

球轴承内圈剥落缺陷双冲击特征动力学建模

罗茂林, 郭瑜, 伍星

(昆明理工大学 机电工程学院 云南省高校振动与噪声重点实验室, 昆明 650500)

摘要: 基于 Hertz 接触理论, 以内圈滚道表面存在局部剥落的球轴承为研究对象, 对球轴承局部剥落故障所激起的非线性激励机理进行研究, 分析球轴承双冲击现象激励机理。将滚动体与球轴承内外圈非线性接触特性纳入考虑, 提出时变位移激励与时变接触力激励相耦合的球轴承局部剥落双冲击现象动力学模型。研究中采用 Runge-Kutta 数值积分法求解该二阶非线性动力学微分方程, 并对故障球轴承仿真信号进行双冲击时间间隔特征验证。在不同转速和内圈剥落尺寸条件下开展仿真与实验研究, 通过仿真和实测信号的双冲击时间间隔与理论双冲击时间间隔对比分析, 仿真信号的双冲击时间间隔与理论值对比的误差结果皆小于 2%, 与实测信号的双冲击时间间隔值对比的误差结果皆小于 12%; 同时, 仿真信号与实测信号具有很好的相似性, 从而验证了该动力学模型的有效性。

关键词: 球轴承; 局部剥落; 双冲击特征; 时变位移与时变接触力; 动力学建模; 双冲击时间间隔
中图分类号: V23; TH133.33; TH113.1 **文献标志码:** A

Dynamic modeling for double-impulse behavior of ball bearing in the presence of a spall on inner race

LUO Maolin, GUO Yu, WU Xing

(Key Laboratory of Vibration and Noise under Ministry of Education of Yunnan Province, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China)

Abstract: A ball bearing in the presence of a spall on the inner race was studied. Based on Hertzian elastic contact theory, a research on non-linear excitation mechanism excited by the spall fault was carried out, and the internal excitation mechanism of double-impulse phenomenon was studied. As a result, a novel coupled non-linear dynamic model for double-impulse behavior of the ball bearing with a spall on the inner race was proposed, by considering the contact characteristics between the rolling elements and the bearing races and the excitation mechanism of time-varying displacement and contact force. The coupled solution to the second order non-linear differential equations was obtained by applying the Runge-Kutta numerical integral method, the relationship of double-impulse time spacings extracted from the simulated vibration signal was investigated. By comparison of the simulated, experimental and theoretical double-impulse time spacings under diverse shaft rotating speeds and inner race spall sizes of the ball bearing, all the relative errors between the simulated and theoretical

收稿日期:2018-05-25

基金项目:国家自然科学基金(51365023); 云南省基础研究重点项目(2017FA028)

作者简介:罗茂林(1991-),男,博士生,主要从事机械振动分析与旋转机械故障诊断研究。

通讯作者:郭瑜(1971-),男,教授,博士,主要从事机械振动分析与旋转机械振动特征提取研究。

引用格式:罗茂林,郭瑜,伍星. 球轴承内圈剥落缺陷双冲击特征动力学建模[J]. 航空动力学报,2019,34(4):778-786. LUO Maolin, GUO Yu, WU Xing. Dynamic modeling for double-impulse behavior of ball bearing in the presence of a spall on inner race [J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(4): 778-786.

double-impulse time spacings were less than 2 percent, and that between the simulated and the experimental double-impulse time spacings were less than 12 percent. In addition, the simulated signal agreed well with the experimental signal. Consequently, it was concluded that the effectiveness of the proposed nonlinear dynamic model in predicting the double-impulse time separation and vibration characteristics of the ball bearing was well validated.

Key words: ball bearing; localized spall; double-impulse behavior; time-varying displacement and contact force; dynamic modeling; double-impulse time spacing

随着高速机械设备的发展,球轴承因其独特的优势得以在高端机械设备中广泛应用。另一方面,滚动轴承一直是故障诊断领域的重要研究对象之一。在旋转机械设备的故障中,约30%由轴承故障所造成,而其中约有90%的故障是由轴承内、外圈缺陷造成的^[1],其主要表现形式为内外圈滚道金属层疲劳而形成的剥落坑^[2]。以氮化硅为滚动体材料的球轴承的主要失效形式也是疲劳剥落^[3]。在循环载荷作用下,滚动体通过剥落区时将会产生双冲击现象^[4],该现象为球轴承剥落故障、诊断及寿命预测提供了崭新途径。唐云冰等^[5]利用拟动力学法,同时考虑轴承径向载荷、轴向载荷、自身离心力以及陀螺力矩的影响,建立了高速滚珠轴承载荷分布的分析模型。罗贵火等^[6]考虑了低压转子与高压转子的中介轴承耦合作用,建立了双转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型。李德水等^[7]建立了高速角接触球轴承拟动力学分析模型,研究了不同结构参数和工况参数对轴承动态特性的影响。

针对球轴承剥落故障所激发的双冲击现象问题,国内外学者已开展了部分研究工作。1994年,Epps^[8]对双冲击响应(阶跃响应与脉冲响应)做了分析,并指出,若这两个事件(进入和退出)在时间序列上可观测,则剥落大小可估计。因此,以球轴承为研究对象,开展基于双冲击现象的动力学机理建模研究具有重要的学术及工程应用价值。

国外在相关研究上,Sawalhi等^[9]建立了包含这两个事件的解析模型来描述所观察到的现象,并指出由滚动体进入和退出剥落区时所激起的响应在幅值上存有明显的不同。Ming等^[10]基于声发射信号是由滚动体通过剥落区所产生的两个事件组成这一假设,建立了一个双冲击响应模型,用以描述这两个事件,但这两个事件的产生机理及动力学模型未见报道。Mcfadden等^[11]建立了用以描述滚动轴承在恒定负载下由内圈单点缺

陷产生的振动响应的解析模型;Patel等^[12]建立了一个探究深沟球轴承在内圈亦或外圈表面存在单点或多点缺陷而引起的振动响应的动力学模型。但这些模型针对的是滚动轴承的单个脉冲响应,并未针对双冲击现象。急需发展针对双冲击现象的产生机理,建立相应的动力学模型。

本课题组在前期中取得部分进展,文献[13]基于集合经验模态分解(EEMD)技术开展了轴承故障双冲击特征提取研究;文献[14]针对球轴承外圈故障进行了故障机理建模以及双冲击特征提取方法的研究,开展了球轴承外圈单一故障的双冲击现象研究并初步建立了对应的动力学模型,但描述内圈双冲击现象的动力学模型尚待研究。内圈故障在建模中有其特殊性,与外圈剥落故障不同,内圈剥落故障在转子运转过程中,剥落位置会随轴承内圈绕转轴一起旋转,同时剥落区相对于载荷区的位置也具有时变性,故相应的动力学模型将有所不同。因此,针对球轴承内圈故障,研究建立球轴承内圈剥落所引起双冲击现象的动力学机理模型,对在机理理论上研究球轴承局部剥落所引起振动响应的双冲击现象与剥落区大小的关系等具有重要的学术价值。

1 双冲击特征产生机理

文献[8]中最先论述了球轴承故障引起的双冲击现象,并以球轴承外圈滚道上一处点蚀剥落为例,指出滚动体在通过剥落区时会产生进入(entry)和退出(exit)两个事件,由两个事件所激起的振动响应表现出不同的特征:滚动体进入剥落区前边沿时激起的振动信号呈现出阶跃响应特性,以相对较低的频率成分为主;滚动体撞击剥落区后边沿时振动信号则呈现出频带较宽的脉冲响应特性,参见图1。

图2为双冲击现象产生机理简图(即滚动体历经的三个运动状态),图2(a)所示为球轴承在

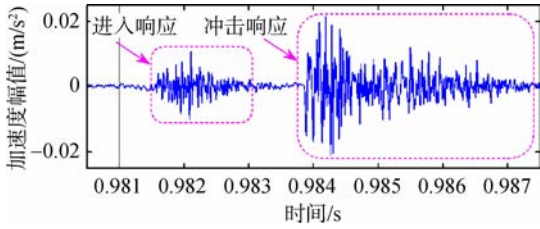


图 1 典型的双冲击特征信号

Fig. 1 A typical measured vibration signal with double-impulse behavior

径向载荷(P)作用下,设内圈以恒定的角速度 ω_s 回转。当内圈滚道存在剥落时,如图 2(a)所示,在滚动体通过剥落区的过程中,滚动体与球轴承内圈或外圈之间的反作用力 F_c 自然会发生变化。在径向载荷作用下,滚动体与内、外圈之间的接触区域为一椭圆面^[15]。当滚动体进入剥落区时,滚

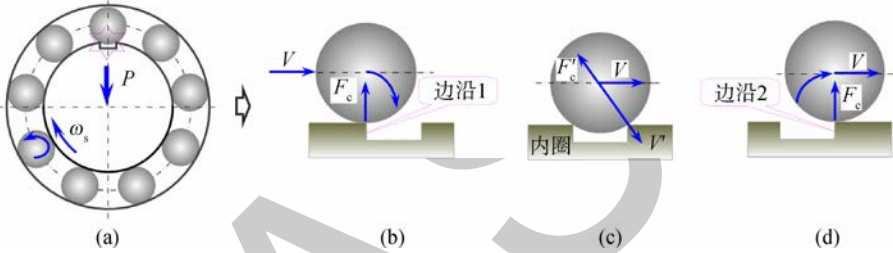


图 2 双冲击特征产生机理

Fig. 2 Schematic diagram of the generation of the double-impulse behavior

2 双冲击特征机理动力学建模

对球轴承进行故障机理分析,建立描述双冲击现象的动力学模型有重要意义。建模中将滚动体与内、外圈滚道之间的接触视为弹簧-质量系统^[12],如图 3 所示,为此,需作如下假设^[12,16]。

1) 轴承内圈与外圈分别刚性固定在转子与轴承座上,轴承内圈与转子之间为过盈配合。

2) 滚动体在无故障区时,其与内、外圈接触过程做纯滚动,并忽略滚动体在运动过程中其惯性对转子-轴承系统的影响。

3) 在滚动体运动过程中,其与内、外圈弹性接触过程所产生的形变与接触力关系满足 Hertz 弹性接触理论^[17-18]。

4) 滚动体由保持架固定并沿转轴均布,相邻两滚动体之间无相互作用。

5) 接触力只作用在径向(沿 x 轴和 y 轴方向),转轴的质量包括内圈的质量。

6) 在球轴承运转过程中,转子视为刚性。

在建模中,视轴承外圈固定在刚性轴承座上,

动体与剥落区前边沿(边沿 1)发生接触,如图 2(b)所示,滚动体以速度 V 滚入剥落区,轴承内部间隙变大,曲率半径变大,曲率和变小^[15],由 Hertz 接触理论可知,接触力变小,导致去应力过程发生,即 F_c 减小。在这个阶段,滚动体以与边沿 1 的接触点为回转中心做回转运动,滚动体有一个下落的历程,同时受力减小(非瞬间减小^[9]),产生阶跃响应。在保持架带动下,滚动体到达剥落区中央,如图 2(c)所示,滚动体与边沿 2 之间的作用力为 F'_c ,此时滚动体以速度 V' 与剥落区后边沿(边沿 2)发生撞击,产生脉冲响应;随后,滚动体以与边沿 2 的接触点为中心旋转,直至退出剥落区到达图 2(d)位置时重新受力,应力恢复。滚动体在保持架的带动下继续沿滚道运动,下一个滚动体随即进入图 2 所示的过程,如此往复。

内圈由转子刚性支撑。恒定载荷 P 作用在转轴上,如图 3 所示。

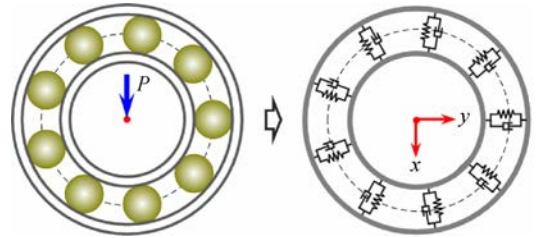


图 3 简化的球轴承弹簧-质量模型

Fig. 3 A simplified spring-mass model of the ball bearing

2.1 内圈剥落引起的时变位移激励模型

参照图 3 所示的球轴承弹簧-质量简化模型以及图 4 中所呈现的球轴承几何位置关系,并基于 Sunnersjö^[19]中的球轴承简化模型,仅考虑内圈有两个方向的自由度(x 轴和 y 轴方向)。

在球轴承无故障条件下,假设 x 和 y 分别为内圈在 x 轴和 y 轴方向的偏移量。在第 i 个滚动

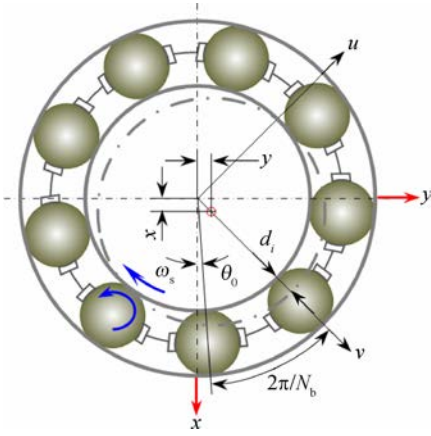


图 4 球轴承内圈形变示意图

Fig. 4 Sketch for deflection of the ball bearing inner race

体运动过程中,其与内、外圈间接变形 d_i 可由下式得出

$$d_i = x \cos \theta_i + y \sin \theta_i - 0.5 C_r \quad (1)$$

式中 C_r 为球轴承内部径向游隙, θ_i 为第 i 个滚动体在运动过程中相对于 x 轴的角度位置,如图 4 所示。则, θ_i 可由下式表示:

$$\theta_i = \theta_0 + \omega_{\text{cage}} t + 2\pi(i-1)/N_b \quad (2)$$

式中 N_b 表示滚动体数目, θ_0 为第 1 个滚动体相对于 x 轴的初始角度位置。 ω_{cage} 为保持架的角速度,参照文献[17-18],可定义为

$$\omega_{\text{cage}} = \frac{\omega_s}{2} \left(1 - \frac{d_b \cos \alpha}{D_m} \right) \quad (3)$$

式中 ω_s 为转子角速度, d_b 为滚动体直径, D_m 为球轴承节圆直径, α 为轴接触角。

$$\delta_d = \begin{cases} 0 & \text{当 } \cos \left\{ \frac{\pi [\text{mod}(\theta_i, 2\pi) - \text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi)]}{\eta} \right\} < \left(\frac{d_b}{2} - \sqrt{\frac{d_b^2}{4} - \frac{L_{\text{spall}}^2}{4}} \right) \cdot \\ \left(\frac{d_b}{2} - \sqrt{\frac{d_b^2}{4} - \frac{L_{\text{spall}}^2}{4}} \right) \cdot \cos \left\{ \frac{\pi [\text{mod}(\theta_i, 2\pi) - \text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi)]}{\eta} \right\} & \text{当 } \left(\frac{d_b}{2} - \sqrt{\frac{d_b^2}{4} - \frac{L_{\text{spall}}^2}{4}} \right) \cdot \cos \left\{ \frac{\pi [\text{mod}(\theta_i, 2\pi) - \text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi)]}{\eta} \right\} > \left(\frac{d_b}{2} - \sqrt{\frac{d_b^2}{4} - \frac{L_{\text{spall}}^2}{4}} \right) \cdot \\ \left(\frac{d_b}{2} - \sqrt{\frac{d_b^2}{4} - \frac{L_{\text{spall}}^2}{4}} \right) \cdot \cos \left\{ \frac{\pi [\text{mod}(\theta_i, 2\pi) - \text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi)]}{\eta} \right\} & \text{当 } \left(\frac{d_b}{2} - \sqrt{\frac{d_b^2}{4} - \frac{L_{\text{spall}}^2}{4}} \right) \cdot \cos \left\{ \frac{\pi [\text{mod}(\theta_i, 2\pi) - \text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi)]}{\eta} \right\} < \left(\frac{d_b}{2} - \sqrt{\frac{d_b^2}{4} - \frac{L_{\text{spall}}^2}{4}} \right) \cdot \\ 0 & \text{当 } \cos \left\{ \frac{\pi [\text{mod}(\theta_i, 2\pi) - \text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi)]}{\eta} \right\} > \left(\frac{d_b}{2} - \sqrt{\frac{d_b^2}{4} - \frac{L_{\text{spall}}^2}{4}} \right) \cdot \end{cases}$$

式中 $\text{mod}(\cdot)$ 表示求余函数, L_{spall} 为内圈剥落沿滚道长度; η 为定义在 x - y 平面内,当滚动体位于缺陷中央位置时,其球心位置和内圈剥落区后边

由图 5 可知,当滚动体中心靠近内圈剥落区直至运动至其前边沿(滚动体质心位于 C_1 处)时,滚动体的附加位移 δ_d 为零。而当滚动体通过内圈剥落区时,其附加位移 δ_d 增加;当滚动体位于内圈剥落区中央(滚动体质心位于 C_2 处)时,其附加位移 δ_d 达到最大值,当滚动体的附加位移从最大变化至零(滚动体质心位置由 C_2 运动至 C_3)的过程,其由内圈剥落区中央位置运动至剥落区后边沿。滚动体通过内圈剥落区的整个过程,其质心的运动轨迹为 C_1 - C_2 - C_3 连线的半正弦曲线。

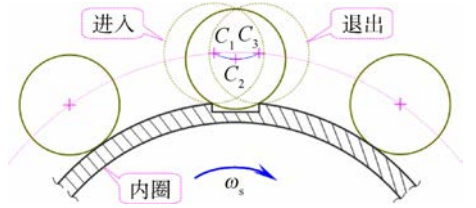


图 5 滚动体滚过剥落区过程示意图

Fig. 5 The passing process of the rolling element over the spall zone

基于以上分析,当球轴承内圈存在剥落故障时,第 i 个滚动体在运动过程中与内圈剥落区发生接触时,会产生附加位移 δ_d 。

图 6 表示滚动体与内圈剥落区接触示意图,经分析可知,在滚动体运动过程中,附加位移 δ_d 为时间 t 、滚动体角度位置 θ_i 以及内圈剥落中心角度位置 ϕ_{spall} 的函数,即 $\delta_d = f(t, \theta_i, \phi_{\text{spall}})$ 。由其几何位置关系可知,滚动体通过内圈剥落区时的附加位移 δ_d 可由下式表示:

$$0 \leq \text{mod}(\theta_i, 2\pi) < \text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi) - \varphi_d$$

$$\text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi) - \varphi_d \leq \text{mod}(\theta_i, 2\pi) < \text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi)$$

$$\text{mod}(\theta_i, 2\pi) - \text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi) = 0$$

$$\text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi) < \text{mod}(\theta_i, 2\pi) \leq \text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi) + \varphi_d$$

$$\text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi) + \varphi_d < \text{mod}(\theta_i, 2\pi) \leq 2\pi$$

(4)

沿的连线与 x 轴正方向的夹角,由图 6 中几何关系可知,角度 η 定义如下:

$$\eta = \arcsin(L_{\text{spall}}/d_b) \quad (5)$$

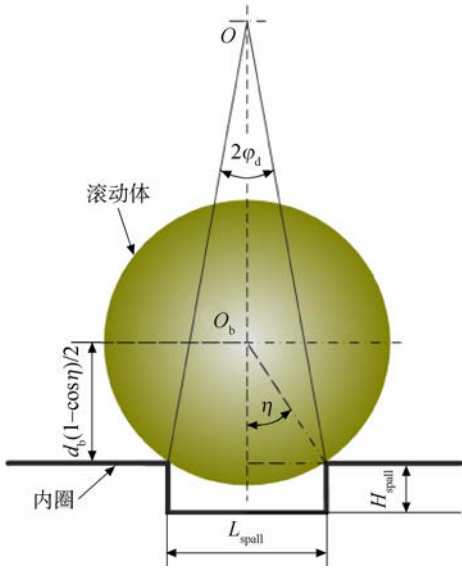


图6 滚动体与内圈剥落接触示意图

Fig. 6 Sketch of the contact between the rolling element and the spall zone on the inner race

如图6所示, ϕ_{spall} 为内圈剥落区中心在运动过程中相对于 x 轴的角度位置, 基于运动学理论可知

$$\phi_{spall} = \omega_s t + \phi_0 \quad (6)$$

式中 ϕ_0 为内圈剥落区中心相对于 x 轴的初始角度位置。

参照图6, 由运动学与几何知识可知, 滚动体从内圈剥落区前边沿运动至剥落区中央所需时间为

$$\Delta t = \varphi_d / (\omega_s - \omega_{cage}) \quad (7)$$

由运动学理论分析可知, 第 i 个滚动体处于内圈剥落区的数学关系式为

$$(\phi_{spall} - \varphi_d) \leq \theta_i \leq (\phi_{spall} + \varphi_d) \quad (8)$$

基于以上分析, 可模拟出滚动体在运动过程中的时变位移 δ_d , 如图7、图8所示。

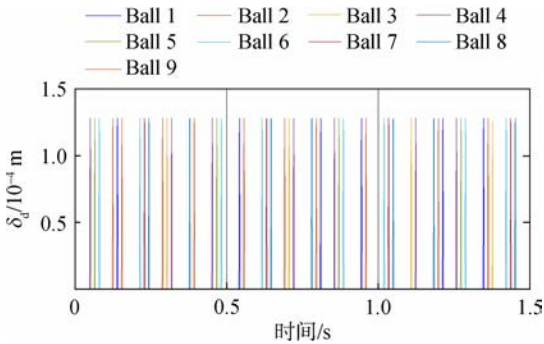
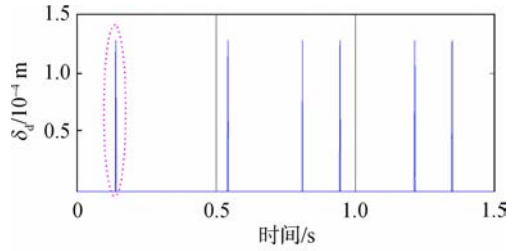
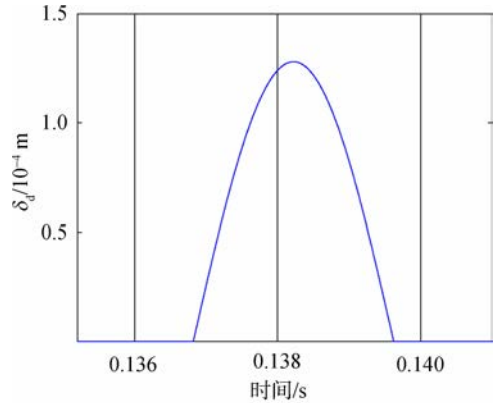


图7 滚动体附加位移

Fig. 7 Additional displacement of the nine rolling elements



(a) 滚动体1附加位移



(b) 局部放大图

图8 第1个滚动体的附加位移

Fig. 8 Additional displacement of the first rolling element

基于以上分析, 结合式(1)和式(4), 即可将球轴承内圈缺陷引起的时变位移激励引入到动力学模型中。则在载荷区内, 第 i 个滚动体的时变位移激励为

$$\delta_i = x \cos \theta_i + y \sin \theta_i - 0.5 C_r - \beta_i \delta_d \quad (9)$$

式中 $\beta_i = 1$ 表示滚动体通过内圈剥落区, $\beta_i = 0$ 表示滚动体未通过内圈剥落区。其取值的分段函数表达式为

$$\beta_i = \begin{cases} 1 & \text{mod}(\phi_{spall}, 2\pi) - \varphi_d \leq \theta_i \leq \\ & \text{mod}(\phi_{spall}, 2\pi) + \varphi_d \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (10)$$

2.2 时变接触力模型

在滚动体滚过剥落区过程中, 除考虑剥落激起的时变位移外, 剥落区激起的时变接触力也不容忽视。当滚动体运动至前边沿即将进入剥落区时, 弹性变形量有所恢复, 滚动体与滚道之间的接触力减小, 直到滚动体与剥落前、后两边沿均发生接触时弹性变形量恢复到最大; 此时, 滚动体在保持架带动下与剥落区后边沿撞击, 产生一附加撞击力 F_{imp} 。随着滚动体退出剥落区, 接触力又开始逐渐减小至与正常滚道接触水平。基于以上分析, 建立如下时变接触力函数关系式:

$$F_{\text{imp}} = \begin{cases} 0 & 0 \leq \text{mod}(\theta_i, 2\pi) < \text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi) - \varphi_d \\ F_c - F_c \sin\left[\frac{\text{mod}(\theta_i, 2\pi) - \text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi)}{2\pi\varphi_d}\right] & \text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi) - \varphi_d \leq \text{mod}(\theta_i, 2\pi) < \text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi) \\ F_{\text{max}} & \text{mod}(\theta_i, 2\pi) - \text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi) = 0 \\ F_{\text{max}} - F_{\text{max}} \cos\left[\frac{\text{mod}(\theta_i, 2\pi) - \text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi)}{2\pi\varphi_d}\right] & \text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi) < \text{mod}(\theta_i, 2\pi) \leq \text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi) + \varphi_d \\ 0 & \text{mod}(\phi_{\text{spall}}, 2\pi) + \varphi_d < \text{mod}(\theta_i, 2\pi) \leq 2\pi \end{cases} \quad (11)$$

时变接触力仿真结果如图 9 所示,图 10 为单个滚动体(滚动体 1)的时变接触力及其局部放大图。

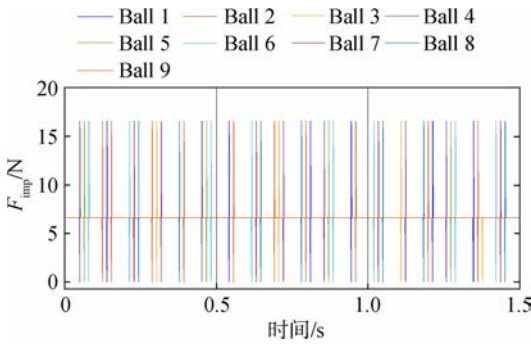


图 9 时变接触力

Fig. 9 Time-varying contact force

2.3 Hertz 接触力

通过 Hertz 弹性接触理论可知,滚动体与无故障内、外滚道间的时变接触力可由下式得出^[17-18]

$$F = K_e \delta^n \quad (12)$$

式中 K_e 为滚动体与内、外圈总的等效接触刚度, n 为载荷-变形系数,对于滚动体轴承取 $n = 1.5$ ^[18]。 K_e 可由下式确定^[18]

$$K_e = \left[\frac{1}{(1/K_{bi})^{1/n} + (1/K_{bo})^{1/n}} \right]^n \quad (13)$$

式中 K_{bi} 、 K_{bo} 分别为滚动体与内、外圈之间的接触刚度,可表示为^[18]

$$K_{bi} = \left(\frac{\pi^2 e^2 E_{\text{eq}}^2 \xi_2}{4 \cdot 5 \xi_1^3 \sum \rho_{bi}} \right)^{0.5} \quad (14)$$

$$K_{bo} = \left(\frac{\pi^2 e^2 E_{\text{eq}}^2 \xi_2}{4 \cdot 5 \xi_1^3 \sum \rho_{bo}} \right)^{0.5} \quad (15)$$

式中 $\sum \rho$ 为曲率和,下标 bi 和 bo 分别表示滚动体与内圈、外圈之间的接触曲率和; E_{eq} 表示等效弹性模量; e 表示椭圆度参数; ξ_1 和 ξ_2 分别表示第一和第二类椭圆积分。参数 $\sum \rho$ 、 E_{eq} 、 e 、 ξ_1 和 ξ_2 的计算公式见文献[18]。

当滚动体与轴承内、外圈在载荷区接触时,总的 Hertz 接触力是由每一个滚动体与内、外圈接触所产生的接触力之和。将总接触力沿 x 轴和 y 轴方向分解可得其分量为

$$F_{h,x} =$$

$$\sum_{i=1}^{N_b} K_e (x \cos \theta_i + y \sin \theta_i - 0.5 C_r - \beta_i \delta_d)^n \cos \theta_i$$

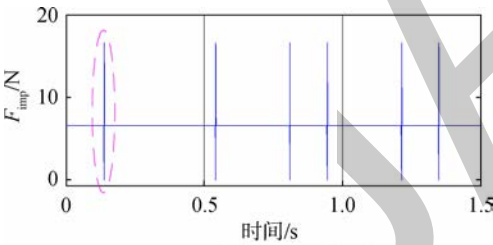
$$F_{h,y} =$$

$$\sum_{i=1}^{N_b} K_e (x \cos \theta_i + y \sin \theta_i - 0.5 C_r - \beta_i \delta_d)^n \sin \theta_i$$

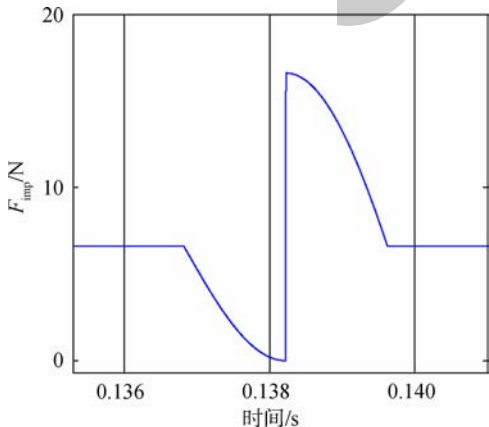
(16)

2.4 双冲击特征机理动力学模型

为研究球轴承剥落所激起的双冲击现象,基于章节 2 开始部分所做出的假设,视球轴承为弹簧-质量系统。基于刚性套圈假设^[20-21],可得简化



(a) 滚动体1时变接触力



(b) 局部放大图

图 10 第 1 个滚动体的时变接触力

Fig. 10 Time-varying contact force of the first rolling element

的球轴承 2 自由度的双冲击现象动力学方程为

$$\begin{aligned} M_e \ddot{x} + C \dot{x} + \gamma_i F_{h,x} + \\ F_{\text{imp}} (\cos \eta \sin \varphi_d + \sin \eta \cos \varphi_d) = F_x \\ M_e \ddot{y} + C \dot{y} + \gamma_i F_{h,y} + \\ F_{\text{imp}} (\cos \eta \cos \varphi_d + \sin \eta \sin \varphi_d) = F_y \end{aligned} \quad (17)$$

式中 M_e 为转子与球轴承内圈的等效质量, C 为系统阻尼因子; γ_i 为判断第 i 个滚动体与滚道发生接触变形的参数; 当 $\delta_i > 0$ 时, $\gamma_i = 1$; 当 $\delta_i \leq 0$ 时, $\gamma_i = 0$ 。 F_x 和 F_y 分别为作用在内圈上的 x 轴和 y 轴方向上的力。 \dot{x} 和 \dot{y} 分别为球轴承内圈在 x 轴和 y 轴方向上的振动速度, \ddot{x} 和 \ddot{y} 分别为球轴承内圈在 x 轴和 y 轴方向上的振动加速度。

3 计算结果验证与分析

3.1 仿真结果

以球轴承 (LYC 6205E) 为仿真对象, 基于 MATLAB 软件进行编程仿真, 运用定步长 4 阶 Runge-Kutta 数值积分法对非线性动力学微分方程组 (17) 进行求解。设定时间步长 $\Delta t = 1 \times 10^{-6}$ s, 仿真时长 $t_{\text{period}} = 2$ s, 内圈与转子的等效质量 $M_e = 3.8$ kg, 系统阻尼因子 $C = 2000$ (N · s)/m, 转子速度为 887.50 r/min (转频为 14.79 Hz), 作用在转轴上的作用力分量 $W_x = 50$ N 和 $W_y = 0$ N。剥落区沿滚道长度为 $L_{\text{spall}} = 2$ mm。初始速度 $x_0 = y_0 = 0$ m/s, 初始位移 $x_0 = y_0 = 10^{-9}$ m。

基于以上设定参数, 解得球轴承内圈 2 mm 剥落故障的振动加速度信号如图 11 所示。从图中可看出明显冲击特征。

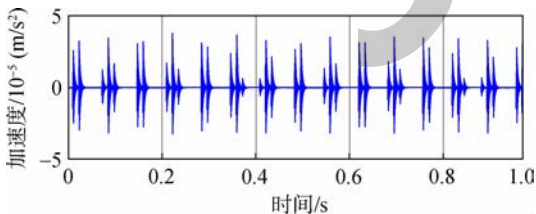


图 11 球轴承内圈 2 mm 剥落故障 x 轴振动加速度信号
Fig. 11 Vibration acceleration signal of the ball bearing with a localized spall of 2 mm size on the inner race in x direction

3.2 实验验证

为验证模型的正确性, 以球轴承 (LYC 6205E) 内圈局部剥落为例, 并以旋转机械振动及故障模拟试验台 QPZZ-II 系统为测试对象进行实验探究。

实验中采用的测试球轴承参数见表 1, 滚动体为氮化硅陶瓷球, 套圈材料为轴承钢; 内圈故障通过电火花加工, 剥落沿滚道长度为 2 mm, 宽度为 5.08 mm, 深度为 0.82 mm 如图 12 所示; 转子转速为 887.50 r/min, 数据采集设备为 NI USB9215 采集卡, 采样频率为 102.430 kHz。

表 1 测试轴承几何参数

Table 1 Dimensions of the tested ball bearing

参数	数值
节圆直径 D_m /mm	38.500
滚动体直径 d_b /mm	7.938
滚动体个数 N_b	9
内圈滚道直径 D_i /mm	30.562
外圈滚道直径 D_o /mm	46.438
径向游隙 C_r / μ m	1
接触角 α /($^\circ$)	0

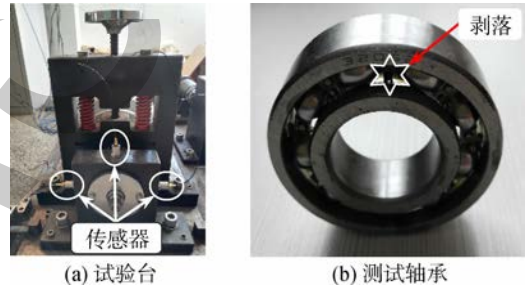


图 12 试验设备

Fig. 12 Experimental equipments

拾取到的振动加速度信号经 AR 滤波过后得到的冲击成分增强信号如图 13 所示。

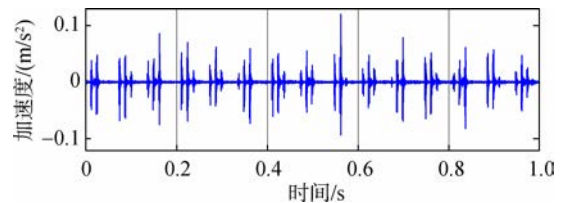


图 13 球轴承内圈 2 mm 剥落故障实测振动加速度信号
Fig. 13 Measured acceleration signal of the ball bearing with a localized spall of 2 mm size on the inner race

3.3 双冲击时间间隔验证

为验证论文所提出的动力学模型在表征内在双冲击特征的正确性, 本文选取 3 种不同大小 (2、

1.453、1 mm)的内圈剥落故障,进行仿真与实测对比分析验证。结合理论双冲击时间间隔计算式(7),对实测与理论的双冲击时间间隔、仿真与理论的双冲击时间间隔以及仿真与实测的双冲击时间间隔进行对比验证与误差分析,结果如表2~表4所示。由表2~表4可知,针对3种不同大小的内圈剥落故障,在5种不同的转速条件下,每

个表格中的三组误差对比分析值都小于15%,在不同的转速下,3种不同故障大小的仿真信号的双冲击时间间隔与理论值的误差对比结果皆小于2%,与实测信号双冲击时间间隔值的对比结果皆小于12%。从上述的对比分析可验证本文所建立的内圈剥落缺陷双冲击特征动力学模型的有效性。

表2 内圈2 mm剥落故障的理论、实测及仿真三者间双冲击时间间隔对比

Table 2 Comparisons of the theoretical, experimental and simulated double-impulse time spacings under spall size of 2 mm of the inner race

间隔与误差	转速/(r/min)				
	293.54	440.93	589.56	738.94	887.50
理论时间间隔/s	0.0035460	0.0023390	0.0017650	0.0014010	0.0011520
实测时间间隔/s	0.0033213	0.0026521	0.0019561	0.0015530	0.0012923
仿真时间间隔/s	0.0035100	0.0023350	0.0017500	0.0013900	0.0011600
实测与理论误差/%	6.37	13.39	10.83	10.85	12.18
仿真与理论误差/%	1.02	0.17	0.85	0.79	0.69
仿真与实测误差/%	5.68	11.96	10.54	10.50	10.24

表3 内圈1.453 mm剥落故障的理论、实测及仿真三者间双冲击时间间隔对比

Table 3 Comparisons of theoretical, experimental and simulated double-impulse time spacings under spall size of 1.453 mm of the inner race

间隔与误差	转速/(r/min)				
	293.54	440.93	589.56	738.94	887.50
理论时间间隔/s	0.0025696	0.0017000	0.0012716	0.0010156	0.0008457
实测时间间隔/s	0.0023100	0.0014930	0.0011910	0.0009900	0.0008100
仿真时间间隔/s	0.0025540	0.0016910	0.0012900	0.0010130	0.0008630
实测与理论误差/%	10.10	12.35	6.42	2.52	4.22
仿真与理论误差/%	0.61	0.53	1.45	0.26	2.05
仿真与实测误差/%	9.50	11.82	7.86	2.32	6.27

表4 内圈1 mm剥落故障的理论、实测及仿真三者间双冲击时间间隔对比

Table 4 Comparisons of theoretical, experimental and simulated double-impulse time spacings under spall size of 1 mm of the inner race

间隔与误差	转速/(r/min)				
	293.54	440.93	589.56	738.94	887.50
理论时间间隔/s	0.0017687	0.0011786	0.0008788	0.0007022	0.0005845
实测时间间隔/s	0.0019600	0.0012030	0.0009330	0.0007900	0.0006100
仿真时间间隔/s	0.0017480	0.0011620	0.0008890	0.0006980	0.0005950
实测与理论误差/%	10.82	2.07	6.17	12.50	4.36
仿真与理论误差/%	1.17	1.41	1.16	0.60	1.80
仿真与实测误差/%	11.99	3.48	5.01	11.65	2.46

4 结论

论文基于 Hertz 弹性接触理论和刚性套圈假设,考虑时变位移激励模型与时变力激励模型,通过分析内圈双冲击现象产生的内在动力学激励机理,建立了描述该现象的动力学模型。

基于运动学理论,对滚动体进入和退出剥落区的全过程进行了分析,建立了基于半正弦函数的滚动体运动轨迹模型。在剥落沿滚道的尺寸小于滚动体直径情况下,该模型更贴近滚动体滚过剥落区的真实运动轨迹。

通过 3 种不同剥落缺陷大小在 5 种不同转速条件下的仿真、实测及理论的双冲击时间间隔对比分析,验证了所建立的描述双冲击现象的动力学模型的正确性。

参考文献:

- [1] RUBINI R, MENEGHETTI U. Application of the envelope and wavelet transform analyses for the diagnosis of incipient faults in ball bearings[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2001, 15(2): 287-302.
- [2] 王国彪,何正嘉,陈雪峰,等. 机械故障诊断基础研究“何去何从”[J]. *机械工程学报*, 2013, 49(1): 63-72.
WANG Guobiao, HE Zhengjia, CHEN Xuefeng, et al. Basic research on machinery fault diagnosis—what is the prescription[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 49(1): 63-72. (in Chinese)
- [3] 周井玲,吴国庆,陈晓阳. 氮化硅陶瓷球滚动接触疲劳寿命模型[J]. *机械工程学报*, 2008, 44(2): 37-42.
ZHOU Jingling, WU Guoqing, CHEN Xiaoyang. Tensile stress life model for rolling contact fatigue of silicon nitride ceramic balls[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 44(2): 37-42. (in Chinese)
- [4] AHMADI A M, HOWARD C Q, PETERSEN D. The path of rolling elements in defective bearings: Observations, analysis and methods to estimate spall size[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2015, 366: 277-292.
- [5] 唐云冰,高德平,罗贵火. 航空发动机高速滚珠轴承力学特性分析与研究[J]. *航空动力学报*, 2006, 21(2): 354-360.
TANG Yunbing, GAO Deping, LUO Guihuo. Research of aero-engine high-speed ball bearing[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2006, 21(2): 354-360. (in Chinese)
- [6] 罗贵火,周海仑,王飞,等. 含滚动轴承的同向和反向旋转双转子系统动力学响应[J]. *航空动力学报*, 2012, 27(8): 1887-1894.
LUO Guihuo, ZHOU Hailun, WANG Fei, et al. Dynamic response of co-rotating and counter-rotating dual-rotor system supported on ball bearing[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2012, 27(8): 1887-1894. (in Chinese)
- [7] 李德水,陈国定,余永健. 基于拟动力学高速角接触球轴承动态特性分析[J]. *航空动力学报*, 2017, 32(3): 730-739.
LI Deshui, CHEN Guoding, YU Yongjian. Analysis on dynamic characteristics of high speed angular contact ball bearing based on quasi-dynamic[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2017, 32(3): 730-739. (in Chinese)
- [8] EPPS I K. An investigation into vibrations excited by discrete faults in rolling element bearings[D]. Christchurch, New Zealand: University of Canterbury, 1991.
- [9] SAWALHI N, RANDALL R B. Vibration response of spalled rolling element bearings: observations, simulations and signal processing techniques to track the spall size[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2011, 25(3): 846-870.
- [10] MING Anbo, ZHANG Wei, QIN Zhaoye, et al. Double-impulse response model for the acoustic emission produced by a spall and the size evaluation in rolling element bearings[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2015, 62(10): 6606-6615.
- [11] MCFADDEN P D, SMITH J D. Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1984, 96(1): 69-82.
- [12] PATEL V N, TANDON N, PANDEY R K. A dynamic model for vibration studies of deep groove ball bearings considering single and multiple defects in races[J]. *Journal of Tribology*, 2010, 132(4): 0411101. 1-0411101, 10.
- [13] 孔佑炳,郭瑜,伍星. 基于 EEMD 的混合陶瓷球轴承故障双冲击特征提取[J]. *振动与冲击*, 2016, 35(1): 17-22.
KONG Youbing, GUO Yu, WU Xing. Double-impulse feature extraction of faulty hybrid ceramic ball bearings based on EEMD[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2016, 35(1): 17-22. (in Chinese)
- [14] 代士超. 滚动轴承外圈故障机理建模及双冲击特征提取方法的研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2015.
DAI Shicao. Modelling of rolling bearing outer race fault mechanism and extraction of double impacts feature[D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2015. (in Chinese)
- [15] SOPANEN J, MIKKOLA A. Dynamic model of a deep-groove ball bearing including localized and distributed defects: Part 1 theory[J]. *Journal of Multibody Dynamics*, 2003, 217(3): 201-211.
- [16] ZHANG Zhiyong, CHEN Yushu, CAO Qingjie. Bifurcations and hysteresis of varying compliance vibrations in the primary parametric resonance for a ball bearing[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2015, 350: 171-184.
- [17] Harris T A. *Rolling bearing analysis*[M]. 4th ed. New York: John Wiley and Sons, 2001.
- [18] HARRIS T, KOTZALAS M. *Rolling bearing analysis—essential concepts of bearing technology*[M]. 5th ed. New York: Taylor and Francis, 2007.
- [19] SUNNERSJÖ C S. Varying compliance vibrations of rolling bearings[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1978, 58(3): 363-373.
- [20] JONES A B. Ball motion and sliding friction in ball bearings[J]. *Journal of Basic Engineering*, 1959, 81(3): 1-12.
- [21] JONES A B. A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions[J]. *Journal of Basic Engineering*, 1960, 82(2): 309-320.