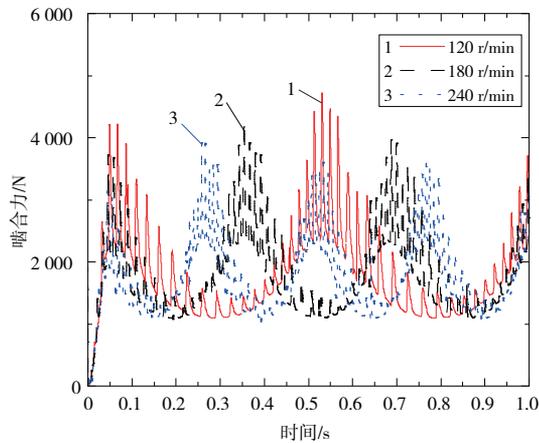


图7 不同转速下的动态啮合力

5 结语

本文介绍了一种基于 Matlab 和 UG 的非圆齿轮设计建模方法,并验证了所建立的非圆齿轮模型的准确性和可参考性,研究了非圆齿轮啮合力的计算方法。基于此非圆齿轮三维模型,使用 Admas 进行动力学仿真,分析了不同工况对非圆齿轮啮合特性的影响,结果表明:

1) 非圆齿轮轮齿间啮合力随时间呈周期性变化,周期即为转动周期,随着啮合点距主动轮转轴距离的增大,轮齿间啮合力及波动幅度也越大;

2) 非圆齿轮轮齿间啮合力与从动轮所受负载

成正比;负载的增大会导致啮合力的波动幅度增大;

3) 主动轮转速与轮齿间啮合力周期成反比,而与啮合力波动频率成正比;主动轮转速的增大会导致轮齿间啮入啮出时的振动频率加快。

研究结果可为后续非圆齿轮优化设计、降低齿面磨损和啮合振动、延长使用寿命提供参考。

参考文献:

- [1] 吴序堂,王贵海. 非圆齿轮及非匀速比传动[M]. 北京:机械工业出版社,1997.
- [2] 许通,廉哲满. 基于 Pro/E 和 CAXA 的渐开线非圆齿轮实体建模[J]. 机械工程师,2015(1):156-158.
- [3] 刘永平,王鹏,李佳. 解析法设计椭圆齿轮齿廓[J]. 机械设计与制造,2015(2):214-216,220.
- [4] 周阳华,宋威震,何勇. 包络法非圆齿轮廓线提取方法研究[J]. 制造业自动化,2022,44(6):32-35.
- [5] 史诺,刘琼,杨晓龙. 塑料非圆齿轮的齿廓设计与运动分析[J]. 塑料工业,2022,50(10):69-74.
- [6] 宋威震,何勇. 基于 MATLAB 和 Pro/E 的非圆齿轮设计[J]. 组合机床与自动化加工技术,2022(2):99-102,106.
- [7] 刘炆,王志伟,李晓光. 非圆齿轮的设计及动态特性分析[J]. 模具工业,2018,44(7):11-15.
- [8] HAN J, LI D Z, TIAN X Q, et al. Meshing principle and transmission analysis of a beveloid non-circular gear[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2020, 12(11):168.
- [9] 豆晨晨. 斜齿非圆齿轮动力学分析及承载能力研究[D]. 兰州:兰州理工大学,2021.

收稿日期:2023-07-05

(上接第 156 页)

- [4] ZHANG J H, FANG B, HONG J, et al. Effect of preload on ball-raceway contact state and fatigue life of angular contact ball bearing[J]. Tribology International, 2017, 114:365-372.
- [5] LIU J, SHAO Y M. A new dynamic model for vibration analysis of a ball bearing due to a localized surface defect considering edge topographies[J]. Nonlinear Dynamics, 2015, 79(2):1329-1351.
- [6] HAN Q K, LI X L, CHU F L. Skidding behavior of cylindrical roller bearings under time-variable load

conditions [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2018, 135:203-214.

- [7] 李军宁,陈渭,谢友柏. 采用知识流理论的高速滚动轴承打滑失效试验台集成设计[J]. 西安交通大学学报,2015,49(5):87-93,146.
- [8] 涂文兵,张桂源,罗丫,等. 基于滑移非理想赫兹接触的滚动轴承振动特性分析[J]. 振动与冲击,2023,42(5):30-38.

收稿日期:2023-08-14