

转子支承不对中故障建模与机理分析

陈 果¹, 杨默晗², 李伦绪³, 赵紫豪³

(1. 南京航空航天大学 通用航空与飞行学院, 江苏溧阳 213300; 2. 中国航发湖南动力机械研究所, 湖南株洲 412002;
3. 南京航空航天大学 民航学院, 南京 210016)

摘要: 针对工程实际所出现的不对中现象, 建立了一个转子支承不对中故障的通用模型。将任意形式的联轴器在径向刚度和角向刚度等效的前提下简化为 1 个等效模型, 该模型与实际的总体径向刚度和角向刚度等效, 依据实际联轴器刚度计算得到等效模型参数; 根据等效联轴器模型推导出转子系统由于连接对角向位置的不均匀、连接刚度的差异性和非线性等不确定性因素所产生的不对中激励力, 基于此建立含转子支承不对中故障的转子-支承耦合动力学模型。通过故障仿真分析得到转子支承不对中故障激励下的振动特征, 通过数值仿真验证了平行不对中和角度不对中故障的 2 倍频和 4 倍频现象, 以及由于角度不对中产生的 1 倍频轴向振动现象。利用含套齿联轴器的 3 支点转子故障模拟试验器进行了特征转速下多种不对中工况的振动响应试验, 通过比较仿真结果的精度达到 85% 以上, 表明所提出的转子支承不对中故障通用模型的正确有效性。

关键词: 转子; 支承; 不对中; 故障建模; 故障机理; 振动响应; 联轴器; 航空发动机

中图分类号: V231.96

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2023.03.010

Modeling and Mechanism Analysis of Rotor-bearing Misalignment Fault

CHEN Guo¹, YANG Mo-han², LI Lun-xu³, ZHAO Zi-hao³

(1. College of General Aviation and Flight, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Liyang Jiangsu 213300, China;
2. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou Hunan 412002, China;
3. College of Civil Aviation, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Aiming to the misalignment phenomenon that occurs in engineering practice, a general model of rotor misalignment fault was established. Any form of coupling can be simplified into an equivalent model with equivalent radial stiffness and angular stiffness. The model is equivalent to the actual coupling in terms of overall radial stiffness and angular stiffness. The equivalent model parameters were calculated according to the actual coupling stiffness. Based on the equivalent coupling model, the misalignment excitation forces of the rotor system were derived due to the uncertainty factors such as angular nonuniformity of connectors, differences in connection stiffness, and non-linearity. Based on this, the rotor-bearing coupling dynamic model with the rotor-bearing misalignment fault was established. The vibration characteristics under the fault excitation of the rotor bearing misalignment were obtained by the fault simulation analysis, and the 2X frequency and 4X frequency phenomena due to parallel and angular misalignment, as well as the 1X frequency axial vibration phenomenon caused by angular misalignment, were verified by the numerical simulation. The vibration response tests under various misalignment conditions at characteristic speeds were carried out by using a 3-bearing rotor fault simulation tester with a spline coupling, compared with the test results the accuracy of the simulation results is more than 85%, which indicates that the proposed general model of rotor-bearing misalignment fault is correct and effective.

Key words: rotor; bearing; misalignment; fault modeling; fault mechanism; vibration response; coupling; aeroengine

0 引言

转子支承不对中故障的建模方法可以分为 3 类:

1 是根据考虑不对中因素的几何关系和受力分析给出联轴器环节的力和力矩激励公式; 2 是根据直接建立考虑具有不对中特征的联轴器环节在内的转子

收稿日期: 2021-12-16 基金项目: 国家科技重大专项(2017- I V-0008-0045)资助
作者简介: 陈果(1972), 男, 博士, 教授。

引用格式: 陈果, 杨默晗, 李伦绪, 等. 转子支承不对中故障建模与机理分析[J]. 航空发动机, 2023, 49(3): 75-88. CHEN Guo, YANG Mohan, LI Lunxu, et al. Modeling and mechanism analysis of rotor-bearing misalignment fault[J]. Aeroengine, 2023, 49(3): 75-88.

系统动力学方程;3是将联轴器环节视为包含平动和转动运动的6自由度节点所组成的单元、组集到转子系统中进行基于有限元的不对中动力学分析。

第1类方法最具有代表性的研究工作有:Gibbons^[1]在前人研究基础上,推导了平行不对中套齿联轴器和柔性联轴器的附加力和力矩的计算公式;Sekhar等^[2]在Gibbons的基础上推导了偏角不对中力计算公式,与前者合称为Gibbons-Sekhar公式;Xu等^[3]根据Hooke铰(万向节联轴器)的力学分析导出了驱动轴和被动轴存在倾角时所引起的不对中力矩;Lee等^[4]在Gibbons和Xu研究基础上,建立不对中转子系统时将深沟球轴承非线性刚度特性纳入其中,给出了联轴器不对中的力分解公式,提出联轴器组合不对中引起的附加力、力矩包括2部分,一部分是由传递的扭矩引起的,另一部分是由联轴器本身的变形引起的。国内韩捷^[5]、李明等^[6]描述了不对中齿式联轴器的内齿任一节点的运动轨迹,也给出了根据齿式联轴器不对中的运动几何关系所导出的平行不对中和角度不对中的作用力和力矩;赵广等^[7]推导了花键联轴器不对中啮合力模型,研究了不对中啮合力对转子-花键联轴器系统动力学特性的影响规律。第2类方法的研究工作有:Al-Hussain等^[8]利用运动学分析和Lagrange方程建立了带有刚性联轴器平行不对中的两跨Jeffcott转子系统的无量纲动力学方程,分析了横向和扭转振动,数值仿真结果表明在瞬态条件下假如系统中仅有平行不对中,那么系统的固有频率将会被激发,在稳态条件下1倍频振动信号出现在弯曲和扭转2个维度,这意味着平行不对中是弯扭振动的激励源;Al-Hussain^[9]还利用转动刚度假设建立了柔性联轴器弯扭耦合模型,进而分析了角度不对中量和联轴器刚度不同时的2跨转子系统的稳定性;张振波等^[10]利用Lagrange能量法建立了适应航空发动机柔性转子系统在不同心和不平衡激励作用下的动力学模型,揭示了转子振动响应中非线性振动特征的产生机理和影响因素。第3类方法的典型研究成果有Sekhar等^[11]利用具有变形位移、倾斜角、剪力、弯矩等自由度的8自由度梁单元对联轴器进行建模,分析了具有平行和角度不对中的转子系统的动力学问题;Patel等^[12]通过有限元建模和试验刚度识别,建立了弯曲-轴向-扭转自由度的联轴器平行和角度不对中的刚度矩阵,研究了亚临界转速下的转子稳态响应。

本文在联轴器刚度等效(包括径向刚度和角向刚度等效)的基础上,建立统一的转子支承不对中故障动力学模型,并将故障模型导入转子-支承耦合动力学模型进行仿真分析,通过故障仿真结果解释实际不对中故障所出现的各种特征及规律。

1 转子支承不对中故障统一模型

1.1 联轴器等效模型

为了对各种形式的联轴器^[13,14]进行转子支承不对中下的故障激励分析,需要建立联轴器等效模型,如图1所示。假设左右2个半联轴器用 N 个连接对连接而成,连接对的作用力均分布在以 R 为半径的圆周上。设每个连接对的径向刚度和轴向刚度分别为 k_r 和 k_a ,其中径向刚度定义为在垂直于连接对轴线方向产生单位位移所需要施加的作用力;轴向刚度定义为在沿连接对轴线方向产生单位位移所需要施加的作用力。

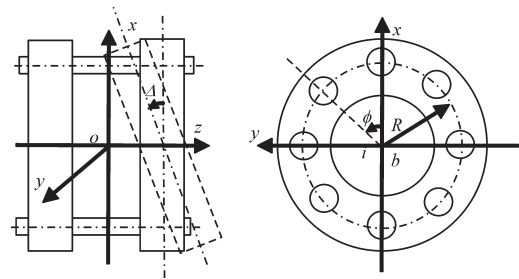


图1 联轴器等效模型

(1)总体径向刚度与等效联轴器连接对径向刚度的关系。

从图1中可见,设左右2个半联轴器在 x 轴方向产生相对位移 Δ ,则2个半联轴器之间在 x 方向的相对作用力为

$$F_{Tr} = k_{Tr} \Delta \quad (1)$$

设 ϕ_i 为第 i 个连接对的角位置,即

$$\phi_i = \frac{(i-1) \cdot 2\pi}{N}, i = 1, 2, \dots, N \quad (2)$$

则第 i 个连接对的径向变形量为

$$\Delta_{ri} = \Delta \cos \phi_i \quad (3)$$

第 i 个连接对的径向力及其在 x 方向的分力为

$$F_{Tri} = k_r \Delta_{ri} = k_r \Delta \cos \phi_i \quad (4)$$

$$F_{Trxi} = F_{Tri} \cos \phi_i = k_r \Delta \cos \phi_i \cos \phi_i \quad (5)$$

所有连接对在 x 方向的合力为

$$F_{Tr} = \sum_{i=1}^N k_i \Delta \cos \phi_i \cos \phi_i \quad (6)$$

由于 $F_{Tr} = F_{Tr}$, 根据式(1)和式(6)可得联轴器的整体等效径向刚度为

$$k_{Tr} = \sum_{i=1}^N k_i \cos \phi_i \cos \phi_i \quad (7)$$

(2)总体轴向刚度与等效联轴器连接对轴向刚度的关系。

联轴器的整体等效径向刚度 k_{Ta} 为

$$k_{Ta} = N \cdot k_a \quad (8)$$

(3)总体角向刚度与等效联轴器连接对轴向刚度的关系。

若要使得右半联轴器在 xoz 平面内产生 1 个转角 α , 则需要施加绕 y 轴的力矩, 可按如下步骤分析

第 i 个连接对的角位置为

$$\phi_i = \frac{(i-1) \cdot 2\pi}{N}, i = 1, 2, \dots, N \quad (9)$$

每个连接对的轴向力为

$$F_{zi} = k_a \delta_i = -k_a R_b \sin \alpha \cos \phi_i \quad (10)$$

每个连接对轴向力产生的绕 y 轴的力矩为

$$M_{yi} = -F_{zi} R_b \cos \phi_i \quad (11)$$

所有连接对产生的绕 y 轴的力矩为

$$\begin{aligned} M_{Ty} &= \sum_{i=1}^N M_{yi} = \sum_{i=1}^N -F_{zi} R_b \cos \phi_i \\ &= \sum_{i=1}^N k_a R_b^2 \sin \alpha \cos^2 \phi_i \\ &\approx \left(k_a R_b^2 \sum_{i=1}^N \cos^2 \phi_i \right) \alpha \end{aligned} \quad (12)$$

可得联轴器整体等效角向刚度为

$$k_{T\theta} = M_{Ty} / \alpha = k_a R_b^2 \sum_{i=1}^N \cos^2 \phi_i \quad (13)$$

由此可见, 假设等效联轴器的模型参数包括连接对的数目 N 、作用半径 R_b 、径向刚度 k_r 和轴向刚度 k_a 。则可以采用试验或仿真的方式获取联轴器的等效模型。其步骤为

(1)对联轴器进行试验或仿真, 获取联轴器总体径向刚度 k_{Tr} 和角向刚度 $k_{T\theta}$;

(2)测量联轴器的连接对数目及其作用半径 R_b ;

(3)根据式(7)求出单个连接对的径向刚度为

$$k_r = \frac{k_{Tr}}{\sum_{i=1}^N \cos^2(\phi_i)} \quad (14)$$

根据式(13)求出单个连接对的轴向刚度为

$$k_a = \frac{k_{T\theta}}{R_b^2 \sum_{i=1}^N \cos^2 \phi_i} \quad (15)$$

1.2 平行不对中

设左、右 2 个半联轴器有 N 对相互连接的点对, 每对连接点的径向刚度 k_r 。设转轴产生平行不对中, 其不对中量为 Δ , 如图 2 所示。图中表示左、右半联轴器在 x 方向产生平行不对中, 其中, 左边比右边低。在实际情况中, 存在如下 3 种不确定情况:

(1)连接对周向位置的不均匀性。2 个半联轴器上不同时刻等效连接点的相对位置如图 3(a) 所示, 对左半联轴器, 从右向左看, 在 t 时刻, 设第 i 个连接点与 x 轴的夹角为 $\phi_i(t)$, 如式(16)所示, 式中 ϕ_0 为不对中的方向, $\phi_0 = 0$ 为 x 方向的不对中, 其中, 左低右高; $\phi_0 = \pi$ 为 x 方向的不对中, 其中, 左高右低; $\phi_0 = \pi/2$ 为 y 方向的不对中, 其中, 左低右高; $\phi_0 = 3\pi/2$ 为 y 方向的不对中, 其中, 左高右低; 依次类推。

实际中各连接对的周向位置往往不能保证绝对均匀, 假设角向位置离散角度为 k_i , k_i 为 -1 到 1 之间均

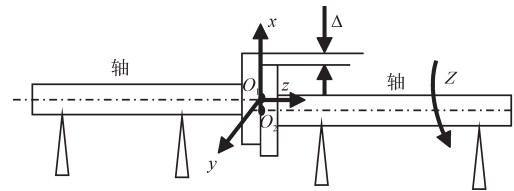
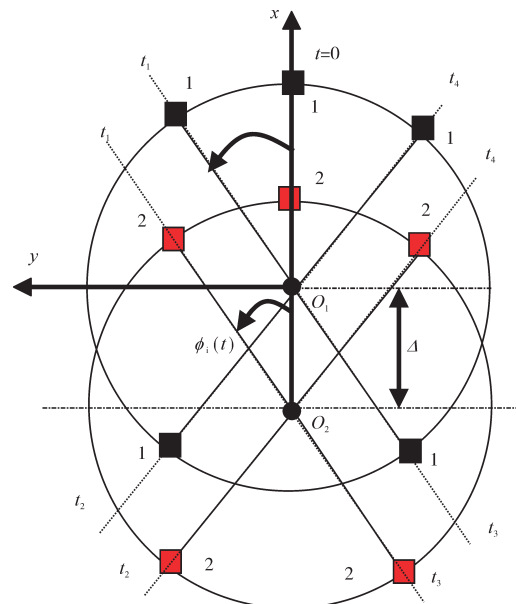
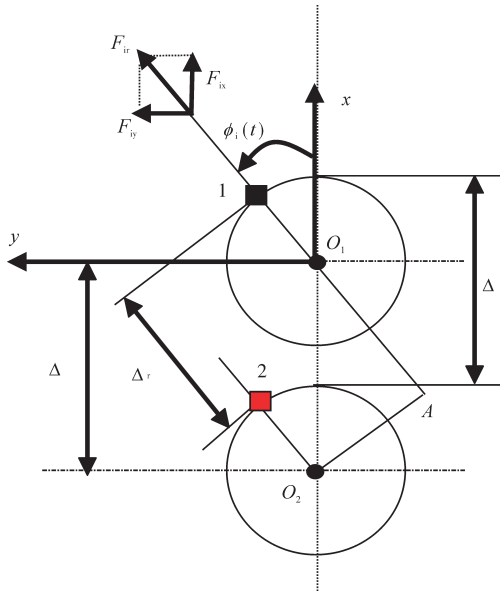


图2 平行不对中



(a) 不同时刻等效连接点的相对位置



(b) 连接对连接刚度

图3 2个半联轴器上不同时刻等效连接点的相对位置

匀分布的随机数, k_r , 则考虑各连接对角向位置不均匀后的连接对角向位置为

$$\phi_i(t) = \frac{(i-1) \cdot 2\pi}{N} + \phi_0 + \omega t + r_i \cdot \left(\frac{\Delta_{\text{Deg}} \pi}{180} \right) \quad (16)$$

(2) 连接对连接刚度的差异性。实际等效联轴器的各连接对刚度不可能完全相同, 由于装配和制造因素会存在较小差异。在仿真分析中, 为了模拟各连接对的刚度所存在的较小差异, 假设根据式(14)计算得到连接对的连接对平均径向连接刚度 k_r , 假设刚度离散系数为 $D = 0.1$, r_i 为 $-1 \sim 1$ 之间均匀分布的随机数, $i = 1, 2, \dots, N$, 则考虑各连接对连接刚度差异性后的连接刚度值为

$$k_{ri} = (1 + D \cdot r_i) \cdot k_r \quad (17)$$

(3) 连接对连接刚度的非线性。实际等效联轴器的各连接对的径向刚度均具有一定非线性, 往往存在硬弹簧的非线性特性。在仿真分析中, 为了模拟各连接对的径向刚度存在的硬弹簧特性, 假设根据式(14)计算得到连接对的径向刚度 k_r , 设第 i 个连接对在 t 时刻的相对位移为 Δx , 非线性因子为 α , 则非线性弹性力为

$$F_{ri} = k_r \cdot \Delta x + \alpha \cdot \Delta x^3 \quad (18)$$

在考虑以上3种不确定因素后, 计算平行不对中所引发的不对中激励。

从图3(b)中可见, 在不同时刻, 2个半联轴器的第 i 个等效连接点之间的径向距离随着转子的不同转

动角位置 $\phi_i(t)$ 而发生变化。设 t 时刻, 连接弹簧上的2个点1和点2, 分别作用于半联轴器1和2, 其周向角位置为 $\phi_i(t)$, 则弹簧的径向变形为

$$\Delta_{ri} = \Delta \cos \phi_i(t) \quad (19)$$

因此, 第 i 个连接弹簧的径向力在 x 和 y 方向的分力为

$$\begin{cases} F_{ix} = k_{ri} \Delta \cos \phi_i(t) \cos \phi_i(t) \\ F_{iy} = k_{ri} \Delta \cos \phi_i(t) \sin \phi_i(t) \end{cases} \quad (20)$$

在 t 时刻, 作用于左半联轴器的力分别为

$$\begin{cases} F_x = \sum_{i=1}^N F_{ix} = \sum_{i=1}^N k_{ri} \Delta \cos \phi_i(t) \cos \phi_i(t) \\ F_y = \sum_{i=1}^N F_{iy} = \sum_{i=1}^N k_{ri} \Delta \cos \phi_i(t) \sin \phi_i(t) \end{cases} \quad (21)$$

1.3 角度不对中

设2个半联轴器由螺栓或套齿等柔性或刚性联轴器连接, 联轴器的由 N 对连接点对连接而成, 每对连接的轴向刚度为 k_a , 作用半径为 R_b 。转子角度不对中模型如图4(a)所示, 沿 z 轴从右向左观察, 如图4(b)所示。

同一节所述连接对存在3种不确定情况, 类似地, 得出以下结论:

(1) 考虑各连接对角向位置差异性后的连接对角向位置为

$$\phi_i(t) = \frac{(i-1) \cdot 2\pi}{N} + \phi_0 + \omega t + r_i \cdot \left(\frac{\Delta_{\text{Deg}} \pi}{180} \right) \quad (22)$$

式中: ϕ_0 为不对中的方向, $\phi_0 = 0^\circ$ 和 $\phi_0 = 180^\circ$ 为 xoz 平面的角度不对中, 如图4(a)所示即为 $\phi_0 = 0^\circ$ 的情形; $\phi_0 = 90^\circ$ 和 $\phi_0 = 270^\circ$ 为 $yozy$ 方向的角度不对中; 依次类推, ϕ_0 为其他角度时将代表在其他平面的角度不对中。

(2) 考虑各连接对连接刚度差异性后的连接对连接轴向刚度值为

$$k_{ai} = (1 + D \cdot r_i) \cdot k_a \quad (23)$$

(3) 考虑连接对轴向连接刚度的非线性, 可得非线性弹性力为

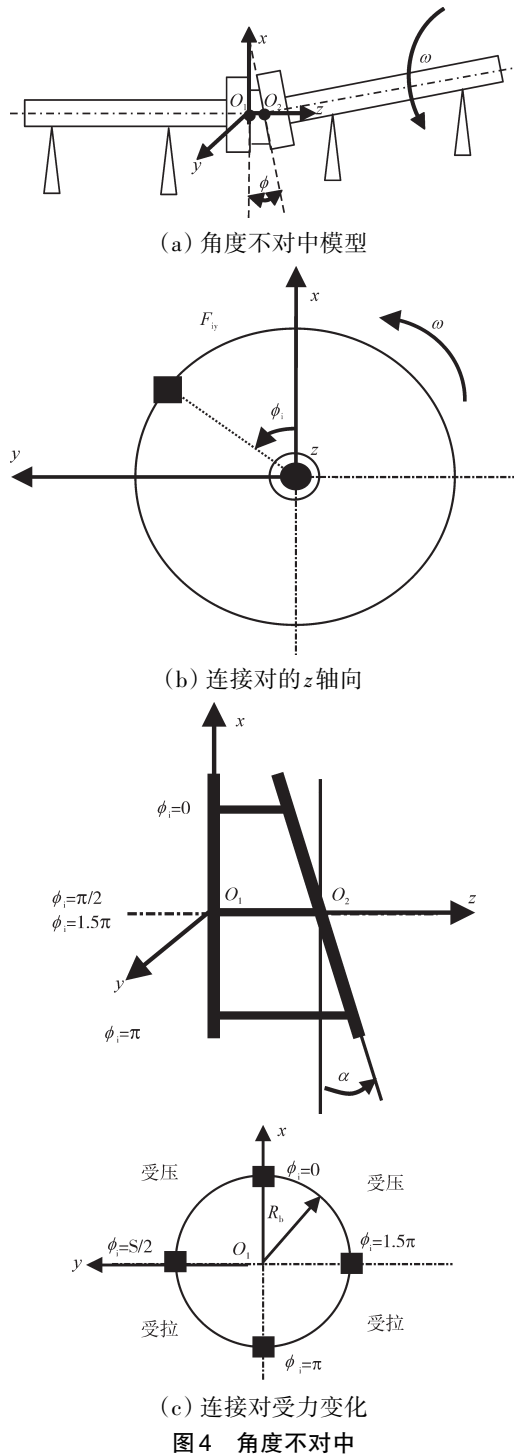
$$F_{ai} = k_a \cdot \Delta x + \alpha \cdot \Delta x^3 \quad (24)$$

同理, 在考虑上述不确定性因素影响后, 计算角度不对中所引发的不对中激励。

显然, 在联轴器连接前, 转轴1、2已经存在角向不对中, 设在 $t=0$ 时刻, 转子1、2的角向不对中为绕 y 轴正向, 不对中角度为 a 。

2个半联轴器上不同时刻第 i 对连接点的相对位

置如图4(c)所示。从图4(c)中可见,在不同时刻,2个半联轴器的等效连接点之间的轴向距离随着转子的不同转动角位置而发生变化。



设在 $t=0$ 时刻,转子1、2的角度不对中为绕 y 轴正向 α ,设第 i 对连接点在 $t=0$ 时刻时在 x 轴正上方,设转轴角速度为 ω 。显然,随着转轴的旋转,当旋转角度 $\phi_i(t)=0$ 时连接对受压;当 $\phi_i(t)=\pi/2$ 和 $\phi_i(t)=3\pi/2$ 时连接

对不受力;当 $\phi_i(t)=\pi$ 时,连接对受拉。由此可见,该连接对随转轴旋转1周时,第 i 对连接点从受压变为不受力,再变为受拉,再变为不受力,再变为受压,循环往复。显然第 i 对连接点的变形量与不对中角度和旋转角度均相关,即

$$\delta_i(t) = -R_b \sin \alpha \cos \phi_i(t) \quad (25)$$

该第 i 对连接点在 t 时刻的轴向力为

$$F_{zi}(t) = k_{ai} \delta_i(t) = -k_{ai} R_b \sin \alpha \cos \phi_i(t) \quad (26)$$

绕 x 轴的力矩为

$$M_{xi}(t) = F_{zi}(t) R_b \sin \phi_i(t) \quad (27)$$

绕 y 轴的力矩为

$$M_{yi}(t) = -F_{zi}(t) R_b \cos \phi_i(t) \quad (28)$$

则在 t 时刻,作用于左半联轴器的力分别为

$$\begin{cases} F_x(t) = \sum_{i=1}^N F_{xi}(t) \\ M_x(t) = \sum_{i=1}^N M_{xi}(t) \\ M_y(t) = \sum_{i=1}^N M_{yi}(t) \end{cases} \quad (29)$$

由此可见,角度不对中将产生轴向附加力和绕径向 x 轴和径向 y 轴的附加力矩。显然,作用于右半联轴器的作用力为其反作用力和力矩。

2 转子支承不对中故障仿真分析及机理

2.1 含膜片联轴器的转子试验器简介

为了通过仿真分析研究转子支承平行不对中和角度不对中的故障机理,利用1个含膜片联轴器的转子试验器进行仿真分析,含膜片联轴器的转子试验器如图5所示。该转子试验器主要包括短轴、长轴、2个转盘、联轴器、法兰盘、轴承座等。膜片联轴器3维模型如图6所示。

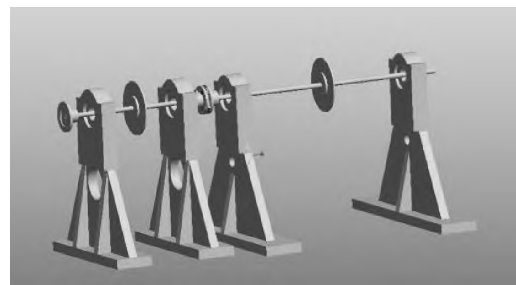


图5 含膜片联轴器的转子试验器

2.2 含膜片联轴器的转子试验器动力学模型

含膜片联轴器的转子试验器动力学模型如图7

所示。在含膜片联轴器的转子试验器中,具有1个膜片联轴器连接2段轴,1段短轴和1段长轴。短轴上有法兰盘 P_1 、转盘 P_2 。长轴上有转盘 P_3 ;试验器具有4个支承 S_1 、 S_2 、 S_3 、 S_4 。其中, S_1 、 S_2 支承在短轴上, S_3 、 S_4 支承在长轴上。各部分在转轴上的位置分别为 L_1 、 L_2 、 L_3 、 L_4 、 L_5 、 L_6 、 L_7 、 L_8 。

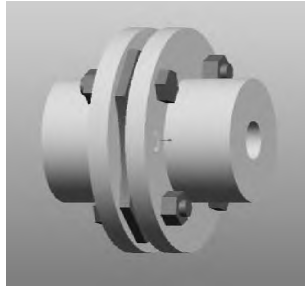


图6 膜片联轴器3维模型

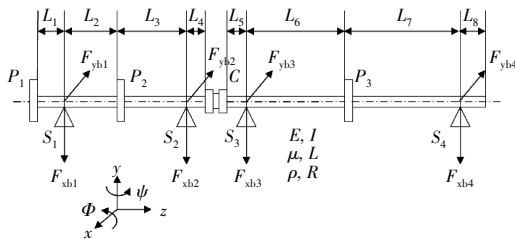


图7 含膜片联轴器的转子试验器动力学模型

2.3 含膜片联轴器的转子试验器动力学模型参数

利用文献[15]的转子-支承耦合动力学建模和仿真分析方法,仿真分析含膜片联轴器的转子试验器不对中故障振动响应。

建立了短轴、长轴、联轴器模型,其中短轴共有8个单元,长轴共有12个单元,短轴的1、5节点分别存在法兰盘、转盘1,短轴的3、7节点存在支承,长轴的7节点存在转盘2,长轴的3、11节点存在支承。转子-基础支承刚度参数分别见表1。转子-基础支承刚度参数见表2。

表1 转子-基础支承刚度参数

参数	轴向线	轴向线	径向水平线	径向水平线	径向垂直线	径向垂直线
	刚度/ $\times 10^6$ (N/m)	阻尼/ (N·s/m)	刚度/ $\times 10^6$ (N/m)	阻尼/ (N·s/m)	刚度/ $\times 10^6$ (N/m)	阻尼/ (N·s/m)
R_{k1}	10	1000	100	1000	100	1000
R_{k2}	10	1000	100	1000	100	1000
R_{k3}	10	1000	100	1000	100	1000
R_{k4}	1	1000	10	1000	10	1000

表2 联轴器刚度参数

参数	径向刚度/(N/m)	角向刚度/(N/m)
F_{c1}	1×10^6	1×10^4

2.4 不对中故障仿真分析

根据表2中的联轴器总体径向刚度和角向刚度,根据膜片联轴器的特征,设定连接对数目 $N=4$,连接对作用半径 $R_b=50$ mm。则可根据式(14)和式(15)得到连接对的径向刚度 k_r 和轴向刚度 k_a 。

2.4.1 平行不对中仿真分析

2.4.1.1 等效联轴器的理想情形

首先考虑理想的等效联轴器情形,即,等效联轴器的各连接对刚度相同、角向位置均匀分布、连接对刚度不存在非线性。在仿真分析中设置各转盘的不平衡偏心距均为0.01 mm,平行不对中量设置为0.5 mm。转速为6000 r/min。膜片联轴器左端转子节点频谱如图8所示,膜片联轴器右端转子节点频谱如图9所示。

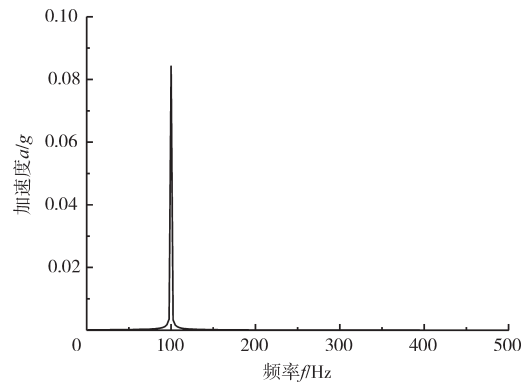


图8 膜片联轴器左端转子节点频谱(理想)

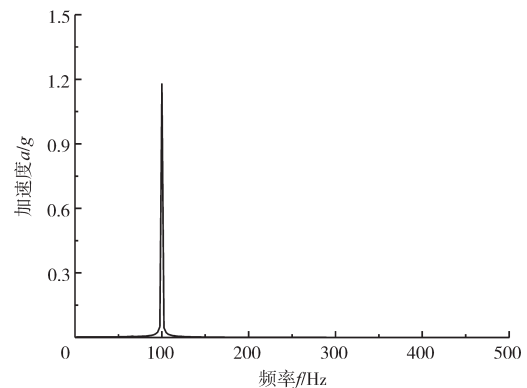


图9 膜片联轴器右端转子节点频谱(理想)

从图中可见,平行不对中并没有出现2倍频现象。其原因在于,在平行不对中情况下,尽管每个联轴器在 x 和 y 方向的分力均具有2倍频,但是由于多个连接对的2倍频作用力相互抵消,最终在合力中并不能产生2倍频。

2.4.1.2 等效联轴器的各连接对角向位置不均匀的情形
考虑等效联轴器的各连接对角向位置存在分布

不均匀的情形。该情形下,连接对的径向刚度相同、且不存在非线性。在仿真分析中,假设角向位置离散角度 Δ_{Deg} 为 1° , r_i 为-1到1之间的均匀分布的随机数, $i=1,2,\dots,N$,则根据式(16)可以计算考虑各连接对角向位置差异性后的连接对角向位置。

设置各转盘的不平衡偏心距均为0.01 mm,平行不对中设置为0.5 mm。转速为6000 r/min。膜片联轴器左端转子节点频谱如图10所示,膜片联轴器右端转子节点频谱如图11所示。

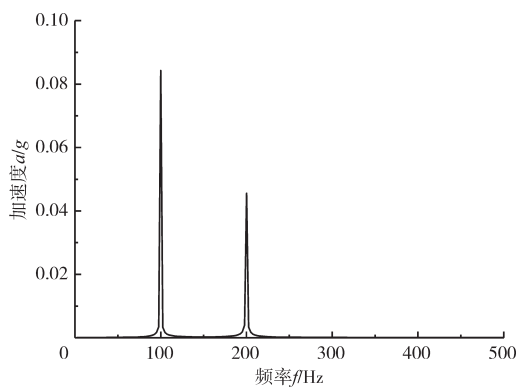


图10 膜片联轴器左端转子节点频谱(角向位置不均匀)

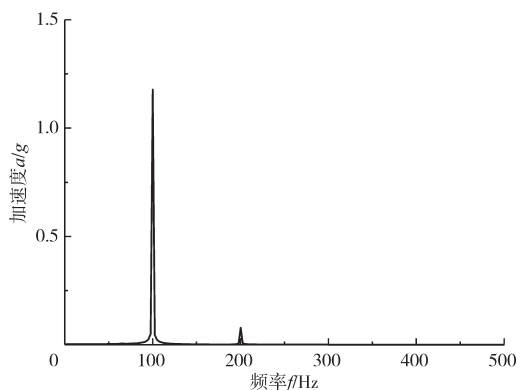


图11 膜片联轴器右端转子节点频谱(角向位置不均匀)

从图中可见,考虑各连接对轴向位置不均匀后,出现了较为明显的2倍频特征。其原因在于,在平行不对中情况下,每个联轴器在 x 和 y 方向的分力均具有2倍频,理想情况下,多个连接对的2倍频作用力会相互抵消,但是在连接对的角向位置出现不均匀分布时,则不能完全抵消,所以最终在合力中产生了2倍频。

2.4.1.3 等效联轴器的各连接对刚度存在差异性情形

考虑等效联轴器的各连接对刚度存在较小差异的情形。该情形下,连接对的角向位置均匀分布、连接对刚不存在非线性。仿真计算中设定式(17)中的刚度离散系数 $D=0.1$ 。

设置各转盘的不平衡偏心距均为0.01 mm,平行不对中设置为0.5 mm。转速为6000 r/min。膜片联轴器左端转子节点频谱如图12所示,膜片联轴器右端转子节点频谱如图13所示。

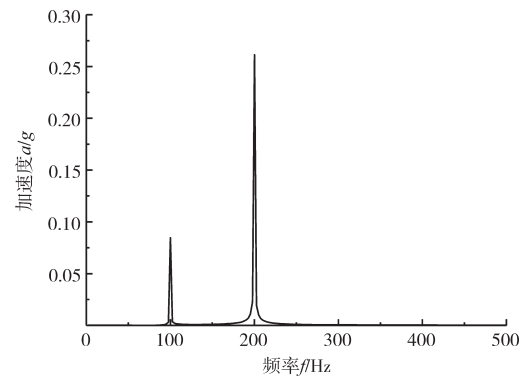


图12 膜片联轴器左端转子节点频谱(刚度存在差异性)

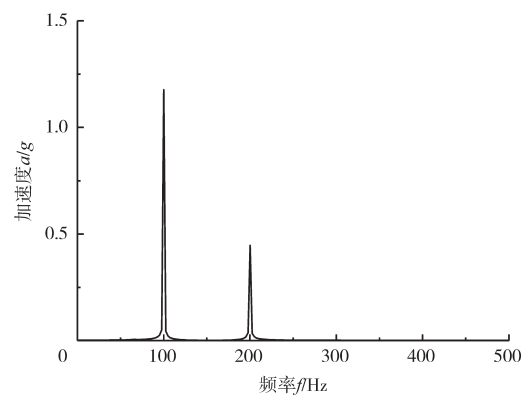


图13 膜片联轴器右端转子节点频谱(刚度存在差异性)

从图中可见,当考虑各连接对的刚度差异性的情况下,转子振动加速度响应出现了明显的2倍频特征。其原因在于,当各连接对径向刚不存在差异时,在平行不对中情况下,多个连接对的2倍频作用力不能完全抵消,所以最终在合力中产生了2倍频。

2.4.1.4 等效联轴器的各连接对刚度非线性情形

考虑等效联轴器的各连接对的径向刚度存在硬弹簧的非线性特性。该情形下,连接对的径向刚度相同、不存在角向位置偏差。在仿真分析中,设置刚度的非线性因子 $a=1 \times 10^4$,根据式(18)计算得到第 i 个连接对在 t 时刻的非线性弹性力。

设置各转盘的不平衡偏心距均为0.01 mm,平行不对中设置为0.5 mm。转速为6000 r/min。膜片联轴器左端转子节点频谱如图14所示,膜片联轴器右端转子节点频谱如图15所示。

从图中可见,当考虑各连接对的刚度存在非线性

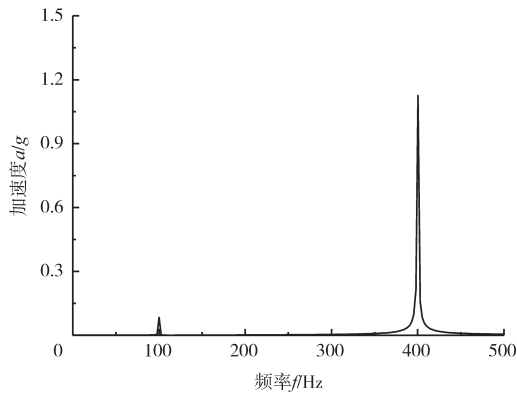


图14 膜片联轴器左端转子节点频谱(刚度非线性)

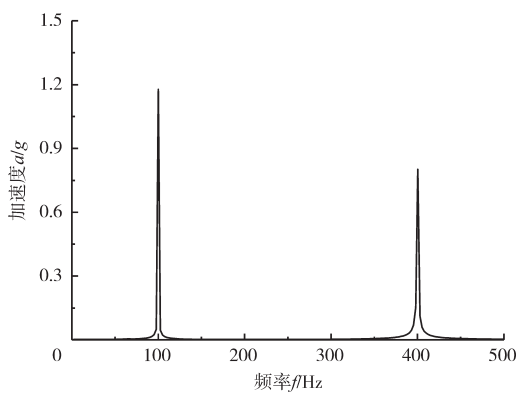


图15 膜片联轴器右端转子节点频谱(刚度非线性)

时,转子振动加速度响应出现了明显的4倍频特征。其原因在于,当各连接对径向刚度存在非线性时,在平行不对中情况下,多个连接对的2倍频作用力仍然会完全抵消,所以最终在合力中不产生2倍频,但是由于非线性刚度的存在,使得响应中出现了高次谐波,导致4倍频的出现。由此可见,不对中故障的4倍频的出现是由于连接刚度的非线性所致。需要指出的是,如果转子支承不出现平行不对中,则左右2个半联轴器的相对位移很小,刚度非线性很难体现出来,所以不可能出现4倍频成分,4倍频的出现是平行不对中和刚度非线性的综合结果。

2.4.1.5 综合情形

综合考虑等效联轴器的各连接对的角向位置均匀性、径向刚度差异性以及刚度非线性特性,进行不对中故障仿真。同时,设置各转盘的不平衡偏心距均为0.01 mm,平行不对中设置为0.5 mm。转速为6000 r/min。膜片联轴器左端转子节点频谱如图16所示,膜片联轴器右端转子节点频谱如图17所示。

从图中可见,综合考虑各连接对的角向位置均匀性、径向刚度差异性、以及刚度非线性特性时,转子响

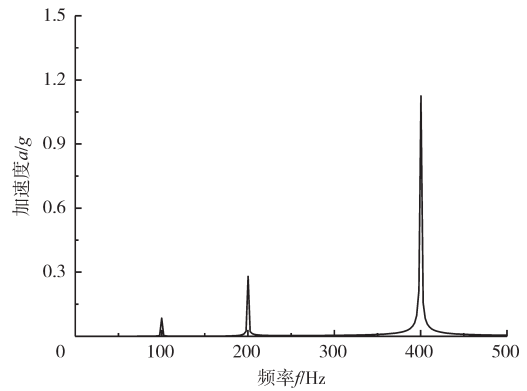


图16 膜片联轴器左端转子节点频谱(综合)

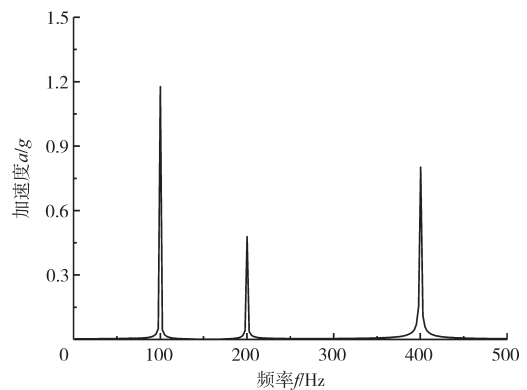


图17 膜片联轴器右端转子节点频谱(综合)

应中出现了2倍频和4倍频分量,其中各连接对的角向位置均匀性、径向刚度差异性为2倍频分量的来源,4倍频分量是刚度非线性的来源。

2.4.2 角度不对中仿真分析

2.4.2.1 等效联轴器的理想情形

首先考虑理想的等效联轴器情形,即等效联轴器的各连接对刚度相同、角向位置均匀分布、连接对刚度不存在非线性。在仿真分析中设置各转盘的不平衡偏心距均为0.1 mm,角度不对中设置为 0.5° 。转速为6000 r/min。膜片联轴器左端转子节点频谱如图18所示,膜片联轴器右端转子节点频谱如图19所示。

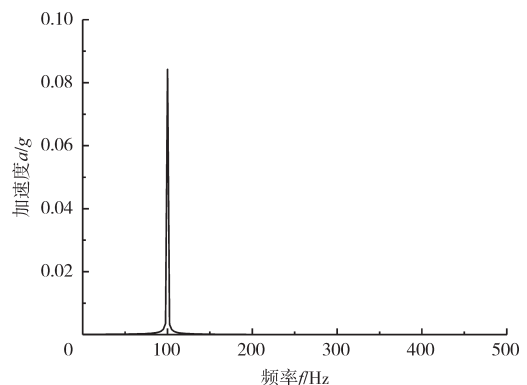


图18 膜片联轴器左端转子节点频谱(理想)

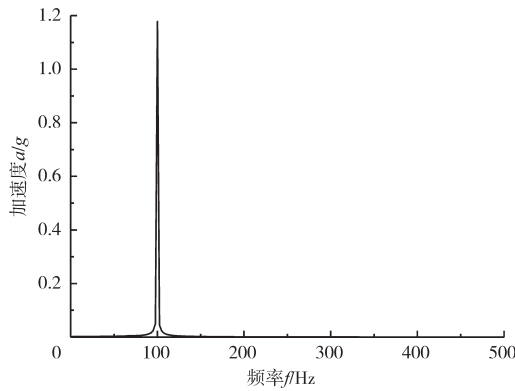


图19 膜片联轴器右端转子节点频谱(理想)

从图中可见,在理想情形下,角度不对中并没有是转子径向振动出现2倍频现象,也没有使转子产生了频率为转速1倍频的轴向振动。其原因在于,在角度不对中情况下,尽管每个联轴器在绕 x 和 y 方向的分力矩均具有2倍频,但是由于多个连接对的2倍频作用力矩相互抵消,最终在合力矩中并不能产生2倍频。尽管每个联轴器在轴向的分力均具有1倍频,但是由于多个连接对的1倍频轴向作用力相互抵消,最终在轴向合力为0,轴向振动并未出现。

2.4.2.2 等效联轴器各连接对角向位置不均匀情形

考虑等效联轴器的各连接对角向位置存在分布不均匀的情形。该情形下,连接对的径向刚度相同、且不存在非线性。在仿真分析中,假设角向位置离散角 Δ_{deg} 为 1° , r_i 为-1到1之间的均匀分布的随机数, $i=1,2,\dots,N$,则根据式(22)可以计算考虑各连接对角向位置差异性后的连接对角向位置。

设置各转盘的不平衡偏心距均为0.01 mm,角度不对中设置为 0.5° 。转速为6000 r/min。膜片联轴器左端转子节点频谱如图20所示,膜片联轴器右端转子节点频谱如图21所示,膜片联轴器两端转子节点轴向振动如图22所示。

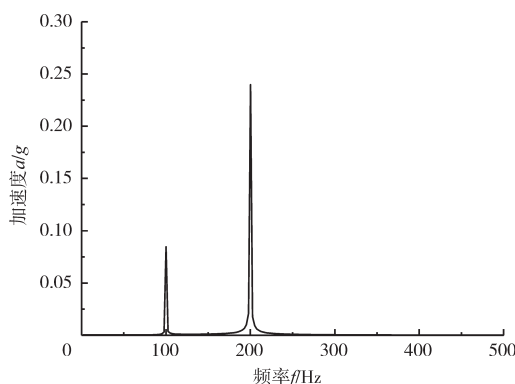


图20 膜片联轴器左端转子节点的频谱(角向位置不均匀)

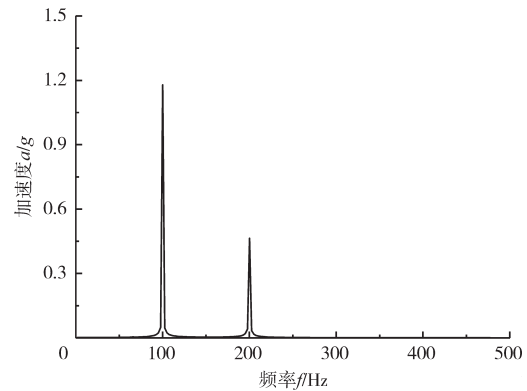
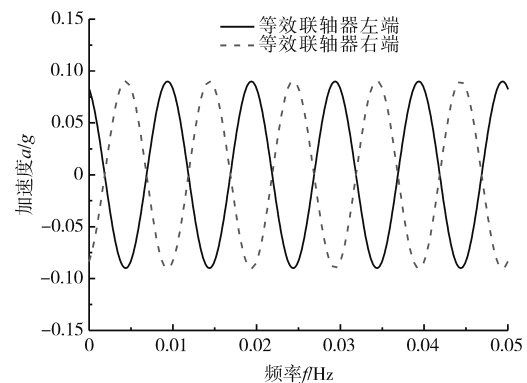
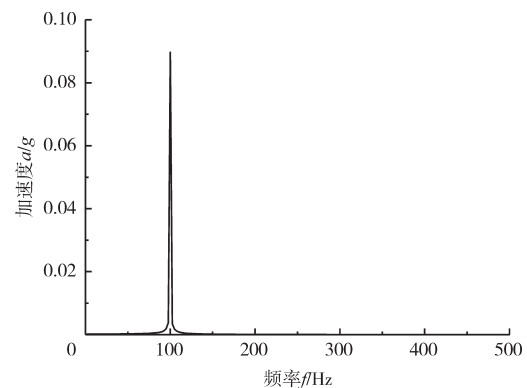


图21 膜片联轴器右端转子节点的频谱(角向位置不均匀)



(a) 时域波形



(b) 频谱

图22 膜片联轴器两端转子节点的轴向振动(角向位置不均匀)

从图中可见,考虑各连接对轴向位置不均匀后,出现了较为明显的2倍频特征。角度不对中使在联轴器两端转子产生了频率为转速1倍频的轴向振动,且相位相反。其原因在于,考虑各连接对轴向位置不均匀后,多个连接对的2倍频作用力矩和1倍频轴向力不能相互完全抵消,最终在合力矩中产生了2倍频,在轴向合力产生了轴向力,轴向振动出现,同时,联轴器两端的轴向振动为反相。

2.4.2.3 等效联轴器的各连接对刚度存在差异性情形

考虑等效联轴器的各连接对刚度存在较小差异

的情形。该情形下,连接对的角向位置均匀分布、连接对刚不存在非线性。仿真计算中设定式(23)中的刚度离散系数 $D=0.1$ 。

设置各转盘的不平衡偏心距均为0.1 mm,角度不对中设置为 0.5° 。转速为6000 r/min。膜片联轴器左端转子节点频谱如图23所示,膜片联轴器右端转子节点频谱如图24所示,膜片联轴器两端转子节点轴向振动如图25所示。

从图中可见,当考虑各连接对的刚度差异性的情况下,转子振动加速度响应出现了明显的2倍频特征。同时,角度不对中使在联轴器两端转子产生了频

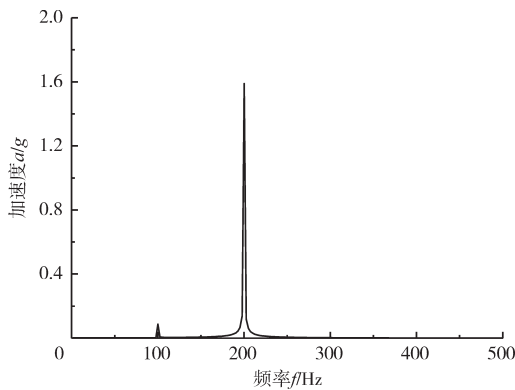


图23 膜片联轴器左端转子节点频谱(刚度存在差异性)

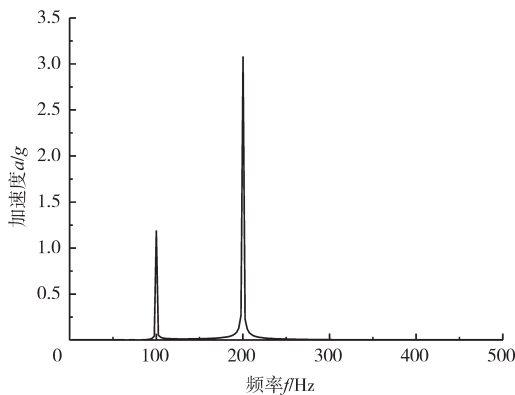
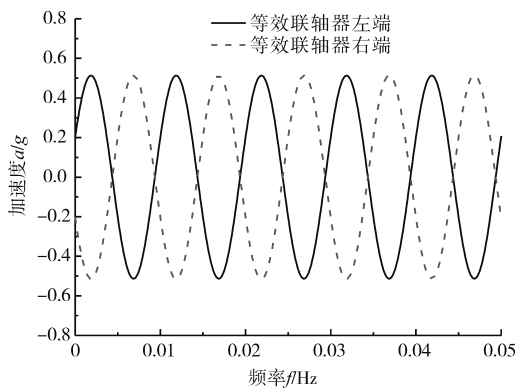
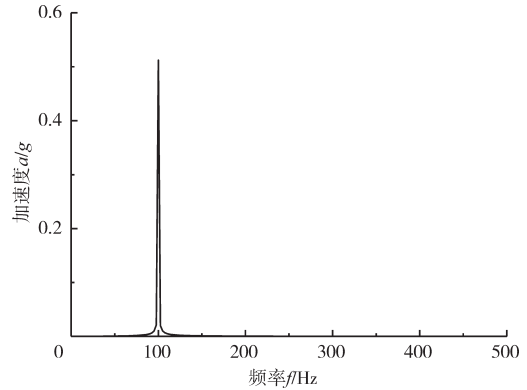


图24 膜片联轴器右端转子节点频谱(刚度存在差异性)



(a) 时域波形



(b) 频谱

图25 膜片联轴器两端转子节点轴向振动(刚度存在差异性)

率为转速1倍频的轴向振动,且相位相反。其原因在于,当考虑各连接对的刚度差异性的情况下,多个连接对的2倍频作用力矩和1倍频轴向力不能相互完全抵消,最终在合力矩中产生了2倍频,在轴向合力产生了轴向力,轴向振动出现,同时,联轴器两端的轴向振动为反相。

2.4.2.4 连接对刚度非线性情形

考虑等效联轴器的各连接对的径向刚度存在硬弹簧的非线性特性。该情形下,连接对的径向刚度相同、不存在角向位置偏差。在仿真分析中,设置刚度的非线性因子 $a=1 \times 10^{11}$,根据公式(24)计算得到第*i*个连接对在*t*时刻的非线性弹性力。

设置各转盘的不平衡偏心距均为0.01 mm,平行不对中设置为0.5 mm。转速为6000 r/min。膜片联轴器左端转子节点频谱如图26所示,膜片联轴器右端转子节点频谱如图27所示。

从图中可见,当考虑各连接对的轴向刚度存在非线性时,转子振动加速度响应出现了明显的4倍频特征。角度不对中并没有使转子径向振动出现2倍频

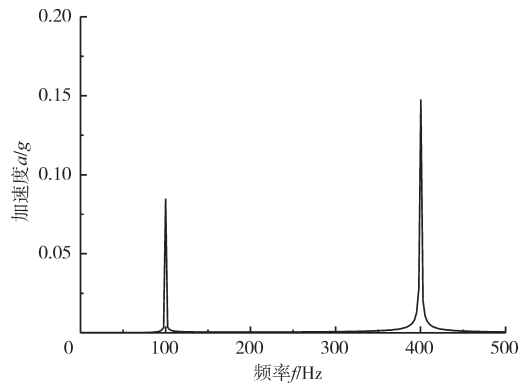


图26 膜片联轴器左端转子节点频谱(刚度非线性)

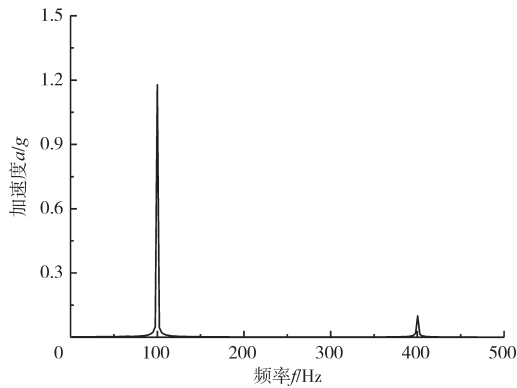


图27 膜片联轴器右端转子节点频谱(刚度非线性)

现象,也没有使转子产生了频率为转速1倍频的轴向振动。其原因在于,考虑各连接对的轴向刚度存在非线性的情况下,多个连接对的2倍频作用力矩和1倍频轴向力仍然相互完全抵消,最终在合力矩中不产生2倍频,在轴向合力不产生轴向力,轴向振动不出现。但是在非线性轴向刚度下,由于角度不对中的存在,刚度非线性被激发,从而产生4倍频振动,需要指出的是,如果没有角向不对中,则轴向刚度的非线性不会被激发,系统也不将产生4倍频振动,4倍频是角度不对中和轴向刚度非线性的综合结果。

2.4.2.5 综合情形

综合考虑等效联轴器的各连接对的角向位置均匀性、径向刚度差异性以及刚度非线性特性,进行不对中故障仿真。同时,设置各转盘的不平衡偏心距均为0.01 mm,角度不对中设置为0.5 mm。转速为6000 r/min。膜片联轴器左端转子节点频谱如图28所示,膜片联轴器右端转子节点频谱如图29所示,膜片联轴器两端转子节点轴向振动如图30所示。

从图中可见,当综合考虑各连接对的均匀性、径向刚度差异性以及刚度非线性特性的情况下,转子振动加速度响应出现了明显的2倍频特征,且转子振动

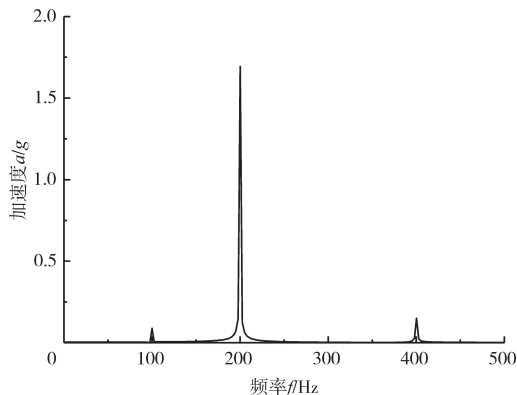


图28 膜片联轴器左端转子节点频谱(综合)

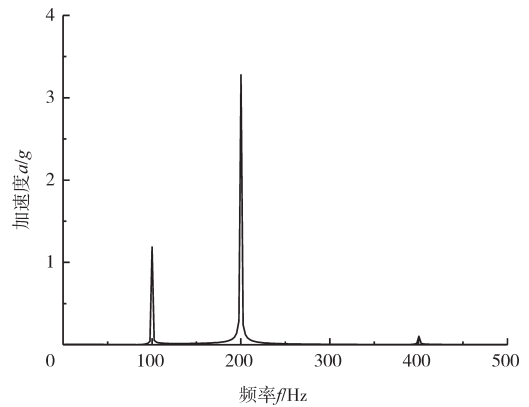
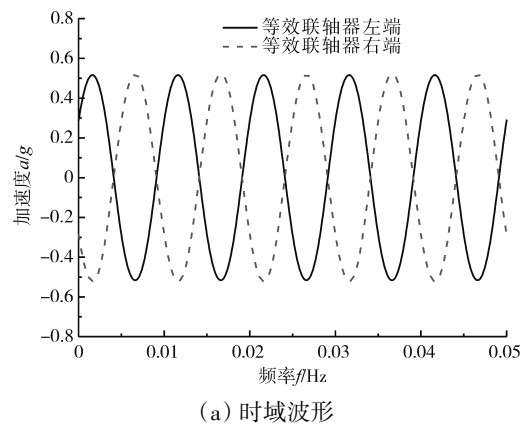
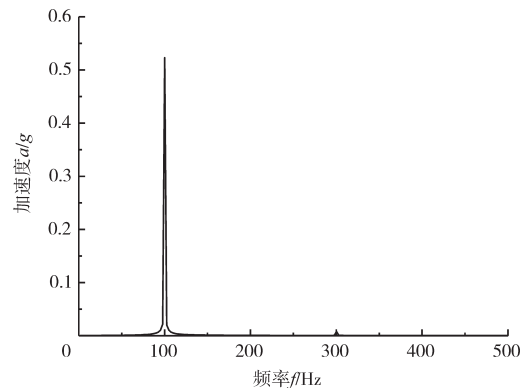


图29 膜片联轴器右端转子节点频谱(综合)



(a) 时域波形



(b) 频谱

图30 膜片联轴器两端转子节点轴向振动(综合)

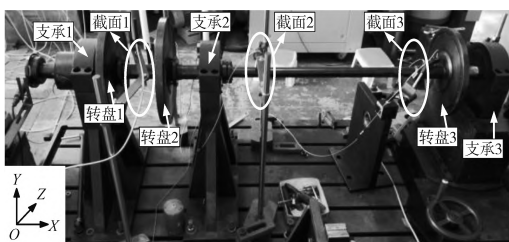
加速度响应出现了明显的4倍频特征,同时,角度不对中使在联轴器两端转子产生了频率为转速1倍频的轴向振动,且相位相反。

从图中可见,综合考虑各连接对的角向位置均匀性、径向刚度差异性以及刚度非线性特性时,转子响应中出现了2倍频和4倍频分量,其中各连接对的角向位置均匀性、径向刚度差异性为2倍频径向振动的来源,4倍频振动分量是轴向刚度非线性的来源。

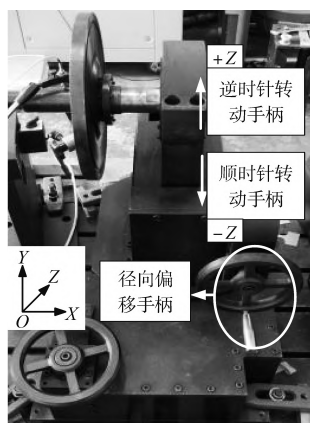
3 含套齿联轴器的转子不对中试验

3.1 转子不对中故障模拟试验方案

为了研究某型航空发动机低压转子的不对中故障机理,设计并搭建了含套齿联轴器的3支点转子模拟试验器,如图31所示。该试验器可通过转动径向偏移手柄实现支承3水平方向的平移,以此模拟不同程度的转子角度不对中故障。



(a) 转子不对中试验实物



(b) 支承3平移机构

图31 含套齿联轴器的3支点转子模拟试验器

依据利用文献[15]的建模方法,建立了含套齿联轴器的3支点转子试验器耦合动力学模型,并通过模态试验验证了动力学模型的正确有效性。限于篇幅,详细的建模过程在此不再详述。将本文提出的支承不对中模型导入含套齿联轴器的3支点转子试验器动力学模型中,通过仿真分析得到不对中故障激励下的动力学响应,将仿真结果与试验结果进行比较分析,并以此来验证不对中模型的正确有效性。

不对中模拟试验中,转子信号采集测点布置方案如图32所示,转盘1和转盘2之间、套齿联轴器附近和转盘3附近水平和铅垂方向布置有电涡流位移传感器,转子法兰盘处安装有光电转速传感器。传感器信号经过前置放大器和数据采集器处理后输出到计算机端,由计算机进行振动信号的采集和分析。

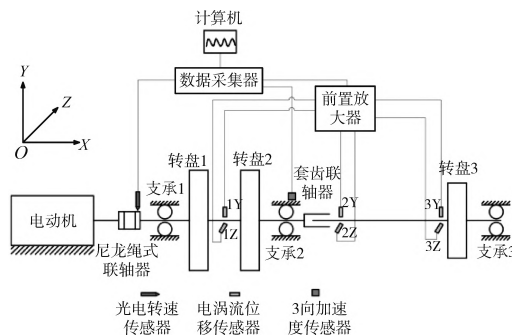


图32 信号采集测点布置方案

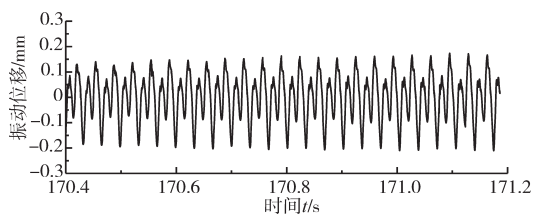
转子不对中故障模拟试验器第1阶临界转速为3000~4000 r/min,转子在1800 r/min转速附近,振动信号表现出明显的不对中故障特征,故选取1800 r/min为特征转速,分析多种不对中工况下各测点的振动信号特征,并与仿真结果进行对比验证。

3.2 试验结果与分析

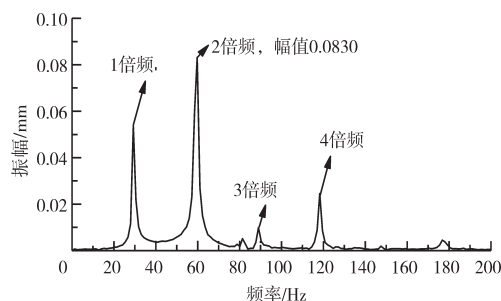
测点2位于联轴器附近,故障特征信号更为明显,故以测点2Y为例进行振动响应分析,研究随角度不对中量增加,转子系统振动响应的演变趋势。

多种不对中工况下2Y测点振动位移响应时域波形及频谱特征试验和仿真结果如图33~35所示。从试验结果可以看出,在支承不对中故障下,转子振动信号出现明显的2和4倍频故障特征,且随着不对中量增加,2倍频幅值逐渐增加,幅值增加速度逐渐加快。当转子不对中量增加到一定程度时,振动信号中出现更为复杂的频率成分,在角度不对中量为 0.45° 时,振动信号中出现3、5和6倍频等其他频率成分。

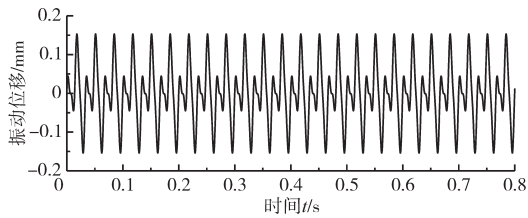
试验与仿真信号倍频分量幅值对比见表8,从表



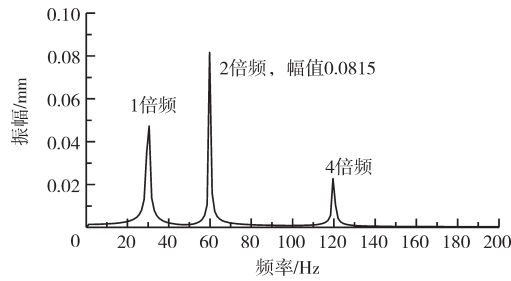
(a) 时域波形(试验)



(b) 频谱(试验)

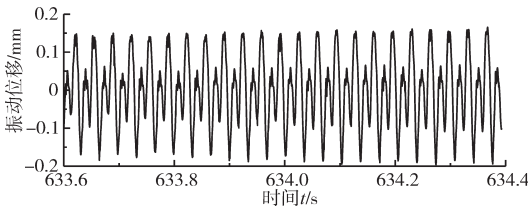


(c) 时域波形(仿真)

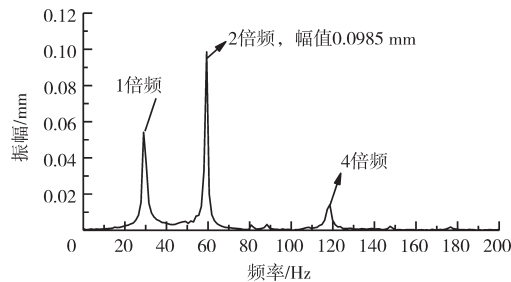


(d) 频谱(仿真)

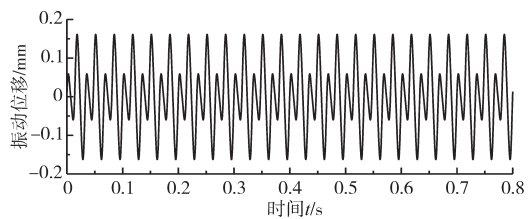
图33 2Y测点振动位移响应时域波形及频谱(0.15°不对中)



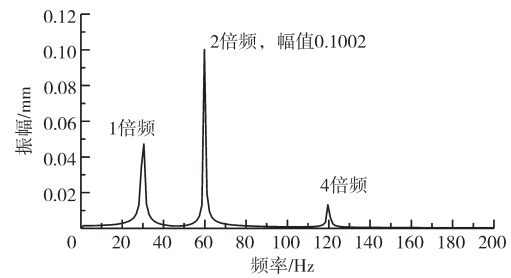
(a) 时域波形(试验)



(b) 频谱(试验)

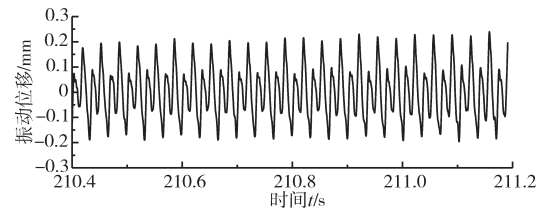


(c) 时域波形(仿真)

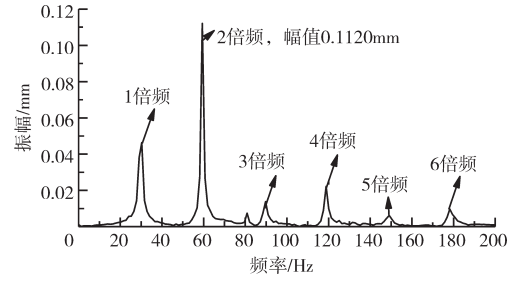


(d) 频谱(仿真)

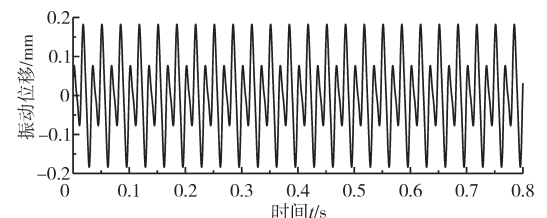
图34 2Y测点振动位移响应时域波形及频谱(0.30°不对中)



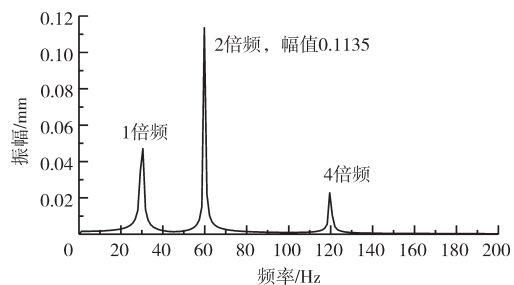
(a) 时域波形(试验)



(b) 频谱(试验)



(c) 时域波形(仿真)



(d) 频谱(仿真)

图35 2Y测点振动位移响应时域波形及频谱(0.45°不对中)

中可见,多种不对中工况下,不对中故障振动响应1、2、4倍频幅值的仿真精度均达到85%以上,仿真模型能够准确模拟实际转子试验器的动力学行为,验证了

表8 试验与仿真振动位移响应倍频分量幅值比较

不对中工况	倍频分量	试验幅值/mm	仿真幅值/mm	误差/%
0.15°不对中	1	0.0538	0.0473	12.08
	2	0.0830	0.0815	1.81
	4	0.0245	0.0227	7.35
0.30°不对中	1	0.0541	0.0472	12.75
	2	0.0985	0.1002	1.73
0.45°不对中	4	0.0141	0.0132	6.38
	1	0.0462	0.0471	1.95
0.45°不对中	2	0.1120	0.1135	1.34
	4	0.0221	0.0228	3.17

转子支承不对中故障模型的正确性。

4 结论

(1)提出了一种通用的转子支承不对中故障模型,建立了等效联轴器模型,推导了等效联轴器参数计算方法。

(2)考虑了实际联轴器中可能出现的连接对角向位置不均匀性、连接刚度的差异性、以及连接刚度的非线性等特性,推导了基于等效联轴器模型的转子平行不对中和角度不对中故障的激励模型。

(3)以含膜片联轴器的转子试验器动力学模型为例,仿真分析了平行不对中和角度不对中故障下的转子振动响应,结果表明:不考虑角向位置不均匀性、连接刚度的差异性、以及连接刚度的非线性等特性的理想情形下,平行不对中和角向不对中均不能产生工程实际中所观察到的2、4倍频,以及轴向振动现象;考虑角向位置不均匀性、连接刚度的差异性情形,平行不对中和角向不对中将产生2倍频的径向振动,以及1倍频的轴向反相振动现象;考虑刚度的非线性特性,平行不对中和角向不对中将激发刚度的非线性特征,从而使转子系统产生典型的4倍频特征。

(4)利用含套齿联轴器的3支点转子故障模拟试验器进行了特征转速下多种不对中工况的振动响应试验,试验结果与仿真结果基本吻合,验证了转子支承不对中故障模型的正确性。

参考文献:

- [1] Gibbons C B. Coupling misalignment forces. In: proceedings of the 5th turbomachinery symposium, gas turbine laboratories[J]. Texas A&M University, 1976:111-116.
- [2] Sekhar A S, Prabhu B S. Effects of coupling misalignment on vibrations of rotating machinery[J]. Journal of Sound and Vibration, 1995, 185(4):655-671.
- [3] Xu M, Marangoni R D. Vibration analysis of a motor-flexible coupling-rotor system subject to misalignment and unbalance, part I: theoretical model and analysis[J]. Journal of Sound and Vibration, 1994, 176(5):663-679.
- [4] Lee Y S, Lee C W. Modelling and vibration analysis of misaligned rotor-ball bearing systems[J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 224(1):17-32.
- [5] 韩捷. 齿式联接不对中转子的故障物理特性研究[J]. 振动工程学报, 1996(3):87-91.
- [6] HAN Jie. Study on fault properties of the rotor connected by the gear coupling[J]. Journal of Vibration Engineering, 1996(3):87-91. (in Chinese)
- [7] 李明, 虞烈. 齿轮联轴器的齿轮变形分析[J]. 机械传动, 1998(1):14-16.
- [8] LI Ming, YU Lie. Tooth deformation of gear coupling analysis[J]. Journal of Mechanical Transmission, 1998(1):14-16. (in Chinese)
- [9] 赵广, 刘占生, 陈峰, 等. 花键联轴器对转子-轴承系统稳定性影响研究[J]. 振动工程学报, 2009, 22(3):280-286.
- [10] ZHAO Guang, LIU Zhansheng, CHEN Feng, et al. Influences of spline coupling on stability of rotor-bearing system[J]. Journal of Vibration Engineering, 2009, 22(3):280-286. (in Chinese)
- [11] Al-Hussain K M, Redmond I. Dynamic response of two rotors connected by rigid mechanical coupling with parallel misalignment[J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 249(3):483-498.
- [12] Al-Hussain K M. Dynamic stability of two rigid rotors connected by a flexible coupling with angular misalignment[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 266(2):217-234.
- [13] 张振波, 马艳红, 李骏, 等. 带有支承不同心转子系统的动力响应[J]. 航空动力学报, 2012, 27(10):2321-2328.
- [14] ZHANG Zhenbo, MA Yanhong, LI Jun, et al. Dynamic response of aero-engine rotor system with bearing misalignment[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(10):2321-2328. (in Chinese)
- [15] Patel T H, Daroe A K. Vibration response of misaligned rotors[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 325(3):609-628.
- [16] Sarkar S, Nandi A, Neogy S, et al. Finite element analysis of misaligned rotors on oil-film bearings[J]. Sandhana, 2010, 35(1):45-61.
- [17] 王彤, 王立, 廖明夫. 带套齿联轴器转子稳定性分析[J]. 航空发动机, 2021, 47(3):66-71.
- [18] WANG Tong, WANG Li, LIAO Mingfu. Stability analysis of rotor with spline coupling[J]. Aeroengine, 2021, 47(3):66-71. (in Chinese)
- [19] 于清文, 王菲, 卢良文, 等. 联轴器不对中转子系统的故障再现方法[J]. 航空发动机, 2022, 48(6):98-104.
- [20] YU Qingwen, WANG Fei, LU Liangwen, et al. A method for fault reproduction of rotor system with coupling misalignment[J]. Aeroengine, 2022, 48(6):98-104. (in Chinese)
- [21] 陈果. 含复杂滚动轴承建模的航空发动机整机振动耦合动力学模型[J]. 航空动力学报, 2017, 32(9):2193-2204.
- [22] CHEN Guo. Whole aero-engine vibration coupling dynamics model including modeling of complex ball and roller bearings[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(9):2193-2204. (in Chinese)

(编辑:刘亮)