

DOI: 10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2021.03.037

基座松动拉杆转子动力学分析

南黄河

(陕西铁路工程职业技术学院 机电系, 陕西 渭南 714000)

摘要: 建立旋转机械一侧基础松动拉杆转子动力学模型, 利用 Wilson- θ 法分析该系统的动力学响应。将考虑基础松动与不考虑基础松动的转子动力学行为进行比较, 分别以转子转速和松动质量的控制参数分析了转子动力学行为, 同时对比了转子松动端与未松动端的运动轨迹。研究发现, 转子基础松动对其动力学行为有很大影响, 考虑基础松动后, 其分岔点后移, 且运动行为更为复杂丰富; 转子的运动行为非常丰富, 主要表现为周期、倍周期、周期三、周期五、准周期、混沌等, 且松动质量块也具有与转子相同的运动行为; 转子松动端的振幅比未松动端的振幅大, 且轨迹形状也有很大差别。

关键词: 旋转机械; 拉杆转子; 基座松动; 有限长滑动轴承; Wilson- θ 法; 稳定性

中图分类号: TH133.3 **文献标志码:** B **文章编号:** 1671-5276(2021)03-0144-05

Dynamics Analysis of Rod Fastening Rotor System with Pedestal Looseness Fault

NAN Huanghe

(Department of Mechanical and Electrical Engineering, Shaanxi Railway Institute, Weinan 714000, China)

Abstract: The dynamics model of rotating machine is established in consideration of the pedestal looseness of left side bearing. By Wilson- θ method, the analysis on the dynamics responses of the rotor system is carried out. The comparison on the dynamics behaviors between the consideration and non-consideration of pedestal looseness of the rotor is implemented. With rotating speed and looseness mass being the control parameters, dynamics behaviors of the rotor are analyzed, and the orbit comparison between the loosen and unloosen sides of the rotor in the meanwhile is conducted. The research results show that the pedestal looseness has a great impact on the dynamic behaviors of the rotor, upon which the bifurcation point is backward, and the motion behavior is more complicated and diverse. The diversity is shown mainly as periodic, period-2, period-3, period-5, quasi-period and chaos ect., And the looseness mass has the same dynamics behaviors as the rotor. The orbit amplitude of the rotor is bigger at loosen side, and the orbit shapes at the two sides are drastically different.

Keywords: rotating machine; rod-fastening rotor; pedestal looseness; finite slide bearing; Wilson- θ method; stability

0 引言

旋转机械在工业领域中得到了广泛的应用, 而作为旋转机械核心部件的轴承-转子系统决定了其运转的稳定性和可靠性。轴承-转子系统常见的故障主要有转子与定子之间的碰摩、转子固定端基础的松动和不对中等。

许多学者针对整体转子的故障进行了研究。侯兴龙等^[1]提出了一种运行变形振型方法来检测转子的故障, 通过此方法可以确定具体的故障类型, 并通过实验进行了验证。任朝晖等^[2]建立了基础松动双盘悬臂转子动力学模型, 基于非线性有限元理论, 利用实验分析了具有基础松动故障双盘悬臂转子的动力学行为。曹青松等^[3]举例说明了三类松动故障的成因, 并且将集中常见的松动模型进行了归纳, 最后给出了松动实验的研究现状, 并展望了松动故障中的关键研究问题及研究课题。吴玉香等^[4]建立了 Jeffcott 转子的松动-碰摩模型, 将转子现在的运行状态与专家库中转子的运行状态(专家库中存储了转子在正常状态与故障状态下转子的运行状态)进行比较, 进而能够快速判断转子是否存在故障。王海飞等^[5]针对某弹用涡扇发动机建立了支承-机匣-转子

模型, 同时考虑了支承松动, 研究了在对称刚度和不对称刚度两种情况下转子松动故障特性。张瑞^[6]建立了含松动故障的整体转子动力学模型, 利用分岔图、轴心轨迹图及 Poincaré 图研究了转子的动力学特性。

以上都是针对具有松动故障的整体转子的动力学特性进行研究。拉杆转子是一种不连续的转子, 被广泛地应用于燃气轮机。而对于具有松动故障拉杆转子研究相对较少。胡亮等^[7]建立了具有定点碰摩故障的拉杆转子模型, 并且利用达朗贝尔原理建立了运动方程, 运用四阶 Runge-Kutta 法分析了系统响应随转速和碰摩刚度的变化。徐文标等^[8]利用量纲分析法研究了裂纹尺寸效应机制, 分析了具有裂纹的拉杆应力强度和刚度的变化规律, 同时研究了裂纹拉杆转子固有频率漂移现象, 并运用实验进行了验证。何红等^[9]利用三维有限元法计算了不同载荷下拉杆转子非联系界面的接触状态, 分析了拉杆转子非连续界面失效模式及极限承载力。

本文建立了具有两个轮盘的拉杆转子模型, 在建模时假设只有左端支撑松动, 并且推导了转子系统动力学方程。最后, 利用 Wilson- θ 法分析了基座松动拉杆转子系

基金项目: 陕西省自然科学基金项目(2019JQ-928); 陕西省渭南市科研计划资助项目(2018-ZDYF-JCYJ-60)

作者简介: 南黄河(1978—), 男, 陕西渭南人, 副教授, 研究方向为机械动力学。

统的动力学行为。

1 拉杆转子模型

本文采用的基础松动拉杆转子系统模型如图 1 所示。图中, A, B 分别为左、右两端滑动轴承的支承处, O_1, O_2 分别为两个轮盘的几何中心, 两个轮盘被拉杆螺栓紧紧地联接在一起。两轴段的刚度分别为 k_1, k_2 (在本文中 $k_1 = k_2$), 且假设转轴质量均集中于 A, B 处, 其余为无质量的弹性轴, 转轴在轴承 A 处的集中质量为 m_A , 转轴在轴承 B 处的集中质量为 m_B , 轮盘 O_1 的质量为 m_{O_1} , 轮盘 O_2 的质量为 m_{O_2} , 基础松动质量为 m_s , 松动刚度为 k_s (假设 A 端基础松动, 且只在 y 方向上松动)。 f_x, f_y 分别为滑动轴承油膜力在 x, y 方向上的分量。拉杆螺栓的受力 $f_i = k_b x + k_r x^3$, 其中 k_b 为拉杆螺栓的抗弯刚度, k_r 为拉杆螺栓的非线性回复刚度。

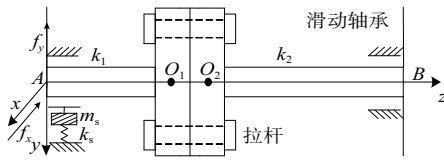


图 1 拉杆转子-轴承系统示意图

同时引入以下量纲-量: $X = x/c, Y = y/c, \varepsilon = e/c, \bar{\omega} = \omega \sqrt{c/g}, \bar{m}_i = m_i/m (i = A, O_1, O_2, B, s), \tau = \omega t, F = f/(\sigma mg), \sigma = \mu \omega B r^3 / (m g c^2), K_i = k_i c / (m g) (i = 1, 2, b, r, s)$ 。其中, c 为半径间隙, ω 为转子转速, B 为轴承的宽度, r 为转轴半径, μ 为流体动力黏度。

基础松动拉杆转子系统的无量纲动力学方程可写为:

$$M \ddot{q} + Kq = F + Q + W + F_R \quad (1)$$

式中: M 为质量矩阵; K 为刚度矩阵; F 为量纲-油膜力; Q 为量纲-外激励力; W 为量纲-重力列向量; F_R 为量纲-非线性回复力列向量; q 为量纲-转子位移列向量。

$$\begin{aligned} q &= [X_A, Y_A, X_{O_1}, Y_{O_1}, X_{O_2}, Y_{O_2}, X_B, Y_B, Y_s]^T, \\ F &= [-F_{x_A}, -F_{y_A}, 0, 0, 0, 0, -F_{x_B}, -F_{y_B}, F_{y_A}]^T, \\ W &= [0, \bar{m}_A, 0, \bar{m}_{O_1}, 0, \bar{m}_{O_2}, 0, \bar{m}_B, \bar{m}_s]^T, \\ Q &= [0, 0, \bar{m}_{O_1} \varepsilon_{O_1} \omega^2 \sin(\tau), \bar{m}_{O_1} \varepsilon_{O_1} \omega^2 \cos(\tau), \\ &\bar{m}_{O_2} \varepsilon_{O_2} \omega^2 \sin(\tau), \bar{m}_{O_2} \varepsilon_{O_2} \omega^2 \cos(\tau), 0, 0, 0]^T, \\ F_R &= [0, 0, K_R(X_{O_2} - X_{O_1})^3, K_R(Y_{O_2} - Y_{O_1})^3, \\ &-K_R(X_{O_2} - X_{O_1})^3, -K_R(Y_{O_2} - Y_{O_1})^3, 0, 0, 0]^T, \end{aligned}$$

$$M = \begin{bmatrix} \bar{m}_A & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & \bar{m}_A & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & \bar{m}_{O_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & \bar{m}_{O_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & \bar{m}_{O_2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & \bar{m}_{O_2} & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & \bar{m}_B & 0 & 0 \\ & & & & & & & \bar{m}_B & 0 \\ & & & & & & & & \bar{m}_s \end{bmatrix},$$

$$K = \begin{bmatrix} K_1 & 0 & -K_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_1 & 0 & -K_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -K_1 & 0 & K_1 + K_b & 0 & -K_b & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -K_1 & 0 & K_1 + K_b & 0 & -K_b & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -K_b & 0 & K_2 + K_b & 0 & -K_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -K_b & 0 & K_2 + K_b & 0 & -K_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_2 & 0 & -K_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_2 & 0 & -K_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_s \end{bmatrix}.$$

式中的松动刚度可表示为如下形式:

$$k_s = \begin{cases} k_{s1} & Y_s < 0 \\ k_{s2} & 0 < Y_s < \delta \\ k_{s3} & Y_s > \delta \end{cases} \quad (2)$$

式中: δ 为松动间隙; 令 $k_{s1} = k_{s3}, k_{s2} = 0$ 。

2 数值算例

本文滑动轴承采用有限长轴承模型^[10], 拉杆转子采用对称拉杆转子模型, 如图 1 所示。运用 Wilson- θ 法求解系统动力学响应。拉杆转子-轴承系统的量纲-参数如下:

$$\begin{aligned} \bar{m}_A = \bar{m}_B &= 0.691\ 84, \bar{m}_{O_1} = \bar{m}_{O_2} = 0.308\ 2, c = 0.000\ 175\ \text{m}, \\ \bar{m}_s &= 0.8, s = \mu B R^3 / (m c^2 \sqrt{g c}) = 0.193\ 57, B = 0.28\ \text{m}, B/d = 1, \\ R &= 0.14\ \text{m}, m = (m_A + m_B + m_{O_1} + m_{O_2})/2, \mu = 0.022\ \text{Pa} \cdot \text{s}, K_1 = \\ K_2 &= 0.739\ 412\ 3, \varepsilon_{O_1} = \varepsilon_{O_2} = 0.7, K_b = K_r = 5, \delta = 0.1, K_{s1} = K_{s3} = 5. \end{aligned}$$

首先, 将考虑基础松动与不考虑基础松动进行比较。图 2 分别给出了不考虑基础松动和考虑基础松动时转子的分岔图。由图 2(a) 可以看出, 不考虑基础松动时, 分岔点为 1.095; 从图 2(b) 可以看出, 考虑基础松动时, 分岔点为 1.15。由图 2 可以看出, 基础松动会使得分岔点后移, 而且转子的运动行为更加丰富复杂。

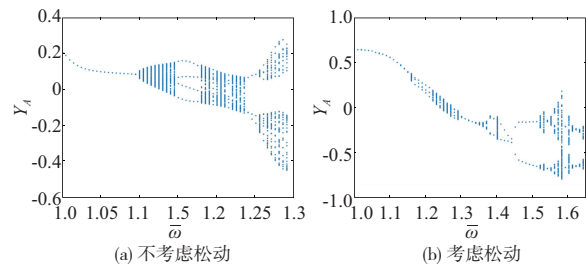


图 2 不考虑和考虑基础松动转子左端轴承处分岔图

图 3 给出了松动质量块运动的分岔图。由图 3 可以看出, 质量块和转子具有相同的运动行为。图 4 给出了考虑与不考虑基座松动左端轴承处转子轨迹的比较。由图 4 可看出, 考虑基座松动与不考虑基座松动时转子的运动轨迹形状有很大差别。尤其在 y 方向 (松动质量快的振动方向) 上, 考虑了基座松动的转子振动幅度更大。

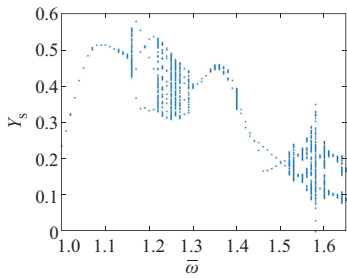


图3 松动质量块的分岔图

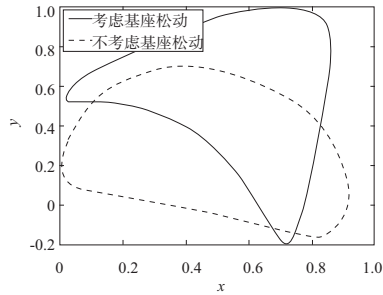


图4 考虑与不考虑基座松动左端轴承处转子运动轨迹

2.1 转子转速的影响

本节分析转速对考虑基座松动转子动力学行为的影响,参数如前所述。图5分别给出了转子左端轴承(松动端)和轮盘 O_1 处转子随转速的运动分岔图。由图5可以看出,当转速较低时,转子呈现周期运动。图6给出了 $\bar{\omega}=1$ 时转子轴承两端、两轮盘的运动轨迹。由图6(a)可以看出转子轴承两端的轨迹均为一条封闭的近似于圆的曲线,同时也可以看出,松动端的振幅远大于未松动端的,而且运动轨迹的形状也有很大差别。由图6(b)看出,由于转子左端基座松动,造成了转子运动的不对称,故两轮盘的运动轨迹有所差异,但形状大致相同。

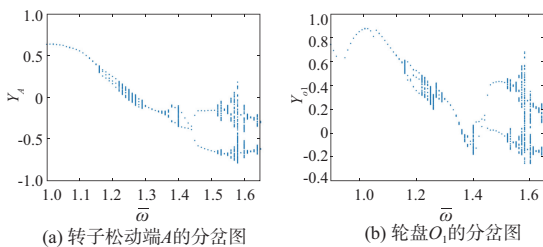


图5 转子运动随转速变化的分岔图

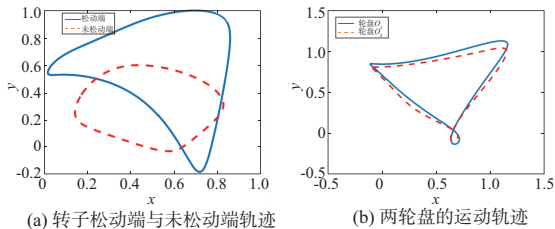


图6 $\bar{\omega}=1$ 时转子两轴承端、两轮盘轨迹

随着转速继续增加,转子将发生准周期分岔。图7给

出了 $\bar{\omega}=1.16$ 转子松动端的轨迹、Poincaré映射。由图7(a)可以看出转子轨迹在特定的一个区域内。当轨迹穿过Poincaré截面时,图7(b)显示在截面上留下一条封闭的曲线。故此时转子处于准周期运动。

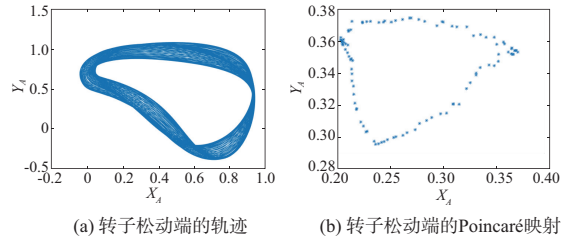


图7 $\bar{\omega}=1.16$ 时转子松动端的轨迹、Poincaré映射

在 $\bar{\omega}=1.16$ 时,转子短暂地出现了准周期运动,接着,转子由准周期运动变为周期三运动。图8给出 $\bar{\omega}=1.18$ 时转子松动端的运动轨迹、Poincaré映射。由图8(a)看出转子的运动轨迹为3条封闭的曲线,而且在穿过Poincaré截面时,在Poincaré截面上留下3个不动点,如图8(b)。故此时转子为周期三运动。

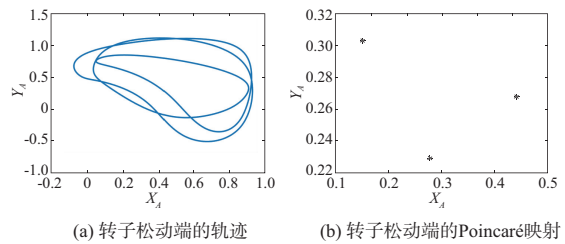


图8 $\bar{\omega}=1.18$ 时转子松动端的轨迹、Poincaré映射

当转速增加到1.21时,转子由周期三运动变为准周期运动。图9给出了 $\bar{\omega}=1.25$ 时转子松动端的运动轨迹和Poincaré映射。随着转速的不断增加,在 $\bar{\omega}=1.3$ 时转子的运动倒分岔为周期运动。当 $\bar{\omega}=1.31$ 时图10给出了转子松动端的运动轨迹。

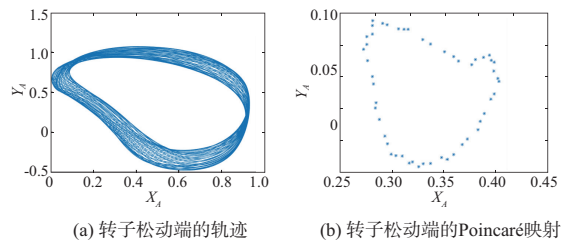


图9 $\bar{\omega}=1.25$ 时转子松动端的轨迹、Poincaré映射

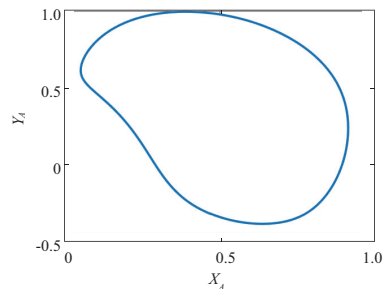


图10 $\bar{\omega}=1.31$ 时转子松动端的轨迹

随着转速的继续升高,在 $\bar{\omega}=1.37$ 时转子发生倍周期分岔,转子将由周期运动变为倍周期运动。图 11 给出了 $\bar{\omega}=1.42$ 时转子松动端的运动轨迹、Poincaré 映射。由图 11(a) 看出转子的运动轨迹为两条封闭的曲线。从图 11(b) 看出,当轨迹穿越 Poincaré 截面时,在其上面将留下两个不动点。

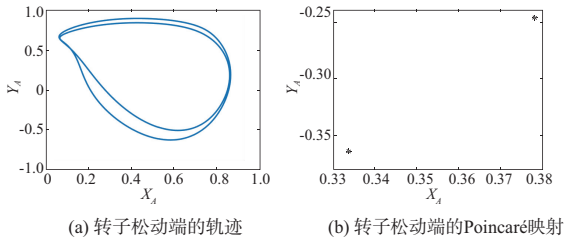


图 11 $\bar{\omega}=1.42$ 时转子松动端的轨迹、Poincaré 映射

当转速继续增加,转子将由倍周期运动直接进入混沌运动状态。图 12 给出了 $\bar{\omega}=1.58$ 时转子松动端的运动轨迹、Poincaré 映射。由图 12 看出,转子的轨迹及 Poincaré 点列均杂乱无章。故转子处于混沌状态。最终转子失稳。

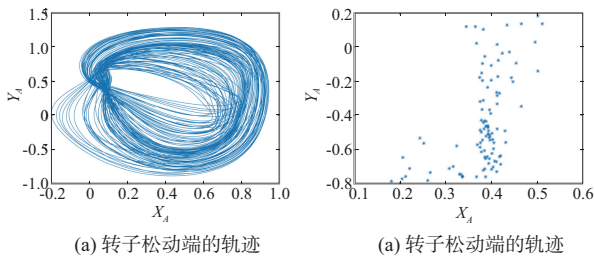


图 12 $\bar{\omega}=1.58$ 时转子松动端的轨迹、Poincaré 映射

2.2 松动质量的影响

本节分析转子的动力学行为随松动质量的变化,参数同前,令转速 $\bar{\omega}=1.31$ 。图 13 给出了转子运动随松动质量变化的分岔图。从分岔图上可以看出转子有着很复杂的运动行为。当松动质量较小时,转子呈现出准周期运动。图 14 给出了 $\bar{m}_s=0.5$ 时转子松动端的运动轨迹和 Poincaré 映射。在准周期运动阶段存在着短暂的周期五运动。图 15 给出了 $\bar{m}_s=0.65$ 时转子松动端的运动轨迹、Poincaré 映射。从图 15 可以看出转子的运动轨迹为 5 条封闭的曲线,而且当轨迹穿越 Poincaré 截面时留下 5 个不动点。

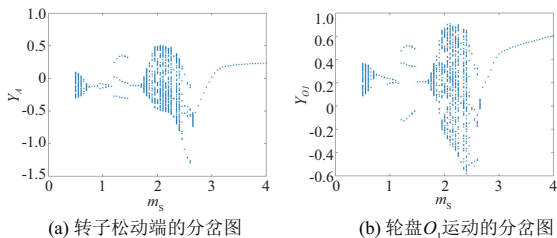


图 13 转子运动随松动质量变化的分岔图

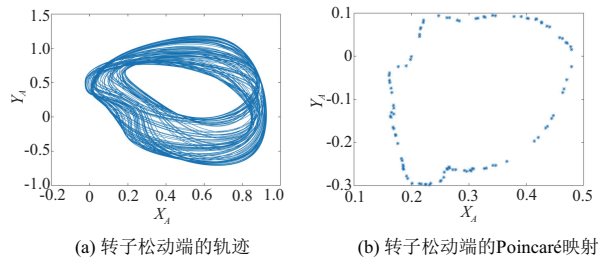


图 14 $\bar{m}_s=0.5$ 时,转子松动端轨迹及 Poincaré 映射

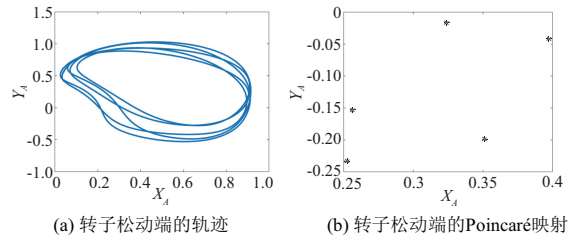


图 15 $\bar{m}_s=0.65$ 时转子松动端的轨迹、Poincaré 映射

当松动质量继续增加时,转子将由准周期运动倒分岔为周期运动,当 $\bar{m}_s=0.8$ 时,转子的运动行为如图 10 所示。当松动质量进一步增大,转子将发生倍周期分岔,图 16 给出了 $\bar{m}_s=1$ 时转子松动端运动轨迹及 Poincaré 映射。随着松动质量继续增加,转子将由倍周期运动变为周期三运动。图 17 给出了 $\bar{m}_s=1.3$ 时转子松动端运动轨迹及 Poincaré 映射。

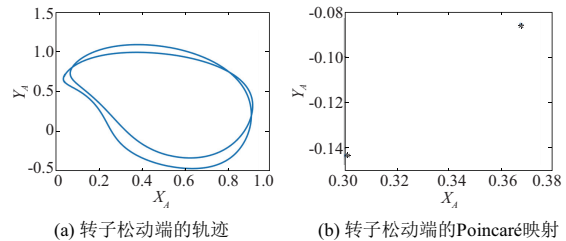


图 16 $\bar{m}_s=1$ 时转子松动端轨迹及 Poincaré 映射

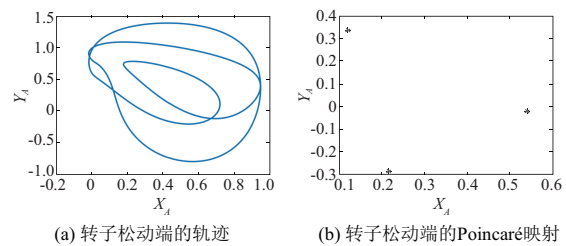


图 17 $\bar{m}_s=1.3$ 时转子松动端轨迹及 Poincaré 映射

当松动质量继续增加时,转子将由周期三运动变为周期运动。图 18 给出了 $\bar{m}_s=1.6$ 时转子松动端运动轨迹。在周期运动之后,转子又一次分岔为准周期运动。图 19 给出了 $\bar{m}_s=2.1$ 时转子松动端运动轨迹及 Poincaré 映射。在准周期运动阶段出现了多周期运动窗口,最后准周期运动经过多周期运动变为周期运动,之后随着松动质量增加,转子运动将一直处于周期运动状态。图 20 给出了

$\bar{m}_s = 3$ 时转子松动端运动轨迹。

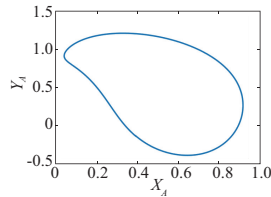


图 18 $\bar{m}_s = 1.6$ 时转子
松动端轨迹

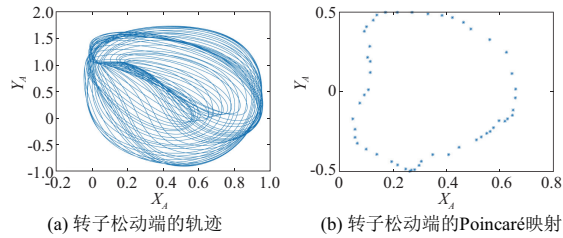


图 19 $\bar{m}_s = 2.1$ 时转子松动端轨迹及 Poincaré 映射

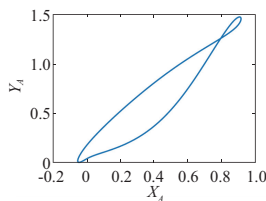


图 20 $\bar{m}_s = 3$ 时转子
松动端轨迹

3 结语

本文建立了考虑基座松动的拉杆转子动力学模型,并分析了一侧基座松动拉杆转子的动力学行为,主要结论可归纳为:

1) 将考虑基座松动与不考虑基座松动的拉杆转子动力学行为进行比较,从分岔图的比较结果可以看出,基座松动对拉杆转子的动力学行为有较大影响。考虑基座松动拉杆转子的运动表现出更加复杂的行为,而且分岔点后

移。从轨迹对比可以看出,由于只考虑基座 y 方向的松动,所以考虑松动后松动端 y 方向的振幅大于不考虑松动转子的振幅,且转子运动的轨迹形状也大不相同。

2) 分别以转子转速和松动质量为控制参数,分析了转子的动力学行为。由计算结果可以看出基座松动拉杆转子的动力学行为非常丰富,其运动主要包括周期、倍周期、周期三、周期五、准周期、混沌等现象。同时对比了松动端与未松动端转子的运动行为,从计算结果看出,松动端转子的振幅比未松动端的要大,而且轨迹的形状也不同。由于考虑了转子一侧基座松动,所以造成了转子运动的不对称,故两个轮盘的运动轨迹有所差别,但轨迹形状大致相同。

参考文献:

- [1] 侯兴龙,岳林,纪海明. 基于 ODS 方法的转子故障分析[J]. 机械制造与自动化,2018,47(3):77-80.
- [2] 任朝晖,陈宏,马辉,等. 双盘悬臂转子-轴承系统基础松动故障分析[J]. 农业机械学报,2007,38(11):196-201.
- [3] 曹青松,向琴,熊国良. 机械松动现象与故障特性研究综述[J]. 噪声与振动控制,2015,35(2):1-6,23.
- [4] 吴玉香,张景,王聪. 基于动态模式的转子系统故障诊断[J]. 控制理论与应用,2016,33(4):493-499.
- [5] 王海飞,陈果,廖仲坤,等. 含支承松动故障的弹用涡扇发动机整机振动建模与机匣响应特征[J]. 航空动力学报,2015,30(3):627-638.
- [6] 张瑞. 含基础松动故障转子系统的动力学特性研究[D]. 兰州:兰州交通大学,2018.
- [7] 胡亮,柳亦兵,赵立,等. 碰摩拉杆转子非线性动力学响应特性[J]. 动力工程学报,2017,37(7):533-539.
- [8] 徐文标,王艾伦,朱卓平,等. 裂纹拉杆转子尺寸效应机理与动力学特性研究[J]. 机械科学与技术,2019,38(9):1319-1326.
- [9] 何红,徐自力,王存俊,等. 盘式拉杆转子非连续摩擦接触界面功能失效机理研究[J]. 西安交通大学学报,2018,52(7):130-138.
- [10] ZHANG Y F, HEI D, LIU C, et al. An approximate solution of oil film forces of turbulent finite length journal bearing [J]. Tribology International, 2014, 74: 110-120.

收稿日期:2020-03-26