

文章编号:1000-8055(2012)10-2321-08

带有支承不同心转子系统的动力响应

张振波^{1,2}, 马艳红², 李 骏², 洪 杰²

(1. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015;

2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 通过对转子结构和动力学特性的分析, 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. 数值仿真结果表明: 由于支承不同心量和不平衡力的共同作用, 转子及其连接结构会发生复杂的非线性动力学变化, 使转子系统振动响应呈现出非线性特征, 包含 1 倍和 2 倍频分量, 响应的幅值和频谱特征与不同心量和不平衡量的分布密切相关.

关 键 词: 动力响应; Lagrange 能量法; 支承不同心; 航空发动机; 转子动力学; 非线性振动

中图分类号: V231.96

文献标志码: A

Dynamic response of aero-engine rotor system with bearing misalignment

ZHANG Zhen-bo^{1,2}, MA Yan-hong², LI Jun², HONG Jie²

(1. Shenyang Aeroengine Design and Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China;

2. School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Based on the analysis of structural and dynamic characteristics, a dynamic model of flexible rotor systems under misalignment and unbalance excitations in aero-engines was developed by Lagrange equations. It described the mechanism and effect factors of nonlinear properties of response in misaligned rotors. The numerical results show that the rotor system and its coupling may behave in a complex and nonlinear way with the excitation of misalignment and unbalance. The response of the system presents nonlinear properties, including 1 and 2 harmonics, and the amplitude and spectrum signature closely relate to the amount of misalignment and the distribution of unbalance.

Key words: dynamic response; Lagrange method; bearing misalignment; aero-engine; rotordynamics; nonlinear vibration

现代航空涡扇发动机多采用双转子结构设计, 其低压转子系统是典型的大跨度、多支承的柔性转子系统. 该转子系统通常由多段轴, 利用连接结构相连接组成, 拥有多个支点. 受制造、装配和长时间工作的影响, 转子支承结构的中心往往会

发生一定程度的相对偏移, 造成转子轴线不能精确地在一条直线上, 出现所谓“支承不同心”问题^[1]. 出现不同心后, 转子系统在其高速旋转过程中将产生一系列危害效应, 引起转子的振动和变形, 导致轴承磨损, 甚至出现油膜失稳、转静件碰

收稿日期: 2012-03-29

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20121015.1020.201210.2321_022.html

作者简介: 张振波(1964—), 男, 辽宁大连人, 研究员, 博士生, 主要从事转子动力学、结构振动控制和可靠性研究.

联系作者: 马艳红(1975—), 女, 辽宁铁岭人, 副教授, 博士, 主要从事转子动力学、新型阻尼材料和振动控制研究.

摩等严重故障.然而,大多数文献仅着眼于不同心的诊断方法^[2-4],缺乏对力学机理的解释.因此,针对航空发动机结构的特点,建立转子系统动力学模型,研究不同心激励下转子系统的振动响应特征,对解决整机振动问题以及提高动力学分析水平具有重要意义.

目前国内外关于转子不同心问题力学模型的研究中,Xu 和 Marangoni^[5-6]建立了万向节式联轴器在倾角不同心情况下的激振力模型,得到了 2 倍频的不同心激振力,利用模态综合法获得了系统的运动方程.文献^[7-9]以齿式联轴器为对象,由中间齿套的运动轨迹分别得到了平行不同心和倾角不同心情况下的 2 倍频激振力. Lees^[10]利用 Lagrange 法建立了带有螺栓连接的平行不同心刚性转子模型,系统的微分方程表现出一定的参数振动特征,其响应存在 2 倍和 3 倍频的高次谐波分量. A L-Hussain 与 Redmond^[11-13]针对不同结构特征的转子,分别建立了平行不同心、倾角不同心和平行倾角综合不同心的非线性动力学模型,利用 Lagrange 法得到了系统的运动微分方程,计算了系统的非线性振动响应和振动稳定性,仿真结果表明平行不同心和倾角不同心存在本质不同.李明^[14]同样利用 Lagrange 法,在一定的假设条件下,建立了平行不同心的两刚性转子的力学模型,分析了其响应特征.

对现有的研究成果分析发现,由于转子结构和力学特征的不同,对不同心转子系统所建立的力学模型具有多样性.连接结构形式的不同、支承数量和位置的不同,以及转子本身动力学特性的不同,都会给所建立的力学模型带来很大差异,从而影响系统在不同心情况下的动力学行为和特征.因此,为了研究航空发动机转子系统在不同心激励下,非线性振动响应的产生机理和影响因素,应该根据实际的转子系统的结构,有针对性地建立支承不同心转子系统的动力学模型.

1 航空发动机典型转子的结构和力学特征

1.1 柔性转子结构特征

如图 1 所示为在高性能的航空涡扇发动机上有着广泛的应用的典型低压转子系统.转子采用 3 个支点支承,支承方案为 1-1-1,由风扇轴与低压涡轮轴 2 个转子,通过套齿结构进行连接.在连接结构中采用圆柱面定心,大螺帽锁紧承载轴向拉力,因此连接结构的刚性较强,一般不易发生局部变形,可以视为刚性连接.由于在双转子航空发动机中,低压转要穿过高压转子,形成双轴并联形式,因此低压转子为细长轴,弯曲刚度相对较低,其工作转速一般在弯曲临界转速以上,从动力学

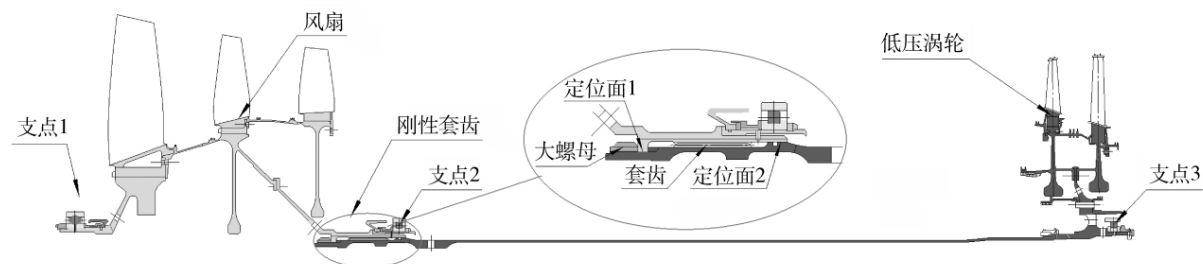


图 1 采用 3 支点支承方案的 F110 低压转子系统

Fig. 1 Multi-support rotor system with rigid coupling

上看,是 1 种典型的柔性转子.

对于该转子,前 2 个支点分布位于风扇转子的前后两端,由于跨度较短,支承框架位于同 1 个机匣上,因此 2 个支点的同心度易于保证.而第 3 个支点位于后端低压涡轮后端,支点与前支点跨度大,受装配工艺和环境温度变化的影响,在装配后第 3 支点容易出现支承不同心现象.对于带有支承不同心的转子系统,一般不同心量由转子系统中刚性较为薄弱的环节来承担,由于连接刚度相对轴较大,可以视为刚性,而涡轮轴的弯曲刚度

小,因此在存在支承不同心时变形主要发生在涡轮轴段,系统变形如图 2 所示.

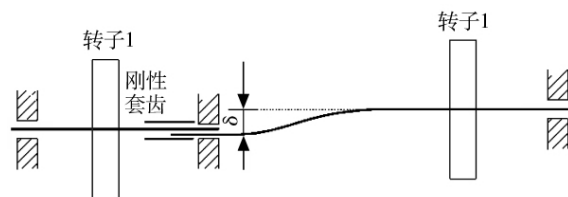


图 2 具有刚性连接转子系统支承不同心变形模型

Fig. 2 Deformation model of a misaligned rotor system with rigid coupling

1.2 3 支点柔性转子系统力学模型

针对支承不同心转子系统的受力和变形情况,将风扇和低压涡轮等效为 2 个单独的轮盘,称之为转子 1 与转子 2,建立如图 3 所示的力学模型.由于风扇轴的跨度较短,且为鼓筒结构,弯曲刚度大,因此在模型中将转子 1 视为刚性,而支点 1 与支点 2 为弹性支承,该转子在工作过程中只能平动,不会弯曲.低压涡轮轴的跨度较大,刚度较低,故将转子 2 视为柔性,轴本身会发生变形,支点 3 为刚性支承.

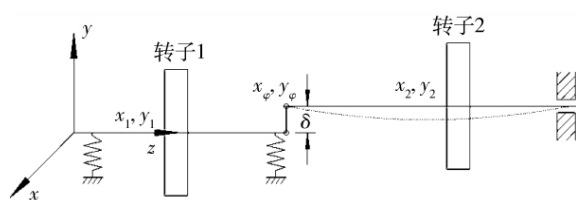


图 3 支承不同心等效力学模型

Fig. 3 Dynamic model of misaligned rotors

在该力学模型中,将转子系统由支承不同心所产生的变形量集中等效到两转子的连接处,由此来反映不同心所带来的动力学影响.根据这种等效条件,两转子存在一定的平行不同心,不同心量恒定为 δ ,它们在初始时刻没有弯曲变形.在转子以一定速度旋转时,盘的不平衡量会对系统造成不平衡激励,同时,在两转子连接的位置会给两轴的相对运动带来一定的附加约束,使系统表现出非线性刚度特征.

2 建立运动微分方程

根据带有支承不同心柔性转子的结构和力学特征,采用 Lagrange 能量法建立转子系统的运动微分方程.

2.1 动能、势能与自由度

2 转子在转动过程中的轴心位置如图 4 所示,盘 1 几何中心坐标为 (x_1, y_1) ,盘 2 几何中心坐标为 (x_2, y_2) ,连接位置的坐标为 (x_φ, y_φ) .显然,随着转子的振动,转子 2 会发生弯曲变形,所以 (x_2, y_2) 并不会等于 (x_φ, y_φ) .

2 转子不同心量为 δ (假设只存在于 y 方向),故在初始时刻连接结构的坐标为 $(0, \delta)$.由于转子 2 存在一定的柔性,因此连接结构会在初始位置附近进行偏摆,偏摆的角度为 φ ,在 δ 恒定的前提下,连接结构的坐标可以表示成

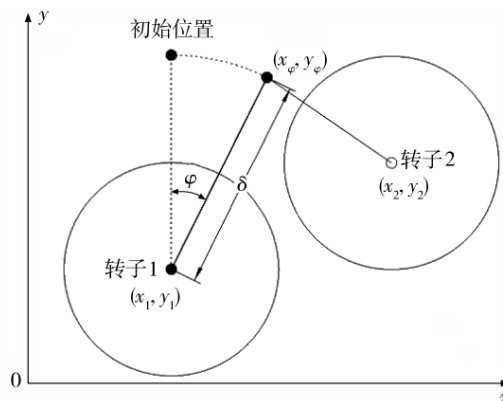


图 4 系统的轴心位置示意图

Fig. 4 Locations of disks and coupling

$$\begin{cases} x_\varphi = x_1 + \delta \sin \varphi \\ y_\varphi = y_1 + \delta \cos \varphi \end{cases} \quad (1)$$

定义系统的广义坐标为

$$\{q\} = [x_1 \quad y_1 \quad x_2 \quad y_2 \quad \varphi] \quad (2)$$

系统的总动能为

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2} m_1 (\dot{x}_1 + e_1 \omega \cos \omega t)^2 + \\ & \frac{1}{2} m_1 (\dot{y}_1 - e_1 \omega \sin \omega t)^2 + \\ & \frac{1}{2} m_2 (\dot{x}_2 + e_2 \omega \cos \omega t)^2 + \\ & \frac{1}{2} m_2 (\dot{y}_2 - e_2 \omega \sin \omega t)^2 + \\ & \frac{1}{2} J_1 \omega^2 + \frac{1}{2} J_2 \omega^2 \end{aligned} \quad (3)$$

式(3)分别代表转子 1 在 x, y 方向的平动动能,转子 2 在 x, y 方向的平动动能以及转子 1、转子 2 的转动动能.

系统的总势能为

$$\begin{aligned} V = & \frac{1}{2} k_1 x_1^2 + \frac{1}{2} k_1 y_1^2 + \frac{1}{2} k_2 (x_2 - x_\varphi)^2 + \\ & \frac{1}{2} k_2 (y_2 - y_\varphi)^2 + \frac{1}{2} k'_2 x_\varphi^2 + \frac{1}{2} k'_2 (\delta - y_\varphi)^2 = \\ & \frac{1}{2} k_1 x_1^2 + \frac{1}{2} k_1 y_1^2 + \frac{1}{2} k_2 (x_2 - x_1 - \delta \sin \varphi)^2 + \\ & \frac{1}{2} k_2 (y_2 - y_1 - \delta \cos \varphi)^2 + \frac{1}{2} k'_2 (x_1 + \delta \sin \varphi)^2 + \\ & \frac{1}{2} k'_2 (\delta - y_1 - \delta \cos \varphi)^2 \end{aligned} \quad (4)$$

式(4)前 4 项分别表示:转子 1 在 x, y 方向的弹性势能(体现在支承上),转子 2 的弹性变形所产生的弹性势能(体现在轴上).最后两项表示连接位置的偏摆给转子 2 带来的附加变形,由此所产生的弹性势能, k'_2 代表转子 2 限制连接结构的运动的刚度.

2.2 系统的运动微分方程

根据系统动能、势能的表达式,由 Lagrange 方程

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial V}{\partial q_j} = Q \quad (5)$$

可得到系统运动微分方程

$$M\ddot{q} + Kq = F \quad (6)$$

其中各矩阵为

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$K = \begin{bmatrix} k_1 + k'_2 + k_2 & 0 & -k_2 & 0 \\ 0 & k_1 + k'_2 + k_2 & 0 & -k_2 \\ -k_2 & 0 & k_2 & 0 \\ 0 & -k_2 & 0 & k_2 \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$F = \begin{cases} m_1 e_1 \omega^2 \sin \omega t - (k'_2 + k_2) \delta \sin \varphi \\ m_1 e_1 \omega^2 \cos \omega t + k'_2 \delta (1 - \cos \varphi) - k_2 \delta \cos \varphi \\ m_2 e_2 \omega^2 \sin \omega t + k_2 \delta \sin \varphi \\ m_2 e_2 \omega^2 \cos \omega t + k_2 \delta \cos \varphi \end{cases} \quad (9)$$

此外,经过 Lagrange 方程对广义坐标的求导,还产生了一个代数方程来决定连接结构的位

$$F = \begin{cases} m_1 e_1 \omega^2 \sin \omega t - (k'_2 + k_2) \delta \sin[f(x_1, y_1, x_2, y_2)] \\ m_1 e_1 \omega^2 \cos \omega t + k'_2 \delta \{1 - \cos[f(x_1, y_1, x_2, y_2)]\} - k_2 \delta \cos[f(x_1, y_1, x_2, y_2)] \\ m_2 e_2 \omega^2 \sin \omega t + k_2 \delta \sin[f(x_1, y_1, x_2, y_2)] \\ m_2 e_2 \omega^2 \cos \omega t + k_2 \delta \cos[f(x_1, y_1, x_2, y_2)] \end{cases} \quad (12)$$

与不平衡激振力中的 $\sin \omega t$ 与 $\cos \omega t$ 不同, $\sin[f(x_1, y_1, x_2, y_2)]$ 与 $\cos[f(x_1, y_1, x_2, y_2)]$ 是 1 个由广义坐标所决定的非线性函数,而不是随时间 t 变化的简谐函数,将其放置在方程右端,视为对系统的激励力并非十分恰当,而是更应该将其视作对系统的刚度矩阵产生的影响.对于转子系统而言,支承不同心实际上给系统带来了附加的非线性刚度项,改变了系统的动力学特性,使系统呈现非线性特征.

为了更简洁明晰地说明以上情况,假定 φ 能

$$K' = \begin{bmatrix} k_1 + k'_2 + k_2 + (k'_2 + k_2) \delta f_1 & (k'_2 + k_2) \delta f_2 & -k_2 + (k'_2 + k_2) \delta f_3 & (k'_2 + k_2) \delta f_4 \\ (k'_2 + k_2) \delta f_5 & k_1 + k'_2 + k_2 + (k'_2 + k_2) \delta f_6 & (k'_2 + k_2) \delta f_7 & -k_2 + (k'_2 + k_2) \delta f_8 \\ -k_2 - k_2 \delta f_1 & -k_2 \delta f_2 & k_2 - k_2 \delta f_3 & -k_2 \delta f_4 \\ -k_2 \delta f_5 & -k_2 - k_2 \delta f_6 & -k_2 \delta f_7 & k_2 - k_2 \delta f_8 \end{bmatrix} \quad (14)$$

置角度 φ ,其表达式与广义坐标 x_1, y_1, x_2, y_2 有关

$$(k_2 + k'_2) x_1 \cos \varphi - (k_2 + k'_2) y_1 \sin \varphi - k_2 x_2 \cos \varphi + k_2 y_2 \sin \varphi + k'_2 \delta \sin \varphi = 0 \quad (10)$$

2.3 系统的非线性机理

对转子系统的运动微分方程(6)~方程(10)分析可以发现:①方程中的质量阵为对角阵,只包含 2 个轮盘的质量,说明支承不同心不影响系统的质量矩阵;②刚度矩阵 K 的元素为常数,但为非对角矩阵,这表明 2 转子的横向振动存在相互耦合.同时矩阵中存在 1 个限制连接位置偏摆的刚度 k'_2 ,这是由不同心所带来的附加刚度项;③激励项 F 中除了存在不平衡力外,还包含不同心引起的附加激励项,该激振项是连接结构的位置角度 φ 的函数.而 φ 的大小由广义坐标所决定,因此激振力是广义坐标的函数,具有非线性特征.④从方程的数学形式上来看,系统包含 4 个微分方程和 1 个代数方程,属于微分代数方程^[15],其解法与一般的非线性微分方程类似.

值得注意的是,产生了 1 个决定连接结构位置 φ 的代数方程.角 φ 由广义坐标 x_1, y_1, x_2, y_2 所决定,该方程为隐式,无法将 φ 写成关于 x_1, y_1, x_2, y_2 的显式表达式,故暂且将 φ 表示成如下形式的函数:

$$\varphi = f(x_1, y_1, x_2, y_2) \quad (11)$$

那么,系统的激励项就可以写成如下形式:

够表示成如下形式(实际上关于 φ 的方程为隐式,并不一定能够满足如此假设,此处仅为更清楚地阐明不同心对方程所产生的影响)

$$\begin{cases} \sin \varphi = \sin[f(x_1, y_1, x_2, y_2)] = f_1 x_1 + f_2 y_1 + f_3 x_2 + f_4 y_2 \\ \cos \varphi = \cos[f(x_1, y_1, x_2, y_2)] = f_5 x_1 + f_6 y_1 + f_7 x_2 + f_8 y_2 \end{cases} \quad (13)$$

其中 $f_1 \sim f_8$ 为 x_1, y_1, x_2, y_2 的函数,通过以上假设便可以方便地将不同心所带来的附加项移至系统的刚度矩阵中,总的刚度矩阵 K' 可以表示成

由不同心带来的附加刚度 ΔK 是

$$\Delta K = \begin{bmatrix} (k'_2 + k_2)\delta f_1 & (k'_2 + k_2)\delta f_2 & (k'_2 + k_2)\delta f_3 & (k'_2 + k_2)\delta f_4 \\ (k'_2 + k_2)\delta f_5 & (k'_2 + k_2)\delta f_6 & (k'_2 + k_2)\delta f_7 & (k'_2 + k_2)\delta f_8 \\ -k_2\delta f_1 & -k_2\delta f_2 & -k_2\delta f_3 & -k_2\delta f_4 \\ -k_2\delta f_5 & -k_2\delta f_6 & -k_2\delta f_7 & -k_2\delta f_8 \end{bmatrix} \quad (15)$$

显然

$$K' = K + \Delta K \quad (16)$$

那么系统的运动微分方程就可以写成

$$M\ddot{q} + Kq + \Delta Kq = F' \quad (17)$$

通过以上推导,激振力项 F' 就只包含了不平衡激振力,支承不同心可以看作只影响了方程的左端项.同时由于附加刚度 ΔK 中的 $f_1 \sim f_8$ 为广义坐标的函数,因此支承不同心给转子系统带来的附加刚度具有非线性特征.该附加刚度的大小还与不同心量 δ 、盘 2 位置的刚度 k_2 和连接位置的刚度 k'_2 有关.

通过对运动微分方程的分析,可以总结出支承不同心转子系统的动力学特征:

1) 由于运动方程为非线性,振动响应也应具有非线性特征,可能是多个频率分量的叠加,由于主要的激振力为不平衡激励,因此响应应包含 1 倍频分量,并可能伴随有 2, 3 倍频分量.

2) 方程的附加刚度项 ΔK 与不同心量 δ 有关,因此不同心量 δ 的变化会改变系统的非线性特征.由于支承不同心的影响的实质是改变了系统的刚度矩阵,因此,随着不同心量的增加,系统的振动响应中并引起某频率分量的线性增加.

3) 转子的偏心距 e_1 与 e_2 的变化会改变系统的振动响应 x_1, y_1, x_2, y_2 , 从而对附加刚度 ΔK 产生影响,系统的非线性特征也会随之变化,因此不平衡量的变化会影响其他频率分量.

3 不同心转子系统的动力响应

下面以 1 个实际发动机转子结构为对象,进行转子系统振动响应求解,研究系统的动力响应随主要参数的变化规律.

取盘 1 与盘 2 的质量分别为 108 kg 和 120 kg. 由于转子 1 为刚性,盘 1 位置的刚度主要由支承决定,取 k_1 为 5×10^5 N/mm. 而转子 2 为柔性,则盘 2 位置的刚度主要由轴的刚度决定,取 k_2 为 1.5×10^5 N/mm. 此外,连接结构的运动受到 k'_2 的限制,根据转子的结构特征,取 k'_2 为 350 N/mm.

综上所述,系统中各参数的取值如表 1 所示.

表 1 方程中各参数的取值

Table 1 Parameters in the equations of motion

$m_1 /$ kg	$m_2 /$ kg	$k_1 /$ 10^5 (N/mm)	$k_2 /$ 10^5 (N/mm)	$k'_2 /$ 10^5 (N/mm)
270	140	5	1.5	350

同时,在方程中引入对角矩阵形式的阻尼

$$C = \begin{bmatrix} c & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c \end{bmatrix} \quad (18)$$

取阻尼比 ζ 为 0.05.

3.1 支承不同心量激励下的影响规律

对于不平衡激励的影响,由于本转子系统为单纯的线性系统,系统的响应是周期的,响应的频率与不平衡激振力的频率相同.当转子系统存在不同心量时,研究 δ 的数值大小对系统响应的影响规律.取 δ 从 0.01 mm 变化至 0.1 mm,偏心距 e_1, e_2 均为 5×10^{-5} mm,转子的转速 ω 为 628 rad/s,其余参数为表 1 所示.利用 Runge-Kutta 法进行数值积分,最大步长取 1×10^{-5} s,对系统运动微分方程,以及描述连接结构位置角度的代数方程进行求解,得到系统的时域响应,取经过充分衰减后的稳定信号,再利用 FFT (fast Fourier transformation) 变换,获得系统响应的频域特征.

以盘 1 的 x 方向为例,系统各频率分量随不同心量的变化规律如图 5、图 6 所示.

从图中可以发现:数值仿真的计算结果与前文的理论分析是吻合的.支承不同心会给转子系统带来非线性特征,在不平衡激励的共同作用下,明显改变了转子系统的动力响应.响应的时域和频域特征具体表现在:

1) 如图 7 所示,当不同心量从 0 mm 变化至 0.02 mm 时,系统做周期振动,其轴心轨迹为椭圆,响应主要由 1 倍频与 2 倍频构成,2 倍频所占比例很小.随着 δ 的增大,1 倍频与 2 倍频分量逐渐增大,2 倍频所占比例也逐渐升高.

2) 如图 8 所示,不同心量在 0.02 mm 变化至

0.03 mm 区间内时,系统由周期振动变为非周期的混沌振动,其轴心轨迹变得复杂而不规律,响应虽然以 1 倍频为主,但是还包含许多其他分量,系统的动力学特征变得十分复杂,有待于今后的进一步分析。

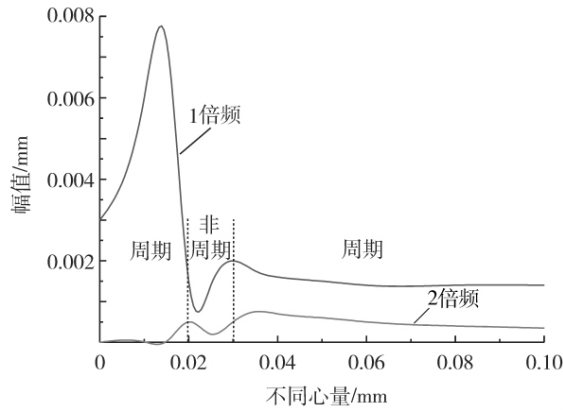


图 5 各频率分量随不同心量的变化曲线

Fig. 5 Vibration amplitude altering with misalignment value for each frequency component

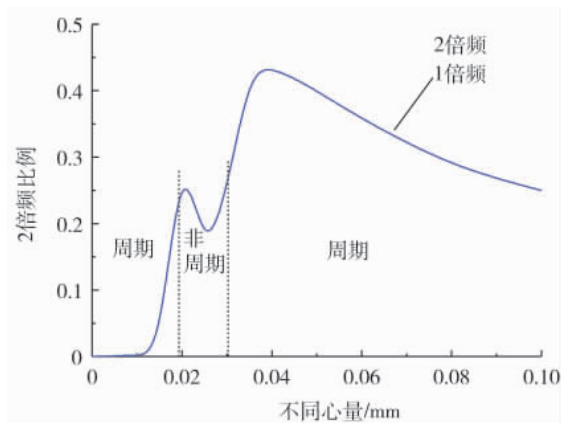


图 6 2 倍频所占比例随不同心量的变化规律

Fig. 6 Ratio of 2 harmonic amplitude altering with misalignment value

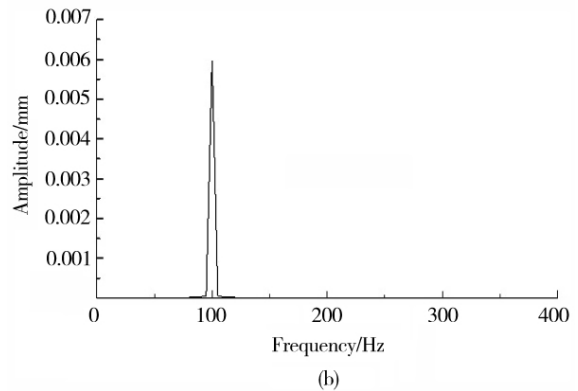
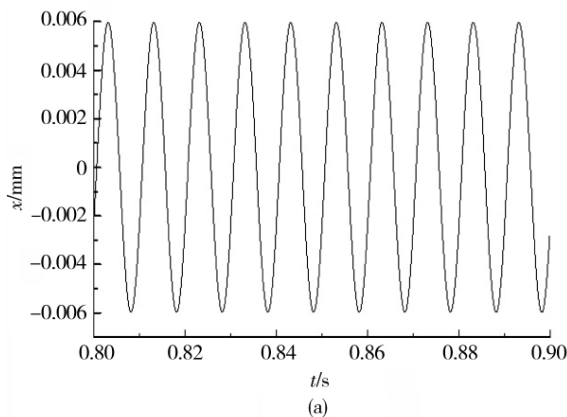


图 7 不同心量在 0 mm 至 0.02 mm 区间内的响应

Fig. 7 Response of δ in the range of 0 mm to 0.02 mm

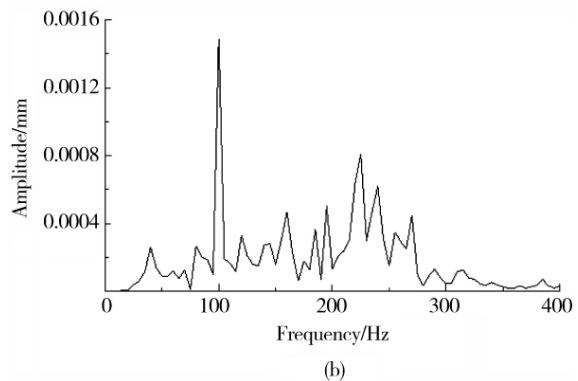
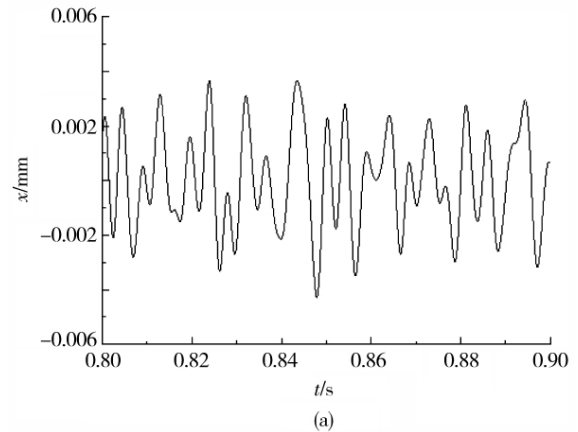


图 8 不同心量在 0.02 mm 至 0.03 mm 区间内的响应

Fig. 8 Response characteristics while misalignment value δ is from 0.02 mm to 0.03 mm

3) 如图 9 所示,随着不同心量继续增大,从 0.03 mm 变化至 0.2 mm 时,系统又重新变为周期振动,轴心轨迹变为一个扭曲的“8”字形,响应主要由 1 倍频与 2 倍频构成,且 2 倍频所占比例较大。随着不同心量的增大,系统的 1 倍频与 2 倍频的幅值均逐渐减小,且 2 倍频所占比例也逐渐

减小.

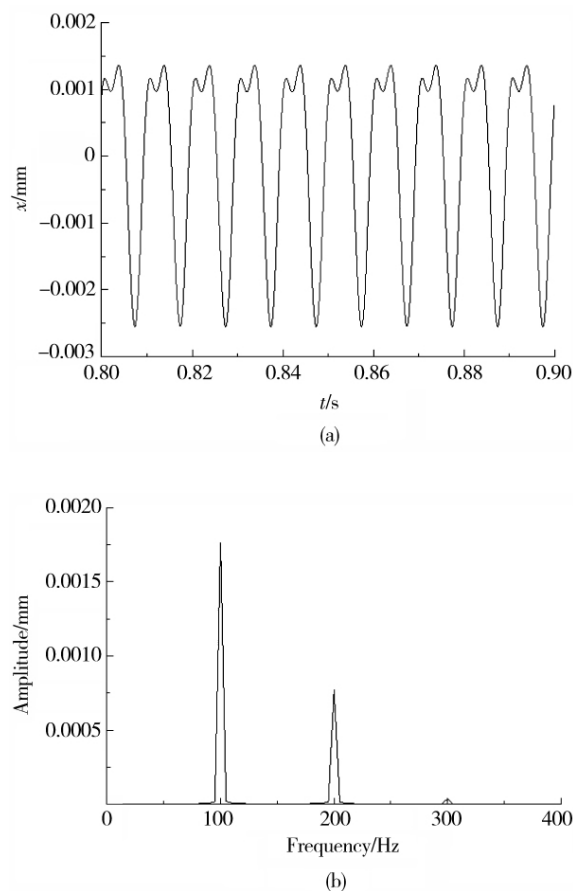


图 9 不同心量在 0.03 mm 至 0.2 mm 区间内的响应

Fig. 9 Response with δ in the range of 0.03 mm to 0.2 mm

3.2 不平衡量激励下的影响规律

从系统运动的微分方程可以看出,不同心转子系统的响应不仅与不同心量 δ 有关,还取决于两转子不平衡量的大小,两者耦合作用,影响转子的振动响应,因此,有必要进一步分析不平衡量对系统响应的影响规律.

3.2.1 盘 1 偏心距变化

取不同心量 δ 为 0.1 mm,盘 2 的偏心距 e_2 恒定为 5×10^{-3} mm,研究系统的不同心响应随盘 1 的偏心距 e_1 的变化规律.经过计算,得到系统 x_1 方向的响应随盘 1 偏心距的变化规律如图 10 所示.

由图 10 可以发现:系统的振动响应受 e_1 的影响较大,由于不平衡激励的大小与 e_1 成正比,因此系统的 1 倍频响应随着 e_1 的增加而线性增大.同时,由于 e_1 的大小会影响盘 1 的运动轨迹,从而引起转子系统的非线性特征,使 2 倍频振动响应也随 e_1 的变化而改变,2 倍频的幅值随着 e_1 的增加而平缓增加.由于 1 倍频分量对 e_1 更为敏

感,其增速远大于 2 倍频分量,因此 2 倍频在系统响应中所占的比例随着 e_1 的增加而迅速下降.

3.2.2 盘 2 偏心距变化

类似地,取盘 1 的偏心距 e_1 恒定为 5×10^{-3} mm,其他参数均保持不变,研究系统 x_1 方向的响应随盘 2 的偏心距 e_2 的变化规律,计算结果如图 11 所示.

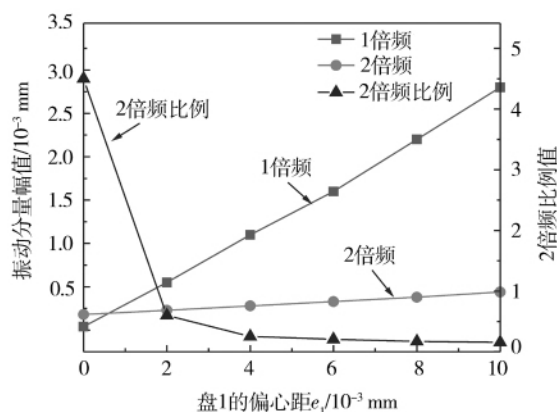


图 10 各频率分量随盘 1 偏心距的变化曲线

Fig. 10 Frequency components altering with eccentricity of disk 1

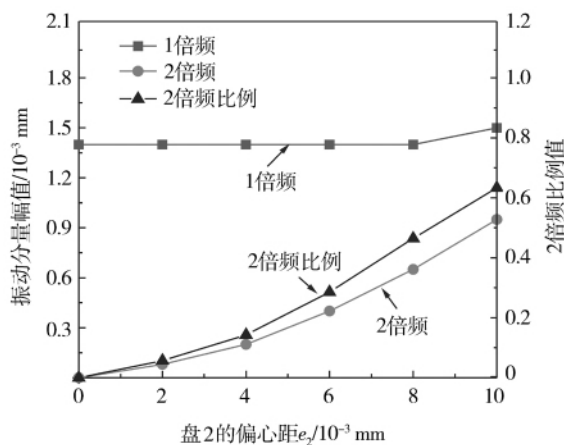


图 11 各频率分量随盘 2 偏心距的变化曲线

Fig. 11 Frequency components altering with eccentricity of disk 2

从图 11 看出:自由度 x_1 位于盘 1 位置,因此其 1 倍频响应的大小主要由 e_1 决定,而受 e_2 的影响很小,故 1 倍频幅值基本不变.然而,系统的 2 倍频响应随 e_2 的增加而大幅增加.这是由于 e_2 会显著改变盘 2 的运动轨迹,从而改变连接结构的运动情况,使连接结构的偏摆运动变得更为剧烈,系

统的非线性特征的增强所导致的。

4 结 论

本文以真实的航空发动机支承不同心转子为研究对象,基于其结构和力学特征,建立了多支点柔性转子的力学模型,并利用 Lagrange 能量法获得了系统的运动微分方程。在此基础上阐述了系统的非线性机理:支承不同心使系统呈现出非线性,主要体现在方程的刚度矩阵中,不同心使系统增加了非线性的附加刚度。

对具有支承不同心的柔性转子系统运动微分方程进行数值求解,研究了系统响应与支承不同心量和不平衡量等主要参数的影响规律:①随着不同心量的增大,转子系统振动响应由周期变化至非周期,再变化至周期,各频率分量以非线性的形式增加,2 倍频成分所占比例先增大后减小。②分析了两盘的偏心距对振动响应所带来的影响。随着偏心距的增加,系统的响应特征也会发生一定改变。盘 1 的偏心距主要改变 1 倍频响应,而对 2 倍频响应影响相对较小;而盘 2 的偏心距对 1 倍频响应几乎没有影响,而对 2 倍频影响很大,这可以视为柔性转子的振动响应特点。

综上所述,2 倍频响应仍是支承不同心的典型特征之一。同时,2 倍频成分在系统响应频谱中所占的比例与多种因素有关。该比例并非随支承不同心量的增加而线性增加,而是存在一个敏感区间,造成响应出现强烈的非周期特征。此外,转子系统中某些敏感部位的不平衡量的大小也会很大程度地影响系统的非线性响应。

参考文献:

- [1] 朱梓根,李文明,李其汉,等.航空涡喷、涡扇发动机结构设计准则:第六册 转子系统[M].北京:中国航空工业总公司发动机系统工程局,1997.
- [2] 陈果,邓堰.转子故障的连续小波尺度谱特征提取新方法[J].航空动力学报,2009,24(4):793-798.
CHEN Guo, DENG Yan. New approach of features extraction for rotor faults from continuous wavelet transform scalogram[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(4): 793-798. (in Chinese)
- [3] 窦唯,刘占生,马晓峰.旋转机械故障诊断的灰度-基元共生矩阵方法研究[J].航空动力学报,2008,23(9):1609-1616.
DOU Wei, LIU Zhansheng, MA Xiaofeng. Fault diagnosis of rotating machinery based on gray primitive co-occurrence matrix[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(4):793-798. (in Chinese)
- [4] Patel T H, Darpe A K. Experimental investigations on vibration response of misaligned rotors[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2009, 23(7):2236-2252.
- [5] Xu M, Marangoni R D. Vibration analysis of a motor-flexible coupling-rotor system subject to misalignment and unbalance: part I Theoretical model analysis[J]. Journal of Sound and Vibration, 1994, 176(5):663-679.
- [6] Xu M, Marangoni R D. Vibration analysis of a motor-flexible coupling-rotor system subject to misalignment and unbalance: part II experimental validation[J]. Journal of Sound and Vibration, 1994, 176(5):681-691.
- [7] 张新江,姚冰.转子轴系不对中响应计算方法研究[J].电站系统工程,1999,15(3):15-29.
ZHANG Xinjiang, YAO Bing. Study of misalignment calculating response of rotor system[J]. Power System Engineering, 1999, 15(3):15-29. (in Chinese)
- [8] 韩捷.齿式联接不对中转子故障物理特性研究[J].振动工程学报,1996,9(3):297-301.
HAN Jie. Study on fault properties of the rotor connected by the gear coupling[J]. Journal of Vibration Engineering, 1996, 9(3):297-301. (in Chinese)
- [9] 龙鑫.齿式联轴器不对中动力学特性研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2006.
LONG Xin. Analysis of dynamic characteristics of gear coupling with misalignment[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2006. (in Chinese)
- [10] Lees A W. Misalignment in rigidly coupled rotors[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 305(1/2):261-271.
- [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] Redmond I. Study of a misaligned flexibly coupled shaft system having nonlinear bearings and cyclic coupling stiffness—theoretical model and analysis[J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, 329(6):700-720.
- [13] 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.
- [14] 李明.平行不对中转子系统的非线性动力学行为[J].机械强度,2005,27(5):580-585.
LI Ming. Nonlinear dynamic behavior of parallel-misaligned rotor system[J]. Journal of Mechanical Strength, 2005, 27(5):580-585. (in Chinese)
- [15] 潘振宽,赵维加,洪嘉振,等.多体系统动力学微分/代数方程组数值方法[J].力学进展,1996,26(1):28-40.
PAN Zhenkuan, ZHAO Weijia, HONG Jiazhen, et al. On numerical algorithms for differential/algebraic equations of motion of multibody systems[J]. Advances in Mechanics, 1996, 26(1):28-40. (in Chinese)