

# 面齿轮副的典型故障振动分析

严伟,王体春,靳广虎

(南京航空航天大学 直升机传动技术实验室,江苏 南京 210016)

**摘要:**目前国内外对齿轮以及轴承的故障动力学研究已经很完善,但两者复合的故障动力学研究还不够深入。将面齿轮副与滚动轴承的动力学耦合到一起,建立齿轮-轴承耦合动力学模型,通过实验研究获得了模型在单一以及复合故障下的时域以及频域响应规律,为齿轮传动故障诊断提供理论依据。

**关键词:**面齿轮;齿轮磨损;轴承故障;动力学;振动分析

**中图分类号:**TH132.4 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2023)04-0052-04

## Typical Fault Vibration Analysis of Face Gear

YAN Wei, WANG Tichun, JING Guanghu

(National Key Laboratory of Helicopter Transmission Technology, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

**Abstract:** Although the present research on the dynamics of single fault of gear and bearing at home and overseas has been very sophisticated, the intensive study on the complex fault dynamics of gear and bearing is still lacking. This paper designs a gear bearing coupling dynamic model by coupling the dynamics of face gear pair and rolling bearing. The experimental analysis was conducted to obtain the time domain and frequency domain response laws of the model under single and compound faults, which provides a theoretical basis for gear transmission fault diagnosis.

**Keywords:** face gear; gear wear; bearing failure; dynamics; vibration analysis

## 0 引言

面齿轮具有体积小、质量轻、重合度大、传动平稳等众多优点,在直升机主减速器中应用广泛。直升机的主减速器常常工作在变工况、超速和过载等恶劣工况下,导致其不可避免地发生故障。如齿根部有较大的应力集中,极易出现裂纹,故障产生的冲击载荷会导致其他正常部件在这种冲击载荷长时间的作用下产生局部故障如轴承滚道磨损,形成复合故障<sup>[1]</sup>。因此,为了保障直升机主减速器安全、可靠地运行,需要建立面齿轮副-轴承耦合动力学,研究齿轮故障与轴承复合故障对传动系统的影响。

针对齿轮-轴承动力学的动态特性,国内外学者进行了诸多研究。BAGUET S等<sup>[2]</sup>建立了一级齿轮-轴承系统动力学模型,分析了齿轮与轴承之间产生的相互作用。XIANG L等<sup>[3]</sup>建立了16自由度的齿轮-轴承动力学模型,参考了时变啮合刚度、非线性轴承支撑力和齿轮偏心等因素,研究了齿轮偏心和转速对系统动态特性的影响,分析了齿轮振动与轴承振动之间的作用关系。李明等<sup>[4]</sup>综述了齿轮-轴承系统动力学研究的发展状况,并进行了评述和展望;杨洋等<sup>[5]</sup>分析了不同计算方法得到的轴承支撑刚度之间的差别,进一步研究了支撑刚度对系统振动响应的影响。赵振兴<sup>[6]</sup>建立了36自由度的齿轮-轴承动力学模型,通过时频域分析了齿轮裂纹以及轴承局部故障对轴承外圈竖直方向速度的影响。

综上所述,国内外学者针对齿轮-轴承动力学模型进行广泛研究。虽然对齿轮传动系统故障也开展了相关研究,但只局限于齿轮故障和转子故障,滚动轴承故障及其与齿轮的复合故障考虑较少。因此,为了齿轮传动系统故障特征的精确识别,有必要对传动系统的单一故障和复合故障的动态特性进行研究。

## 1 面齿轮-轴承的耦合动力学模型

以单级面齿轮副为研究对象,假设齿轮、轴承为线性弹性体;传动轴为刚性轴,不存在弯曲扭转变形;忽略轮齿之间的摩擦力;并将轴承内圈与轴、齿轮看做一个整体,通过部件之间的位移和速度传递将面齿轮副和滚动轴承链接。采用集中质量法建立了如图1所示的动力学模型。

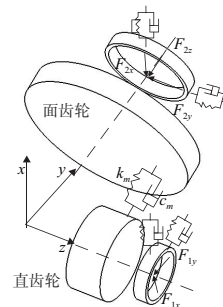


图1 面齿轮与轴承的耦合动力学模型

图1中,小齿轮为直齿轮,大齿轮为面齿轮。以竖直方向为  $x$  轴,大齿轮轴线方向为  $y$  轴,小齿轮轴线方向为  $z$  轴建立坐标系。面齿轮副传动系统的位移向量可表示为

$$q = \{x_1 \ y_1 \ \theta_1 \ x_2 \ y_2 \ \theta_2 \ x_{p1} \ y_{p1} \ x_{p2} \ z_{p2}\} \quad (1)$$

式中: $x_1, y_1$  表示直齿轮在  $x$  和  $y$  轴方向上的振动位移; $x_2, y_2$  表示面齿轮在  $x$  和  $y$  轴方向上的振动位移; $\theta_1$  表示直齿轮绕  $x$  轴转动的振动位移; $\theta_2$  表示大齿轮绕  $y$  轴转动的振动位移; $x_{p1}, y_{p1}$  表示直齿轮在  $x$  和  $y$  轴方向上的振动位移; $x_{p2}, z_{p2}$  表示直齿轮在  $x$  和  $z$  轴方向上的振动位移。

在啮合时由于制造装配误差及振动源的存在,会导致在啮合点法向方向产生一个相对位移量  $u$ 。

$$u = (r_1\theta_1 + x_1)\cos\alpha - y_1\sin\alpha - (r_2\theta_2 + x_2)\cos\alpha + y_2\sin\alpha \quad (2)$$

式中: $\alpha$  表示压力角; $r_1$  和  $r_2$  表示啮合半径。

面齿轮对在轮齿啮合过程中,齿面之间会产生动态的法向啮合力,将该啮合力分解,可以分解为  $F_x$  和  $F_y$ ,即圆周力和径向力。

$$\begin{cases} F_n = k_m u_n + c_m \dot{u}_n \\ F_x = F_n \cos\alpha \\ F_y = F_n \sin\alpha \end{cases} \quad (3)$$

式中  $k_m, c_m$  为啮合刚度和啮合阻尼。

根据机械振动基本原理,可得面齿轮传动系统在各个方向上的振动微分方程。

主动轮支撑处振动微分方程:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + F_x + F_{1x} = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 + F_y + F_{1y} = 0 \\ J_1 \ddot{\theta}_1 + F_x r_1 + k_1 \theta_1 + c_1 \dot{\theta}_1 = T_1 \\ m_{p1} \ddot{x}_{p1} + c_{p1} \dot{x}_{p1} + k_{p1} x_{p1} - F_{1x} = 0 \\ m_{p1} \ddot{y}_{p1} + c_{p1} \dot{y}_{p1} + k_{p1} y_{p1} - F_{1y} = 0 \end{cases} \quad (4)$$

从动轮支撑处振动微分方程:

$$\begin{cases} m_2 \ddot{x}_2 + F_x + F_{2x} = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 + F_y + k y_2 + c \dot{y}_2 = 0 \\ J_2 \ddot{\theta}_2 + F_x r_2 + k_2 \theta_2 + c_2 \dot{\theta}_2 = -T_g \\ m_{p2} \ddot{x}_{p2} + c_{p2} \dot{x}_{p2} + k_{p2} x_{p2} - F_{2x} = 0 \\ m_{p2} \ddot{z}_{p2} + c_{p2} \dot{z}_{p2} + k_{p2} z_{p2} - F_{2z} = 0 \end{cases} \quad (5)$$

式中: $m_i(i=1,2)$  表示直齿轮、面齿轮的质量; $J_i(i=1,2)$  表示直齿轮和面齿轮的转动惯量; $c_i(i=1,2)$  表示直齿轮、面齿轮的扭转阻尼; $k_i(i=1,2)$  表示直齿轮、面齿轮的扭转刚度; $T_1$  表示输入力矩; $T_g$  表示大齿轮的输出力矩; $F_{1x}, F_{1y}$  表示主动轮处轴承支撑力; $F_{2x}, F_{2z}$  为从动轮处轴承支撑力,因为面齿轮  $z$  方向不受力,故  $F_{2z}$  为0; $k_{pi}, c_{pi}$  为轴承外圈的支撑刚度和阻尼。 $F_x$  和  $F_y$  分别表示滚动体和滚道在水平方向和垂直方向上的非线性赫兹接触力,计算公式如下:

$$\begin{cases} F_x = k_b \sum_{i=1}^{n_b} (\gamma_i \delta_i^n \cos\theta_i) \\ F_y = k_b \sum_{i=1}^{n_b} (\gamma_i \delta_i^n \sin\theta_i) \end{cases} \quad (6)$$

式中: $k_b$  为滚动体与滚道接触刚度; $i$  为滚动体序号; $n_b$  为滚动体个数;球轴承时  $n$  取 3/2,滚子轴承时  $n$  取 10/9; $\gamma_i$

的表达式为

$$\gamma_i = \begin{cases} 1 & \delta_i > 0 \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (7)$$

$\theta_i$  为滚动体方位角,表达式为

$$\theta_i = \frac{2\pi(i-1)}{n_b} + \left(1 - \frac{d_b}{d_m}\right) \frac{w_s}{2} t + \theta_0 \quad (8)$$

式中: $d_b$  为滚动体直径; $d_m$  为轴承节圆直径; $w_s$  为轴承转速; $\theta_0$  为保持架初始位置; $t$  为时间。

$\delta_i$  为接触变形,表达式为

$$\delta_i = (x_s - x_p) \cos\theta_i \pm (y_s - y_p) \sin\theta_i - c_0 - h_d \quad (9)$$

式中: $c_0$  为轴承径向间隙; $h_d$  为轴承局部故障引起的附加位移, $h_d = \begin{cases} c_{do} \\ c_{di} \end{cases}$ ,  $c_{do}, c_{di}$  为轴承外点蚀与内点蚀引起的附加位移(图2)。

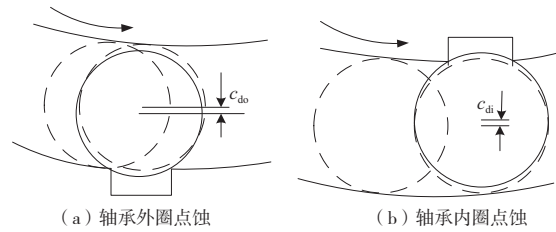


图2 轴承局部故障示意图

## 2 传动系统的动态特性分析

针对上节的动力学模型,输入转矩为  $100 \text{ N} \cdot \text{m}$ ,转速为  $300 \text{ r/min}$ 。采用四阶 Runge-kutta 法求解系统的振动响应。表1所示为传动系统的相关参数。

表1 传动系统参数

参数	数值	参数	数值
大齿轮齿数 $Z_2$	131	内滚道直径 $D_1/\text{mm}$	64
小齿轮齿数 $Z_1$	42	外滚道直径 $D_0/\text{mm}$	91
模数 $m/\text{mm}$	2	节圆直径 $d_m/\text{mm}$	77.5
齿宽 $L/\text{mm}$	27	球直径 $d_b/\text{mm}$	13.5
弹性模量 $E/\text{GPa}$	209	滚珠数目 $Z$	11
泊松比 $\nu$	0.295	弹性模量 $E'/\text{GPa}$	219
转速 $n/(\text{r/min})$	300	泊松比	0.3
压力角/ $^\circ$	20	径向游隙 $C/\mu\text{m}$	5.5

假设直齿轮中一个齿发生磨损,面齿轮为正常齿轮。根据表1中的齿轮参数并根据文献[7]中的齿轮磨损模型,可得如图3所示的齿轮时变啮合刚度。

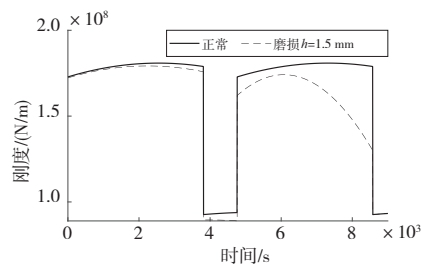


图3 齿轮时变啮合刚度

### 2.1 单一故障下传动系统动态特性分析

图4和图5为传动系统在齿面磨损、轴承内圈和外圈

点蚀单一故障作用下,主动轮在y方向上速度响应时域图以及频域图。

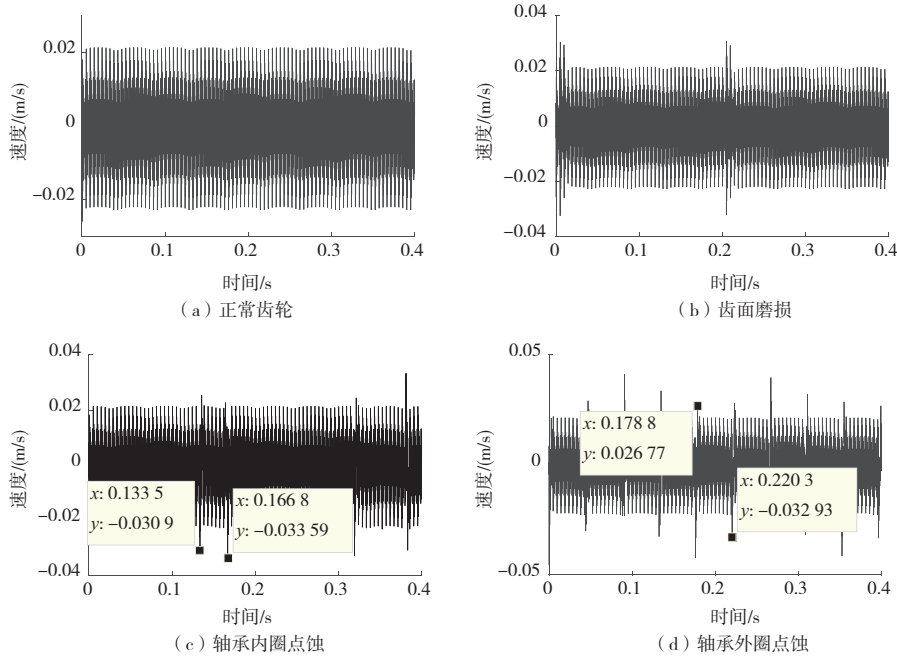


图4 直齿轮在y轴上的速度响应时域图

图4中,正常情况下齿轮的运行处于平稳状态;齿面出现磨损故障时,直齿轮振动的速度响应出现了非常明显的冲击信号,冲击信号时间间隔为0.2s,对应频率5Hz,为齿轮磨损故障频率;当轴承内圈点蚀故障时,冲击信号时

间最短间隔为0.0333s,对应频率30.03Hz;当轴承外圈点蚀故障时,冲击信号在整个信号中一直存在且幅值呈现周期性的变化,冲击信号时间最短间隔为0.0415s,对应轴承外圈故障频率24.10Hz。

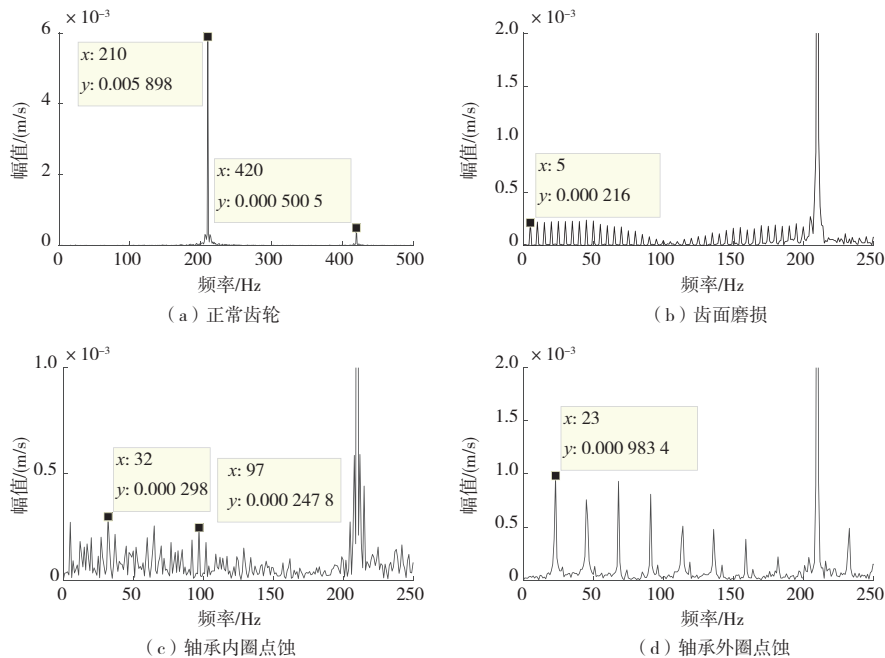


图5 单一故障下齿轮振动加速度频域图

图5中,正常情况下主要频率成分是齿轮的啮合频率 $f_m$ (210Hz)及其倍频 $2f_m$ (420Hz);当齿面磨损时,与图5(a)相比其边频带幅值增大,边频带由齿轮磨损故障频率

$f_a$ (5Hz)及其倍频组成;当轴承内圈点蚀时,图中32Hz及其倍频幅值增加,与图4中30.03Hz相近;当轴承外圈点蚀时,图中23Hz及其倍频幅值增加,与图4中24.10Hz相近。

## 2.2 复合故障下传动系统动态特性分析

图6是齿面磨损与轴承内圈点蚀故障复合作用之下,主动轮在y方向上的速度时域以及频域图。通过与图4、图5相对比,可以发现速度时域图中,冲击信号包含了轴承内圈点蚀故障和齿面磨损的时域故障特征。图6(b)中主要频率成分是齿轮的啮合频率 $f_m$ (210 Hz)、轴承内圈故障频率32 Hz和倍频以及转频。

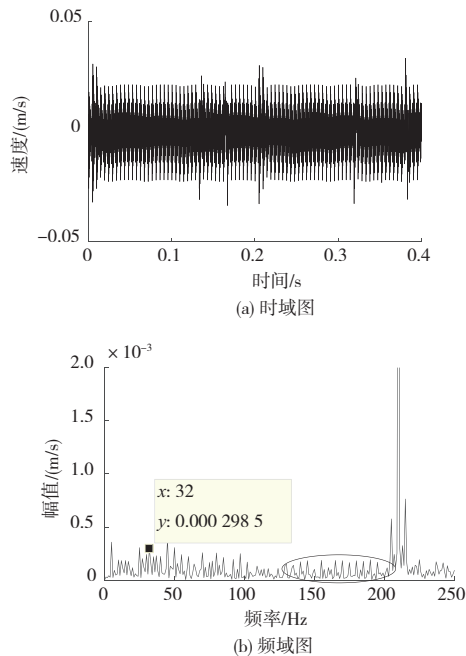


图6 磨损与内圈点蚀复合故障

图7是轴承外圈点蚀故障与齿面磨损时,主动轮在y方向上速度时域图以及频域图。通过对比可以发现在时域图中,冲击信号为轴承外圈点蚀故障和齿面磨损引起的冲击信号的叠加。频域图不仅包含有轴承外圈点蚀的故障频率23 Hz及其倍频,还有边频带的成分。

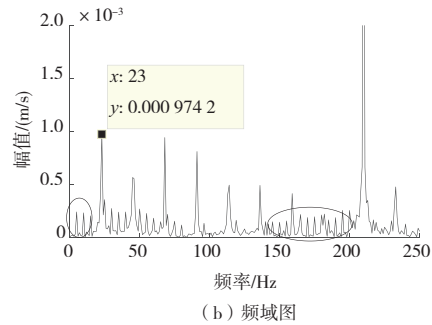
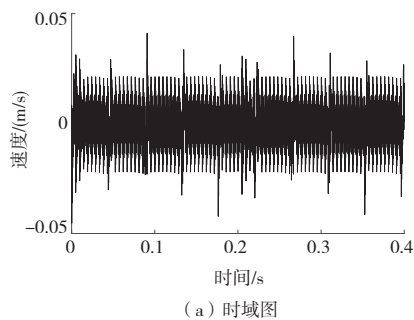


图7 磨损与外圈点蚀复合故障动态响应

## 3 结语

1) 传动系统受齿面磨损故障时,主动轮速度有周期性的波动,其频率为齿轮磨损故障频率;频域图中其边频带幅值增大。轴承内圈点蚀故障时,主动轮速度同样有周期性波动,且一个周期内有多次波动,其频率为轴承内圈故障频率,频域图中出现了故障频率。轴承外圈点蚀故障时,速度波动及其幅值都呈现周期性的变化,其频率为轴承外圈故障频率,频域图中外圈点蚀的特征频率幅值增大。

2) 传动系统受齿轮和轴承复合故障影响时,主动轮速度波动更加复杂,包含了轴承和齿轮单一故障时的影响特征。频域图中,轴承故障频率以及边频幅值都有明显增加。

### 参考文献:

- [1] 徐连香,徐兵,孙影,等. 汽车变速箱常见故障及分析[J]. 机械制造与自动化,2009,38(2):107-109.
- [2] BAGUET S, JACQUENOT G. Nonlinear couplings in a gear-shaft-bearing system [J]. Mechanism and Machine Theory, 2010, 45(12):1777-1796.
- [3] XIANG L, GAO N. Coupled torsion-bending dynamic analysis of gear-rotor-bearing system with eccentricity fluctuation [J]. Applied Mathematical Modelling, 2017, 50:569-584.
- [4] 李明,孙涛,胡海岩. 齿轮传动转子-轴承系统动力学研究进展[J]. 振动工程学报,2002,15(3):249-256.
- [5] 杨洋,魏静,孙伟. 齿轮轴承转子系统支撑刚度特性研究[J]. 机械设计与制造,2013(10):13-16.
- [6] 赵振兴. 齿轮传动系统典型故障振动特性研究[D]. 兰州:兰州理工大学,2020.
- [7] 冯松,毛军红,谢友柏. 齿面磨损对齿轮啮合刚度影响的计算与分析[J]. 机械工程学报,2015,51(15):27-32.

收稿日期:2022-02-22