

文章编号:1000-8055(2011)07-1563-06

盘式拉杆转子双稳态振动特性

钱征文, 程 礼, 陈 卫, 李应红
(空军工程大学 工程学院, 西安 710038)

摘 要: 针对盘式拉杆转子出现的“双稳态”振动故障, 考虑拉杆转子特殊的结构形式以及各个接触面的接触效应对转子刚度的影响, 将拉杆和接触面等效为一个具有非线性刚度项的抗弯弹簧, 建立了拉杆转子的运动方程. 利用谐波平衡法, 同时引入预测校正算法和同伦算法, 对拉杆转子的振动特性进行了计算. 简化模型很好地重现工程实际中出现的“双稳态”振动特征. 结果表明: 由于结构上的不连续, 各个接触界面的接触效应给整个转子结构引入了非线性因素是盘式拉杆转子“双稳态”特征出现的主要原因, 通过调整系统参数的大小, 可以避免“双稳态”区的出现.

关 键 词: 拉杆转子; 双稳态; 非线性; 刚度; 预测校正; 同伦映射

中图分类号: TK47

文献标志码: A

Analysis on bistable response of a disk-rod-fastening rotor

QIAN Zheng-wen, CHENG Li, CHEN Wei, LI Ying-hong

(The Engineering Institute, Air Force Engineering University, Xi'an 710038, China)

Abstract: In view of the fault of bistable response appeared in the disk-rod-fastening rotor, the peculiar structure of this kind of rotor was taken into account. By considering the influence of contact effect of discontinuous interfaces on the rotor stiffness, the tie-rod and the contact surface between the wheel disks were equated to a bending resistance spring with nonlinear stiffness. Then the equation of motion of the disk-rod-fastening rotor was established according to this simplification. The vibration characteristics of rotor were calculated by the harmonic balance method with introduction of the predict-correct and homotopy arithmetics. The bistable response behaviors recurred in this simplified model were much closer to the measured results in flight. The study shows that the nonlinear factor of stiffness, resulted from the contact effect of discontinuous interfaces, was a main reason leading to the appearance of bistable response in the disk-rod-fastening rotor. The bistable region can be reduced by the way of adjusting the system parameters to some appropriate values.

Key words: rod-fastening rotor; bistable response; nonlinear; stiffness; predict-correct; homotopic map

在各类航空发动机和大型燃气轮机中, 盘式拉杆转子是一种广泛采用的转子结构形式, 它主要是通过拉杆螺栓将各级轮盘压紧组合成转子. 这种特殊结构形式的转子不再是一个连续的整体, 由于存在轮盘间及拉杆与盘间的接触, 必然使得连接段的刚度和阻尼产生非线性的变化, 从而

导致整个拉杆转子的动力学特性非常复杂, 也给转子振动的建模计算带来困难.

值得注意的是, 现有的转子动力学方面的研究绝大多数是针对连续的整体转子, 如文献[1-6]等, 很少有讨论盘式拉杆转子振动特性的文献, 仅有的几篇如文献[7-11]对于“双稳态”这种特殊的

收稿日期: 2010-11-17; 修订日期: 2011-02-17

作者简介: 钱征文(1984-), 男, 湖北安陆人, 博士生, 主要从事航空发动机故障诊断研究.

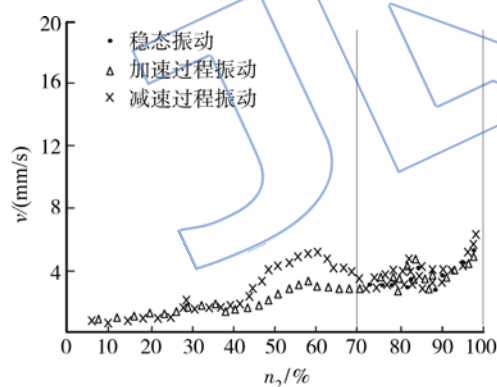
振动特征也从未涉及.在实际使用中,这种结构的转子故障频发,但由于故障机理不明,给该类型机械的使用和维护带来诸多不便,造成了巨大的经济损失.

针对这一问题,本文将拉杆转子进行适当地简化,建立了相应的力学模型,通过数值仿真对拉杆转子的“双稳态”振动特性进行了研究.

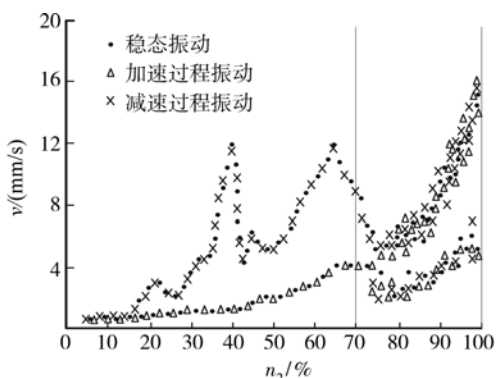
1 故障现象

某型航空发动机的高压转子系统采用可拆卸式盘鼓式拉杆结构,自装备以来,其使用过程中一直存在着整机振动超标的问题,具体的振动特征表现为:在发动机的转速变化过程中,转子振动会失稳,幅值出现突跳现象,即在某种扰动下,振动幅值在短时间内发生跳动,既可以由小跳到大,也可以由大跳到小,呈现出明显的“双稳态”特征.

图1是两台该型发动机(正常状态和故障状态)在飞行过程中测得的振动图谱.图中横轴是高压转子的换算转速,纵轴是用速度表示的振动值,两条实线界定高压转子工作范围.“ Δ ”为加速过程的振动值,“ $\cdot$ ”是稳态的振动值,“ $\times$ ”为减速过程的振动值.



(a) 正常状态发动机



(b) 故障状态发动机

图1 发动机机载振动图谱

Fig. 1 Vibration responses of aero-engines in service

从图中可以看到,两台发动机振动值随转速变化的规律不同:正常状态的发动机在高压转子工作范围内振动值趋于相同;对于故障状态的发动机,无论是加速、减速还是稳态过程,均出现了“双稳态”的特征.从目前的统计数据看,此类故障非常普遍.

2 力学模型

实际上,工程中使用的盘式拉杆转子多由拉杆、轮盘和附联构件组成.某型航空发动机的高压转子的后三级盘及篦齿封严盘结构如图2所示.转子各级盘之间都夹着一个等直径的鼓筒,鼓筒与盘之间靠圆柱面定位,用一组长螺杆将鼓筒和各级轮盘拉紧,靠端面摩擦传扭.各级盘缘处均前后外伸,互相之间采用圆柱面配合,形成外层鼓筒和封严结构,进一步增加了刚性^[12].

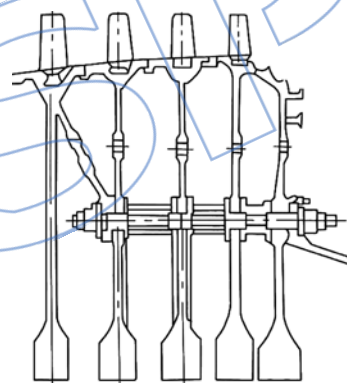


图2 某型航空发动机高压压气机转子结构图

Fig. 2 Structure of high pressure rotor of an aero-engine

由于盘与盘之间靠拉杆螺栓连接,并不是一个连续的整体,拉杆螺栓预紧力的大小以及各个接触面的接触效应均会对转子的刚度产生影响,在实际计算中将拉杆和接触面等效为一个具有非线性刚度项的抗弯弹簧.简化后的力学模型如图3所示.

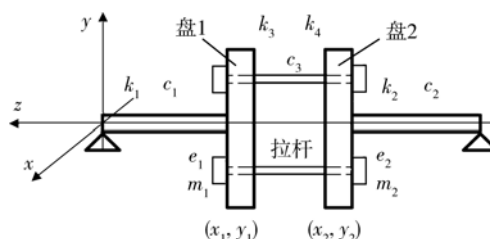


图3 简化后转子力学模型

Fig. 3 Sketch of simplified mechanical model

盘简化为质量分别为 m_1, m_2 的两个刚性圆盘,偏心量分别为 e_1, e_2 ,两盘质量偏心矢量夹角为 φ . 拉杆结构简化为等效的抗弯弹簧,不计弹簧的质量,具有非线性的刚度特征,其弹性回复力可表示为 $p(x) = k_3 x + k_4 x^3$. 两端分别与不计质量的弹性轴相连,轴的弯曲刚度分别为 k_1, k_2 . 轴、

抗弯弹簧的阻尼系数分别为 c_1, c_2, c_3 . x_1, x_2 分别表示盘1、盘2在 x 方向上的振动, y_1, y_2 分别表示两盘在 y 方向上的振动.

只考虑该转子模型在 $x-y$ 平面内的弯曲振动,忽略圆盘重力的作用,则圆盘的质心运动方程可表示为

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + c_3 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 x_1 + k_3 (x_1 - x_2) + k_4 (x_1 - x_2)^3 &= m_1 e_1 \omega^2 \cos(\omega t) \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 - c_3 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_2 x_2 - k_3 (x_1 - x_2) - k_4 (x_1 - x_2)^3 &= m_2 e_2 \omega^2 \cos(\omega t + \varphi) \\ m_1 \ddot{y}_1 + c_1 \dot{y}_1 + c_3 (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_1 y_1 + k_3 (y_1 - y_2) + k_4 (y_1 - y_2)^3 &= m_1 e_1 \omega^2 \sin(\omega t) \\ m_2 \ddot{y}_2 + c_2 \dot{y}_2 - c_3 (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_2 y_2 - k_3 (y_1 - y_2) - k_4 (y_1 - y_2)^3 &= m_2 e_2 \omega^2 \sin(\omega t + \varphi) \end{aligned} \quad (1)$$

令 $x_3 = x_1 - x_2$, $y_3 = y_1 - y_2$, 则有 $x_1 = x_2 + x_3$, $y_1 = y_2 + y_3$, 代入式(1), 变换后可得

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1+\alpha & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_1 & C_3 \\ C_2 & C_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_1 & K_3 \\ K_2 & K_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} E_1 \cos(\omega t) \\ E_2 \cos(\omega t) - E_3 \sin(\omega t) \\ E_1 \sin(\omega t) \\ E_3 \cos(\omega t) + E_2 \sin(\omega t) \end{bmatrix} - \frac{4}{3} K_4 \begin{bmatrix} x_3^3 \\ y_3^3 \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1+\alpha & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{y}_2 \\ \ddot{y}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_1 & C_3 \\ C_2 & C_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y}_2 \\ \dot{y}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_1 & K_3 \\ K_2 & K_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_2 \\ y_3 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} E_1 \cos(\omega t) \\ E_2 \cos(\omega t) - E_3 \sin(\omega t) \\ E_1 \sin(\omega t) \\ E_3 \cos(\omega t) + E_2 \sin(\omega t) \end{bmatrix} - \frac{4}{3} K_4 \begin{bmatrix} x_3^3 \\ y_3^3 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2)$$

其中 $C_1 = \frac{c_1}{m_1}$, $C_2 = \frac{c_1 + c_2}{m_1}$, $C_3 = \frac{c_1 + c_3}{m_1}$, $K_1 = \frac{k_1}{m_1}$, $K_2 = \frac{k_1 + k_2}{m_1}$, $K_3 = \frac{k_1 + k_3}{m_1}$, $\frac{4K_4}{3} = \frac{k_4}{m_1}$, $\alpha = \frac{m_2}{m_1}$, $E_1 = e_1$, $E_2 = e_1 + \alpha e_2 \cos \varphi$, $E_3 = \alpha e_2 \sin \varphi$.

3 仿真计算

方程(2)包含立方项,会出现多解的情况,常用的求解微分方程组的方法对初值的选取是敏感依赖的,在求解多解问题时效果不能令人满意.此外,考虑参数变化下系统的振动响应,传统的方法是在给定的初值下重复迭代求解过程,效率较低,初值选取不当不仅浪费很多计算时间,甚至有可能造成求解失败.

考虑到初值选择的局限性,本文引入了同伦法,利用其全局搜索能力来提高解的收敛性.同时为避免重复迭代求解效率低的问题,采用预测校正算法来求解由谐波平衡法得到的非线性方程组,

得到谐波系数,从而确定原方程的解.

由于转子在 x 和 y 方向的刚度、阻尼相同,不考虑重力作用时两个方向的振动相同,本文只考虑 x 方向的振动.

3.1 谐波平衡法

设方程(2)的稳态近似解为

$$\begin{aligned} x_2 &= A_1 \sin(\omega t) + A_2 \cos(\omega t), \\ x_3 &= A_3 \sin(\omega t) + A_4 \cos(\omega t), \\ y_2 &= A_5 \sin(\omega t) + A_6 \cos(\omega t), \\ y_3 &= A_7 \sin(\omega t) + A_8 \cos(\omega t) \end{aligned}$$

其中 $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6, A_7, A_8$ 为待定系数. 将近似解代入方程(2)中,平衡正弦和余弦函数系数后可得

$$\begin{cases} f_1 = (K_1 - \omega^2) A_1 - C_1 \omega A_2 + (K_3 - \omega^2) A_3 - C_3 \omega A_4 + K_4 A_3 (A_3^2 + A_4^2) = 0 \\ f_2 = C_1 \omega A_1 + (K_1 - \omega^2) A_2 + C_3 \omega A_3 + (K_3 - \omega^2) A_4 + K_4 A_4 (A_3^2 + A_4^2) - E_1 \omega^2 = 0 \\ f_3 = [K_2 - (1 + \alpha) \omega^2] A_1 - C_2 \omega A_2 + (K_1 - \omega^2) A_3 - C_1 \omega A_4 + E_3 \omega^2 = 0 \\ f_4 = C_2 \omega A_1 + [K_2 - (1 + \alpha) \omega^2] A_2 + C_1 \omega A_3 + (K_1 - \omega^2) A_4 - E_2 \omega^2 = 0 \end{cases} \quad (3)$$

解非线性方程组(3)可以得到4个待定系数。

3.2 预测校正法

将非线性方程组(3)记为 $F(\mathbf{u}, \omega) = 0$, 其解曲线问题可转化为常微分方程的柯西问题

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{u}}(\omega) = -[F'_u(\omega, \mathbf{u})]^{-1} \times F'_\omega(\omega, \mathbf{u}) \\ \mathbf{u}(\omega_0) = \mathbf{u}_0 \end{cases} \quad (4)$$

这样,采用欧拉法或者其他更高阶数值方法求得一条通过 $(\mathbf{u}_0, \omega_0)$ 的积分曲线就是方程组(2)的解曲线,得到了谐波系数就可以确定非线性振动方程(1)的近似解。

采用欧拉积分公式,则有

$$\begin{cases} \mathbf{u}_{k+1} = \mathbf{u}_k - [F'_u(\omega_k, \mathbf{u}_k)]^{-1} \times F'_\omega(\omega_k, \mathbf{u}_k) \times \Delta\omega \\ \omega_{k+1} = \omega_k + \Delta\omega \end{cases} \quad (5)$$

在式(4)的迭代求解过程中,可以不时地进行一般牛顿迭代的修正

$$\mathbf{u}_{c,k}^{(i+1)} = \mathbf{u}_{c,k}^{(i)} - [F'_u(\omega_k^{(i)}, \mathbf{u}_{c,k}^{(i)})]^{-1} \times F(\omega_k^{(i)}, \mathbf{u}_{c,k}^{(i)}) \quad (6)$$

使近似解充分逼近解曲线,误差满足精度要求。

利用预测校正法求解非线性方程组(3)的过程中,需要确定初始值 $(\mathbf{u}_0, \omega_0)$, 通常情况下初始值的选取取决于计算者的经验,没有确定的规律可循。因此,初始值选取是方程求解的关键。而当

非线性方程组存在多解的情况时,初始值的选择就更为困难。

针对上述问题,考虑到同伦算法可以扩大迭代格式的收敛域,将其引入到方程的求解中。为求非线性方程 $F(\mathbf{u}, \omega) = 0$ 的解,构造一个带有参数 t 的映射 $H: [0, 1] \times \mathbf{R}^n \rightarrow \mathbf{R}^n$, 使得

$$\begin{cases} H(0, (\mathbf{u}, \omega)) = G(\mathbf{u}, \omega) \\ H(1, (\mathbf{u}, \omega)) = F(\mathbf{u}, \omega) \end{cases} \quad (7)$$

其中方程 $G(\mathbf{u}, \omega) = 0$ 的解已知,这个映射 $H(t, (\mathbf{u}, \omega))$ 就称为同伦映射。

通过同伦映射,把求解方程 $F(\mathbf{u}, \omega) = 0$ 转化为求解同伦方程 $H(t, (\mathbf{u}, \omega))$ 的解。如果同伦方程对任何 $0 \leq t \leq 1$ 有解 $\mathbf{u}(t)$ 存在,那么对应于 $\mathbf{R}^n$ 中的解曲线 $\mathbf{u}(t)$, 起点为 $\mathbf{u}(0)$, 终点为 $\mathbf{u}(1)$, 且有

$$\begin{cases} G(\mathbf{u}(0), \omega) = H(0, (\mathbf{u}(0), \omega)) = 0 \\ F(\mathbf{u}(1), \omega) = H(1, (\mathbf{u}(1), \omega)) = 0 \end{cases} \quad (8)$$

由式(8)可以看出,终点 $\mathbf{u}(1)$ 就是所求的方程 $F(\mathbf{u}, \omega) = 0$ 的解。

3.3 计算结果与分析

分别取不同的系统参数,对拉杆转子的双稳态特性进行仿真计算和分析。计算中,参数取值如表1。

表1 系统参数值
Table 1 Value of system parameters

	$m_1 /$ kg	$m_2 /$ kg	$\varphi /$ (°)	$e_1 /$ mm	$e_2 /$ mm	$c_1 /$ (N · s/m)	$c_2 /$ (N · s/m)	$c_3 /$ (N · s/m)	$k_1 /$ 10^7 (N/m)	$k_2 /$ 10^7 (N/m)	$k_3 /$ 10^7 (N/m)	$k_4 /$ 10^7 (N/m)
1	32	30	0	0.01	0.01	100	100	100	2	1	1	1
2	32	30	0	0.05	0.05	100	100	100	2	1	1	1
3	32	30	0	0.1	0.1	100	100	100	2	1	1	1
4	32	30	0	0.1	0.1	100	100	100	2	1	1	0.5
5	32	30	0	0.1	0.1	100	100	100	2	1	1	0.1
6	32	30	0	0.1	0.1	1000	1000	1000	2	1	1	0

图4是转子 x 方向振动幅值随转子转速变化的曲线图。粗线和细线分别是盘1和盘2质心的振幅曲线,横坐标表示的是相对转速,100%时转速为2000 rad/s。

通过计算可知,不稳定解的收敛域很小,常用的求解微分方程的方法无法得到不稳定解。利用本文提出的求解方法,可以快速地求出两个稳态解(图4中实线所示);对于不稳定的解(图4中虚

线所示),通过同伦算法扩大收敛域后,可以准确追踪不稳定的解曲线。仿真计算验证了该方法的有效性。

从图4可以看出,仿真计算结果很好地复现了某型发动机实际使用中出现的“双稳态”振动现象。在不同系统参数下,转子振动特性有很大差异,当非线性刚度项不存在时($k_4 = 0$),系统不会出现“双稳态”现象,只有单一的稳定解

(图4(f));当非线性刚度存在时,“双稳态”现象出现与否取决于其他系统参数,如转轴刚度、阻尼、不平衡等。

分别对图4中不同偏心量以及非线性刚度下的结果进行对比可知:随着偏心量的增加,出现“双稳态”现象的转速范围逐渐增大;随着非线性刚度的减小,出现“双稳态”现象的转速范围逐渐减小;两者均对拉杆转子的双稳态特性有很大的影响。

在转速的变化过程中,系统振动可能出现三种状态:两个稳态解和一个不稳定解。一般情况

下,不稳定的解不会长时间存在。因此,发动机实际使用过程中只出现如图1(b)那样的故障现象。在“双稳态”振动出现的区域,转子振幅究竟会处于何种状态主要由系统的初始条件决定。在外界扰动存在的情况下,系统的初始状态很容易发生改变,振动会在两种稳定状态间来回变化。因此,在“双稳态”振动区会出现振幅忽大忽小的跳跃现象。

由于拉杆转子的特殊结构,不可能消除非线性的刚度,要避免转子出现“双稳态”振动,最有效的办法是通过调整系统参数,使得“双稳态”区不会出现。因此,在进一步的研究工作中,需要弄清

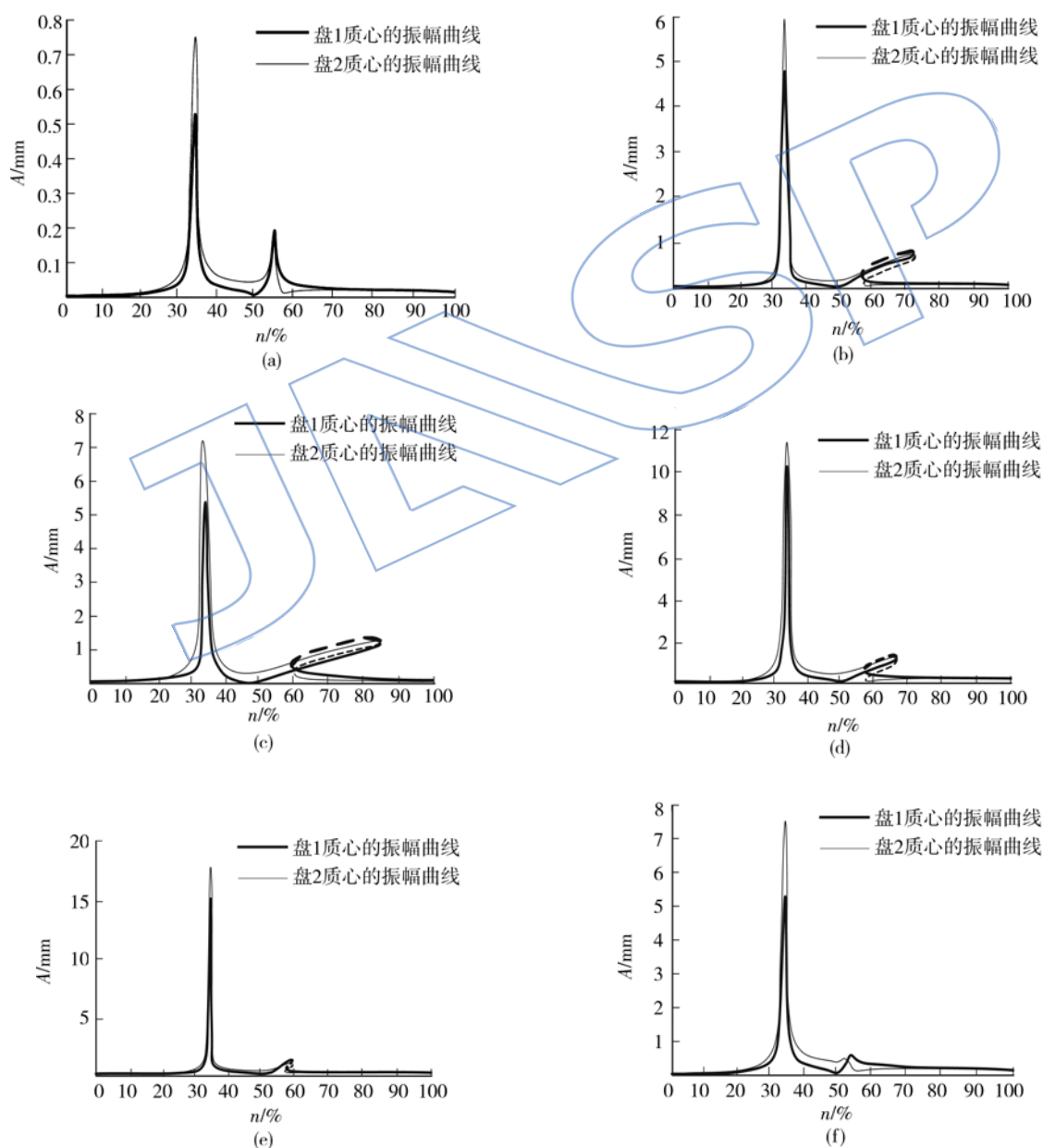


图4 不同参数下的振幅随转速变化曲线

Fig. 4 Vibration curve with different parameters

“双稳态”振动随着各个系统参数的变化规律,为某型发动机的振动故障的排除提供理论依据。

4 结 论

通过计算验证和讨论,主要结论如下:

1) 对于具有多稳态解的转子运动方程,利用同伦算法和预测追踪算法可以有效地求出所有的稳态解和非稳态解,该方法快速、高效;

2) 将拉杆和接触面等效为一个具有非线性刚度项的抗弯弹簧是合理的,其仿真计算的结果很好地重现了实际使用中出现的“双稳态”振动现象;

3) 由于结构上的不连续,各个接触界面的接触效应给整个转子结构引入了非线性因素是盘式拉杆转子“双稳态”特征出现的主要原因;

4) 不同的系统参数组合对“双稳态”振动区范围的影响较为复杂,通过调整系统参数可以避免“双稳态”区的出现。

参考文献:

- [1] Zheng T, Hasebe N. Nonlinear dynamic behaviors of a complex rotor-bearing system[J]. Journal of Applied Mechanics, 2000, 67(3): 485-495.
- [2] Sinou J J. Effects of crack on the stability of a nonlinear rotor system[J]. International Journal of Nonlinear Mechanics, 2007, 42(7): 959-972.
- [3] 王立刚,曹登庆,王晋麟,等.椭圆转子-轴承系统的稳定性与分岔[J].航空动力学报,2008,23(2):263-269.
WANG Ligang, CAO Dengqing, WANG Jinlin, et al. Stability and bifurcation analysis on the bearing-rotor system[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(2): 263-269. (in Chinese)
- [4] 李朝峰,王得刚,刘杰,等.非线性转子-轴承系统的动力学降维分析与试验研究[J].振动与冲击,2009,28(8):124-127.
- [5] LI Songtao, XU Qingyu, ZHANG Xiaolong. Nonlinear dynamic behaviors of a rotor-labyrinth seal system[J]. Nonlinear Dynamics, 2007, 47(4): 321-329.
- [6] Sinou J J. Effects of a crack on the stability of a non-linear rotor system[J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2007, 42: 959-972.
- [7] Ali A A, George Y B, Jeffrey J T. An integrated NDE and FEM characterization of composite rotors[J]. Proceeding of SPIE, 2001, 4336: 43-54.
- [8] 汪光明,饶柱石,夏松波.拉杆转子力学模型的研究[J].航空学报,1993,14(8):419-423.
WANG Guangming, RAO Zhushi, XIA Songbo. Researches on the mechanical model of rod fastening rotor[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1993, 14(8): 419-423. (in Chinese)
- [9] 章圣聪,王艾伦.盘式拉杆转子的振动特性研究[J].振动与冲击,2009,28(4):117-120.
ZHANG Shengcong, WANG Ailun. Analysis of vibration characteristics of a disk-rod-fastening rotor[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(4): 117-120. (in Chinese)
- [10] 王艾伦,骆舟.拉杆转子扭转振动研究[J].振动与冲击,2009,28(5):165-168.
WANG Ailun, LUO Zhou. Study on rod fastening rotor's torsional vibration[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(5): 165-168. (in Chinese)
- [11] 高锐,袁奇,高进.燃气轮机拉杆转子有限元模型研究及临界转速计算[J].热能动力工程,2009,24(3):305-308.
GAO Rui, YUAN Qi, GAO Jin. A study of a finite element model for a gas turbine tie-rod rotor and its critical speed calculation[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 2009, 24(3): 305-308. (in Chinese)
- [12] 苏清友.航空涡喷涡扇发动机主要零部件定寿指南[M].北京:航空工业出版社,2004.