

# 转子-滚动轴承-机匣耦合系统中 滚动轴承故障的动力学分析\*

陈 果

(南京航空航天大学民航学院, 江苏 南京 210016)

**摘要:** 针对实际的航空发动机转子系统, 建立了含滚动轴承故障的转子-滚动轴承-机匣耦合模型。在模型中, 考虑了机匣运动, 弹性支承与挤压油膜阻尼的作用, 同时, 充分考虑了轴承间隙、滚珠与滚道的非线性赫兹接触力以及由滚动轴承支撑刚度变化而产生的变柔性(Varying Compliance)VC 振动。在此基础上, 建立了耦合系统中滚动轴承外圈、内圈及滚动体的损伤动力学模型, 并运用数值积分方法进行了动力学仿真与分析。结果充分表明了本文提出的转子-滚动轴承-机匣耦合系统及滚动轴承故障动力学模型的正确有效性。

**关键词:** 航空发动机; 转子-滚动轴承-机匣; 耦合动力学; 滚动轴承故障建模

**中图分类号:** O 322; TH113.1   **文献标识码:** A   **文章编号:** 1004-4523(2008)06-0577-11

## 引 言

在旋转机械中, 滚动轴承是应用最为广泛的一种通用机械部件, 它的运行状态是否正常往往直接影响到整机机器的精度、可靠性及寿命等。据统计, 在旋转机械中发生的故障有7%是由滚动轴承故障而引发<sup>[1]</sup>, 因此, 对滚动轴承的状态监测与故障诊断具有重要工程实际意义。故障诊断的经验表明, 振动诊断方法是诊断滚动轴承最为有效和灵敏的方法, 显然, 为了更加有效地实施滚动轴承的故障诊断, 进行滚动轴承的振动特性研究具有重要意义。McFadden 与 Smith 建立了滚动轴承在径向载荷下单点故障和多点故障的振动模型, 解释了轴承的故障振动特性<sup>[2,3]</sup>。张中民等建立的滚动轴承外圈、内圈和滚动体存在局部故障的振动模型<sup>[4]</sup>。Brie 将滚动轴承系统简化为一线性时变模型, 进一步解释了轴承元件存在局部损伤时的振动规律等<sup>[5]</sup>。但是, 目前关于滚动轴承故障动力学模型基本上没有对滚动轴承故障进行动力学建模与仿真, 未充分考虑转子振动的影响作用, 未将转子、轴承、轴承座、机匣作为一个整体考虑, 因此与实际情况必然存在较大差距。

通常, 航空发动机的转子通过滚动轴承支承在定子机匣上, 而机匣支承在基础上或吊挂在飞机上, 为了减少转子的振动以及调节转子的临界转速, 在

轴承与轴承座之间往往加有弹性支承和挤压油膜阻尼器, 因此, 它们之间的运动相互耦合、相互影响, 从而在结构和动力学上构成了转子-滚动轴承-机匣耦合系统<sup>[6,7]</sup>。本文针对实际航空发动机的转子轴承系统, 建立了转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型, 在模型中, 充分考虑弹性支承和挤压油膜的影响、滚动轴承的非线性接触力、总体刚度的周期变化以及轴承间隙。在此基础上, 进一步建立了滚动轴承的外圈、内圈及滚动体故障动力学模型, 运用数值积分方法详细研究了滚动轴承的故障特征。

## 1 含滚动轴承故障的转子-滚动轴承-机匣耦合系统动力学模型

图1为转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型, 转子两端由2个相同的滚动轴承支承。在该耦合模型中, 考虑转子在初始不平衡作用下的强迫振动, 以及由于滚动轴承的刚度变化而产生的变柔性VC 振动。同时考虑轴承外圈与轴承座之间的弹性支承和挤压油膜阻尼器, 以及由此而激发起的机匣振动。转子系统各部件的运动相互作用、相互耦合, 共同存在于一个耦合系统中。

图1中,  $m_c$ 为机匣(定子)质量;  $m_r$ 为转子在圆盘处的等效质量;  $m_{rL}, m_{rR}$ 为转子在左右两端轴承处的等效质量(通常  $m_{rL} = m_{rR}$ );  $m_{wL}, m_{wR}$ 为左右滚动轴

\* 收稿日期: 2007-11-27; 修订日期: 2008-06-10

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50705042); 航空科学基金资助项目(2007ZB 52022)

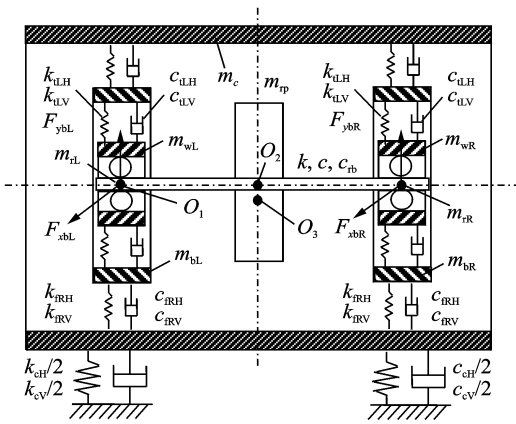


图 1 转子-滚动轴承-机匣耦合系统动力学模型

承外圈质量;  $m_{bL}, m_{bR}$  为左右轴承支座质量;  $k, c, c_{tb}$  为转轴刚度, 转子在圆盘处的阻尼, 转子在轴承处的阻尼;  $k_{lLH}, k_{lLV}$  为左轴承外圈与左端轴承支座之间的横向和垂向弹性支承刚度;  $c_{lLH}, c_{lLV}$  为左轴承外圈与左端轴承支座之间的横向和垂向挤压油膜阻尼;  $k_{rRH}, k_{rRV}$  为右轴承外圈与右端轴承支座之间的横向和垂向弹性支承刚度;  $c_{rRH}, c_{rRV}$  为右轴承外圈与右端轴承支座之间的横向和垂向挤压油膜阻尼;  $k_{lLH}, k_{lLV}$  为机匣与左端轴承支座之间的横向和垂向支承刚度;  $c_{lLH}, c_{lLV}$  为机匣与左端轴承支座之间的横向和垂向支承阻尼;  $k_{rRH}, k_{rRV}$  为机匣与右端轴承支座之间的横向和垂向支承刚度;  $c_{rRH}, c_{rRV}$  为机匣与右端轴承支座之间的横向和垂向支承阻尼;  $k_{cH}, k_{cV}$  为机匣与基础之间的横向和垂向支承刚度;  $c_{cH}, c_{cV}$  为机匣与基础之间的横向和垂向支承阻尼;  $O_1, O_2, O_3$  为轴承几何中心, 转子几何中心, 转子质心;  $e$  为质量偏心量;  $F_{xBL}, F_{yBL}$  为左端轴承的支承反力;  $F_{xBR}, F_{yBR}$  为右端轴承的支承反力。

由牛顿第二定律, 可以得到系统运动微分方程

$$\begin{aligned}
 m_p \ddot{x}_p + k(x_p - x_r) + k(x_p - x_{dL}) + c \dot{x}_p &= m_p e \omega^2 \cos \omega t \\
 m_p \ddot{y}_p + k(y_p - y_r) + k(y_p - y_{dL}) + c \dot{y}_p &= m_p e \omega^2 \sin \omega t - m_p g \\
 m_{bR} \ddot{x}_{bR} + k_{rRH}(x_{bR} - x_c) + c_{rRH}(x_{bR} - \dot{x}_c) + k_{rRH}(x_{bR} - x_{wR}) + c_{rRH}(x_{bR} - \dot{x}_{wR}) &= 0 \\
 m_{bR} \ddot{y}_{bR} + k_{rRH}(y_{bR} - y_c) + c_{rRH}(y_{bR} - \dot{y}_c) + k_{rRH}(y_{bR} - y_{wR}) + c_{rRH}(y_{bR} - \dot{y}_{wR}) &= -m_{bR} g \\
 m_{bL} \ddot{x}_{bL} + k_{lLH}(x_{bL} - x_c) + c_{lLH}(x_{bL} - \dot{x}_c) + k_{lLH}(x_{bL} - x_{wL}) + c_{lLH}(x_{bL} - \dot{x}_{wL}) &= 0 \\
 m_{bL} \ddot{y}_{bL} + k_{lLH}(y_{bL} - y_c) + c_{lLH}(y_{bL} - \dot{y}_c) + k_{lLH}(y_{bL} - y_{wL}) + c_{lLH}(y_{bL} - \dot{y}_{wL}) &= -m_{bL} g \\
 m_{rR} \ddot{x}_{rR} + k(x_{rR} - x_p) + c_{tb} \dot{x}_{rR} - F_{xBR} &= 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 m_{rR} \ddot{y}_{rR} + k(y_{rR} - y_p) + c_{tb} \dot{y}_{rR} - F_{yBR} &= -m_{rR} g \\
 m_{dL} \ddot{x}_{dL} + k(x_{dL} - x_p) + c_{tb} \dot{x}_{dL} - F_{xBL} &= 0 \\
 m_{dL} \ddot{y}_{dL} + k(y_{dL} - y_p) + c_{tb} \dot{y}_{dL} - F_{yBL} &= -m_{dL} g \\
 m_{wR} \ddot{x}_{wR} + k_{rRH}(x_{wR} - x_{bR}) + c_{rRH}(x_{wR} - \dot{x}_{bR}) + F_{xBR} &= 0 \\
 m_{wR} \ddot{y}_{wR} + k_{rRH}(y_{wR} - y_{bR}) + c_{rRH}(y_{wR} - \dot{y}_{bR}) + F_{yBR} &= -m_{wR} g \\
 m_{wL} \ddot{x}_{wL} + k_{lLH}(x_{wL} - x_{bL}) + c_{lLH}(x_{wL} - \dot{x}_{bL}) + F_{xBL} &= 0 \\
 m_{wL} \ddot{y}_{wL} + k_{lLH}(y_{wL} - y_{bL}) + c_{lLH}(y_{wL} - \dot{y}_{bL}) + F_{yBL} &= -m_{wL} g \\
 m_c \ddot{x}_c + k_{cH} x_c + c_{cH} \dot{x}_c + k_{rRH}(x_c - x_{bR}) + k_{lLH}(x_c - x_{bL}) + c_{rRH}(\dot{x}_c - \dot{x}_{bR}) + c_{lLH}(\dot{x}_c - \dot{x}_{bL}) &= 0 \\
 m_c \ddot{y}_c + k_{cV} y_c + c_{cV} \dot{y}_c + k_{rRH}(y_c - y_{bR}) + k_{lLH}(y_c - y_{bL}) + c_{rRH}(\dot{y}_c - \dot{y}_{bR}) + c_{lLH}(\dot{y}_c - \dot{y}_{bL}) &= -m_c g
 \end{aligned}$$

### 1.1 轴承力模型

滚动轴承由内圈、外圈、滚动体及保持架组成, 外圈通过滚动体对内圈的作用力是由于它们的弹性变形产生的弹性力。本文所研究的滚动轴承设定轴承外圈固定在轴承座上, 内圈固定在旋转的轴上。滚动轴承旋转时, 会出现这样一种振动类型: 滚珠的载荷是轴承外圈角位移的函数, 同时轴承的总刚度连续变化, 由于受变化的轴承的柔顺性的影响, 就会产生所谓的变柔性 VC 振动现象<sup>[8,9]</sup>。

图 2 为滚动轴承模型示意图, 滚动轴承将受到来自转子不平衡激励所产生的强迫振动, 其振动频率为转子的旋转频率。同时, 滚动轴承也将产生由于轴承总刚度连续周期变化而形成的 VC 振动, 该振动为参数激励, 其振动的原因来自轴承总体刚度的周期变化。

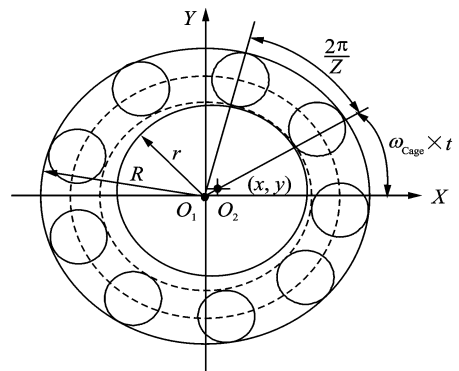


图 2 滚动轴承模型示意图

设轴承中滚珠在内外滚道之间等距排列, 滚珠与滚道之间为纯滚动。设一滚珠与外圈接触点的线速度为  $V_{out}$ , 与内圈接触点的线速度为  $V_{in}$ , 轴承外圈的旋转角速度为  $\omega_{outer}$ , 轴承内圈的旋转角速度为  $\omega_{inner}$ , 外滚道半径为  $R$ , 内滚道半径为  $r$ , 则

$$V_{Out} = \omega_{outer} \times R \tag{1}$$

$$V_{In} = \omega_{inner} \times r \tag{2}$$

则, 保持架(即滚珠中心)线速度为

$$V_{Cage} = \frac{(V_{Out} + V_{In})}{2} \tag{3}$$

由于外圈固定, 因此有  $V_{Out} = 0$ , 则

$$V_{Cage} = \frac{V_{In}}{2} = \frac{(\omega_{inner} \times r)}{2} \tag{4}$$

所以, 保持架的角速度为

$$\omega_{age} = \frac{V_{Cage}}{(R + r)/2} = \frac{(\omega_{inner} \times r)/2}{(R + r)/2} = \frac{\omega_{inner} \times r}{R + r} \tag{5}$$

由于内圈固定在轴上, 故有  $\omega_{inner} = \omega_{rotor}$ , 所以, 设轴承的滚珠个数为  $Z$ , 则 VC 频率即为滚珠通过频率, 有

$$\omega_{vc} = \omega_{age} \times Z = \omega_{rotor} \times \left( \frac{r}{R + r} \times Z \right) = \omega_{rotor} \times B_N \tag{6}$$

式中  $B_N$  为 VC 频率与旋转频率之比。设第  $j$  个滚珠处的角度位置为  $\theta$ , 有  $\theta = \omega_{age} \times t + \frac{2\pi}{Z}(j - 1)$ , ( $j = 1, 2, \dots, Z$ ), 则, 设内圈中心在  $X$  和  $Y$  方向产生振动位移分别为  $x$  和  $y$ , 同时假设滚动轴承初始间隙为  $\delta_0$ , 由滚动轴承局部损伤引起的间隙为  $\delta$ , 则第  $j$  个滚珠与滚道的法向接触变形量为

$$\delta_j = x \cos \theta + y \sin \theta - \delta_0 - \delta \tag{7}$$

由非线性赫兹接触理论, 可以得到由于滚动接触, 第  $j$  个滚珠与滚道所产生的接触压力  $f_j$ , 同时考虑到滚珠与滚道间只能产生法向正压力, 所以只有  $\delta_j > 0$  时才有作用力, 利用亥维塞函数  $H$ , 则有

$$f_j = C_b [\delta_j]^{\frac{3}{2}} = C_b (x \cos \theta + y \sin \theta - \delta_0 - \delta)^{\frac{3}{2}} H(x \cos \theta + y \sin \theta - \delta_0 - \delta) \tag{8}$$

式中  $C_b$  为赫兹接触刚度, 与相互接触的材料和形状有关。  $f_j$  在  $X$  和  $Y$  方向的分量为

$$\begin{cases} f_{jx} = f_j \cos \theta \\ f_{jy} = f_j \sin \theta \end{cases} \tag{9}$$

所以, 滚动轴承所产生的轴承力为

$$F_x = \sum_{j=1}^{N_b} f_{jx}, \quad F_y = \sum_{j=1}^{N_b} f_{jy} \tag{10}$$

由此可得图 1 中滚动轴承所产生的轴承力

当  $x = x_{rR} - x_{wR}, y = y_{rR} - y_{wR}$ , 则,  $F_{xBR} = F_x,$

$$F_{yBR} = F_y$$

当  $x = x_{rL} - x_{wL}, y = y_{rL} - y_{wL}$ , 则,  $F_{xBL} = F_x,$

$$F_{yBL} = F_y$$

### 1 2 计算参数

本文选取的转子系统的初始参数如下:  $m_{rR} = m_{rL} = 4.0 \text{ kg}, m_{\eta} = 32.1 \text{ kg}, c_{rb} = 1\ 050 \text{ N} \cdot \text{s/m}, c = 2\ 100 \text{ N} \cdot \text{s/m}, k = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}, e = 0.01 \text{ mm}, m_c = 50 \text{ kg}, m_{bL} = m_{bR} = 20 \text{ kg}, k_{LH} = k_{LV} = k_{RH} = k_{RV} = 7.5 \times 10^6 \text{ N/m}, c_{LH} = c_{LV} = c_{RH} = c_{RV} = 2\ 100 \text{ N} \cdot \text{s/m}, k_{dLH} = k_{dLV} = k_{dRH} = k_{dRV} = 2.5 \times 10^6 \text{ N/m}, c_{dLH} = c_{dLV} = c_{dRH} = c_{dRV} = 1\ 050 \text{ N} \cdot \text{s/m}, k_{cH} = k_{cV} = 2.5 \times 10^9 \text{ N/m}, c_{cH} = c_{cV} = 2\ 100 \text{ N} \cdot \text{s/m}。$

滚动轴承选取文献[8]的 JIS6306 滚动轴承, 其参数见表 1 所示。

由于转子-滚动轴承-机匣耦合系统的滚动轴承故障动力模型存在许多非线性因素, 本文采用 RKF (Runge-Kutta-Felberg) 格式的变步长龙格-库塔法<sup>[10]</sup>对微分方程组进行数值积分求解, 从而获取来取系统响应, 并以此来研究滚动轴承故障规律。

## 2 转子-滚动轴承-机匣耦合系统中的滚动轴承故障建模

### 2.1 模型验证

本文采用与文献[9]中相同的滚动轴承, 进行了比较分析, 图 3(a) 为在转速为 300 r/min 时, 本文仿真计算得到的转盘处  $X$  方向的振动位移; 图 3(b) 为在转速为 300 r/min 时, Mee1 在文献[9]中计算得到的转盘处  $X$  方向的振动位移。通过对比, 可以发现计算结果非常一致, 振动幅值上的区别为不同转子参数所致。

该计算结果可以解释如下: 由于滚动轴承支承下的不平衡转子具有两方面激励, 即来自不平衡的旋转频率激励和来自轴承内部刚度周期变化的内部参数激励。当转速很低时, 不平衡激励比较微弱, 此时可以观察到由于轴承内部刚度周期变化所引发的 VC 振动, VC 振动的频率为旋转频率的  $B_N$  倍, 在

表 1 JIS6306 滚动轴承主要计算参数

外圈半径	内圈半径	节径	滚珠直径	滚珠个数 $Z$	接触角	接触刚度 $C_b/$	轴承初始间隙	VC 频率与旋转
$R/\text{mm}$	$r/\text{mm}$	$D/\text{mm}$	$d/\text{mm}$		$\alpha$	$(\text{N} \cdot \text{m}^{-3/2})$	$\delta_0/\mu\text{m}$	频率之比 $B_N$
63.9	40.1	52	11.9	8	$0^\circ$	$13.34 \times 10^9$	0	3.08

本文,  $BN = 3.08$  (如表1所示)。从图3(a)和(b)可以看出,  $X$  方向和  $Y$  方向的运动是周期的, 并明显地表现出滚珠的通过频率, 当一个滚珠离开载荷区的时候, 转子下降, 并接触一个新的滚珠, 使颤振迅速出现和消失。从信号频谱上可以看出(如图3(c)), 振动表现出VC 频率(滚珠通过频率)及其谐波。Fukata 的研究也表明<sup>[8]</sup>, 当转速在远离  $X$  和  $Y$  方向两个临界转速时, 运动是周期的, 表现出滚珠的转动频率和它的谐波。显然本文计算结果与此吻合。

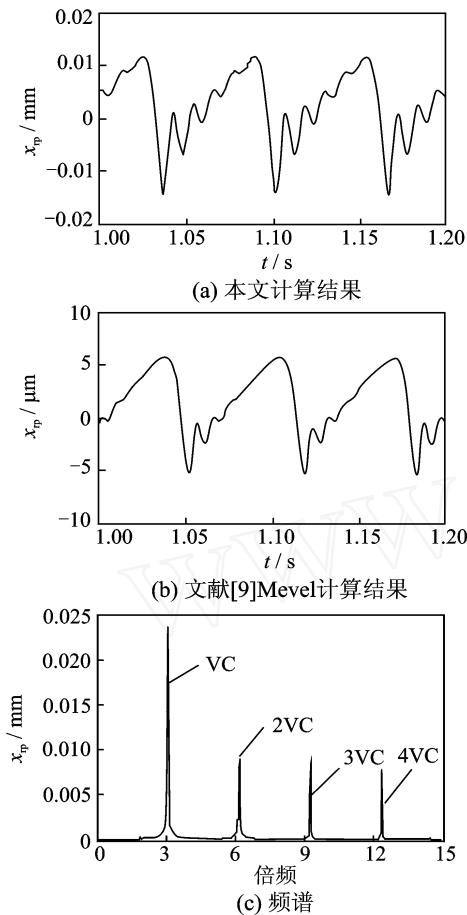


图3 转子圆盘处  $X$  向响应(转速为 300 r/min)

### 2.2 滚动轴承故障建模

滚动轴承常见的失效方式有磨损、疲劳、腐蚀、断裂、压痕、胶合失效等<sup>[11, 12]</sup>。当轴承元件(包括外圈、内圈、滚动体)的工作表面出现局部缺陷时, 会以一定的通过频率产生一系列的宽带冲击, 同时, 轴承系统将被这些冲击所激励, 产生一系列的冲击衰减响应。通过频率通常取决于转速和轴承型号。设  $f_o, f_i, f_B, f_C$  分别为外圈、内圈、滚动体及保持架的通过频率;  $f_R$  为转子的旋转频率;  $Z$  为滚珠数,  $d$  为滚珠直径;  $D$  为轴承节径;  $\alpha$  为接触角(本文设  $\alpha = 0^\circ$ )。通常设内圈与转轴一起转动, 外圈固定在轴承座上。表2为JIS6306滚动轴承各故障特征频率(通过频率)。

表2 JIS6306 滚动轴承通过频率(故障特征频率)

轴承元件	通过频率
外圈	$f_o = \frac{Z}{2} \left[ 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right] f_R = 3.084 6 f_R$
滚珠	$f_B = \frac{ZD}{2d} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \cos \alpha \right)^2 \right] f_R = 2.570 4 f_R$
内圈	$f_i = \frac{Z}{2} \left[ 1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right] f_R = 4.915 4 f_R$
保持架	$f_C = \frac{1}{2} \left[ 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right] f_R = 0.385 6 f_R$

#### 2.2.1 滚动轴承外圈故障建模

当轴承外圈产生损伤时, 如剥落、裂纹、点蚀等(如图4所示), 在滚动体通过时通常会产生冲击振动。图4(a)为轴承外圈损伤的示意图, 图4(b)为损伤的展开图。图4(b)中, 设损伤为一凹坑, 形状为一球缺, 其横截面即为损伤表面,  $L_D$  为损伤表面的直径,  $a$  为损伤的深度,  $r_B$  为滚珠的半径。

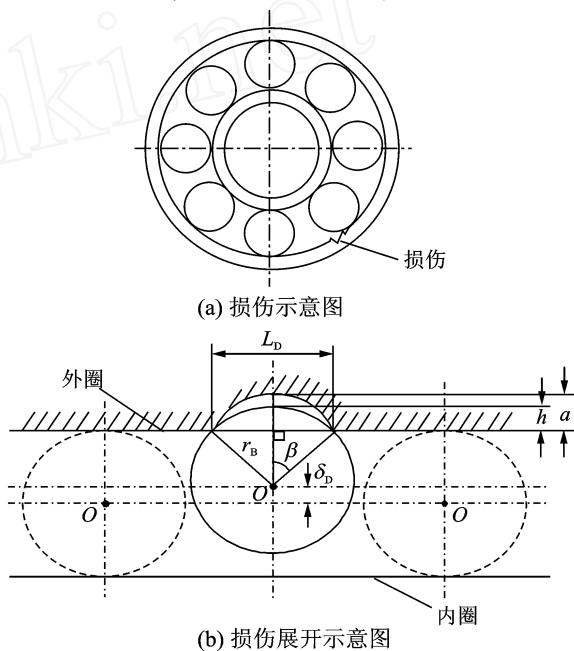


图4 外圈损伤示意图

由几何关系可以知道, 滚珠在损伤处是否形成冲击, 将取决于损伤直径和损伤深度。因为  $h = r_B - \sqrt{r_B^2 - (L_D/2)^2}$ , 令  $h = a$ , 得  $a = r_B - \sqrt{r_B^2 - (L_D/2)^2}$ , 解得  $L_D = 2 \sqrt{2r_B a - a^2}$ , 所以, 仅仅当满足条件

$$L_D < 2 \sqrt{2r_B a - a^2} \quad (11)$$

外圈的损伤才形成冲击, 否则将产生谐波激振。事实上, 滚动轴承的局部损伤, 尤其是早期的损伤, 损伤面积通常较小, 满足式(11), 因此通常形成冲击振动。不失一般性, 本文假设轴承外圈的局部损伤均

满足式(11), 产生冲击振动。

为了模拟外圈的损伤故障, 认为滚珠进入损伤区域后, 轴承间隙突然增加, 可能导致该滚珠与轴承内外圈的赫兹接触力突然降低或变为零, 因此, 需要确定滚珠在损伤区域的轴承间隙变化量。事实上, 从图4(b)可以看出, 由损伤引起的轴承间隙变化量  $\delta = h$ , 即

$$\delta = r_b - \sqrt{r_b^2 - (L_D/2)^2} \quad (12)$$

接下来需要确定由损伤引起的轴承间隙变化条件。设第  $j$  个滚珠处的角度位置为  $\theta$ , 有  $\theta = \omega_{age} \times t + \frac{2\pi}{Z}(j-1)$ , ( $j = 1, 2, \dots, Z$ )。损伤在外圈的位置为  $\theta_{UT}$ 。显然, 在旋转过程中, 当滚珠的角位置与外圈损伤角位置之间的差值在损伤角度  $\beta$  范围内时, 将产生式(12)所表示的轴承间隙变化量, 即

$$|(\theta_{UT} - \theta) \text{MOD} (2\pi)| < \beta, (j = 1, 2, \dots, Z) \quad (13)$$

其中, 损伤角  $\beta = \arcsin(L_D/D_{OUT})$ ,  $D_{OUT}$  为外圈直径。进行动力学计算时, 只需将得到的轴承间隙变化量  $\delta$  代入式(8)即可。

### 2.2.2 滚动轴承内圈故障建模

轴承内滚道产生损伤时, 如: 剥落、裂纹、点蚀等(如图5所示), 根据损伤部位与滚动体发生冲击接触的位置的不同, 振动的振幅大小会发生周期性的变化, 即发生振幅调制。

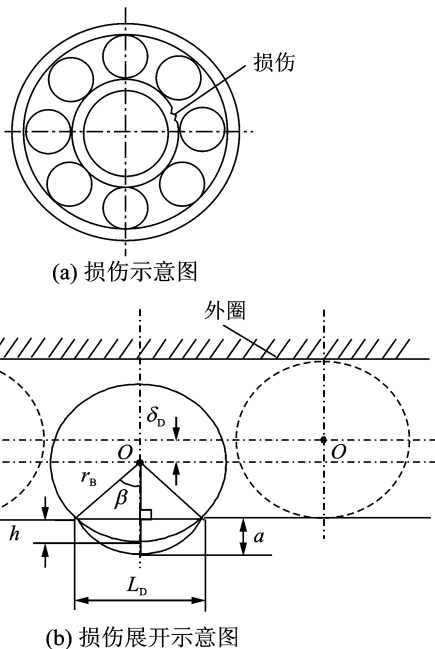


图5 内圈损伤示意图

图5(a)为轴承内圈损伤的示意图, 图5(b)为损

伤的展开图。图5(b)中, 设损伤为一凹坑, 形状为一球缺, 其横截面即为损伤表面,  $L_D$  为损伤表面的直径,  $a$  为损伤的深度,  $r_b$  为滚珠的半径。与外圈损伤类似, 不失一般性, 认为损伤满足式(11), 形成冲击振动。

同理, 为了模拟内圈的损伤故障, 认为滚珠进入损伤区域后, 轴承间隙突然增加, 可能导致该滚珠与轴承内外圈的赫兹接触力突然降低或变为零, 因此, 需要确定滚珠在损伤区域的轴承间隙变化量。事实上, 从图5(b)可以看出, 由损伤引起的轴承间隙变化量  $\delta = h$ , 即

$$\delta = r_b - \sqrt{r_b^2 - (L_D/2)^2} \quad (14)$$

接下来需要确定由损伤引起的轴承间隙变化条件。设第  $j$  个滚珠处的角度位置为  $\theta$ , 有  $\theta = \omega_{age} \times t + \frac{2\pi}{Z}(j-1)$ , ( $j = 1, 2, \dots, Z$ )。  $t$  时刻内圈损伤的角位置为  $\theta_N = \omega_{rotor} \times t$ 。显然, 在旋转过程中, 当滚珠的角位置与内圈损伤角位置之间的差值在损伤角  $\beta$  范围内时, 将产生式(14)所表示的轴承间隙变化量, 即

$$|(\theta_N - \theta) \text{MOD} (2\pi)| < \beta, (j = 1, 2, \dots, Z) \quad (15)$$

其中, 损伤角  $\beta = \arcsin(L_D/D_N)$ ,  $D_N$  为内圈直径。进行动力学计算时, 只需将得到的轴承间隙变化量  $\delta$  代入式(8)即可。

### 2.2.3 滚动轴承滚动体故障建模

当轴承滚动体产生损伤时, 如剥落、裂纹、点蚀等, 缺陷部位通过内圈或外圈滚道表面时会产生冲击振动。同内圈存在点蚀时的情况一样, 根据损伤部位与内圈或外圈发生冲击接触的位置不同, 也会发生振幅调制的情况。如图6所示。

图6(a)为滚珠损伤的示意图, 图6(b)为损伤的展开图。图6(b)中, 设损伤剥落块为球缺, 其横截面即为损伤表面,  $L_D$  为损伤表面的直径,  $r_b$  为滚珠的半径。显然滚珠损伤处与轴承内外圈接触时, 将产生冲击振动。

同理, 为了模拟滚珠的损伤故障, 认为滚珠进入损伤区域后, 轴承间隙突然增加, 可能导致该滚珠与轴承内外圈的赫兹接触力突然降低或变为零, 因此, 需要确定滚珠在损伤区域的轴承间隙变化量。事实上, 从图6(b)可以看出, 由损伤引起的轴承间隙变化量  $\delta = h$ , 即

$$\delta = r_b - \sqrt{r_b^2 - (L_D/2)^2} \quad (16)$$

由表2可知, 滚珠的通过频率, 即滚珠上的一点

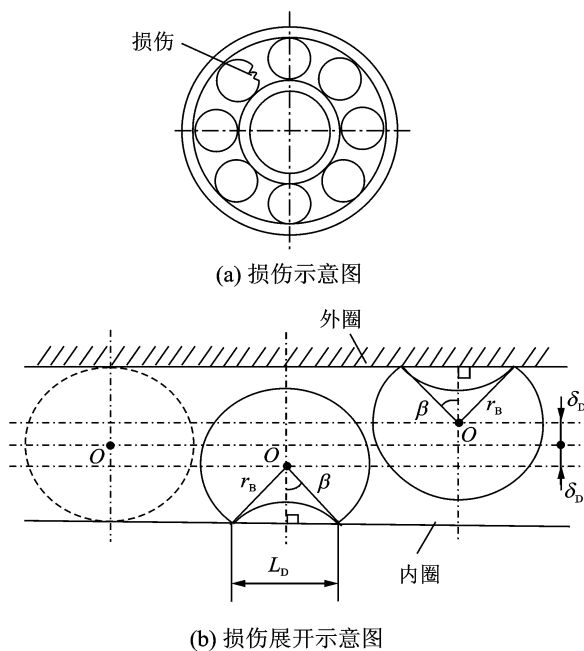


图6 滚动体损伤示意图

通过内圈或外圈上的频率为

$$f_B = \frac{Z D}{2 d} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \cos \alpha \right)^2 \right] f_R$$

即 
$$\omega_B = \frac{Z D}{2 d} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \cos \alpha \right)^2 \right] \omega_{\text{rot}}$$

设在随滚珠一起旋转的坐标系内,第k个滚珠有损伤,t时刻其所处的角位置为 $\theta$ ,有 $\theta = \omega_B \times t + \frac{2\pi}{Z}(k-1)$ 。t时刻第k个滚珠的损伤与内圈接触时,其角位置 $\theta$ 应该满足

$$\left| \left( \theta - \frac{3}{2}\pi \right) \text{MOD} (2\pi) \right| < \beta$$

t时刻滚珠损伤与外圈接触时,其角位置 $\theta$ 应该满足

$$\left| \left( \theta - \frac{1}{2}\pi \right) \text{MOD} (2\pi) \right| < \beta$$

其中,损伤角 $\beta = \arcsin(L_D/D_B)$ , $D_B$ 为滚珠直径。进行动力学计算时,只需将得到的轴承间隙变化量 $\delta_b$ 代入式(8)即可。

### 3 滚动轴承故障仿真分析

#### 3.1 外圈故障仿真分析

设外圈的损伤直径 $L_D = 0.5334 \text{ mm}$ ,损伤深度 $a = 2.794 \text{ mm}$ ,损伤位置为外圈垂直最下方,转子转速为 $\omega_k = 200 \text{ rad/s}$ ,即 $f_R = 31.83 \text{ Hz}$ 。从表2中不难计算出外圈损伤的特征频率 $f_o = 3.0846 f_R = 3.0846 \times 31.83 \approx 98 \text{ Hz}$ 。容易验证该损伤满足式(11)并形成冲击振动。图7(a)为左轴承座垂直振动加速度及由损伤产生的周期冲击信号,从图中可以看出,损伤产生了轴承间隙的周期变化;图7(b)为左轴承座垂直振动加速度频谱。从图7(a)中可以清楚地看出由损伤所产生的脉冲信号到来时,均对轴承系统产生冲击作用,此时振动加速度突然增大,冲击过后,轴承系统即产生一系列衰减振动。损伤的冲击周期 $T \approx 0.01 \text{ s}$ ,从图7(b)所示的频谱上可以看出冲击振动在频率900和1500 Hz附近产生两个共振峰,边频带间隔为98 Hz(约为 $1/0.01$ ),该频率正好为外圈通过频率 $f_o$ ,即外圈单点损伤的特征频率

文献[11]指出,外圈损伤在频谱上表现为在共振频率附近出现一系列以外圈故障特征频率 $f_o$ 为间隔的随频率增大逐渐衰减的离散谱线。由此可见,计算结果与该结论充分吻合,从而验证了本文对滚动轴承外圈故障建模的正确性。

#### 3.2 内圈故障仿真分析

设内圈的损伤直径 $L_D$ 为 $0.5334 \text{ mm}$ ,损伤深度 $a = 2.794 \text{ mm}$ 。转子转速为 $\omega_k = 200 \text{ rad/s}$ ,即 $f_R = 31.83 \text{ Hz}$ 。从表2中不难计算出内圈损伤的特征频率为: $f_i = 4.9154 f_R = 4.9154 \times 31.83 = 156 \text{ Hz}$ 。容易验证该损伤满足式(11),显然,该损伤将形成冲击振动。图8(a)为左轴承座垂直振动加速度及由损伤产生的周期冲击信号,内圈的损伤同样产生了轴承

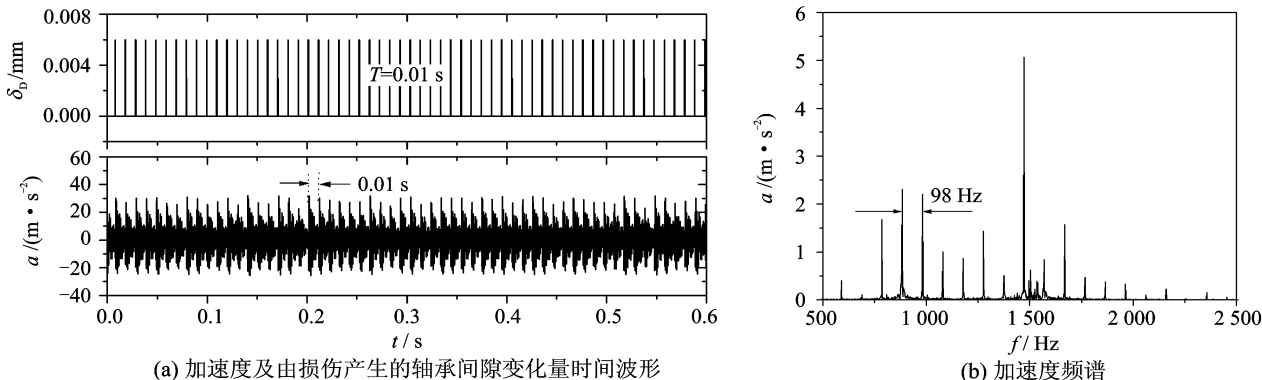
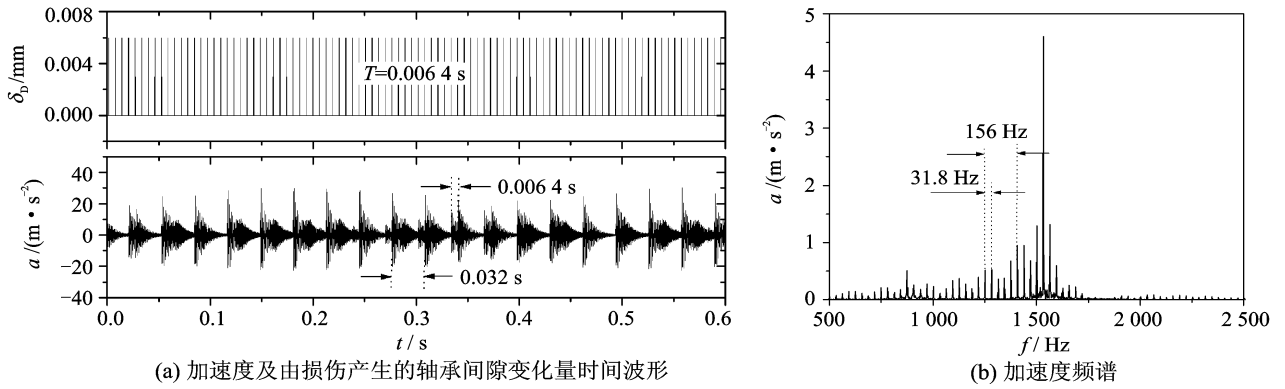


图7 外圈损伤时左轴承座垂直振动响应



(a) 加速度及由损伤产生的轴承间隙变化量时间波形

(b) 加速度频谱

图8 内圈损伤时左轴承座垂直振动响应

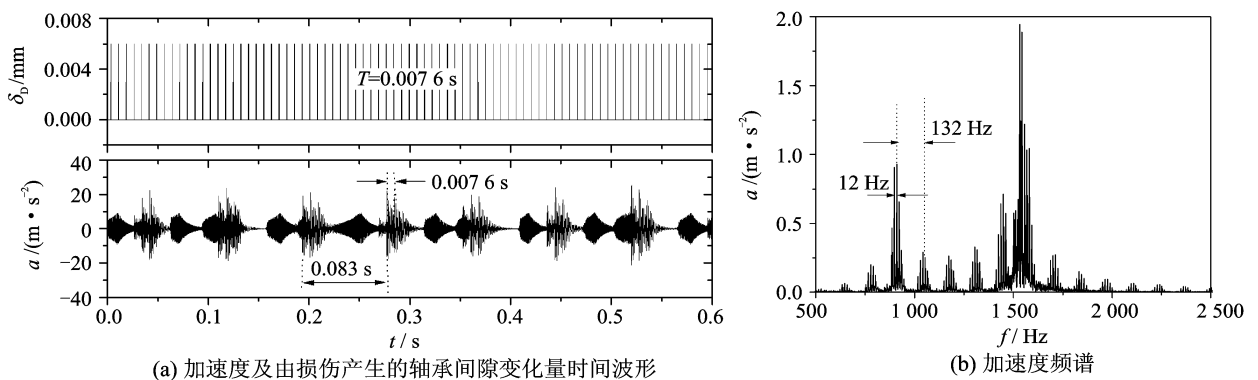
间隙的周期变化。图8(b)为轴承座垂直振动加速度频谱。从图8(a)中可以清楚地看出由损伤所产生的脉冲信号冲击周期为 $T = 0.0064\text{ s}$ ，由于内圈故障位置不断随其旋转而改变，因此冲击的大小又受到旋转频率的调制，从图8(a)可以看出每隔一个旋转周期( $0.032\text{ s}$ )，冲击作用重复一次。从图8(b)的频谱上可以看出，冲击振动在频率900和1500 Hz附近产生两个共振峰，出现多个边频带族，边频带间隔为32 Hz，与旋转频率相等，反映了内圈故障的冲击作用受内圈的旋转频率调制，而两个边频带族之间的频率间隔为156 Hz，正好为内圈的通过频率，即内圈单点损伤的特征频率。文献[11]的研究表明，内圈损伤在内圈故障频率 $f_i$ 的各阶倍频处有幅值逐渐下降的谱线，并且以各阶倍频为中心在其两旁有间隔等于旋转频率 $f_r$ 的调制谱线。显然，本文仿真计算结果也得出了一致的结论。

由于内圈故障位置不断随其旋转而改变，因此其振动情况比较复杂，在频谱中无法直接观察到内圈损伤所表现出的特征频率。实际的诊断经验也表明了内圈故障通常难于诊断，仿真结果从理论上给予了解释，由此也验证了本文对滚动轴承内圈故障建模的正确性。

### 3.3 滚珠故障仿真分析

设滚珠损伤直径 $L_D$ 为0.5334 mm，损伤深度 $a = 2.794\text{ mm}$ 。转子转速为 $\omega_k = 200\text{ rad/s}$ ，即 $f_R = 31.83\text{ Hz}$ 。从表2中不难计算出滚珠损伤的特征频率为： $2 \times f_B = 2 \times 2.0704 f_R = 2 \times 2.0704 \times 31.83 = 132\text{ Hz}$ ，保持架旋转频率 $f_c = 0.3856 f_R = 0.3856 \times 31.83 = 12.3\text{ Hz}$ 。图9(a)为左轴承座垂直振动加速度及由滚珠损伤产生的周期冲击信号，显然损伤也引起了轴承间隙的周期变化。图9(b)为左轴承座垂直振动加速度频谱。

从图9(a)中可以清楚地看出，由损伤所产生的脉冲信号冲击周期为0.0076 s，由于滚珠故障位置不断随其保持架旋转而改变，因此冲击的大小又受到保持架频率的调制，从图9(a)可以看出每隔一个保持架旋转周期(0.0083 s)，冲击作用重复一次。从图9(b)的频谱上可以看出，冲击振动在频率900和1500 Hz附近产生两个共振峰，形成多个边频带族，边频带间隔约为12 Hz(等于 $1/0.0083$ )，该频率为保持架的通过频率 $f_c$ ，该边频反映了滚珠故障的冲击作用受到保持架的旋转影响，而两个边频带族之间的频率间隔为132 Hz(等于 $1/0.0076$ )，正好为滚



(a) 加速度及由损伤产生的轴承间隙变化量时间波形

(b) 加速度频谱

图9 滚珠损伤时左轴承座垂直振动响应

动体的通过频率,即滚动体点损伤的特征频率。显然,滚珠故障的振动特征与内圈故障类似。另外,从图9中还可以看出,在滚珠上的损伤对外圈和内圈的冲击响应在大小上存在区别,其中对内圈的冲击响应不如对外圈的冲击响应大。该结论也符合实际诊断经验和滚动轴承的结构特点。

文献[11]对滚动轴承的振动分析表明,滚动体损伤是以滚动体自转频率(故障特征频率) $f_B$ 各阶倍频为中心的谱线,两边的谱线为调制边频带,间隔等于滚动体的公转频率(保持架特征频率) $f_C$ 。由此可见,计算结果充分揭示了此规律,同时也验证了本文对滚动轴承滚珠故障建模的正确性。

## 4 滚动轴承故障实验验证

### 4.1 实验简介

本文用美国Case Western Reserve University 电气工程实验室的滚动轴承故障模拟实验台的故障数据进行诊断分析<sup>[13]</sup>。该实验台如图10所示,包括一个2.72 kW的电动机,一个扭矩传感器/译码器,一个功率测试计,还有电子控制器(图中没显示)。待检测的轴承支撑着电动机的转轴,驱动端轴承为SKF6205,风扇端轴承为SKF6203。轴承用电火花加工单点损伤,损伤直径分为0.177 8, 0.355 6, 0.533 4 mm。其中,轴承外圈的损伤点在3 00, 6 00, 12 00 3个不同位置进行设置。

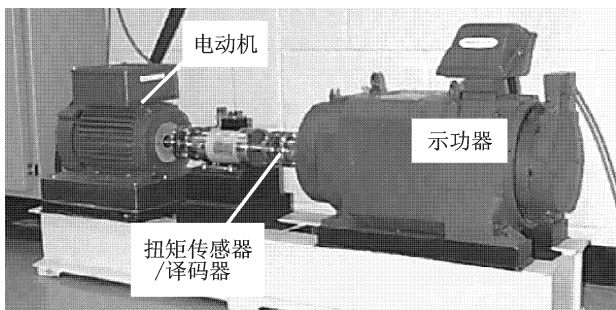


图10 滚动轴承故障模拟实验台实物图

电动机风扇端和驱动端的轴承座上方各放置一个加速度传感器用来采集故障轴承的振动加速度信号。振动信号由16通道数据记录仪采集得到,采样频率为12 kHz,驱动端轴承故障还包含采样频率为48 kHz的数据。功率和转速是通过扭矩传感器/译码器测得手动记录的。

本文对SKF6203轴承的外圈(6 00位置)、内圈及滚动体故障进行仿真分析验证,其中损伤直径0.355 6 mm、深度为2.794 mm,转速为179.7 r/

min。很容易验证该损伤满足式(11),故将形成冲击振动。表2列出了SKF6203轴承的几何尺寸。通过计算可以得出<sup>[11,13]</sup>,旋转频率 $f_R = 29.9$  Hz,滚动轴承各部件的特征频率分别为:外圈91.4 Hz,内圈148.1 Hz,滚动体119.4 Hz,保持架11.4 Hz。

表2 滚动轴承几何尺寸(单位:mm)

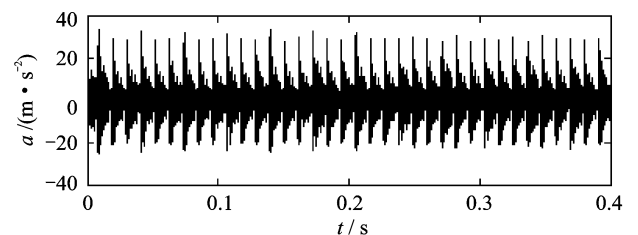
型号	内圈直径	外圈直径	厚度	滚动体直径	节径
SKF6203	17.000 2	39.999 9	11.999 0	6.746 2	28.498 8

### 4.2 滚动轴承故障仿真与实验对比分析

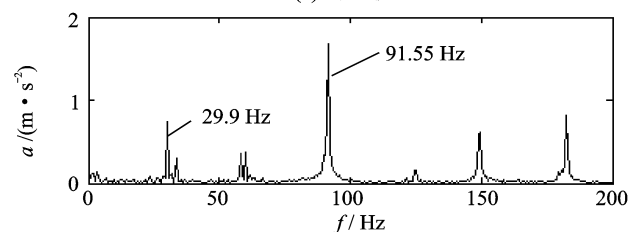
对于滚动轴承的表面局部损伤故障,当损伤点滚过轴承元件表面时要产生突变的冲击脉冲力,该力是一宽带信号,所以必然覆盖轴承系统的高频固有频率而引起谐振,从而产生若干个共振频带。基于小波变换的滚动轴承故障诊断基本原理是利用小波分析得到共振频带,然后利用Hilbert变换进行解调分析,最后对解调后的信号进行FFT变换,得到小波包络谱,从包络谱中识别滚动轴承的特征频率。

由于二进离散小波变换和小波包变换以尺度的二进离散求得小波系数,而且通过Mallat塔形算法进行快速变换,同时该方法具有无冗余分解和准确重构的特点,因此被广泛应用于滚动轴承故障诊断<sup>[14-16]</sup>。又由于小波包变换对信号的分解更为精细,所以在滚动轴承故障特征提取中运用更多。故本文采用小波包分析和Hilbert变换来获取小波包络谱,选择db8小波基函数,分解到3层。统一选节点 $w(3,3)$ 的重构信号来进行小波包络谱分析。

图11和12为外圈故障的仿真信号和实验信号,可以看出仿真信号与实验信号取得了很好的一致性,在小波包络谱中,均反映出了外圈故障的特征频率及旋转频率;图13和14为内圈故障的仿真信号和



(a) 时间波形



(b) 小波包络谱

图11 滚动轴承外圈故障仿真信号及其小波包络谱



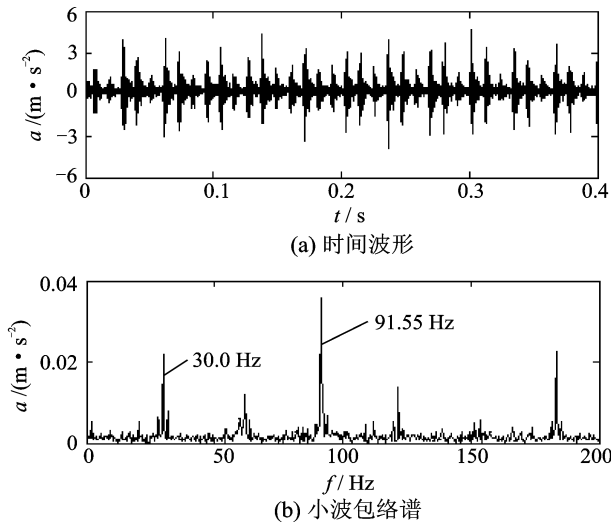


图 12 滚动轴承外圈故障实验信号及其小波包络谱

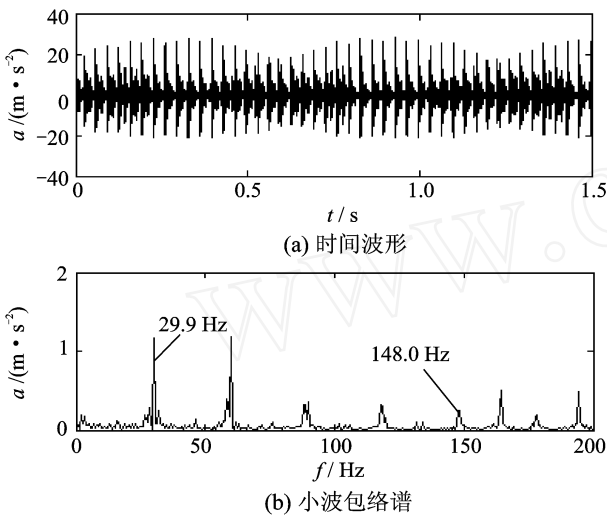


图 13 滚动轴承内圈故障仿真信号及其小波包络谱

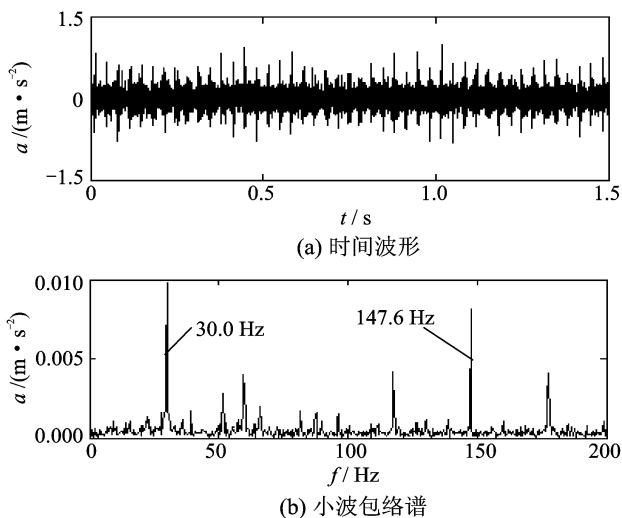


图 14 滚动轴承内圈故障实验信号及其小波包络谱

实验信号,可以看出仿真信号与实验信号也取得了很好的一致性,时间波形上表现出了随旋转频率的调幅特征,在小波包络谱中,均反映出了内圈故障的特征频率、旋转频率及其倍频,但是,在仿真信号中内圈故障的特征频率没有实验信号突出;图 15 和 16 为滚动体故障的仿真信号和实验信号,可以看出仿真信号与实验信号在时间波形上差别较大,仿真信号中可以清晰地看出时间波形上表现出了随保持架旋转频率的调幅特征,但是在实验信号中由于其他干扰信号的存在,无法辨认信号的调幅特征,在小波包络谱中,两者均反映出了滚动体故障的特征频率,另外,仿真信号的小波包络谱中清晰地反映了保持架的特征频率及其倍频率,而在实验信号的小波包络谱中,却未出现旋转频率,这显然与滚动体的故障特征不尽符合,说明实验数据可能存在一定的误差。

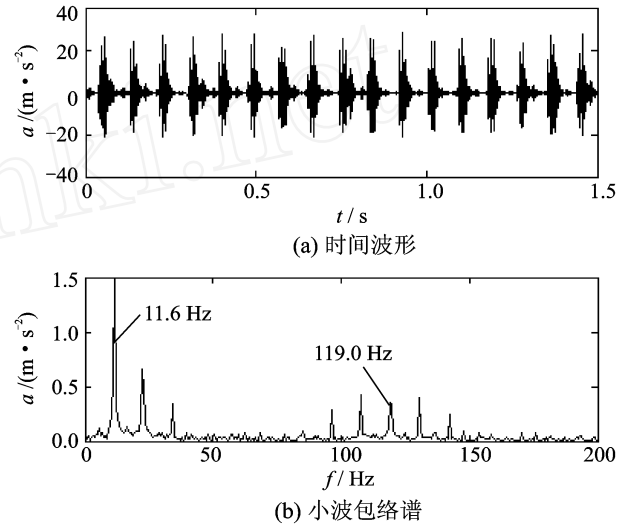


图 15 滚动轴承滚动体故障仿真信号及其小波包络谱

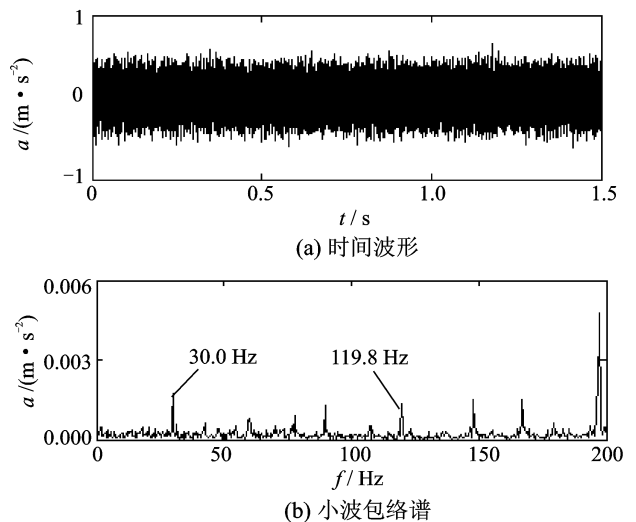


图 16 滚动轴承滚动体故障实验信号及其小波包络谱

通过比较分析可以看出,利用本文的动力学仿真模型,所计算出的滚动轴承故障信号与实验结果取得了较好的一致性,充分反映了滚动轴承故障信号中所出现的调制和共振现象,在一定程度上说明了本文转子-滚动轴承-机匣耦合系统的滚动轴承故障动力学模型的正确有效性。需要指出的是,仿真信号与实验信号的数值差别与转子及其载荷等其他参数相关,并不影响本文对滚动轴承故障特征的分析。

## 5 结 论

(1) 依据实际的航空发动机转子系统,建立转子-滚动轴承-机匣耦合系统。在模型中,考虑了机匣运动,弹性支承与挤压油膜阻尼的作用,同时,充分考虑了轴承间隙、滚珠与滚道的非线性赫兹接触力以及由滚动轴承支撑刚度变化而产生的变柔性VC振动并运用数值积分方法进行了动力学仿真与分析。

(2) 在耦合系统中,建立了滚动轴承外圈、内圈及滚动体的损伤动力学模型,与目前的研究相比,本文所建立的滚动轴承故障模型考虑了转子、轴承及机匣耦合系统的振动,更加符合客观实际。通过对滚动轴承外圈、内圈及滚珠故障的仿真计算分析,表明了本文所建立的滚动轴承损伤动力学模型及转子-滚动轴承-机匣耦合系统的正确性。

(3) 利用美国Case Western Reserve University 电气工程实验室的滚动轴承故障模拟数据进行了仿真与实验的比较分析,仿真和实验取得了很好的一致性。

(4) 本文研究工作对于更加真实地进行滚动轴承故障动态仿真模拟,更加深入地研究滚动轴承故障机理和特征,更加有效地实施滚动轴承的状态监测和故障诊断等具有重要意义。

### 参考文献:

- [1] 屈梁生,何正嘉 机械故障诊断学[M] 上海:上海科学技术出版社,1986
- [2] Mcfaddent P, Smith J. 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
- [3] Mcfaddent P, Smith J. The vibration produced by multiple point defects in a rolling element bearing [J]. Journal of Sound and Vibration, 1985, 98(2): 263—273
- [4] 张中民,卢文详,杨叔子,等 滚动轴承故障振动模型及其应用研究[J] 华中理工大学学报,1997,25(3): 50—53
- [5] Brie D. Modeling of the spalled rolling element bearing vibration signal: an overview and some new results [J]. Mechanical System and Signal Processing, 2000, 14(3): 353—369
- [6] 陈果 转子-滚动轴承-机匣耦合系统的不平衡-碰摩耦合故障非线性动力学响应分析[J] 航空动力学报,2007,22(10): 1771—1778
- [7] 陈果 带碰摩耦合故障的转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型[J] 振动工程学报,2007,20(4): 361—368
- [8] Fukata S, Gad E H, Kondou T, et al. On the radial vibration of ball bearings (computer simulation) [J]. Bulletin of the JSM E 28, 1985: 899—904
- [9] Mevel B, Guyader J L. Routs to chaos in ball bearing [J]. Journal of Sound and Vibration, 1993, 162(3): 471—487.
- [10] 姜健飞,胡良剑,唐俭 数值分析及其MATLAB实验[M] 北京:科学出版社,2004: 149—151.
- [11] 梅宏斌 滚动轴承振动监测与诊断[M] 北京:机械工业出版社,1996
- [12] 史东锋,鲍明,屈梁生 小波包络分析在滚动轴承诊断中的应用[J] 中国机械工程,2000,11(12): 1382—1385
- [13] <http://www/eecs/cwru/edu/laboratory/bearing/>
- [14] Tse P W, Peng Y H, Richard Y. Wavelet analysis and envelope detection for rolling element bearing fault diagnosis-Their effectiveness and flexibilities [J]. Journal Vibration and Acoustics, 2000, 123: 303—310
- [15] 傅勤毅,章易程,应力军,等 滚动轴承特征的小波提取方法[J] 机械工程学报,2001,27(2): 30—32
- [16] Nikolaou N G. Rolling element bearing fault diagnosis using wavelet packets [J]. NDT&E International, 2002, 35: 197—205

## Dynam ic analysis of ball bearing faults in rotor-ball bearing-stator coupling system

CH EN Guo

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

**Abstract:** At present, in the study of dynamic analysis on ball bearing fault, the effect of rotor is hardly considered. In this paper, aiming at rotor-bearing system of practical aero-engine, a new rotor-ball bearing-stator coupling system dynamic model with ball bearing fault is established. In the model, the stator motion, the flexible support, squeeze film damper (SFD) are considered, and the nonlinear factors of ball bearing such as the clearance of bearing, nonlinear Hertzian contact force between balls and races, and the varying compliance vibration because of periodical variety of contact position between balls and races are modeled. On this basis, the fault models of outer race, inner race and ball in ball bearing are established, and the numerical integral method is employed to obtain system's responses, and the vibration characteristics of ball bearing faults are analyzed. The results show the rotor-ball bearing-stator coupling model and the new ball bearing fault models are correct and effective.

**Key words:** aero-engine; rotor-ball bearing-stator; coupling dynamics; ball bearing fault modeling

作者简介: 陈果(1972—),男,教授。电话: (025) 84891850(O); 13851875041; Email: cgzy@263.net

www.cnki.net