DOI: 10.3901/JME.2020.21.089

中介轴承故障动力学建模与振动特征分析*

曹宏瑞^{1,2} 景新¹ 苏帅鸣¹ 陈雪峰^{1,2}

(1. 西安交通大学航空发动机研究所 西安 710049;

2. 西安交通大学机械制造系统国家重点实验室 西安 710049)

摘要: 中介轴承是航空发动机转子的关键支承部件之一, 工作转速高, 润滑条件差, 易发生故障。基于动力学模型的故障机理研究可以为中介轴承故障诊断提供依据。以 Gupta 圆柱滚子轴承复杂动力学建模方法为基础, 考虑外圈的运动建立了中介轴承动力学模型, 通过试验对模型进行验证。在此基础上, 分别考虑滚道表面形貌和轴承间隙的变化, 建立中介轴承磨损故障动力学模型; 针对中介轴承滚道表面剥落等局部损伤故障, 考虑滚动体通过损伤区域时趋近量和接触载荷方向的改变, 建立中介轴承局部损伤故障动力学模型。利用所建故障动力学模型对不同磨损状态下中介轴承外圈径向振动响应进行研究。研究表明, 出现磨损后, 振动响应频率中出现若干随机成分; 对于局部损伤和磨损的复合故障, 随着磨损加剧, 振动幅值随之增大, 随机成分所占比重增加, 损伤的故障特征不明显。

关键词: 中介轴承; 故障机理; 动力学建模; 振动响应

中图分类号: TH133

Dynamic Modeling and Vibration Analysis for Inter-shaft Bearing Fault

CAO Hongrui^{1,2} JING Xin¹ SU Shuaiming¹ CHEN Xuefeng^{1,2}

(1. Aero-engine Institute, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049;

2. State Key Laboratory of Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049)

Abstract: Inter-shaft bearings is one of the key supporting components of aero-engine rotor. The inter-shaft bearings is prone to failure because of the high speed and poor lubrication working conditions. Dynamic model based fault mechanism analysis can provide guidance for fault diagnosis of bearings. A dynamic model for inter-shaft bearings is proposed based on Gupta's model with considering the movement of the outer ring. And the model is validated by experiments. Based on that, a faulty dynamic model of wear is proposed with considering the change of surface morphology of raceway and bearing clearance. Besides, a faulty dynamic model of localized defects is proposed by considering the change of the geometrical interaction and the direction of contact force. Then the vibration responses of inter-shaft bearing under different wear conditions are analyzed by this model. The results show that many random components appear in the vibration response for bearings with wear faults. For the bearing with compound faults as localized defect and wear, as wear goes more serious, the amplitude of vibration response becomes larger; the random components increase. The fault characteristics are not obvious.

Key words: inter-shaft bearing; fault mechanism; dynamic modeling; vibration response

0 前言

现代航空发动机为了提高推重比, 降低重量, 往往使用双转子轴系, 而连接高低压转子的关键部件就是中介轴承。中介轴承与普通圆柱滚子轴承相

比, 结构基本相同, 特殊之处在于安装位置。中介轴承安装在高低压转子之间, 内外圈都要旋转^[1], 且工作转速高, 润滑条件差, 很容易发生故障^[2]。据空军某厂对约 800 台 AL-31F 发动机调查结果显示, 主轴承中中介轴承出现故障的次数最多, 其故障形式主要以磨损和剥落为主。曾因中介轴承故障造成多起发动机低压涡轮断裂事故, 并直接导致发动机报废。为了提高发动机运行安全性, 减少事故

* 装备预研领域基金(61400030601)和国家自然科学基金(51922084)资助项目。20191121 收到初稿, 20200629 收到修改稿

发生,迫切需要对中介轴承进行故障识别和诊断。但现阶段对于中介轴承故障振动响应特征尚未进行有效分析,因此基于动力学模型开展故障机理的研究具有重要意义。

国内外学者针对轴承剥落等局部损伤故障提出了多种动力学建模方法。PATIL 等^[3]考虑了滚动体通过损伤时趋近量的变化,利用简化为弹簧质量系统的两自由度动力学模型(简化模型)对故障轴承振动响应进行研究。AHMADI 等^[4]在 PATIL 模型的基础上,额外考虑了滚动体与损伤边缘的接触问题。SHAH 等^[5]基于同样的建模方法对损伤尺寸、损伤位置以及径向载荷大小对轴承振动响应幅值的影响进行了研究。国内张建军^[6]、朱永生^[7]、剡昌锋^[8]、崔玲丽等^[9]也都基于类似的故障动力学模型,对轴承内、外圈和滚动体损伤进行了仿真研究。考虑到简单动力学模型无法模拟滚动体打滑、保持架碰撞等高速瞬态问题,曹宏瑞等^[10-16]基于 GUPTA 的球轴承复杂动力学模型,考虑了轴承元件通过损伤时趋近量和接触载荷方向的改变,建立了球轴承故障动力学模型。上述都是对普通轴承的研究,对中介轴承的研究主要集中在国内。徐可君等^[17,18]采用与 PATIL 类似的两自由度弹簧质量系统简化模型,引入外圈转动,只考虑滚动体通过损伤时趋近量变化建立了中介轴承内圈、和滚动体故障动力学模型。田晶等^[19]采用与徐可君类似方法,建立了中介轴承外圈故障动力学模型,研究了统计指标随缺陷尺寸以及载荷的变化情况。

通过前面综述可以看到,目前国内外学者所研究的轴承故障主要针对剥落、点蚀等局部损伤,对于磨损故障研究较少。一些学者^[20]用不同间隙来描述轴承磨损情况,但未考虑表面形貌。而对于磨损故障下轴承振动响应的研究,特别是中介轴承的研究还未找到相关报道。并且现阶段对于中介轴承局部损伤故障振动响应的分析也主要基于简化模型,无法考虑滚动体倾斜、歪斜、接触面打滑和保持架碰撞等高速瞬态问题,同时对损伤的数学描述也未考虑轴承元件通过损伤区域时接触载荷方向的改变。

针对上述问题,本文基于 GUPTA 圆柱滚子轴承复杂动力学模型建模方法,考虑外圈的运动,建立中介轴承动力学模型,在此基础上考虑轴承元件通过损伤时趋近量和接触载荷方向的改变,建立中介轴承局部损伤故障动力学模型,基于中介轴承动力学模型,考虑滚道形貌和间隙的变化,建立中介轴承磨损故障动力学模型,对轴承外圈垂直方向振

动响应进行仿真分析。

1 动力学建模与试验验证

GUPTA 圆柱滚子轴承模型可以描述轴承元件的三维运动和瞬时运动,元件间相互作用关系复杂,需要进行大量的坐标变换以及微分方程的数值运算,为了方便分析并简化计算,本文做了如下合理的假设:忽略所有部件轴向运动,忽略温度的影响,假设轴承各部件的质心与几何中心重合。

1.1 轴承元件间作用关系

1.1.1 滚子与套圈间相互作用

这里以滚子和外滚道的相互作用关系为例对滚子与套圈相互作用进行介绍,内滚道与此类似。首先,需要建立惯性坐标系 $O_i X_i Y_i Z_i$ 、滚子定体坐标系 $O_b X_b Y_b Z_b$ 、套圈定体坐标系 $O_r X_r Y_r Z_r$ 等一系列坐标系来描述轴承元件的相对位置和运动情况,如图 1 所示。其中,惯性坐标系固定在空间,其原点位于外滚道曲率中心, X_i 轴沿轴承轴线方向;滚子定体坐标系固定在滚子上,跟随滚子运动,其原点位于滚子质心, X_b 沿滚动体轴线方向;套圈定体坐标系固定在套圈上,跟随套圈运动,其原点位于套圈质心, X_r 沿套圈轴线方向。另外,还需构建滚子方位坐标系 $O_a X_a Y_a Z_a$ 来描述滚子质心的轨道位置,原点位于滚子中心,初始条件下, X_a 平行于 X_i , Z_a 过滚子中心和 X_i 所在轴线垂直相交, Y_a 通过右手定则确定。其他局部坐标系根据需要构建。

图1 滚动体与套圈间相互作用

图中,根据几何关系可以得到滚子中心和套圈中心相对惯性坐标系的位置矢量 r_b^i 和 r_r^i (上标 i 代表惯性坐标系)。由此可得套圈定体坐标系下,滚动体中心相对套圈中心位置矢量 r_{br}^r (上标 r 代表套圈定

体坐标系)表示为

$$\mathbf{r}_{br}^r = \mathbf{T}_{ir}(\mathbf{r}_b^i - \mathbf{r}_r^i) \quad (1)$$

式中, $\mathbf{T}_{ir}$ 为惯性坐标系到套圈定体坐标系的变换矩阵(坐标变换请参考文献[21])。

滚子运转过程中, 若发生歪斜即滚子绕 Y_b 轴转动, 此时滚子和套圈间接触长度沿轴线方向将发生变化, 因此, 需要将长度为 l 的滚子用切片法平均切成 m 个圆薄片, 则第 k 个圆薄片中心相对滚子中心坐标为 $((-0.5 + (k - 0.5)/m)l, 0, 0)$, 那么该圆薄片中心相对套圈中心的位置矢量 $\mathbf{r}_{sr}^r(r_{sr1}^r, r_{sr2}^r, r_{sr3}^r)$ 为

$$\mathbf{r}_{sr}^r = \mathbf{r}_{br}^r + \mathbf{T}_{br} \begin{bmatrix} (-0.5 + \frac{k-0.5}{m})l & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (2)$$

式中, $\mathbf{T}_{br}$ 为滚子定体坐标系到套圈定体坐标系的变换矩阵。

为了描述切片中心在轴承中的轨道位置, 需要建立切片方位坐标系 $O_{as}X_{as}Y_{as}Z_{as}$, 该坐标系原点位于圆薄片中心, 其他方向与滚子方位坐标系方向一致。根据 $\mathbf{r}_{sr}^r$ 在 Y_r 和 Z_r 两个方向的分量 r_{sr2}^r 和 r_{sr3}^r 可以确定圆薄片中心相对套圈中心位置矢量的方位角 φ 为

$$\varphi = \arctan\left(\frac{-r_{sr2}^r}{r_{sr3}^r}\right) \quad (3)$$

由方位角可以确定套圈坐标系到切片方位坐标系的变换矩阵 $\mathbf{T}_{ras}$ 。设 P 点为滚子圆薄片上靠近外滚道的一点, 则 P 点在切片方位坐标系中相对套圈中心的位置矢量 $\mathbf{r}_{pr}^{as}(r_{pr1}^{as}, r_{pr2}^{as}, r_{pr3}^{as})$ 为

$$\mathbf{r}_{pr}^{as} = \mathbf{T}_{ras} \left\{ \mathbf{r}_{br}^r + \mathbf{T}_{br} \begin{bmatrix} (-0.5 + \frac{k-0.5}{m})l \\ -\frac{D}{2} \sin \phi \\ \frac{D}{2} \cos \phi \end{bmatrix} \right\} \quad (4)$$

式中, D 为滚动体直径; ϕ 为点 P 绕滚子轴线转过的角度[21]。

要确定切片是否与外滚道接触, 需要计算 P 点和外滚道之间的趋近量 δ_k

$$\delta_k = \pm(r_{pr3}^{as} - 0.5D_r) \quad (5)$$

式中, r_{pr3}^{as} 为 $\mathbf{r}_{pr}^{as}$ 沿 Z_{as} 轴的分量。若求切片与外滚道之间趋近量, 括号外取正, D_r 取外滚道直径, 求切片与内滚道之间的趋近量时, 括号外取负, D_r 取内滚道直径。

若 δ_k 为正, 说明出现负间隙, 即在 P 点处, 滚子和滚道之间发生变形, 就可以根据赫兹线接触理

论计算第 k 个圆薄片与滚道的接触载荷 F_{bnk} , 其计算公式[22]为

$$F_{bnk} = \frac{E_{eq}}{8} \left(\frac{\delta_k}{0.39} \right)^{\frac{10}{9}} l_{eq}^{-\frac{1}{9}} dx \quad (6)$$

式中, E_{eq} 为等效弹性模量; l_{eq} 为滚子有效接触长度; dx 为圆薄片厚度。

此时已知在 P 点处滚子切片与滚道之间发生接触, 要计算滚子所受的切向牵引力, 还需获得滚道接触区域中心与滚子接触中心二者的相对滑动速度和相对位置矢量。首先需要在接触点 P 处建立接触坐标系 $O_cX_cY_cZ_c$, 各坐标轴方向和切片方位坐标系各坐标轴方向一致, 坐标原点位于 P 点。假设滚子和滚道接触变形量相等, 则滚子定体坐标系中, 接触点 P 到滚子中心的位置矢量 $\mathbf{r}_{pb}^b$ 为

$$\mathbf{r}_{pb}^b = \begin{bmatrix} (-0.5 + \frac{k-0.5}{m})l & -0.5(D - \delta_k) \sin \varphi & 0.5(D - \delta_k) \cos \varphi \end{bmatrix}^T \quad (7)$$

已知套圈在惯性坐标系下的平移速度为 $\mathbf{v}_r^i$, 旋转速度为 $\boldsymbol{\omega}_r^r$, 滚子在惯性坐标系下平移速度为 $\mathbf{v}_b^i$, 自转转速为 $\boldsymbol{\omega}_b^b$ 。在接触坐标系中, 滚子切片接触点 P 处速度 $\mathbf{v}_b^c$ 为

$$\mathbf{v}_b^c = \mathbf{T}_{bc}(\boldsymbol{\omega}_b^b \times \mathbf{r}_{pb}^b + \mathbf{T}_{ib} \mathbf{v}_b^i) \quad (8)$$

式中, $\mathbf{T}_{ib}$ 为惯性坐标系到滚子定体坐标系的变换矩阵; $\mathbf{T}_{bc}$ 为滚子定体坐标系到接触坐标系的变换矩阵, 均可利用已知条件通过坐标变换获得。

套圈上的接触点 P 在接触坐标系下的线速度 $\mathbf{v}_r^c$ 为

$$\mathbf{v}_r^c = \mathbf{T}_{ac}(\mathbf{T}_{ias} \mathbf{v}_r^i + (\mathbf{T}_{ras} \boldsymbol{\omega}_r^r) \times (\mathbf{T}_{ras} \mathbf{r}_{br}^r + \mathbf{T}_{bas} \mathbf{r}_{pb}^b)) \quad (9)$$

式中, $\mathbf{T}_{ac}$ 为切片方位坐标系到接触坐标系的变换矩阵; $\mathbf{T}_{ias}$ 为惯性坐标系到切片方位坐标系的变换矩阵; $\mathbf{T}_{bas}$ 为滚子定体坐标系到切片方位坐标系的变换矩阵, 均可利用已知条件通过坐标变换获得。

由此可得, 套圈上 P 点相对于滚子切片上 P 点的滑动速度 $\mathbf{v}_{rb}^c(v_{rb1}^c, v_{rb2}^c, v_{rb3}^c)$ 为

$$\mathbf{v}_{rb}^c = \mathbf{v}_r^c - \mathbf{v}_b^c \quad (10)$$

相对滑动速度确定后, 代入到式 (11), GUPTA 润滑牵引模型[22], 计算得到润滑牵引系数

$$\mu = (A + Bu) \exp(-Cu) + D \quad (11)$$

式中, μ 为润滑牵引系数; A , B , C , D 为润滑剂系数, u 为相对滑动速度, 表达式为

$$u = \sqrt{(v_{rb1}^c)^2 + (v_{rb2}^c)^2} \quad (12)$$

获得牵引系数后, 可得接触坐标系下, 作用在滚动体切片上的力矢量为

$$\mathbf{F}_{rbk}^c = \begin{pmatrix} \mu \frac{v_{rb1}^c}{u} F_{bnk} & \mu \frac{v_{rb2}^c}{u} F_{bnk} & F_{bnk} \end{pmatrix} \quad (13)$$

进而可得滚子定体坐标系中, 切片所受力矩矢量为

$$\mathbf{M}_{rbk}^b = \mathbf{r}_{pb}^b \times (\mathbf{T}_{ib} \mathbf{T}_{ias}^{-1} \mathbf{T}_{ac}^{-1} \mathbf{F}_{rbk}^c) \quad (14)$$

则滚道作用在滚动体上的合力与合力矩为

$$\begin{cases} \mathbf{F}_{rb}^c = \sum_{k=1}^m \mathbf{F}_{rbk}^c \\ \mathbf{M}_{rb}^b = \sum_{k=1}^m \mathbf{M}_{rbk}^b \end{cases} \quad (15)$$

根据作用力与反作用力原理, 可以求得滚动体作用在轴承滚道上的力和力矩矢量。

1.1.2 滚子与保持架的相互作用

滚子和保持架兜孔之间存在间隙, 运动中会发生碰撞, 在高速情况下尤为频繁。为了分析滚子和保持架的相互作用, 还需在上一节的基础上, 建立如图2所示的保持架定体坐标系 $O_{ca}X_{ca}Y_{ca}Z_{ca}$ 和兜孔坐标系 $O_{cp}X_{cp}Y_{cp}Z_{cp}$ 。图中, 保持架定体坐标系原点 O_{ca} 和保持架中心重合, 初始状态下三个坐标轴方向均与惯性坐标系一致。兜孔坐标系固定在每个兜孔, 其原点 O_{cp} 位于兜孔中心, X_{cp} 轴与兜孔壁垂直, Z_{cp} 轴位于保持架径向方向, 其指向向外。

图2 滚动体与保持架间相互作用

图中矢量 $\mathbf{r}_b$ 和 $\mathbf{r}_{ca}$ 分别是惯性坐标系下滚子中心和保持架中心的位置矢量, 根据矢量关系, 可以得到滚子中心相对保持架中心的位置矢量 $\mathbf{r}_{bca}$ 。图中 $\mathbf{r}_{cp}$ 代表保持架定体坐标系中, 保持架兜孔中心相对保持架中心的位置矢量, 考虑到滚子存在倾斜(绕 Z_b 轴的旋转), 滚子与保持架兜孔前壁接触时也是部分接触, 因此依然需要采用切片法, 接触点设为点 g , 求解流程与上一节相同, 通过一系列矢量和、差运算之后, 得到兜孔坐标系下, 滚子切片上接触

点 g 相对保持架兜孔的位置矢量 $\mathbf{r}_{pg}^c (r_{pg1}^c, r_{pg2}^c, r_{pg3}^c)$ (上标 cp 代表保持架兜孔坐标系)。因为不考虑滚子轴向运动, 所以滚子只与保持架前壁发生碰撞, 则滚子和保持架之间的趋近量为

$$\delta_{bc} = r_{pg2}^c - \frac{l_c}{2} \quad (16)$$

式中, r_{pg2}^c 为矢量 $\mathbf{r}_{pg}^c$ 沿 Y_{cp} 轴的分量; l_c 为保持架兜孔径向方向的长度。

当 $\delta_{bc} > 0$ 时即滚子和保持架之间发生变形, 可以利用赫兹接触理论求得接触载荷, 然后按照与上面滚子与滚道相互作用类似的处理方法, 最终求得滚子与保持架的相互作用力和力矩。

1.1.3 保持架与引导套圈的相互作用

这里以保持架外圈引导方式为例进行讨论, 内圈引导与此类似。考虑到实际保持架存在非常小的倾角, 所以接触区域的宽度定为套圈引导宽度的一半, 保持架与引导套圈的相互作用如图3所示。

图3 保持架与引导套圈间相互作用

图中, 套圈定体坐标系下, 保持架中心相对引导套圈中心的位置矢量是 $\mathbf{r}_{car}^r$, 保持架边缘上任意一点 P 相对于保持架中心位置矢量为 $\mathbf{r}_{pca}^r$ (上标 r 代表套圈定体坐标系), 则在套圈定体坐标系中, 保持架边缘上任意一点 P 相对于引导套圈位置矢量 $\mathbf{r}_{pr}^r (r_{pr1}^r, r_{pr2}^r, r_{pr3}^r)$ 为

$$\mathbf{r}_{pr}^r = \mathbf{r}_{car}^r + \mathbf{r}_{pca}^r \quad (17)$$

设套圈引导半径为 R_{cg} , 此时保持架边缘和引导套圈之间间隙为

$$\delta_{pcar} = \sqrt{(r_{pr2}^r)^2 + (r_{pr3}^r)^2} - R_{cg} \quad (18)$$

式中, 下标 2 和 3 为矢量 $\mathbf{r}_{pr}^r$ 沿坐标轴 Y_r 和 Z_r 方向的分量。

当 $\delta_{pcar} > 0$, 则保持架和引导套圈发生接触, 然后利用赫兹接触理论可以计算出保持架与引导套

圈间的接触载荷，之后按照与上面滚子与滚道相互作用类似的处理方法，可以求得保持架与引导套圈间的作用力和作用力矩。

1.2 动力学方程及模型仿真流程

1.2.1 动力学方程

轴承元件的运动一般可以分为平动和绕质心的转动，为了方便，不同元件的动力学方程根据其运动特点可以在不同坐标系中描述。忽略滚子轴向运动，滚子的平动运动在惯性柱坐标系下描述为

$$\begin{cases} m_b \ddot{r}_b - m_b r_b \dot{\theta}_b^2 = F_r \\ m_b r_b \ddot{\theta}_b + 2m_b r_b \dot{\theta}_b = F_\theta \end{cases} \quad (19)$$

式中， m_b 为滚子质量； r_b 为滚子半径； F_r 与 F_θ 为滚动体所受合力在惯性柱坐标系下的径向和轴向分力。

忽略轴向运动，内、外圈和保持架的平动运动在惯性直角坐标系下描述为

$$\begin{cases} m \ddot{y} = F_y \\ m \ddot{z} = F_z \end{cases} \quad (20)$$

式中， F_y 和 F_z 分别为内、外圈或保持架所受合力在 y 和 z 方向的分力； m 为内、外圈或保持架的质量。

为了研究故障振动响应规律，这里通过在轴承外圈添加两个平动自由度来模拟实际测试中加速度传感器的测量，如图 4 所示。

图 4 轴承外圈模型

此时，轴承外圈的动力学方程为

$$\begin{cases} m_h \ddot{y}_h + c_y \dot{y}_h + k_y y_h = F_{hy} \\ m_h \ddot{z}_h + c_z \dot{z}_h + k_z z_h = F_{hz} \end{cases} \quad (21)$$

式中， F_{hy} 和 F_{hz} 分别为作用在轴承外圈的水平 and 竖直方向的载荷； m_h 为外圈质量； $\ddot{y}_h$ ， $\ddot{z}_h$ 分别为外圈在惯性坐标系 Y_i 轴和 Z_i 轴方向加速度； $\dot{y}_h$ ， $\dot{z}_h$ 分别为轴承外圈在相应方向的速度； y_h ， z_h 分别为外圈在相应方向的位移； c_y ， c_z 分别为在 y 和 z 方向的阻尼系数； k_y ， k_z 分别为在 y 和 z 方向的刚度系数。

对于任何部件的转动可以用欧拉方程描述

$$\begin{cases} I_x \dot{\omega}_1 - (I_y - I_z) \omega_2 \omega_3 = M_1 \\ I_y \dot{\omega}_2 - (I_z - I_x) \omega_3 \omega_1 = M_2 \\ I_z \dot{\omega}_3 - (I_x - I_y) \omega_1 \omega_2 = M_3 \end{cases} \quad (22)$$

式中， I_x 、 I_y 、 I_z 为滚动体在坐标轴三个方向的转动惯量； M_1 、 M_2 、 M_3 分别为滚子所受合力矩在滚子定体坐标系各坐标轴的分量。

1.2.2 动力学模型仿真分析流程

本文所建立的圆柱滚子轴承动力学模型仿真分析流程如图 5 所示。首先给定轴承几何参数、材料属性、运行工况、润滑参数等基本参数并将其作为模型输入，根据这些参数计算各个轴承元件的初始位置和速度作为动力学方程初值，然后通过第 1.1 节所描述的方法对各个轴承元件间的相对位置和相对速度进行计算，进而确定各元件所受总的作用力与作用力矩，之后代入各轴承元件的动力学方程，获得各部件的速度和加速度，利用变步长四阶龙格库塔法进行数值积分，得到所有部件下一时刻的位移和速度，迭代循环，直至达到设定的仿真时间，最终获得要分析的仿真结果。

图 5 仿真分析流程图

1.3 模型验证

为了确保所建模型的正确性,下面进行相应的试验测试,并将试验结果与模型仿真结果进行对比,来验证模型。相比于简化模型,基于 GUPTA 建模方法的复杂动力学模型考虑了滚动体打滑和保持架碰撞等问题,可以模拟保持架的瞬态运动,因而这里通过测量保持架转速来实现模型验证。试验系统的构成如图 6 所示,主要包括转轴、轴承座、转速控制器、AVANT MI-7008 亿恒数据采集仪、笔记本电脑等。转轴长 147 mm,质量约为 3.6 kg,轴两端用两个 NJ202 圆柱滚子轴承作为支承,并分别安装在轴承座 1 和轴承座 2 内。在轴承端面保持架处以及转子编码盘处安装灵敏度为 7 870 mV/mm 的电涡流位移传感器来测量保持架和轴的实际转速。以保持架转速测量为例,其瞬时转速的测量流程如图 7 所示。当保持架旋转一周,利用位移传感器采集到一系列脉冲序列,然后对其做快速傅里叶变换(Fast Fourier transform, FFT),频谱中最突出的频率成分即为保持架平均转频与滚动体个数的乘积,用带通滤波器从原始信号中将该频率成分滤出,之后对滤出成分希尔伯特变换求得瞬时相位,对瞬时相位进一步求导即可得到保持架的瞬时转速,按同样的方法可以获得轴的瞬时转速。

图6 保持架和轴转速测量试验系统

图7 保持架瞬时转速测量流程图

得保持架和转轴的瞬时转速后,对其求平均值即可得到保持架和轴的实际转速 ω_c' 和 ω_i 。而根据轴承运动学关系可知,基于纯滚动假设推导得到的保持架理论转速 ω_c 的计算式如式(23)所示。所用轴承为 HRB 的 NJ202EM 轴承,参数见表 1。润滑剂参数 A 为 -0.04, B 为 0.047 9, C 为 0.858 9, D 为 0.04, 后续所有仿真均使用该参数。根据试验测得的转轴转速再结合轴承几何参数,代入式(23),即可获得保持架理论转速

表1 HRB NJ202EM 轴承参数

参数	数值
内滚道半径/mm	9.63
外滚道半径/mm	15.13
滚子个数	10
滚子直径/mm	5.5
轴承节径/mm	24.76

$$\omega_c = \frac{1}{2} \times \omega_i \times \left(1 - \frac{d}{D}\right) \quad (23)$$

式中, d 为滚动体直径; D 为轴承节径。

开启电机后,设置转轴转速从 600 r/min 一直到 4 200 r/min, 每间隔 600 r/min 进行一组试验,对保持架和转轴位移信号进行采集,采频为 20 480 Hz。完成试验后,按图 7 对信号进行处理,对 7 组不同转速下试验得到的保持架瞬时转速与仿真得到的稳定阶段转速取平均值,再与转轴平均转速相比获得量纲一保持架转速(保持架转速与转轴转速比值),绘于图 8 中。从图中可以看到,仿真结果与试验结果总体上比较接近,趋势也基本一致,个别地方偏差较大,出现偏差的原因主要是动力学模型参数与实际参数存在偏差,并且保持架转速实际测量过程也存在误差,但整体上还是证明了轴承动力学模型的正确性。

图8 不同转速下量纲一保持架转速仿真和试验结果

2 中介轴承故障建模

2.1 磨损故障建模

摩擦副的存在导致轴承使用过程会出现磨损,积累到一定程度后,轴承就会失效。而磨损失效的主要表现为轴承元件表面磨损,元件间的间隙也越来越大。针对磨损故障的主要表现,从两方面着手建模。一方面是轴承表面形貌,参考相关文献[23]可知,工程中轴承表面粗糙峰都是随机分布的,因此用随机数 δ_r 模拟不同位置处表面形貌,磨损区域所

对应圆心角为 θ_w ，滚动体进入该区域时，在模型中计算滚动体和滚道趋近量 δ_k 时，将随机数 δ_r 引入，得到考虑滚道表面形貌后的滚动体与滚道趋近量 δ_{kr} 为

$$\delta_{kr} = \delta_k + \delta_r \quad (24)$$

另一方面，通过直接改变径向间隙来模拟轴承不同程度磨损。

2.2 局部损伤故障建模

2.2.1 额外间隙

图 9 为滚子与滚道损伤相互作用示意图，损伤宽度为 w_d ，深度为 h_d ， θ_e 为滚道损伤区域所对应圆心角的一半，其大小由 w_d 决定。 θ_b 为滚动体公转所转过的圆心角， θ_d 为损伤中心所转过的圆心角，而要确定滚子是否进入损伤区域，需要计算损伤和滚动体质心所对应的圆心角 θ_{bd} ，由于外圈固定，内圈旋转，因此，外圈和内圈损伤的 θ_{bd} 分别表示为

$$\theta_{bd} = \text{mod}(\theta_b, 2\pi) - \text{mod}(\theta_d, 2\pi) \quad (25)$$

那么当滚动体未进入损伤区域时，滚动体和滚道的趋近量按第 1 节计算为 δ_k ，若滚动体进入损伤区域，则滚子和滚道趋近量需考虑损伤所带来的额外间隙 h_d ，由此，可得总的趋近量 δ 计算式为

$$\delta = \begin{cases} \delta_k - h_d & |\theta_{bd}| < \theta_e \\ \delta_k & \text{其他} \end{cases} \quad (26)$$

获得趋近量后，接触载荷仍然按照第 1 节利用赫兹接触载荷公式进行计算。

图 9 滚子与滚道损伤相互作用关系示意图

2.2.2 接触载荷作用方向的改变

接触载荷作用方向的改变如图 10 所示。图中接触点为 P 点，按正常轴承模型，通过第 1 节的计算得到的接触载荷方向过 P 点指向外滚道曲率中心，并且在接触坐标系 $O_c X_c Y_c Z_c$ 下描述。但引入损伤后，此时接触载荷 F_d 过 P 点指向滚子质心。为了方便描述，这里在接触点 P 处建立损伤接触

坐标系 $O_{dc} X_{dc} Y_{dc} Z_{dc}$ ，其坐标系原点位于点 P ， Z_{dc} 轴沿接触载荷指向其相反方向， Y_{dc} 轴与接触坐标系的 $Y_c Z_c$ 共平面， X_{dc} 轴通过右手定则确定。因此可得接触载荷 Q^{dc} (上标 dc 代表损伤接触坐标系) 的表达式为

$$Q^{dc} = \{0 \quad 0 \quad F_d\}^T \quad (27)$$

图 10 接触载荷作用方向的改变

为了将损伤的数学表达引入到轴承动力学模型，需要将 Q^{dc} 从损伤接触坐标系 $O_{dc} X_{dc} Y_{dc} Z_{dc}$ 中变换到正常轴承接触坐标系 $O_c X_c Y_c Z_c$ ，因此需要获得损伤接触坐标系与接触坐标系的变换矩阵 T_{dcc} ，而变换矩阵的获得只需求得 Z_{dc} 轴与 Z_c 轴的夹角 ϕ ，滚动体半径和外滚道曲率半径均为已知条件，根据几何关系很容易确定该角度，这样滚道损伤所带来的接触载荷作用方向改变的问题就迎刃而解了。

为了对故障轴承进行振动响应分析，必须要将故障模型引入到正常轴承动力学模型中，建立中介轴承故障动力学模型，建模方法如图 11 所示。

图 11 故障动力学模型建模方法

首先给定轴承元件和故障参数,包括轴承结构和工况参数、磨损故障随机数 δ_r 的范围以及在滚道表面分布范围,局部损伤初始位置及尺寸等,然后判断各轴承元件间相对位置和速度以及与故障区域的相对位置,据此判断轴承元件是否进入故障区域,若进入,则按第2节方法计算轴承元件与故障之间的接触载荷,若未进入,则按正常轴承模型对各轴承元件间的接触载荷进行计算,最后都按第1节正常轴承动力学模型进行后续计算以及动力学分析,直到仿真结束。

3 中介轴承故障振动响应分析

以 SKF 的 NJ205ECM 圆柱滚子轴承为例进行仿真,轴承参数见表2所示,针对内圈接低压转子,外圈接高压转子反向旋转的中介轴承,本节设置内圈转速为 6 000 r/min,外圈转速为 18 000 r/min,内外圈反向旋转,径向载荷为 500 N,利用所建轴承故障动力学模型对磨损故障以及局部损伤和磨损复合故障振动响应进行仿真分析。

表 2 SKF NJ205ECM 轴承参数

参数	数值
内滚道半径/mm	15.75
外滚道半径/mm	23.21
滚子个数	13
滚子直径/mm	7.46
轴承节径/mm	38.96

3.1 中介轴承磨损故障振动响应分析

设置磨损区域为外滚道表面,用 $-0.05 \sim 0.05 \mu\text{m}$ 范围内的随机数 δ_r 模拟滚道不同位置处表面形貌,对 1 和 50 μm 这两种间隙下轴承外圈竖直方向振动响应进行仿真分析,结果如下。

从图 12 加速度振动响应时域图中可以看到,间隙增大,磨损加剧,加速度振动响应幅值增加,并且振动幅值的变化表现为明显的随机性。根据图 13 包络谱结果可知,大间隙情况下频率幅值较大,并且在间隙较大情况下(如图 13b)还出现了保持架转频(140 Hz)和一些未知的频率成分(360 Hz 及倍频如 1 080 Hz、1 800 Hz、2 880 Hz 等)。

3.2 中介轴承磨损与局部损伤复合故障振动响应分析

仿真轴承依然使用 SKF NJ205 圆柱滚子轴承,工况同样为内圈转速 6 000 r/min,外圈转速 18 000 r/min 反向旋转,径向载荷 500 N,以外滚道局部损伤为

图 12 不同间隙下加速度振动响应时域图

图 13 不同间隙下振动加速度响应包络图

例进行分析,其损伤宽度和深度均为 0.2 mm,磨损故障参数与第 3.1 节一致,对 1 μm 和 50 μm 两种间隙下外滚道损伤振动响应进行分析。

图 14 为不同间隙下轴承振动响应时域图,图 14a 间隙 1 μm 时,时域图中有明显的故障冲击,并且可

以清晰地分清承载区和非承载区, 故障冲击的周期性也很明显。相比之下, 间隙为 $50\ \mu\text{m}$ 的图 14b 中, 有故障冲击, 但噪声成分明显增多, 并且幅值较大, 可见间隙增大的情况下故障特征的规律性减弱, 周期性冲击变得不明显。

图 14 不同间隙下振动加速度响应时域图

图 15 为不同间隙下振动响应包络谱, 图 15a 为间隙 $1\ \mu\text{m}$ 时的包络谱, 图中频率成分很干净, 故障特征频率 f_{bpfo} ($2\ 100\ \text{Hz}$) 突出, 该频率与理论计算值一致, 有效说明模型的正确性。在故障特征频率两侧以转频 $2f_o$ ($600\ \text{Hz}$) 为间隔的边频带也很明显, 并且故障特征频率二倍频 $2f_{bpfo}$ ($4\ 200\ \text{Hz}$) 幅值要大于一倍频, 同时还出现很多转频的高倍频像 $3\ 600\ \text{Hz}$ 、 $4\ 800\ \text{Hz}$ 等。相比之下, 图 15b 间隙为 $50\ \mu\text{m}$ 时, 故障特征频率一倍频大于二倍频, 并且频率成分更加复杂, 出现了很多未知成分, 可见磨损故障对轴承局部损伤故障特征有很大影响。

上文所述故障特征频率计算公式如下所示

$$f_{bpfo} = 0.5z(f_o \pm f_i) \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (28)$$

式中, f_{bpfo} 为中介轴承外圈损伤故障特征频率; f_o 为内圈转频; f_i 为内圈转频; d, D 分别为滚子直径和轴承节径; α 为轴承接触角; 式中的正负号与中介轴承内外圈相对转动方向有关, 内圈和外圈为反向旋转时, 取正号, 同向旋转时则取负号。

图 15 不同间隙下振动加速度响应包络图

4 结论

本文以航空发动机中介轴承为研究对象, 基于 GUPTA 复杂动力学建模方法, 考虑外圈的运动, 建立了中介轴承动力学模型, 通过试验验证了模型的正确性。在此基础上, 针对磨损故障, 考虑外滚道表面形貌和轴承间隙的变化, 建立了中介轴承磨损故障动力学模型; 针对剥落等局部损伤故障, 考虑轴承元件通过损伤区域时趋近量和接触载荷方向的改变, 建立了中介轴承局部损伤故障动力学模型。利用所建故障动力学模型对不同间隙下中介轴承磨损故障以及磨损与局部损伤复合故障的外圈垂直方向加速度振动响应进行研究。

(1) 出现磨损故障后, 轴承振动响应时域信号体现随机性, 波形无规律可循, 随着间隙的增大, 振动幅值也随之增加, 包络谱中, 间隙增大, 频率成分增多, 出现了一些较为突出的未知频率成分, 随机成分所占比重也逐渐增加。

(2) 对于局部损伤和磨损的复合故障, 分析可知, 间隙增大, 磨损加剧, 时域图中噪声成分增加, 冲击不明显, 包络谱中随机成分增加, 对轴承故障特征造成干扰。

参 考 文 献

- [1] 陈光. 航空燃气涡轮发动机结构[D]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2010.

- CHEN Guang. Aeronautical gas turbine engine structure[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 2010.
- [2] 陈光. 航空发动机轴承的滑蹭损伤与防止措施[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2004, 17(3): 58-62.
- CHEN guang. Aero-engine bearings skidding damage and preventive measures[J]. Gas Turbine Experimentand Research, 2004, 17(3): 58-62.
- [3] PATIL M S, MATHEW J, RAJENDRAKUMAR P K, et al. A theoretical model to predict the effect of localized defect on vibrations associated with ball bearing[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2010, 52(9): 1193-1201.
- [4] AHMADI A M, PETERSEN D, HOWARD C. A nonlinear dynamic vibration model of defective bearings - The importance of modelling the finite size of rolling elements[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2015, 52-53(1): 309-326.
- [5] SHAH D S, PATEL V N. A dynamic model for vibration studies of dry and lubricated deep groove ball bearings considering local defects on races[J]. Measurement, 2019, 137: 535-555.
- [6] 张建军, 王仲生, 芦玉华, 等. 基于非线性动力学的滚动轴承故障工程建模与分析[J]. 振动与冲击, 2010, 29(11): 30-34.
- ZHANG Jianjun, WANG Zhongsheng, LU Yuhua, et al. Nonlinear dynamic modeling for localized defects in a rolling element bearing[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(11): 30-34.
- [7] 朱永生, 袁幸, 张优云, 等. 滚动轴承复合故障振动建模及 Lempel-Ziv 复杂度评价[J]. 振动与冲击, 2013, 32(16): 23-29.
- ZHU Yongsheng, YUAN Xing, ZHANG Youyun, et al. Vibration modeling of rolling bearings considering compound multi-defect and appraisal with Lempel-Ziv complexity[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(16): 23-29.
- [8] 剡昌锋, 苑浩, 王鑫, 等. 点接触弹流润滑条件下的深沟球轴承表面局部缺陷动力学建模[J]. 振动与冲击, 2016, 35(14): 61-70.
- YAN Changfeng, YUAN Hao, WANG Xin, et al. Dynamics modeling on local defect of deep groove ball bearing under point contact elasto-hydrodynamic lubrication condition[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(14): 61-70.
- [9] 崔玲丽, 张宇, 巩向阳, 等. 基于振动响应机理的轴承故障定量诊断及量化分析[J]. 北京工业大学学报, 2015, 41(11): 1681-1687.
- CUI Lingli, ZHANG Yu, GONG Xiangyang, et al. Vibration mechanism based quantitative diagnosis and quantization analysis of rolling bearing fault[J]. Journal of Beijing University of Technology, 2015, 41(11): 1681-1687.
- [10] 牛蒨楷, 曹宏瑞, 何正嘉. 考虑三维运动和相对滑动的滚动球轴承局部表面损伤动力学建模研究[J]. 机械工程学报, 2015, 51(19): 53-59.
- NIU Linkai, CAO Hongrui, HE Zhengjia. Dynamic modeling of rolling ball bearing with localized surface defects considering three dimensional motions and relative slippage[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(19): 53-59.
- [11] 牛蒨楷, 曹宏瑞, 何正嘉. 具有局部表面损伤的滚动球轴承动力学建模[J]. 振动.测试与诊断, 2014, 34(2): 356-360.
- NIU Linkai, CAO Hongrui, HE Zhengjia. Dynamic modeling on localized defect of rolling ball bearings[J]. Journal of Vibration, Measurement and Diagnosis, 2014, 34(2): 356-360.
- [12] 牛蒨楷, 曹宏瑞, 何正嘉. 滚动球轴承损伤故障动力学建模与仿真[J]. 中国科技论文, 2014, 9(8): 902-907.
- NIU Linkai, CAO Hongrui, HE Zhengjia. Dynamic modeling and simulation of rolling ball bearings with localized surface defects[J]. China Sciencepaper, 2014, 9(8): 902-907.
- [13] NIU L, CAO H, HE Z, et al. An investigation on the occurrence of stable cage whirl motions in ball bearings based on dynamic simulations[J]. Tribology International, 2016, 103: 12-24.
- [14] NIU L, CAO H, HE Z, et al. A systematic study of ball passing frequencies based on dynamic modeling of rolling ball bearings with localized surface defects[J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 357: 207-232.
- [15] CAO H, NIU L, HE Z, et al. Dynamic modeling and vibration response simulation for high speed rolling ball bearings with localized surface defects in raceways[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering-Transactions of the ASME, 2014, 136(4): 152-161.
- [16] CAO H, NIU L, XI S, et al. Mechanical model development of rolling bearing-rotor systems: A review[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 102: 37-58.

- [17] 徐可君, 董芳华, 秦海勤. 有局部缺陷的滚动体中介轴承动力学建模及仿真研究[J]. 振动与冲击, 2016, 35(2): 104-109.
- XU Kejun, DONG Fanghua, QIN Haiqin. Dynamics modeling and simulation on intershaft bearing with local defect rolling element[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(2): 104-109.
- [18] 徐可君, 董芳华, 秦海勤. 内圈带缺陷中介轴承的动力学建模与振动响应分析[J]. 海军航空工程学院学报, 2015, 30(1): 36-42.
- XU Kejun, DONG Fanghua, QIN Haiqin. Dynamics model and vibration response analysis of defect inner ring of intershaft bearing[J]. Journal of Naval Aeronautical and Astronautical University, 2015, 30(1): 36-42.
- [19] 田晶, 王志, 张凤玲, 等. 中介轴承外圈故障动力学建模及仿真分析[J]. 推进技术, 2018, 40(3): 1-7.
- TIAN Jing, WANG Zhi, ZHANG Fengling, et al. Dynamic modeling and simulation analysis on outer race fault of intershaft bearing[J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 40(3): 1-7.
- [20] REHAB I, TIAN X, ZHANG R, et al. A study of the diagnostic amplitude of rolling bearing under increasing radial clearance using modulation signal bispectrum[C]// COMADEM 2016, 2016, Xi'an.
- [21] 刘秀海. 高速滚动轴承动力学分析模型与保持架动态性能研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2011.
- LIU Xiuhai. Dynamics analysis model of high-speed rolling bearing and dynamic performance of cages[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2011.
- [22] GUPTA P K. Dynamics of rolling-element bearings—Part I: Cylindrical roller bearing analysis[J]. Journal of Tribology, 1979, 101(3): 311.
- [23] 杨伟, 樊文欣, 金峰, 等. 滑动轴承外径面表面粗糙度的数值模拟与分析[J]. 轴承, 2011(5): 30-33.
- YANG Wei, FAN Wenxin, JIN Feng, et al. Numerical simulation and analysis on outer diameter surface roughness of bush bearings[J]. Bearing, 2011(5): 30-33.
-
- 作者简介: 曹宏瑞(通信作者), 男, 1982 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为航空发动机转子系统动力学分析与故障诊断。
E-mail: chr@mail.xjtu.edu.cn
- 景新, 男, 1994 年出生, 硕士研究生。主要研究方向为轴承故障动力学。
E-mail: xnjingxin@163.com
- 苏帅鸣, 男, 1996 年出生, 硕士研究生。主要研究方向为基于数字孪生的滚动轴承故障诊断与寿命预测。
E-mail: susm1996@stu.xjtu.edu.cn
- 陈雪峰, 男, 1975 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为机械动态分析与监测诊断。
E-mail: chenxf@mail.xjtu.edu.cn