

DOI: 10.3901/JME.2021.19.138

# 含轴承间隙的转子非对称支承等效力学特性模拟分析方法<sup>\*</sup>

冯 坤<sup>1,2</sup> 王旌硕<sup>1</sup> 左彦飞<sup>1</sup> 江志农<sup>1,2</sup>

- (1. 北京化工大学发动机健康监控及网络化教育部重点实验室 北京 100029;  
2. 北京化工大学高端机械装备健康监控与自愈化北京市重点实验室 北京 100029)

**摘要:** 轴承间隙与支承非对称广泛存在于旋转机械系统中,是转子振动跳跃、偏移、反进动等复杂振动特性产生的主要影响因素。工程中对两者耦合影响下的复杂振动机理阐释不清,相关的等效力学模拟方法也各有局限。为此提出一种含轴承间隙的非对称支承结构等效力学特性模拟分析方法。通过支承结构的周向分解,解决了现有等效力学模拟方法难以同时模拟轴承间隙与支承非对称的问题。通过对典型发动机转子系统的分析对所提方法有效性进行了验证。结果显示轴承间隙与支承非对称共存时,系统会同时表现频率分离,振动跳跃与偏移现象,并且轴承间隙与支承非对称的影响相互耦合。所提模拟方法为工程中此类复杂振动问题产生机理的深入分析奠定了基础。

**关键词:** 支承非对称; 轴承间隙; 转子系统; 非线性

**中图分类号:** V231.96

## Simulation Analysis Method for Equivalent Mechanical Characteristics of Rotor Asymmetric Supports with Bearing Clearance

FENG Kun<sup>1,2</sup> WANG Jingshuo<sup>1</sup> ZUO Yanfei<sup>1</sup> JIANG Zhinong<sup>1,2</sup>

- (1. Key Lab of Engine Health Monitoring-Control and Networking of Ministry of Education, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029;  
2. Beijing Key Laboratory of High-end Mechanical Equipment Health Monitoring and Self-Recovery, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029)

**Abstract:** The asymmetry of bearing clearance and bearing support exists widely in rotating systems. They are the main influence factors of complex vibration characteristics such as rotor vibration jumping, deviation and backward whirling. In engineering, the complex vibration under their coupling influence is not clear, and the relevant equivalent simulation methods are also imperfect. Therefore, a simulation method for equivalent mechanical properties of asymmetric support structures with bearing clearance is proposed. The problem of the existing method, which is difficult to simulate the asymmetry of bearing clearance and support simultaneously, is solved by the circumferential decomposition of the support structure. The effectiveness of the proposed method was verified by the analysis of a typical engine rotor system. The results showed that when the bearing clearance and the support coexist asymmetrically, frequency separation, vibration jumping and deviation appeared, and the influences of bearing clearance and the support were coupled to each other. The proposed simulation method lays a foundation for the in-depth analysis of the mechanism of such complex vibration problems in engineering.

**Key words:** support asymmetry; bearing clearance; rotor system; nonlinear

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金青年科学基金资助项目(51905025)。20201013 收到初稿, 20210118 收到修改稿

## 0 前言

轴承滚子-滚道结构产生的非线性因素,如轴承的径向游隙<sup>[1-3]</sup>,轴承滚道的局部缺陷<sup>[4-7]</sup>,轴承滚道加工误差造成的波纹度<sup>[8]</sup>等都能引起转子的特殊非线性响应。其中较普遍的轴承游隙会造成转子系统响应峰的跳跃与偏移现象<sup>[9-10]</sup>。目前考虑轴承间隙的等效力学模拟方式主要是依据赫兹应力公式建立的轴承模型<sup>[9]</sup>。通过设置支承接触条件形成零刚度区域实现对轴承间隙力学特性的模拟。

另一方面,旋转机械的支承刚度在垂直与水平方向普遍不同,即支承非对称普遍存在。其成因有二:一是支承结构存在非对称,二是支承结构的约束存在非对称。例如图 1 所示的常见透平机械的安装节-机匣-支板支承结构简图,其中支板由于内部结构功能需求,结构无法完全对称,安装节左右对置也使垂直与水平方向约束非对称。研究表明支承非对称对转子系统的临界转速、不平衡响应、进动轨迹都有较大影响<sup>[11-14]</sup>。目前对于支承非对称的力学特性模拟,通常是使用不同方向刚度各异的正交刚度模型<sup>[15]</sup>。

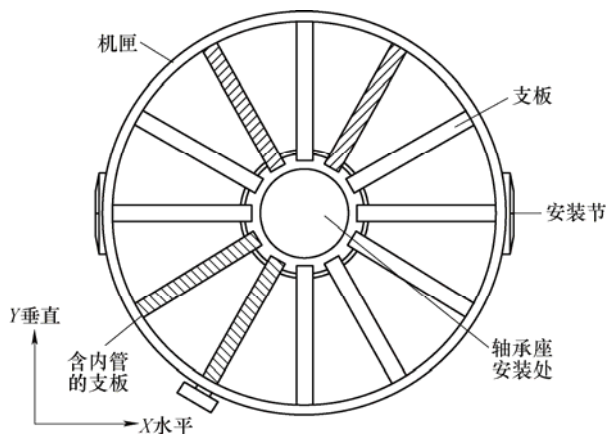


图 1 安装节-机匣-支板支承结构简图

在实际工程中,轴承间隙与支承非对称常同时存在,特别对于燃气涡轮发动机等机匣结构非对称性显著、工况多变、装配关系复杂的动力机械,受支承非对称特性和轴承间隙不确定性的耦合影响更加显著<sup>[16]</sup>。而在实际工程中燃气涡轮发动机也存在稳定工况下振动突变等用现有轴承间隙及支承的动力学模拟方法难于阐释的特殊振动问题,给燃气涡轮发动机的结构设计、振动故障监测诊断和振动控制带来很大挑战。

为此提出一种同时模拟轴承间隙和非对称支承

结构的等效力学特性模拟分析方法。建立了与非对称支承正交刚度模型等效的周向离散刚度模型,并通过设置支承接触条件引入间隙,实现了轴承间隙与支承非对称特性共存时,对支承结构的力学等效模拟。以典型发动机高压转子系统为例分析了轴承间隙与支承非对称共存时系统的响应情况,证明了模拟方法的有效性。

## 1 含轴承间隙的非对称支承模拟方法

### 1.1 现有建模方法的局限性

仅模拟支承非对称特性或轴承间隙特性的等效力学模拟方法均较为成熟<sup>[9, 15]</sup>。以转子平衡位置为原点,水平方向为  $X$  轴,垂直方向为  $Y$  轴建立固定坐标系。当转子支承节点位于  $(x, y)$  时。现有非对称支承特性的模拟方法是如式(1)的正交刚度模型<sup>[12]</sup>

$$\begin{cases} F_x = k_x x \\ F_y = k_y y \end{cases} \quad (1)$$

式中,  $F_x$ ,  $F_y$  为轴承支撑反力;  $k_x$ ,  $k_y$  为支承在  $X$ 、 $Y$  方向的刚度。

其非对称程度由非对称度  $\eta$  定义

$$\eta = \frac{|k_x - k_y|}{k_x + k_y} \quad (2)$$

但现有有限元分析软件的非线性功能多是一维的,例如 ANSYS 中的 COMBIN39、COMBIN40 等单元, ADINA 中的非线性刚度设置 (Nonlinear-elastic), Abaqus 中的非线性轴向弹簧 (springA) 等。通过这些功能定义广义力-变形曲线形成如图 2 所示的一维含间隙弹簧单元,在用于式(1)时,所得模型的零刚度区域将如图 3 所示成正方形,无法模拟轴承间隙在转子周向的分布情况。

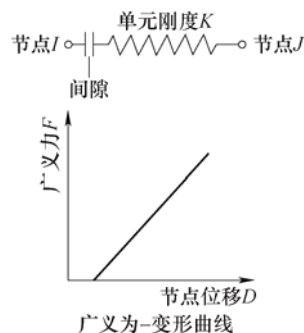


图 2 一维含间隙弹簧单元

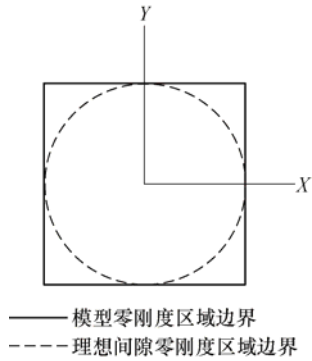


图3 零刚度区域

现有轴承间隙特性的常用模拟方法,是通过赫兹接触应力公式建立的如式(3)的轴承模型<sup>[9]</sup>

$$\begin{cases} F_x = k_n \sum_{j=1}^{N_b} u_{\theta_j}^{\xi} H(u_{\theta_j}) \cos \theta_j \\ F_y = k_n \sum_{j=1}^{N_b} u_{\theta_j}^{\xi} H(u_{\theta_j}) \sin \theta_j \end{cases} \quad (3)$$

式中,  $k_n$  为滚动体与轴承套圈的赫兹接触刚度;  $N_b$  为滚动体个数;  $u_{\theta_j}$  为第  $j$  个滚动体的径向弹性接触变形;  $\xi$  为赫兹应力系数, 对于球轴承是  $3/2$  对于滚子轴承是  $10/9$ ;  $\theta_j$  为第  $j$  个滚动体的转动角;  $H(\bullet)$  为亥维赛函数, 变量大于 0 时函数取 1, 变量小于 0 时函数取 0。

但由于赫兹应力公式未考虑支承非对称, 所以不能模拟支承非对称。

为克服上述两种模拟方法的局限性, 实现模型对支承结构刚度与轴承间隙在转子周向分布情况的准确描述, 提出如下解决思路:

首先借鉴有限元分割思想, 模拟非对称支承特性。将支承结构在转子周向离散为  $n$  组细分支承结构, 单独设置刚度并计算支撑反力后求和, 形成周向离散刚度支承模型, 实现对支承结构刚度周向分布的准确描述。并通过使周向离散刚度支承模型与式(1)等效, 实现对支承非对称力学特性的模拟。

在此基础上, 单独设置各细分支承结构的接触条件, 从而通过切圆法实现对支承结构间隙在转子周向分布的精确描述, 进而能实现对轴承间隙力学特性的模拟。

## 1.2 支承刚度周向等效分解

为了实现对支承结构周向刚度的精确描述, 模拟支承非对称。将支承结构在周向均匀离散为  $n$  组细分支承单元, 如图 4 所示。

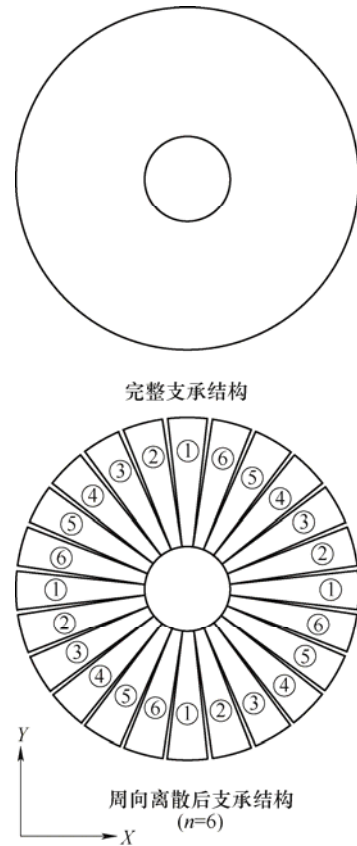


图4 支承结构的周向离散示意图

其中与  $X$ 、 $Y$  方向一致的一组刚度设为  $k_1$ 、 $k_{n+1}$ , 如图 5 所示, 记为 1 号细分支承单元组。按逆时针方向顺序标号其余细分支承单元组。则第  $i$  号细分支承单元组与 1 号细分支承单元组的夹角可表示为  $\alpha_i = \frac{\pi}{2n}(i-1)$ , 其单元刚度设为  $k_i$ 、 $k_{n+2-i}$ , 如图 6 所示。

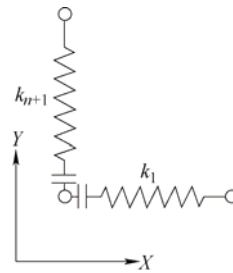
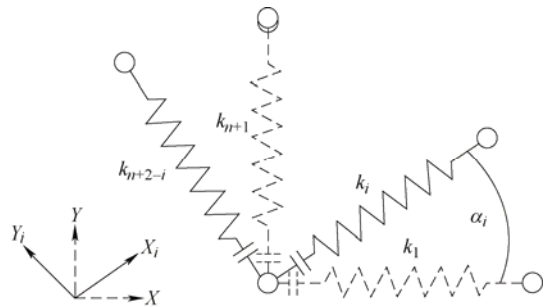


图5 1号细分支承单元组

图6 第*i*号细分支承单元组

在固定坐标系内, 第  $i$  号细分支承单元组的支撑反力  $F_i$  为

$$F_i = \begin{pmatrix} xk_i \cos^2 \alpha_i + yk_i \cos \alpha_i \sin \alpha_i + \\ xk_{n+2-i} \sin^2 \alpha_i - yk_{n+2-i} \cos \alpha_i \sin \alpha_i \\ xk_i \cos \alpha_i \sin \alpha_i + yk_i \sin^2 \alpha_i - \\ xk_{n+2-i} \sin \alpha_i \cos \alpha_i + yk_{n+2-i} \cos^2 \alpha_i \end{pmatrix} \quad (4)$$

求和  $n$  个细分支承单元组构成的支承系统提供的支撑反力, 合力  $F$  为

$$F = \sum_{i=1}^n \begin{pmatrix} xk_i \cos^2 \alpha_i + yk_i \cos \alpha_i \sin \alpha_i + \\ xk_{n+2-i} \sin^2 \alpha_i - yk_{n+2-i} \cos \alpha_i \sin \alpha_i \\ xk_i \cos \alpha_i \sin \alpha_i + yk_i \sin^2 \alpha_i - \\ xk_{n+2-i} \sin \alpha_i \cos \alpha_i + yk_{n+2-i} \cos^2 \alpha_i \end{pmatrix} \quad (5)$$

式(5)即为支承结构的周向离散刚度模型。与正交刚度模型等效的条件为式(6)对于任意  $(x, y)$  成立

$$\begin{pmatrix} xk_x \\ yk_y \end{pmatrix} = \sum_{i=1}^n F_i \quad (6)$$

假定轴承节点坐标  $(x, y)$  已知, 求解式(6)即可确定任意  $n > 2$  情况下式(5)中的  $(k_1, k_2 \cdots k_{n+1})$  (后称为离散刚度组), 实现式(5)与正交刚度模型的等效。此时式(6)在  $n > 2$  时没有公式解。需通过数值方法获取式(6)的近似解, 但数值求解式(6)存在如下两个问题:

问题一, 式(6)需对任意  $(x, y)$  成立, 因此数值求解时, 需要验证整个平面, 计算量过大。

问题二, 式(6)要求解的未知量有  $n+1$  个, 当  $n$  较大时, 数值求解的未知量过多。

针对问题一, 将式(6)转换到极坐标系中, 即将转子在空间任意位置所受支撑反力按图 7 所示转换为  $F_r$  和  $F_t$ 。其中  $F_r$  为过转子中心指向坐标原点的支撑反力,  $F_t$  为与  $F_r$  正交的支撑反力。转换后式(6)变为

$$\begin{aligned} & F_r k_x \cos^2 \theta + k_y \sin^2 \theta \\ & = \sum_{i=1}^n \left[ (k_i \sin^2 \alpha_i + k_{n+2-i} \cos^2 \alpha_i) \right. \\ & \quad \left. + (\cos^2 \alpha_i - \sin^2 \alpha_i) k_i \cos^2 \theta \right. \\ & \quad \left. + (\sin^2 \alpha_i - \cos^2 \alpha_i) k_{n+2-i} \cos^2 \theta \right] \\ & F_t = (k_y - k_x) r \cos \theta \sin \theta \\ & = \sum_{i=1}^n \left[ (\sin^2 \alpha_i - \cos^2 \alpha_i) k_i \right. \\ & \quad \left. + (\cos^2 \alpha_i - \sin^2 \alpha_i) k_{n+2-i} \right] \cos \theta \sin \theta \end{aligned} \quad (7)$$

式(7)仅需对  $\theta \in (0, 2\pi)$  成立, 极大减少了验证计算的计算量。

针对问题二, 通过换元法进行未知量缩减。由于离散刚度组  $(k_1, k_2 \cdots k_{n+1})$  在物理意义上是对连续

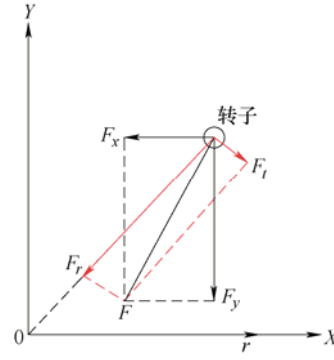


图7 非对称支承支撑反力分解图

结构刚度的离散, 其相互之间必然存在一定比例关系, 因此可以通过假设这一比例关系, 将  $(k_1, k_2 \cdots k_{n+1})$  进行如下转换

$$(k_1, k_2 \cdots k_{n+1}) = \frac{k_x + k_y}{2n} (\delta_1, \delta_2 \cdots \delta_i(\gamma_1, \gamma_2, \cdots \gamma_m) \cdots \delta_{n+1}) \quad (8)$$

式中,  $(\delta_1, \delta_2 \cdots \delta_i(\gamma_1, \gamma_2, \cdots \gamma_m) \cdots \delta_{n+1})$  为函数  $\delta_i(\gamma_1, \gamma_2, \cdots \gamma_m)$  定义的数组;  $\gamma_1, \gamma_2, \cdots \gamma_m$  为定义函数的参数。若  $m < n+1$ , 则式(8)代入式(7)时, 式(7)的未知量被换元为  $\gamma_1, \gamma_2, \cdots \gamma_m$ , 未知量的数量由  $n+1$  减少为  $m$ 。

支承对称时式(8)可写为

$$(k_1, k_2 \cdots k_{n+1}) = \frac{k_x + k_y}{2n} (1, 1 \cdots 1) \quad (9)$$

此时  $\delta_i = 1$ , 可以视做如图 8 所示圆弧的定义方程。类比这一情况, 使用如图 9 所示椭圆弧的定义方程, 作为支承非对称时的  $\delta_i(\gamma_1, \gamma_2, \cdots \gamma_m)$ 。椭圆弧可由椭圆长短轴之比  $\eta_0$  和椭圆长短轴平均长度  $\gamma_1$  唯一确定,  $\eta_0$  可以通过系数  $\gamma_2$  与非对称度  $\eta$  相关(设  $\eta_0 = \gamma_2 \eta$ )。则支承非对称时(8)可写为

$$\begin{aligned} & (k_1, k_2 \cdots k_{n+1}) \\ & = \frac{k_x + k_y}{2n} (\delta_1, \delta_2 \cdots \delta_i(\gamma_1, \gamma_2) \cdots \delta_{n+1}) \\ & \delta_i(\gamma_1, \gamma_2) = \frac{\gamma_1 (1 - \gamma_2 \eta) (1 + \gamma_2 \eta)}{\sqrt{(1 + \gamma_2 \eta)^2 \cos^2(\alpha_i) + (1 - \gamma_2 \eta)^2 \sin^2(\alpha_i)}} \end{aligned} \quad (10)$$

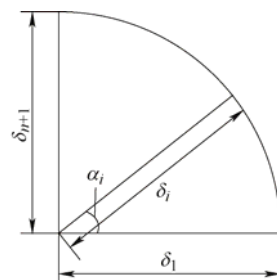


图8 支承对称时的圆弧定义

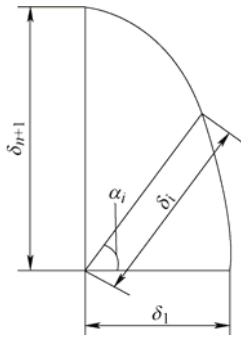


图 9 支承非对称时的椭圆弧定义

将式(2)与式(10)代入式(7)化简为

$$\begin{aligned}
 F_r &= [(1+\eta)\cos^2\theta + (1-\eta)\sin^2\theta] \\
 &= \sum_{i=1}^n [A_i \sin^2\alpha_i + A_{n+2-i} \cos^2\alpha_i] \\
 &\quad + (\cos^2\alpha_i - \sin^2\alpha_i) A_i \cos^2\theta \\
 &\quad + (\sin^2\alpha_i - \cos^2\alpha_i) A_{n+2-i} \cos^2\theta] \\
 F_t &= -2r\cos\theta\sin\theta \\
 &= \sum_{i=1}^n [(\sin^2\alpha_i - \cos^2\alpha_i) A_i \\
 &\quad + (\cos^2\alpha_i - \sin^2\alpha_i) A_{n+2-i}] \cos\theta\sin\theta
 \end{aligned} \quad (11)$$

$$A_i = \frac{\gamma_1(1-\gamma_2\eta)(1+\gamma_2\eta)}{n\sqrt{(1+\gamma_2\eta)^2\cos^2(\alpha_i) + (1-\gamma_2\eta)^2\sin^2(\alpha_i)}}$$

式(11)只存在两个未知量  $\gamma_1, \gamma_2$ ，大大减少了数值求解的未知量数量。

### 1.3 轴承间隙接触力学特性的模拟

为了能够准确定义轴承间隙在转子周向的分布情况，进而准确模拟轴承间隙。需对每个细分支承组单独设置接触条件，使其通过切圆法形成零刚度区域，和能对间隙闭合过程进行模拟的细分支承部分工作区域，如图 10 所示。

在固定坐标系内，对于第  $i$  个细分支承组，当其两个正交方向分别有  $e_i$  和  $e_{(n+2-i)}$  大小的间隙(半径间隙)时，其间隙接触条件应为

$$\begin{aligned}
 H(|x\cos\alpha_i + y\sin\alpha_i| - e_i) \\
 H(|-x\sin\alpha_i + y\cos\alpha_i| - e_{(n+2-i)})
 \end{aligned} \quad (12)$$

转化到极坐标系中为

$$\begin{aligned}
 H(|r\cos\theta\cos\alpha_i + r\sin\theta\sin\alpha_i| - e_i) \\
 H(|-r\cos\theta\sin\alpha_i + r\sin\theta\cos\alpha_i| - e_{(n+2-i)})
 \end{aligned} \quad (13)$$

将式(13)添加到模型中

$$\begin{aligned}
 F_r &= \sum_{i=1}^n \left\{ \left[ (k_{ri} \sin^2\alpha_i + k_{r(n+2-i)} \cos^2\alpha_i) + \right. \right. \\
 &\quad (\cos^2\alpha_i - \sin^2\alpha_i) k_{ri} \cos^2\theta + \\
 &\quad (\sin^2\alpha_i - \cos^2\alpha_i) k_{r(n+2-i)} \cos^2\theta \left. \right] \\
 &\quad H(|r\cos\theta\cos\alpha_i + r\sin\theta\sin\alpha_i| - e_i) \\
 &\quad H(|-r\cos\theta\sin\alpha_i + r\sin\theta\cos\alpha_i| - e_{(n+2-i)}) \left. \right\} r \\
 F_t &= \sum_{i=1}^n \left\{ \left[ (\sin^2\alpha_i - \cos^2\alpha_i) k_{ti} + \right. \right. \\
 &\quad (\cos^2\alpha_i - \sin^2\alpha_i) k_{t(n+2-i)} \left. \right] \\
 &\quad H(|r\cos\theta\cos\alpha_i + r\sin\theta\sin\alpha_i| - e_i) \\
 &\quad H(|-r\cos\theta\sin\alpha_i + r\sin\theta\cos\alpha_i| - e_{(n+2-i)}) \left. \right\} \\
 &\quad r \cos\theta \sin\theta
 \end{aligned} \quad (14)$$

式中， $k_{ri}$ 、 $k_{ti}$  为求解式(11)所得离散刚度组。

式(14)即含轴承间隙的非对称支承结构的周向  $n$  等分离散模型。

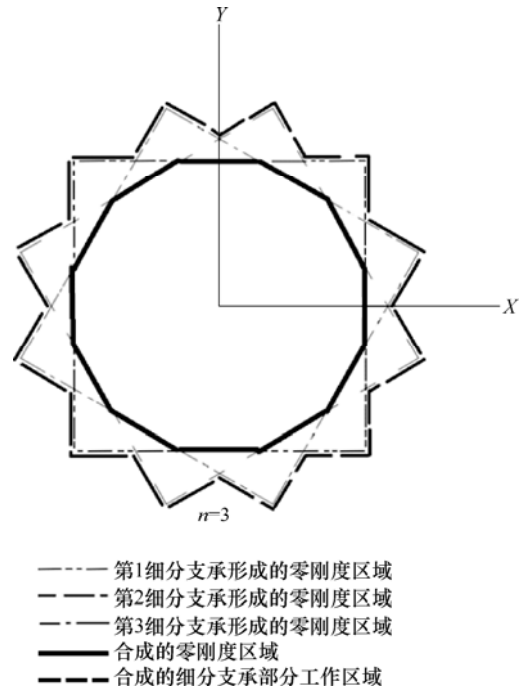


图 10 切圆法模拟轴承间隙示意图

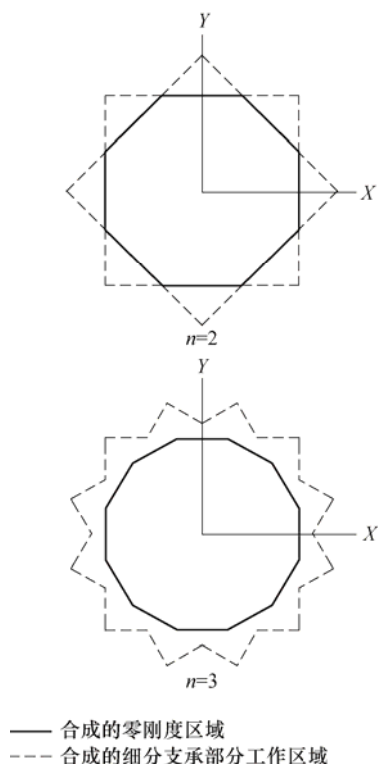
### 1.4 模型细分程度的确定原则

在式(3)中， $n(N_b)$  值为轴承滚子个数，但式(12)中， $n$  是离散形成的细分支承结构组数，须考虑离散程度对模拟方法精度的影响。

$n$  值对模拟方法精度的影响包括如下两个方面：

第一个方面  $n$  值会影响支承模型零刚度区域的形状， $n$  值越大零刚度区域和细分支承部分工作区域将越接近于圆形。能更合理的模拟轴承间隙和轴承间隙闭合瞬态接触过程的力学特性，如图 11 所示。



图 11  $n$  值对零刚度区域与细分支承部分工作区域的影响

第二个方面  $n$  值将影响等效求解过程的精度。等效求解过程的几何意义是通过调整  $\gamma_1, \gamma_2$  的取值使得定义椭圆弧极限逼近目标椭圆弧的过程, 如图 12 所示。由于定义椭圆弧实际上是由  $n+1$  个节点形成的折线, 因此获得最优解时,  $n$  值越大最终得到的解越接近目标椭圆,  $\gamma_1, \gamma_2$  的求解精度更高, 如图 13 所示。而目标椭圆弧的唯一性, 将使  $\gamma_1, \gamma_2$  的解随  $n$  值增大趋向收敛。当  $\gamma_1, \gamma_2$  收敛时  $n$  值不再影响这一精度。

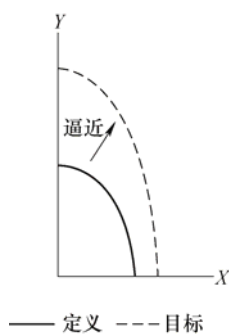
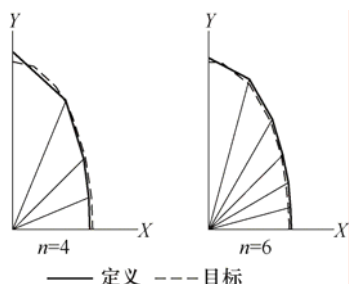


图 12 等效求解的几何意义

图 13  $n$  对求解精度的影响

综合上述因素,  $n$  值应在使  $\gamma_1, \gamma_2$  趋向收敛的基础上, 考虑模型使用时对于轴承间隙形状模拟精度的需要确定。

### 1.5 建模总体流程

针对具体支承结构, 依据上述方法确定式(14)中离散刚度组  $k_{ii}$ 、 $k_{ij}$ , 间隙分布情况  $e_i$  和离散程度  $n$  的取值, 即可形成含轴承间隙非对称支承结构等效力学模型, 其过程如图 14 所示。

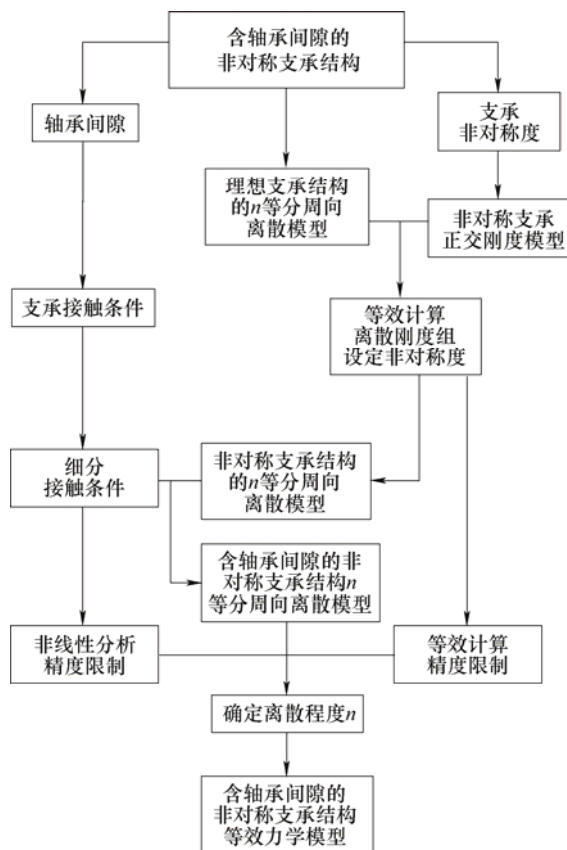


图 14 含轴承间隙非对称支承结构等效力学模拟方法

## 2 典型发动机转子支承系统分析应用

使用参考文献[17]建立的对称支承条件下高压转子模型, 如图 15 所示, 对所提方法进行验证。该转子 4#支承处实际结构是由中介轴承-低压转子-轴承-涡轮机匣-辅助安装节串联组成的。由于涡轮机匣的结构非对称性与辅助安装节的非对称约束方式, 4#支承结构具有典型的支承非对称特性; 同时由于高低转子安装配合的差异, 以及不同工况下结构温度与高低压转子运动状态的变化, 中介轴承容易存在较大的轴承间隙。因此将该模型 4#处的对称支承模型替换为含轴承间隙的非对称支承模型。

依据对该发动机机匣的支承静刚度与动刚度分析结果, 其支承非对称系数多在  $0 \sim 0.6$  之间变

化<sup>[12]</sup>；由于发动机实际工作时中介轴承间隙变化情况十分复杂难以确定，故参考机械设计手册中同类型尺寸轴承许用游隙为  $0 \sim 50 \mu\text{m}$  左右，选取了几种如表 1 所示的典型非对称度与轴承间隙组合。

在 9 级压气机盘处施加  $2.5 \text{ g} \cdot \text{mm}$  的不平衡量，分别计算表 1 所列支承条件下转子加速与减速过程的动态响应，以分析不同转速状态下转子系统响应受非对称支承和轴承间隙的共同影响。通过仿真结果响应特征与文献[10]中转子受轴承间隙影响的典型响应特征和文献[15]中转子受支承非对称影响的典型响应特征的比较，定性验证所提方法对轴承间隙与非对称支承的模拟能力。

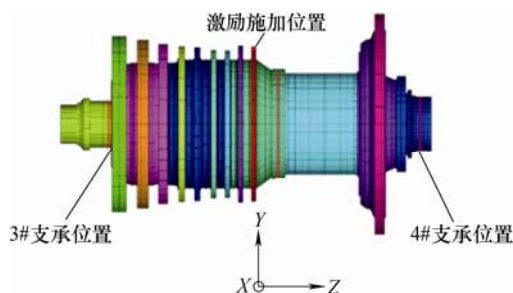


图 15 文献[17]的高压转子模型

表 1 模型分析验证方案表

支承状态 编号	支承条件	
	4#非对称度 $\eta$	4#轴承间隙 $e/\mu\text{m}$
1	0	0
2	0.2	0
3	0.2	0.5
4	0.2	1

比较支承状态 1 与状态 3 下转子加速过程中 4#支承处 X 方向响应频谱，如图 16 所示，可以看出状态 3 响应频谱中出现了 1 阶正进动(1 stF)与反进动(1 stB)两个响应峰，与文献[15]中的频率分离现象相符。验证了所提方法对非对称支承的模拟能力。

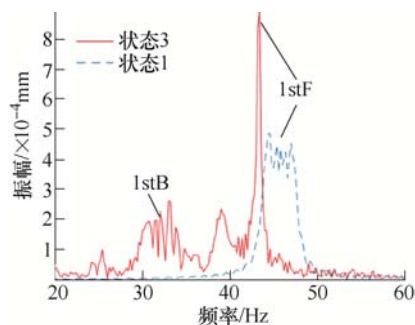


图 16 状态 3 频谱中的频率分离现象

比较支承状态 2 与状态 3 下转子加速过程中 4#

支承处 X 方向响应频谱，如图 17 所示，可以看出状态 3 相较于状态 2，1 阶正进动(1 stF)与反进动(1 stB)响应峰和 2 阶正进动响应峰(2 ndF)均向低频方向偏移；进一步对比支承状态 3 与状态 4 下转子加速减速过程 4#支承处 X 方向响应频谱，如图 18、19 所示，可见看出两种状态下加速过程中 2 阶响应峰值(2 ndF)均大于与减速过程中的响应峰值，且当间隙增大时峰值大小差距更加明显。与文献[10]中响应峰偏移与跳跃情况相符。验证了所提方法对轴承间隙的模拟能力。

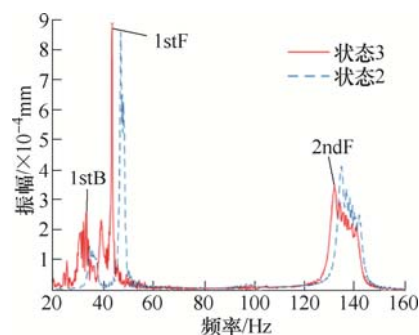


图 17 支承状态 3 响应峰偏移现象

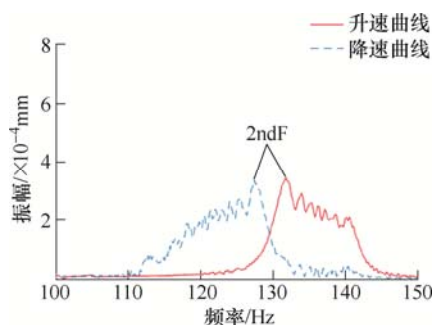


图 18 支承状态 3 响应峰跳跃现象

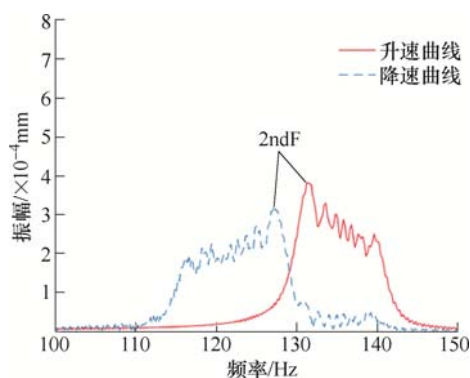


图 19 支承状态 4 响应峰跳跃现象

比较支承状态 3 与状态 4 下转子加速过程 4#支承处 X 方向响应频谱，如图 20 所示，可以看出状态 4 响应频谱中 1 阶正进动响应峰(1 stF)与 1 阶反进动响应峰(1 stB)消失；两种支承状态下减速过程响应频谱对比如图 21 所示，可以看出状态 4 响应频

谱中 1 阶反进动响应峰(1stB)相较状态 3 频率更低, 这表明这一条件下第 1 阶响应峰是否出现频率分离现象以及频率分离程度的大小, 同时受支承非对称与轴承间隙的影响。所提方法能同时模拟支承非对称与轴承间隙耦合作用。

并且图 21 中还出现了尚不明确具体产生机理的特殊低频响应峰, 其局部放大如图 22 所示。这说明支承非对称与轴承间隙的耦合作用还需要继续研究。

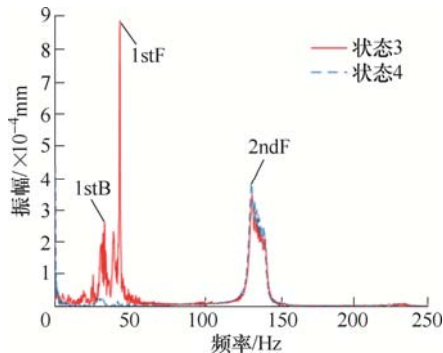


图 20 支承状态 3 与状态 4 条件下转子加速过程响应频谱对比

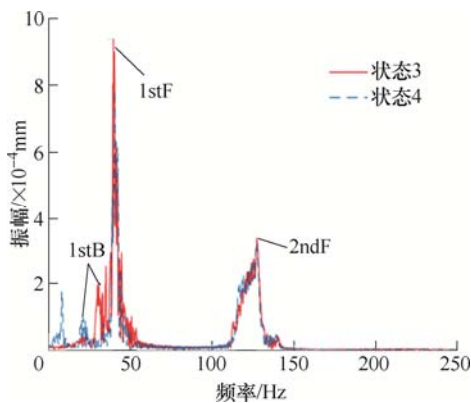


图 21 支承状态 3 与状态 4 条件下转子减速过程响应频谱对比

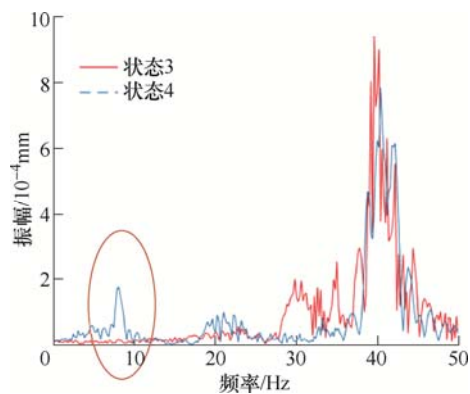


图 22 特殊响应峰

而当进一步考虑模型 3#支承结构处由于机匣

结构与主安装节引起的非对称情况时, 系统响应将更加复杂。例如当 3#支承取 0.4 非对称度, 4#支承取 0.4 非对称度并具有  $3 \mu\text{m}$  轴承间隙时, 转子加速过程 4#支承处响应频谱如图 23 所示。可以看到, 响应具有明显的方向差异, 且 1 阶 2 阶反进动响应峰(1stB, 2ndB)都被明显激发, 特别的该条件下工作转速附近将出现较大的三阶反进动响应峰(3rdB), 可能与该型发动机在特定工作转速区域发生振动突变有关。

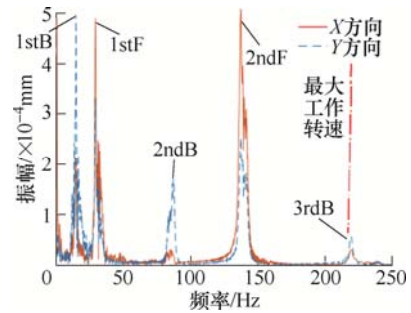


图 23 同时考虑 3#4#非对称与 4#轴承间隙时的动态响应

### 3 结论

通过支承刚度周向分解的方式提出了一种含间隙非对称支承结构的等效力学模拟方法, 并对其有效性进行了验证, 验证结果显示。

(1) 所提模型实现了对支承结构刚度与间隙在转子周向分布的精确描述。能够有效模拟非对称支承和轴承间隙同时存在时支承结构的力学特性。为具有此类支承结构特点的旋转机械进行考虑非线性条件的转子动力学分析提供了基础。

(2) 轴承间隙与支承非对称共存时在特定条件下会同时表现出各自的典型响应特征, 包括频率分离与响应峰的偏移与跳跃。

(3) 轴承间隙与支承非对称对转子动态响应的影响具有耦合性, 对系统响应峰频率分离的程度, 偏移的方向与峰值的大小有明显影响。

### 参 考 文 献

- [1] CHEN Guo. Study on nonlinear dynamic response of an unbalanced rotor supported on ball bearing[J]. Journal of Vibration and Acoustics-Transactions of the ASME, 2009, 131(6).
- [2] 何芝仙, 干洪. 计入轴承间隙时轴-滚动轴承系统动力学行为研究[J]. 振动与冲击, 2009, 28(9): 120-124.  
HE Zhixian, GAN Hong, Study on dynamic behavior of shaft-rolling bearing system when bearing clearance is



- taken into account[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28 (9): 120-124.
- [3] 侯磊, 陈予恕. 非线性共振及其计算和应用[J]. 机械工程学报, 2019, 55 (13): 1-12.
- HOU Lei, CHEN Yushu. Nonlinear resonance and its calculations and applications[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(13): 1-12.
- [4] 曹宏瑞, 景新, 苏帅鸣, 等. 中介轴承故障动力学建模与振动特征分析[J]. 机械工程学报, 2020, 56(21): 89-99.
- CAO Hongrui, JING Xin, SU Shuaiming, et al. Dynamic modeling and vibration analysis for Inter-shaft bearing fault[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56 (21): 89-99.
- [5] 刘永强, 王宝森, 杨绍普. 含外圈故障的高速列车轴承转子系统非线性动力学行为分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54 (8): 17-25.
- LIU Yongqiang, WANG Baosen, YANG Shaopu. Nonlinear dynamic behaviors analysis of the bearing rotor system with outer ring faults in the high-speed train[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(8): 17-25.
- [6] GAO Peng, HOU Lei, YANG Rui, et al. Local defect modelling and nonlinear dynamic analysis for the inter-shaft bearing in a dual-rotor system[J]. Applied Mathematical Modelling, 2019, 68: 29-47.
- [7] 曹宏瑞, 李亚敏, 成玮, 等. 局部损伤滚动轴承建模与转子系统振动仿真[J]. 振动、测试与诊断, 2014(3): 549-552.
- CAO Hongrui, LI Yaming, CHENG Wei, et al. Modeling of local damage rolling bearing and vibration simulation of rotor system[J]. Journal of Vibration Measurement & Diagnosis, 2014 (3): 549-552.
- [8] KANKAR P K, SHARMA S C, HARSHA S P. Nonlinear vibration signature analysis of a high speed rotor bearing system due to race imperfection[J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2011, 7(1): 11-14.
- [9] 王海飞, 陈果. 含滚动轴承径向游隙的航空发动机整机振动响应特征分析[J]. 推进技术, 2016, 37 (5): 945-959.
- WANG Haifei, CHEN Guo. Analysis of vibration response characteristics of aeroengine with radial clearance of rolling bearing[J]. Journal of Propulsion Technology, 2016, 37(5): 945-959.
- [10] 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. Study on main resonance of ball bearing - rotor system with clearance[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2013, 34 (6): 1356-1362.
- [11] JOH C Y, LEE C W. Use of dFRFs for diagnosis of asymmetric/anisotropic properties in rotor-bearing system[J]. Journal of Vibration & Acoustics, 1996, 118 (1): 26-29.
- [12] HAN Dongju. Generalized modal balancing for non-isotropic rotor systems[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2007, 21 (5): 2137-2160.
- [13] NONAMI K. Response in passing through critical speed of arbitrarily distributed flexible rotor system : part 2, case with gyroscopic effect[J]. Bulletin of JSME, 2008, 26 (217): 1205-1212.
- [14] WANG Shuai, WANG Yu, ZI Yangyang, et al. A 3D finite element-based model order reduction method for parametric resonance and whirling analysis of anisotropic rotor-bearing systems[J]. Journal of Sound & Vibration, 2015, 359: 116-135.
- [15] 王杰, 左彦飞, 江志农, 等. 支承非对称对双转子系统动力特性的影响规律[J]. 振动与冲击, 2020, 39 (18): 27-33.
- WANG Jie, ZUO Yanfei, JIANG Zhinong, et al. Effect of asymmetrical support on dynamic characteristics of dual-rotor system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39 (18): 27-33.
- [16] GENG Binbin, ZUO Yanfei, JIANG Zhinong, et al. A double integral method for quantitative evaluation of influence on thin-walled casing response caused by bearing uncertainties[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2020, 33 (9): 2372-2381.
- [17] 左彦飞. 航空发动机整机系统结构振动特性分析[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2016.
- ZUO Yanfei. Analysis of structural vibration characteristics of aeroengine system[D]. Beijing: Beihang University, 2016.
- 
- 作者简介: 冯坤, 男, 1982 年出生, 博士, 副研究员。主要从事航空发动机振动故障诊断、信号处理、智能诊断研究。  
E-mail: kunfengphd@163.com
- 王旌硕, 男, 1994 年出生, 硕士研究生。研究方向为复杂支撑结构转子动力学仿真与响应机理分析。  
E-mail: wangjs2017@126.com
- 左彦飞(通信作者), 男, 1987 年出生, 博士, 讲师。主要从事转子动力学, 高保真动力特性分析, 发动机振动故障机理与诊断方法研究。  
E-mail: zuo\_yanfei@163.com