

文章编号: 1000-4750(2016)04-0225-08

连接件松动的非同步振动响应特征分析与验证

王海飞, 陈 果

(南京航空航天大学民航学院, 南京 210016)

摘 要: 针对普遍存在的航空发动机连接件松动故障现象, 建立了单自由度集总质量模型, 引入松动故障模型, 利用数值积分方法求得系统响应, 分析了非同步响应特征; 利用对含松动间隙的连接件进行松动实验, 发现了其加速度响应经过自相关降噪后, 时域波形表现为明显的冲击特征, 波形上下不对称, 呈现“截头状”波形; 频谱上表现为伪临界亚谐共振以及伪临界超谐共振; 此特征与仿真结果一致, 可以作为判定松动故障的典型特征。通过仿真发现, 导致连接件出现该松动特征的原因在于: 1) 松动故障引起的刚度的变化; 2) 当刚度变化的周期等于振动周期时, 将产生倍频现象, 在特定频率下, 将激发系统的临界频率; 当刚度变化的周期等于 n 倍振动周期时, 则将产生 $1/n$ 分频及其倍频, 在特定频率下, 将激发系统的临界频率。

关键词: 动力学模型; 非同步响应特征; 自相关降噪; 松动故障; 松动特征

中图分类号: V231.9

文献标志码: A

doi: 10.6052/j.issn.1000-4750.2014.08.0729

ASYNCHRONOUS VIBRATION RESPONSE CHARACTERISTICS OF CONNECTORS WITH LOOSENESS FAULT AND ITS VERIFICATION

WANG Hai-fei, CHEN Guo

(College of Civil Aviation, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: For the universal phenomenon of aero-engine connectors with looseness fault, a single degree of freedom lumped mass model was established and a looseness fault model was introduced. The response of the system was obtained by numerical integration methods and the asynchronous response characteristics are analyzed. The experiments were conducted on the connectors with looseness clearances. It is found that the acceleration response of a mass block after noise reduction has up-down asymmetrical impact characteristics in a waveform, also the pseudo-critical subharmonic resonance and the pseudo-critical ultra-harmonic resonance appear in a frequency spectrum. These characteristics are in an agreement with the results of the numerical simulation, which can be identified as the characteristics of looseness faults. The reason leading to the looseness characteristics is that the period of stiffness changes in the period of rotating speed. When the changing period of stiffness is equivalent to the vibration period, the frequency multiplication will appear and the critical frequency of the system will be excited at specific speeds. When the changing period of stiffness is equivalent to n times of the vibration period, $1/n$ frequency division and frequency multiplication will appear and the critical frequency of the system will be excited at specific speeds.

Key words: dynamical model; asynchronous response characteristics; autocorrelation; looseness fault; looseness characteristics

收稿日期: 2014-08-27; 修改日期: 2015-06-05

基金项目: 国家安全重大基础研究项目(613139); 江苏省研究生培养创新工程项目(KYLX_0295), 中央高校基本科研业务费专项资金项目

通讯作者: 陈 果(1972—), 男, 四川武胜人, 教授, 博士, 博导, 主要从事航空发动机智能诊断及专家系统, 航空发动机整机振动与转子动力学研究(E-mail: cgzyx@263.net).

作者简介: 王海飞(1986—), 男, 江苏如皋人, 博士生, 主要从事航空发动机整机振动建模研究(E-mail: wanghaifei1986318@163.com).

松动故障是包括航空发动机在内的高速旋转机械中常见故障,由于安装质量不高或者长期振动导致松动故障的发生。当转子-支承系统存在松动故障时,通常表现为连接件松动,如果转子系统的不平衡力大于重力,转子将被周期地抬起而引发剧烈振动,严重的松动故障会导致转静间的碰摩。针对连接件松动故障中存在的伪临界超谐共振以及伪临界亚谐共振现象,研究其产生的机理,更好地认识松动故障的本质具有重要意义。

Fredric Ehrich^[1]使用简单的数学模型,采用分段支承刚度(双线性)来表示系统,研究了亚临界、通过临界以及超临界下,高速转子非同步响应新特征。Muszynska 等^[2]建立了一端不平衡,轴承座松动以及转静间碰摩转子-轴承-静子模型,展示出周期运动,分数次周期以及倍周期非线性特征。陈予恕等^[3]采用新方法对单自由度非线性系统的亚/超共振进行研究。陈予恕等^[4]研究了两个自由度分段线性系统的亚谐解。李洪亮等^[5]揭示了球轴承-转子系统的共振机理,采用平均法求得系统在主共振情况下的解析解,根据奇异性理论方法计算了系统参数平面上的转迁集。郝淑英等^[6]研究了系统低频振动造成火箭连接结构松动及相对滑动引起的干摩擦阻尼、线性刚度及非线性刚度变化对系统动力学特性的影响。陈安华等^[7]利用多尺度法分析了刚度非线性转子系统的横向振动,论证了当转频接近线性化固有频率的 1/2 或 1/3 时,分别存在明显的二阶或三阶超谐共振现象。段吉安等^[8]建立了一个松动故障的非线性力学模型,既考虑了松动故障因刚度分段变化引起的强非线性特征,还考虑了松动故障存在间隙时对系统产生的周期性冲击作用。刘献栋 等^[9]建立了针对滚动轴承转子系统松动故障模型,得出小波变换不但能很好地诊断滚动轴承-转子系统的支承松动故障,而且能比 Fourier 变换在更低转速下诊断出转子系统的松动故障。陈果^[10]建立了滚动轴承支承下的转子系统的不平衡-碰摩-基础松动耦合故障动力学模型,发现了含不平衡、碰摩以及基础松动耦合故障的转子-滚动轴承系统的非线性动力响应规律。刘杨等^[11]建立了双盘三支撑的松动-碰摩耦合故障转子系统力学模型和有限元模型,发现松动-碰摩耦合转子常常以碰摩故障特征为主,并且时域波形高矮峰交替出现,轴心轨迹呈现“梯形”。马辉等^[12]基于有限元法,建立了考虑松动、碰摩以及松动-碰摩耦合故障转子-轴承系统动

力学模型,研究了碰摩、松动故障以及松动-碰摩耦合动力学特性。杨广雪等^[13]采用有限元软件 ABAQUS,建立了一种新型防松螺母和标准螺母的三维有限元模型,研究了螺母的防松机理。

然而,目前关于航空发动机连接件松动故障研究较少,不够深入,且航空发动机支承刚度较低,连接件松动现象普遍存在。当发动机运行在亚临界、通过临界以及超临界转速下,出现的非同步响应频率没有给予更多的解释,因此,分析连接件松动故障特征具有重要意义。

本文建立了基础振动模型来模拟单盘无质量轴转子模型,引入松动故障模型,利用数值积分方法求得质量块的响应,分析了系统的非同步响应特征,并与文献[1]的结果比较;利用对含松动间隙的连接件进行松动实验,分析了其松动特征,并与实验进行比较,揭示了连接件松动所具有的非同步响应特征规律。

1 含连接件松动故障的单自由度集总质量模型

1.1 单盘转子模型

单盘无质量轴的不平衡响应的微分方程为:

$$\begin{cases} m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = me\omega^2 \cos \omega t \\ m\ddot{v} + c\dot{v} + kv = me\omega^2 \sin \omega t \end{cases} \quad (1)$$

其中: u 、 v 分别为圆盘的水平和垂直方向的位移; m 为圆盘的质量; c 为粘性阻尼; k 为轴的横向刚度; e 为偏心距; ω 为旋转角速度。

1.2 基础松动模型

对于支承松动,双向间隙模型为:

$$k = \begin{cases} k_1, & x - y > \delta \\ k_2, & 0 \leq x - y \leq \delta \\ k_3, & x - y < 0 \end{cases} \quad (2)$$

其中, k_1 、 k_2 、 k_3 分别为螺栓的拉伸刚度、无松动时螺栓的等效刚度、轴承座与基础接触刚度。

为了研究松动故障所引发的强非线性,保证每个频率下,在一个振动周期内,变刚度 k_1 、 k_2 、 k_3 均存在,即保证每个频率下,在一个振动周期内,刚度 k_1 均存在,因此,本文采用极小的松动间隙 δ ,忽略松动间隙 δ 的影响,同时忽略刚度 k_2 的影响,简化为单向间隙下的松动模型为:

$$k = \begin{cases} k_1, & x - y > 0 \\ k_3, & x - y \leq 0 \end{cases} \quad (3)$$

本文建立了单自由度质量-弹簧振动模型,模型中考虑了部件与基础之间的松动,部件假设为集总质量块,如图1所示。

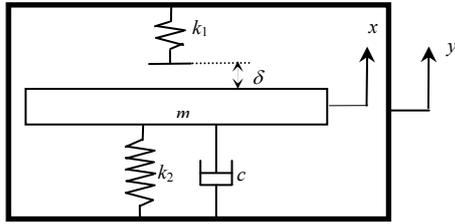


图1 质量块-基础松动模型示意图

Fig.1 Mass and foundation looseness model sketch map

其中: 设质量块的质量为 m , 质量块与基础之间的接触刚度为 k_2 , 阻尼为 c ; 质量块与硬弹簧的接触刚度为 k_1 , 间隙为 δ ; 质量块的振动位移为 x , 基础的振动位移为 y 。

质量块在基础激励下, 质量块运动的微分方程为:

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (4)$$

设基础激励的频率为 f , 幅值为 A , 则基础振动的位移为 $y = A\sin(2\pi ft)$, 质量块与基础之间的相对位移为 $z = x - y$, 则质量块与基础之间的相对运动方程为:

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = m\ddot{y} \quad (5)$$

由于单盘无质量轴模型中的式(1)第二个方程与基础松动模型中的式(5)类似, 且松动故障具有方向性, 故对式(5)简单模型进行松动故障仿真, 以此来模拟单盘无质量轴松动故障, 采用相对位移 z 来模拟单盘转子的位移, 采用相对加速度 \ddot{z} 来模拟单盘转子的加速度。

在不同间隙下, 质量块与基础之间的接触刚度为:

$$k = \begin{cases} k_1 + k_2, & x - y > \delta \\ k_2, & x - y \leq \delta \end{cases} \quad (6)$$

该模型在松动间隙 δ 极小的情况下, 与双向间隙模型的简化模型一致。

由硬弹簧的固有频率 $f_1 = ((k_1 + k_2) / m)^{1/2}$, 软弹簧的固有频率 $f_2 = (k_2 / m)^{1/2}$, 设系统的临界频率^[1]为 f_n , 由于松动故障中, 很小的间隙 δ 下, 振动时间极短, 对其进行忽略, 故系统一个周期振动时间为质量块与硬弹簧接触的振动周期和质量块与软弹簧接触的振动周期之和的一半, 即:

$$\frac{1}{f_n} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{f_1} \right) + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{f_2} \right) \quad (7)$$

1.3 松动故障仿真分析

为研究连接件松动故障所引发的强非线性特征, 故采用较小的阻尼和较大的刚度, 设质量块的质量 $m = 10 \text{ kg}$, 基础振动的振幅 $A = 100 \text{ }\mu\text{m}$, 质量块与基础之间的阻尼 $c = 20 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, 接触刚度 $k_2 = 9.85 \times 10^5 \text{ N/m}$, 松动间隙 $\delta = 0 \text{ }\mu\text{m}$, $k_1 = 100k_2$, 按照式(7), 求得系统的临界频率 $f_n = 90.9 \text{ Hz}$ 。采用改进的 Newmark- β 算法求解系统的响应, 接触硬弹簧和软弹簧, 接触情况分别标记为 1 和 0。

图 2、图 3 分别为基础激励振动频率在 $1/2 f_n$ 与 $1/3 f_n$ 下的结果。在图 2(a)、图 3(a)中, 质量块在基础激励下, 相对位移在每个振动周期内时域波形分别出现两次和三次跳跃; 图 2(b)、图 3(b)为文献[1]的结果; 在图 2(c)中, 相对位移的频谱出现了转频以及较强的转频的二倍频成分; 在图 3(c)中, 相对位移的频谱出现了转频、较强的转频的二倍频成分以及系统的临界频率; 在图 2(d)、图 2(f)和图 3(d)、图 3(f)中, 质量块加速度和相对加速度在每个振动周期内时域波形分别出现两次和三次冲击; 在图 2(e)和图 3(e)中, 刚度变化的周期为转速周期, 从而产生转频的倍频成分。

图 4、图 5、图 6 分别为基础激励振动频率在 $2/5 f_n$ 、 $3/7 f_n$ 以及 $4/9 f_n$ 下的结果。在图 4(a)中, 相对位移在每两个振动周期内时域波形出现五次跳跃; 在图 5(a)中, 相对位移在每三个振动周期内时域波形有七次跳跃; 在图 6(a)中, 相对位移在每四个振动周期内时域波形有九次跳跃; 在图 4(b)、图 5(b)、图 6(b)中, 相对位移的频谱出现了转频、较强的非同步频率成分以及系统的临界频率; 图 4(c)、图 4(d)、图 5(c)、图 5(d)、图 6(c)、图 6(d)为文献[1]的结果; 在图 4(e)、图 5(e)、图 6(e)中, 刚度变化的周期分别为转速周期的两倍、三倍以及四倍, 从而产生转频的 $1/2$ 、 $1/3$ 、 $1/4$ 分频成分; 在图 4(f)中, 质量块加速度在每两个振动周期内时域波形有五次冲击; 在图 5(f)中, 质量块加速度在每三个振动周期内时域波形有七次冲击; 在图 6(f)中, 质量块加速度在每四个振动周期内时域波形有九次冲击。

图 7、图 8、图 9 分别为基础激励振动频率在 $2/3 f_n$ 、 $3/4 f_n$ 以及 $4/5 f_n$ 下的结果。在图 7(a)中, 相对

位移在每两个振动周期内时域波形有三次跳跃，有三个波峰；在图 8(a)中，相对位移在每三个振动周期内时域波形有四次跳跃，有四个波峰；在图 9(a)中，相对位移在每四个振动周期内时域波形有五次跳跃，有五个波峰；在图 7(b)、图 8(b)、图 9(b)中，相对位移的频谱出现了转频、较强的非同步频率成分以及系统的临界频率；在图 7(c)中，刚度变化的周期为转速周期的两倍，从而产生转频的 1/2 分频成分；在图 8(c)中，刚度变化的周期为转速周期的三倍，从而产生转频的 1/3 分频成分；在图 9(c)中，刚度变化的周期为转速周期的四倍，从而产生转频的 1/4 分频成分；在图 7(d)中，质量块的加速度在每两个振动周期内时域波形有三次冲击；在图 8(d)中，质量块的加速度在每三个振动周期内时域波形有四次冲击；在图 9(d)中，质量块的加速度在每四个振动周期内时域波形有五次冲击。

从图 2~图 9 可以看出：由于连接件松动故障，系统的临界频率和非同步频率被激发。当转频为 $1/J (J=1, 2, \dots)$ 的系统的临界频率时，即刚度变化的周期等于转速周期，将产生倍频，且激发系统的临界频率；当转频为 $J/(2J+1)$ 、 $(J+1)/(2J+1)$ 、 $(2J-1)/(2J) (J=2, 3, \dots)$ 的系统的临界频率时，即刚度变化的周期等于转速周期的 n 倍，将产生 $1/n$ 分频，且激发系统的临界频率。而且发现了，部件的加速度时域波形具有明显的周期冲击特征，波形上下不对称，呈现“截头状”波形。

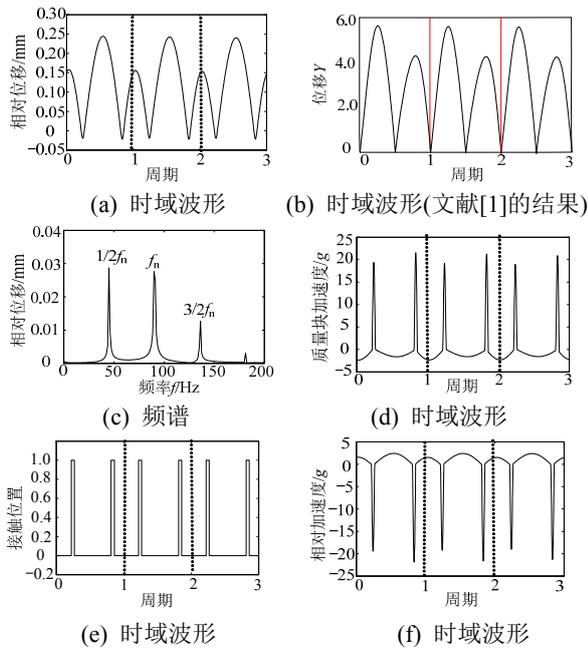


图 2 1/2 临界频率下(45.3 Hz)的波形特征
Fig.2 The waveform features at 1/2 critical frequency (45.3 Hz)

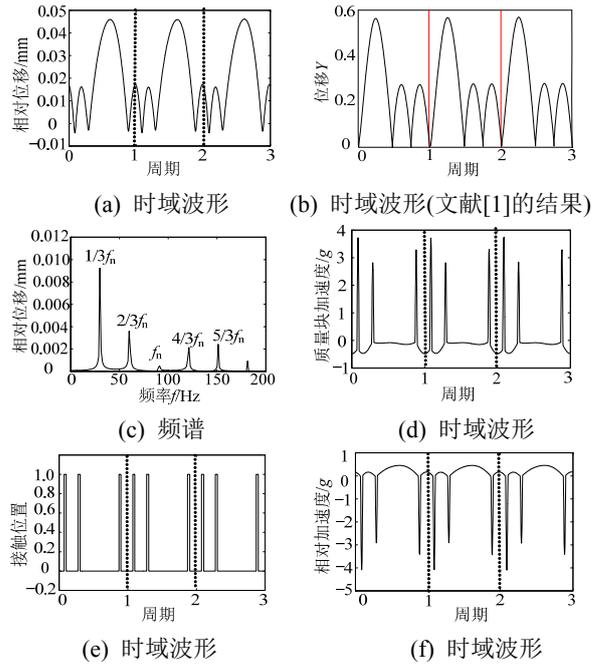


图 3 1/3 临界频率下(30.21 Hz)的波形特征
Fig.3 The waveform features at 1/3 critical frequency (30.21 Hz)

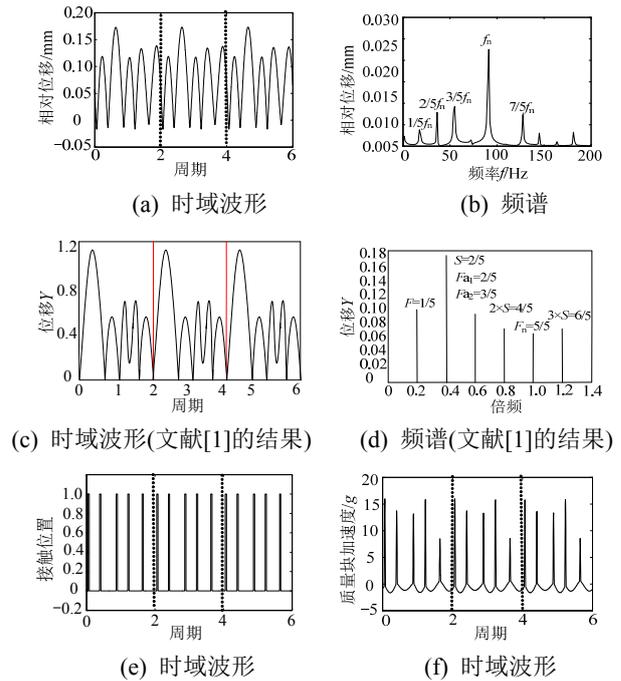
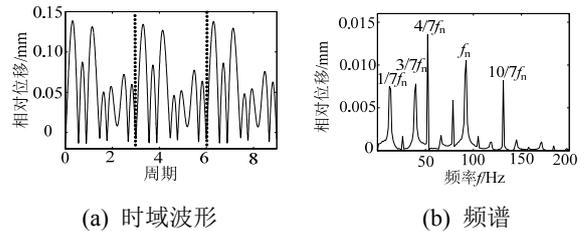


图 4 2/5 临界频率下(36.37 Hz)的波形特征
Fig.4 The waveform features at 2/5 critical frequency (36.37 Hz)



(a) 时域波形 (b) 频谱

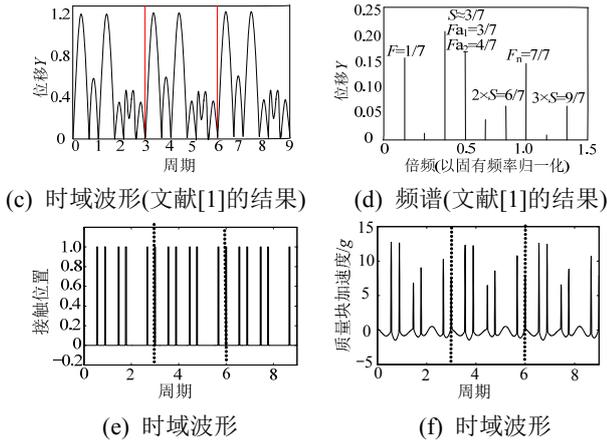


图5 3/7 临界频率下(39.4 Hz)的波形特征
Fig.5 The waveform features at 3/7 critical frequency (39.4 Hz)

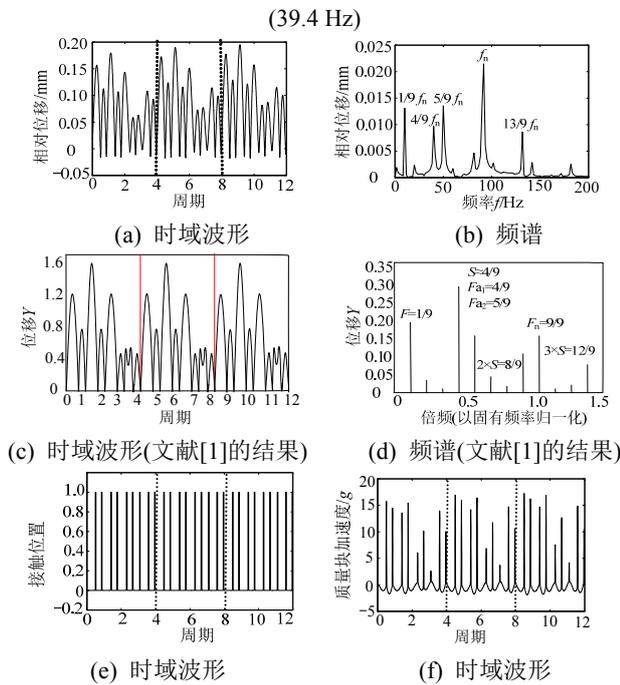


图6 4/9 临界频率下(40.5 Hz)的波形特征
Fig.6 The waveform features at 4/9 critical frequency (40.5 Hz)

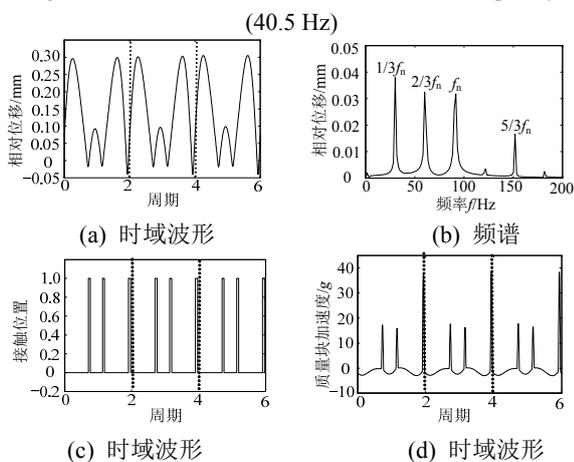


图7 2/3 临界频率下(60.6 Hz)的波形特征
Fig.7 The waveform features at 2/3 critical frequency (60.6 Hz)

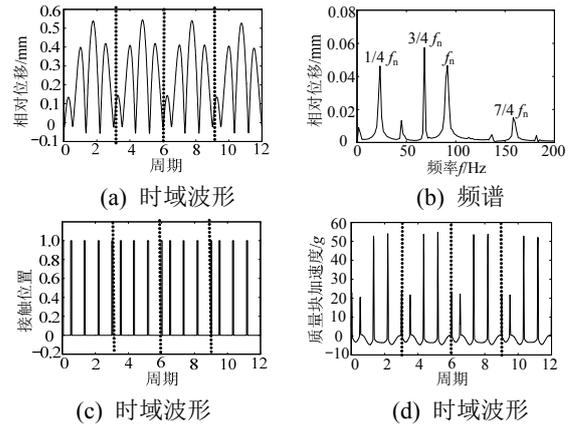


图8 3/4 临界频率下(68.175 Hz)的波形特征
Fig.8 The waveform features at 3/4 critical frequency (68.175 Hz)

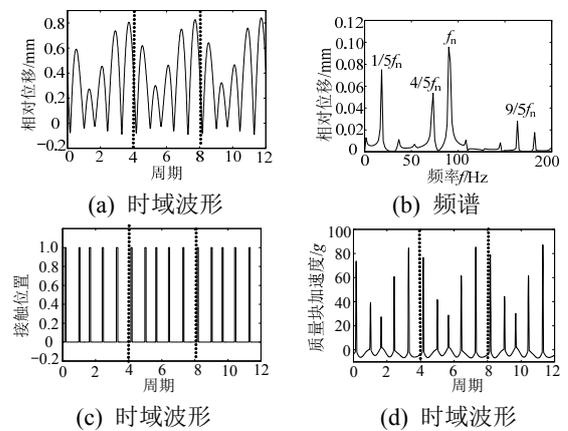


图9 4/5 临界频率下(72.72 Hz)的波形特征
Fig.9 The waveform features at 4/5 critical frequency (72.72 Hz)

在亚临界转速下，转子加速度的 Campbell 图，如图 5 所示。图 6 为文献[1]的分析结果。从图 5 可以看出，在不同的转速下，松动故障在 Campbell 图中表现出交叉条纹特征，即非同步响应频率。当转频为 $1/4f_n$ 、 $1/3f_n$ 和 $1/2f_n$ 时，将产生倍频；当转频为 $2/3f_n$ 时，将产生 $1/2$ 分频等以及倍频；当转频为 $3/4f_n$ 时，将产生 $1/3$ 、 $2/3$ 分频等以及倍频。发现了在通过临界以及超临界转速下也具有类似现象。

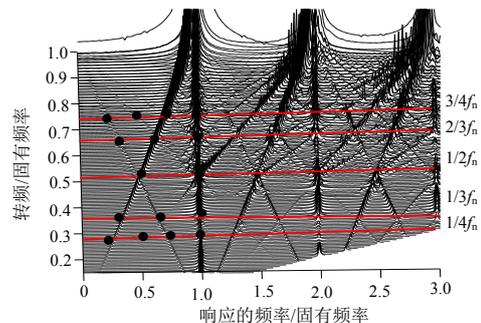


图10 亚临界转速下的 Campbell 图
Fig.10 Campbell diagram showing under subcritical speeds

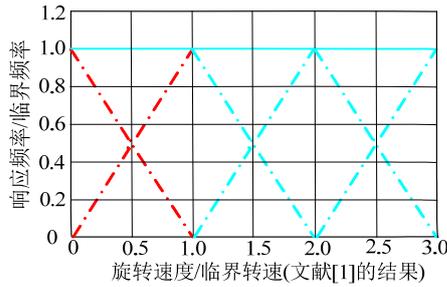


图 11 亚临界、通过临界以及超临界下的 Campell 图
Fig.11 Campell diagram showing inferred generalized subcritical, transcritical, and supercritical response

2 基于连接件松动的实验验证

2.1 连接件松动实验原理

为验证连接件松动所表现出的非同步响应特征，建立了含松动间隙的实验台，进行了连接件松动故障实验，图 12 为实验现场图，图 13 为实验机构的 3D 数字模型图。

从图 13 所示的实验构件三维图中可以看出，圆盘 2 采用四根弹簧 k_1 与圆盘 3 连接，圆盘 3 采用螺栓连接到振动台，圆盘 1 采用三根光杆连接到圆盘 3，因此圆盘 1、圆盘 3 和振动台将一起振动，圆盘 1 和圆盘 2 之间采用带间隙的弹簧 k_1 连接，通过控制间隙量来模拟连接件松动故障。

在实验过程中，圆盘 3 和圆盘 1 与振动台一起振动，对圆盘 2 的弹簧质量系统形成基础激励，当圆盘 2 和圆盘 3 的相对运动位移较小时，弹簧 k_2 不与圆盘 2 接触，连接圆盘 2 的弹簧仅为 k_1 ，当圆盘 2 和圆盘 3 的相对运动位移较大时，弹簧 k_2 将与圆盘 2 产生接触，此时连接圆盘 2 的弹簧变为 k_1+k_2 。



1. 计算机; 2. NI USB-9234 采集卡; 3. 振动控制器;
4. 放大器; 5. 圆盘 1; 6. 圆盘 2; 7. 圆盘 3;
8. 加速度传感器(B&K4508); 9. 反馈控制传感器; 10. 振动台

图 12 松动实验现场图

Fig.12 Experimental equipment of looseness fault

振动台的能量通过功率放大器输入，通过控制软件和圆盘 3 上的振动加速度传感器实现振动信号的反馈，由振动控制器将振动台面的振动控制在指定的频率和幅值下振动。圆盘 2 上的振动加速度传

感器测取圆盘 2 的振动加速度，通过 NI USB-9234 采集卡将采集到得数字信号输入计算机进行保存。

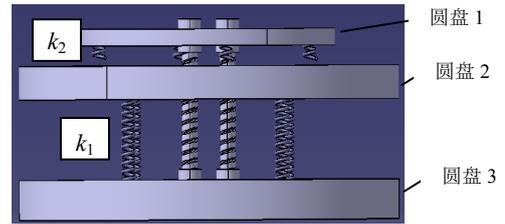


图 13 松动故障实验机构三维模型图

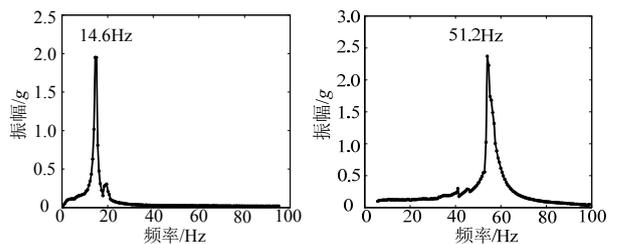
Fig.13 Experimental three-dimensional diagram of looseness fault

为了得到振动系统的振动特性，本实验采用从 5 Hz~100 Hz 的线性正弦扫频方法对振动台施加激励，获取在不同频率激励下的松动故障特征和规律。

2.2 连接件松动故障实验验证

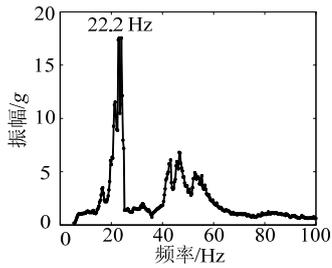
该实验采取三种方法测得圆盘 2 的加速度，分别为：1) 圆盘 2 一直与弹簧 k_2 不接触，在该条件下圆盘 2 仅与圆盘 3 有弹簧 k_1 的连接，此时的振动系统为线性系统，实验结果如图 14(a)所示；2) 圆盘 2 一直与弹簧 k_2 接触，在该条件下圆盘 2 不仅与圆盘 3 有弹簧 k_1 的连接，而且还与圆盘 1 有弹簧 k_2 的连接，此时的振动系统也为线性系统，只是其连接弹簧刚度为 k_1+k_2 ，实验结果如图 14(b)所示；3) 圆盘 2 与弹簧 k_1 存在松动间隙，在圆盘 2 和圆盘 1 的不同振动相对位移下，圆盘 2 可能与 k_1 接触，也可能与 k_1 不接触。此时的振动系统为一非线性系统，实验结果如图 14(c)所示。

从图 14(a)可以看出，在圆盘 2 不与 k_2 接触的情况下，其固有频率为 14.6 Hz；从图 14(b)可以看出，在圆盘 2 与 k_2 始终接触的情况下，由于振动系统的弹簧刚度变为 k_1+k_2 ，则其固有频率增加为 51.22 Hz；当存在松动间隙时，圆盘 2 可能与 k_1 接触，也可能不接触，在较大的振动位移下，将产生半个周期与 k_2 接触，半个周期不与 k_2 接触的情形，根据式(7)的计算结果为 $f_n=22.7$ Hz，实验测得的结果为 22.2 Hz，显然实验结果充分验证了该分析结果。



(a) 圆盘 2 与 k_2 不接触

(b) 圆盘 2 与 k_2 接触



(c) 圆盘 2 与 k_2 间断接触

图 14 不同接触状态下圆盘 2 的响应

Fig.14 The response of the second disk under different contact conditions

图 15 为圆盘 2 振动加速度随时间以及响应的频率的三维瀑布图。从图 15 可以看出, 在 20 s 附近, 即 $1/2f_n$ 下, 出现倍频; 在 50 s 附近, 即 $2f_n$ 下, 出现 $1/2$ 分频; 在 80 s 附近, 即 $3f_n$ 下, 出现 $1/3$ 分频。

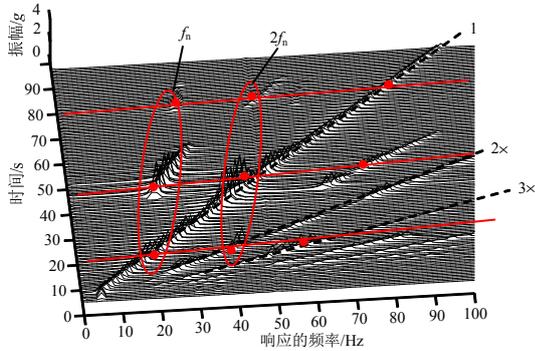
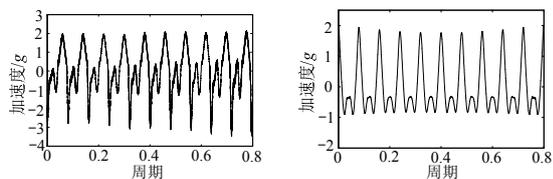


图 15 盘 2 的响应的三维瀑布图

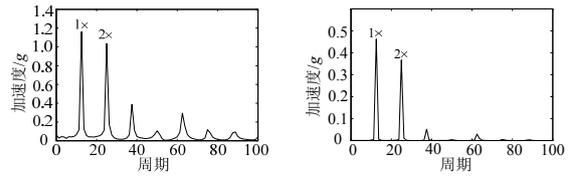
Fig.15 Waterfall of the response of the second disk

图 16 为 20 s 时, 即频率 12.5 Hz 下, 圆盘 2 降噪前和降噪后的时域波形和频谱。从图 16 可以看出, 在 $1/2f_n$ 下, 出现较大的 2 倍频, 即系统的临界频率 f_n ; 图 17 为 50 s 时, 即频率 45 Hz 下, 圆盘 2 降噪前和降噪后的时域波形和频谱。从图 17 可以看出, 在 $2f_n$ 下, 出现较大的 $1/2$ 分频, 即系统的临界频率 f_n ; 图 18 为 80 s 时, 即频率 80 Hz 下, 圆盘 2 降噪前和降噪后的时域波形和频谱。从图 18 可以看出, 在 $3f_n$ 下, 出现较大的 $1/3$ 分频, 即系统的临界频率 f_n ; 从图 16~图 18 发现经过降噪后的时域波形表现出明显的冲击特征, 波形上下不对称, 呈现“截头状”波形。



(a) 降噪前波形

(b) 降噪后波形

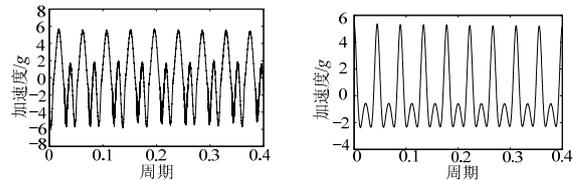


(c) 降噪前频谱

(d) 降噪后频谱

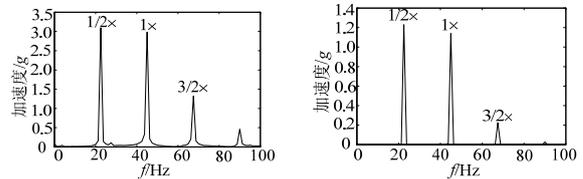
图 16 $1/2f_n$ 下降噪前后时域波形和频谱

Fig.16 Waveform and frequency spectrum before and after the noise reduction when frequency is $1/2f_n$



(a) 降噪前波形

(b) 降噪后波形

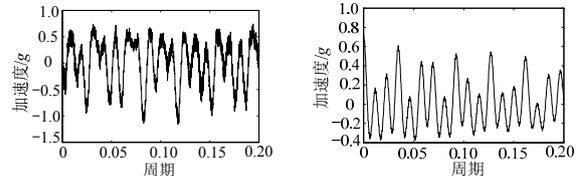


(c) 降噪前频谱

(d) 降噪后频谱

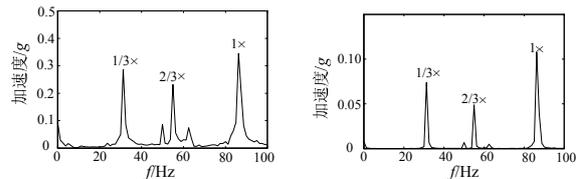
图 17 $2f_n$ 下降噪前后时域波形和频谱

Fig.17 Waveform and frequency spectrum before and after the noise reduction when frequency is $2f_n$



(a) 降噪前波形

(b) 降噪后波形



(c) 降噪前频谱

(d) 降噪后频谱

图 18 $3f_n$ 下降噪前后时域波形和频谱

Fig.18 Waveform and frequency spectrum before and after the noise reduction when frequency is $3f_n$

由于实际振动台阻尼未知, 圆盘 2 上下接触刚度和仿真中的刚度值有差别, 且实验中圆盘 2 与几个弹簧接触不均匀, 导致实验结果与仿真结果存在差异。但是对于振动台不同的激振频率下对比发现, 对于连接件松动故障, 加速度经过自相关降噪后, 时域波形表现为明显的冲击特征, 波形上下不对称, 呈现“截头状”波形, 此特征可以作为判定松动故障的典型特征。

3 结论

(1) 建立了单自由度质量块-基础松动模型,即单盘转子松动模型,分析了频谱中的非同步响应特征。

(2) 利用对含松动间隙的连接件进行松动实验,发现了其加速度响应经过自相关降噪后,时域波形表现为明显的冲击特征,波形上下不对称,呈现“截头状”波形;频谱上表现为伪临界亚谐共振以及伪临界超谐共振;此特征与仿真结果一致,可以作为判定松动故障的典型特征。

(3) 通过仿真发现,导致连接件出现该松动特征的原因在于,松动故障引起的刚度的变化;当刚度变化的周期等于振动周期时,将产生倍频现象,在特定频率下,将激发系统的临界频率;当刚度变化的周期等于 n 倍振动周期时,则将产生 $1/n$ 分频及其倍频,在特定频率下,将激发系统的临界频率。

参考文献:

- [1] Fredric F Ehrich. A new class of asynchronous rotordynamic response in high-speed rotors [C]. Las Vegas, Nevada, USA: Proc. of the ASME 2007 Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, 2007: 1—6.
- [2] Muszynska A, Goldman P. Chaotic responses of unbalanced rotor bearing stator systems with looseness or rubs [J]. Chaos, Solitons and Fractals, 1995, 5(9): 1683—1704.
- [3] 陈予恕,李世海. 二阶非线性微分方程亚/超谐共振的一种求解方法及其应用研究[J]. 力学学报, 1986, 18(4): 341—349.
Chen YuShu, Li Shihai. A method for finding the sub/super harmonic resonance solution of second order nonlinear differential equation and its application [J]. Acta Mechanica Sinica, 1986, 18(4): 341—349. (in Chinese)
- [4] 陈予恕,金志胜. 两自由度分段线性振动系统的亚谐解[J]. 应用数学和力学, 1986, 7(3): 205—213.
Chen Yushu, Jin Zhisheng. Subharmonic solution of a piecewise linear oscillator with two degrees of freedom [J]. Applied Mathematics and Mechanics, 1986, 7(3): 205—213. (in Chinese)
- [5] 李洪亮,陈予恕. 含间隙球轴承-转子系统的主共振研究[J]. 航空学报, 2013, 34(6): 1356—1362.
Li Hongliang, Chen Yushu. Primary resonance research on ball bearing-rotor system with bearing clearance [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2013, 34(6): 1356—1362. (in Chinese)
- [6] 郝淑英,陈予恕,张琪昌. 连接结构松动对系统非线性动力学特性的影响[J]. 天津大学学报, 2001, 34(4): 452—454.
Hao Shuying, Chen Yushu, Zhang Qichang. Effects of connect loosening and sliding on dynamic characteristics [J]. Journal of Tianjin University, 2001, 34(4): 452—454. (in Chinese)
- [7] 陈安华,钟掘. 转子系统超谐波共振的理论分析与实验研究[J]. 中南工业大学学报, 1997, 28(3): 270—273.
Chen Anhua, Zhong Jue. Theoretical analysis and experimental research into super harmonic resonances of rotor systems [J]. Journal of Central South University of Technology, 1997, 28(3): 270—273. (in Chinese)
- [8] 段吉安,黄志开. 旋转机械松动故障的非线性力学模型[J]. 中南工业大学学报, 2002, 33(1): 78—81.
Duan Jian, Huang Zhikai. Nonlinear model of rotor system with loose fault [J]. Journal of Central South University of Technology, 2002, 33(1): 78—81. (in Chinese)
- [9] 刘献栋,何田,李其汉. 支承松动的转子系统动力学模型及其故障诊断方法[J]. 航空动力学报, 2005, 20(1): 54—59.
Liu Xiandong, He Tian, Li Qihan. Dynamic model of rotor system with support loosening and its diagnosis method [J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(1): 54—59. (in Chinese)
- [10] 陈果. 转子-滚动轴承-机匣耦合系统的不平衡/松动耦合故障非线性动力学[J]. 机械工程学报, 2008, 44(3): 82—88.
Chen Guo. Nonlinear dynamic of unbalance-looseness coupling faults of rotor-ball bearing-stator coupling system [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(3): 82—88. (in Chinese)
- [11] 刘杨,太兴宇,马辉,等. 双盘三支撑转子轴承系统松动/碰摩耦合故障分析[J]. 航空动力学报, 2013, 28(5): 977—982.
Liu Yang, Tai Xingyu, Ma Hui, et al. Looseness-rubbing coupling fault of dual-disk three-supporting rotor-bearing system [J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(5): 977—982. (in Chinese)
- [12] 马辉,太兴宇,汪博,等. 松动-碰摩耦合故障转子系统动力学特性分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(19): 80—86.
Ma Hui, Tai Xingyu, Wang Bo, et al. Dynamic characteristic analysis of a rotor system with pedestal looseness coupled rub-impact fault [J]. Journal Of Mechanical Engineering, 2012, 48(19): 80—86. (in Chinese)
- [13] 杨广雪,谢基龙,谢云叶. 基于有限元的一种新型螺母的防松机理研究[J]. 工程力学, 2010, 27(12): 224—243.
Yang Guangxue, Xie Jilong, Xie Yunye. Study on mechanism of anti-loosening of a new type of nut based on FEM [J]. Engineering Mechanics, 2010, 27(12): 224—243. (in Chinese)