

液体火箭发动机涡轮泵转子弯扭耦合振动研究

窦 唯¹, 刘占生²

(1. 北京航天动力研究所 北京 100076; 2. 哈尔滨工业大学 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要: 为获得转子振动特性, 针对液体火箭发动机涡轮泵转子系统建立了其在密封流体激励作用下的弯扭耦合动力学模型。通过数值仿真和试验研究了涡轮泵转子系统弯扭耦合振动的动力学特性, 结果显示在密封流体激励作用下弯扭耦合振动的非线性特性显著。还研究了偏心距对涡轮泵转子系统弯扭耦合振动的影响。本研究可为液体火箭发动机涡轮泵转子的结构设计、诊断与维护提供可靠信息。

关键词: 液体火箭发动机; 涡轮泵; 转子系统; 弯扭耦合; 振动

中图分类号: V434-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2012) 04-0017-09

Research on bend-twist coupling vibration of liquid rocket engine turbopump rotors

DOU Wei¹, LIU Zhan-sheng²

(1. Beijing Aerospace Propulsion Institute, Beijing 100076, China;

2. Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: A bend-twist coupling dynamics model for the liquid rocket engine turbopump rotor system was established under the effect of the sealed liquid vibration to achieve the vibration characteristics of the rotors. Through the numerical simulation and experiments, the dynamics characteristic of bend-twist coupling vibration is researched for rotors system of turbopump. A conclusion that the nonlinear characteristic of bend-twist coupling vibration is much more obvious under the sealed liquid exciting function was obtained. The effect of eccentricity on bend-twist coupling vibration of turbopump rotor system is analyzed. This research supplies the credible information for machinery design and diagnosis and maintenance of liquid rocket engine turbopump rotor system.

Keywords: liquid rocket engine; turbopump; rotor system; bend-twist coupling; vibration

0 引言

液体火箭推进系统中, 涡轮泵是用于输送推

进剂的火箭发动机核心部件, 泵压式液体火箭发动机的多数故障都与其有关, 振动则是涡轮泵故障的重要原因之一。密封流体激励是引起涡轮泵振动的典型原因之一。随着转速和介质压力的提

收稿日期: 2011-11-21; 修回日期: 2012-02-17

基金项目: 国家“863”项目(2009AA705313)

作者简介: 窦唯(1977—), 男, 博士后, 研究领域为转子动力学、设备故障诊断方法及液体火箭发动机总体设计

高,密封间隙减小,密封流体激励已经成为涡轮泵转子引发强烈振动的根源,引起越来越多的学者关注^[1-9]。本文为了研究在实际工况下涡轮泵转子的动力学特征,根据实际涡轮泵转子系统建立了密封流体激励作用下多盘转子弯扭耦合振动模型。通过数值仿真得到转子在密封流体激励作用下工作转速时的时域图、幅频图以及庞加莱映射图等。通过对所得图的分析可知:此种状态下转子弯扭耦合作用更为明显,表现出更为复杂的非线性动力特征。转子工作转速下弯扭耦合振动为概周期运动,系统有潜在的不稳定性存在。最后对涡轮泵进行了转子动力学特征的试验研究。通过仿真和试验对比发现:在密封流体激励作用下,转子出现低频振动。通过对液体火箭发动机涡轮泵转子系统弯扭耦合动力学特性的研究可以为涡轮泵转子的设计与研制提供可靠信息。

1 涡轮泵转子系统动力学模型的建立

根据某液体火箭发动机转子建立密封流体激励作用下的多盘转子弯扭耦合动力学模型,如图1所示。模型由五个质量集中的轮盘组成,各轮盘由无质量的轴段相连,在轮盘2和4处为支撑点。转子在轮盘2和轮盘4之间的轴段上会受到

液体密封激励的作用。对轮盘3进行受力分析,如图2所示。

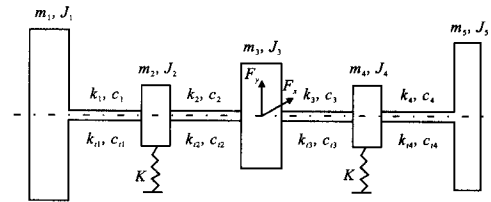


图1 密封流体激励下转子系统模型

Fig. 1 Model of rotor system under sealed flow exciting

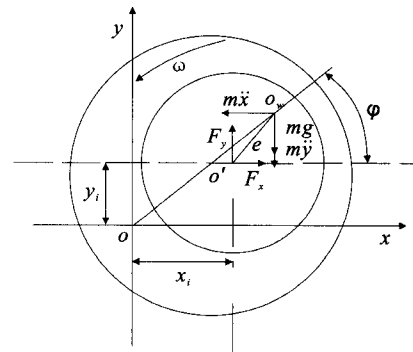


图2 密封流体激励下轮盘受力分析图

Fig. 2 Force analysis of disk under sealed flow exciting

由质心运动定理和动量矩定理,建立密封流体激励作用下不平衡质量的多盘转子弯扭耦合振动方程如下:

$$\begin{aligned}
 m_1 \frac{d^2}{dt^2} [x_1 + e_1 \cos \varphi_1] &= -k_{1x} (x_1 - x_2) - c_{1x} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \\
 m_1 \frac{d^2}{dt^2} [y_1 + e_1 \sin \varphi_1] &= -k_{1y} (y_1 - y_2) - c_{1y} (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) - m_1 g \\
 J_1 \ddot{\varphi}_1 &= m_1 e_1 [\ddot{x}_{w1} \sin \varphi_1 - (\ddot{y}_{w1} + g) \cos \varphi_1] - c_{1l} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - k_{1l} (\theta_1 - \theta_2) \\
 m_2 \frac{d^2}{dt^2} [x_2 + e_2 \cos \varphi_2] &= -k_{1x} (x_2 - x_1) - k_{2x} (x_2 - x_3) - c_{1x} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c_{2x} (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - K x_2 \\
 m_2 \frac{d^2}{dt^2} [y_2 + e_2 \sin \varphi_2] &= -k_{1y} (y_2 - y_1) - k_{2y} (y_2 - y_3) - c_{1y} (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - c_{2y} (\dot{y}_2 - \dot{y}_3) - K y_2 - m_2 g \\
 J_2 \ddot{\varphi}_2 &= m_2 e_2 [\ddot{x}_{w2} \sin \varphi_2 - (\ddot{y}_{w2} + g) \cos \varphi_2] - c_{1l} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) - c_{2l} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - k_{1l} (\theta_2 - \theta_1) - k_{2l} (\theta_2 - \theta_3) \\
 m_3 \frac{d^2}{dt^2} [x_3 + e_3 \cos \varphi_3] &= -k_{2x} (x_3 - x_2) - k_{3x} (x_3 - x_4) - c_{2x} (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - c_{3x} (\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + F_x \\
 m_3 \frac{d^2}{dt^2} [y_3 + e_3 \sin \varphi_3] &= -k_{2y} (y_3 - y_2) - k_{3y} (y_3 - y_4) - c_{2y} (\dot{y}_3 - \dot{y}_2) - c_{3y} (\dot{y}_3 - \dot{y}_4) - m_3 g + F_y
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
J_3 \ddot{\varphi}_3 &= m_3 e_3 [\ddot{x}_{w3} \sin \varphi_3 - (\ddot{y}_{w3} + g) \cos \varphi_3] - c_{i2} (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) - c_{i3} (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - k_{i2} (\theta_3 - \theta_2) - k_{i3} (\theta_3 - \theta_4) \\
m_4 \frac{d^2}{dt^2} [x_4 + e_4 \cos \varphi_4] &= -k_{3x} (x_4 - x_3) - k_{4x} (x_4 - x_5) - c_{3x} (\dot{x}_4 - \dot{x}_3) - c_{4x} (\dot{x}_4 - \dot{x}_5) - Kx_4 \\
m_4 \frac{d^2}{dt^2} [y_4 + e_4 \sin \varphi_4] &= -k_{3y} (y_4 - y_3) - k_{4y} (y_4 - y_5) - c_{3y} (\dot{y}_4 - \dot{y}_3) - c_{4y} (\dot{y}_4 - \dot{y}_5) - Ky_4 - m_4 g \\
J_4 \ddot{\varphi}_4 &= m_4 e_4 [\ddot{x}_{w4} \sin \varphi_4 - (\ddot{y}_{w4} + g) \cos \varphi_4] - c_{i3} (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_3) - c_{i4} (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) - k_{i3} (\theta_4 - \theta_3) - k_{i4} (\theta_4 - \theta_5) \\
m_5 \frac{d^2}{dt^2} [x_5 + e_5 \cos \varphi_5] &= -k_{4x} (x_5 - x_4) - c_{4x} (\dot{x}_5 - \dot{x}_4) \\
m_5 \frac{d^2}{dt^2} [y_5 + e_5 \sin \varphi_5] &= -k_{4y} (y_5 - y_4) - c_{4y} (\dot{y}_5 - \dot{y}_4) - m_5 g \\
J_5 \ddot{\varphi}_5 &= m_5 e_5 [\ddot{x}_{w5} \sin \varphi_5 - (\ddot{y}_{w5} + g) \cos \varphi_5] - c_{i4} (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4) - k_{i4} (\theta_5 - \theta_4)
\end{aligned}$$

其中, m 为轮盘质量, kg; J 为轮盘的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; k 为轴段弯曲刚度, N/m; k_i 为轴段扭转刚度, N/m; K 为转子支撑刚度, N/m; c 为轴段弯曲阻尼, $\text{N} \cdot \text{s/m}$; c_i 为轴段扭转阻尼, $\text{N} \cdot \text{s/m}$; F_x 和 F_y 为密封流体激励在 x 和 y 向的分量; o' 为轮盘几何中心; o_w 为轮盘的质心; e 为轮盘偏心距, m; ω 为转子转动的角速度, rad/s; g 为重力加速度, m/s^2 ; θ 为轮盘扭角, rad; α 为轮盘转角的初相位, rad; $\varphi = \omega t + \theta + \alpha$ 为轮盘转角, rad。

2 液体火箭发动机涡轮泵转子系统弯扭耦合振动仿真研究

对上述方程进行无量纲化处理后采用经典的四级 Runge-Kutta 数值积分方法对在工作转速下的涡轮泵转子系统进行动力学仿真研究。发动机涡轮泵转子的实际工作转速为 18 000 r/min。根据实际参数进行密封流体激励下多盘转子弯扭耦合振动的动力学仿真, 本文中只给出了第 1 个和第 3 个轮盘的结果。图中 τ 为无量纲时间; ω 为转子工作转速; x 和 θ 分别为转子弯曲振动和扭转振动的位移。

在密封流体激励作用下, 转子工作转速时的弯曲振动时域波形如图 3 所示。可以看到由于转子受到密封流体激励的作用以及弯扭耦合振动的

相互影响, 转子振动存在复杂的频率成分, 但其总体振动的趋势是稳定的; 轮盘 3 的振动位移要比其它未受到密封流体激励作用轮盘的振动位移小, 说明密封流体激励对转子的振动有一定抑制作用。密封流体激励的作用也对邻近轮盘的振动位移产生较大影响, 使轮盘 2 和轮盘 4 的振动位移变小, 但对相对远端的轮盘 1 和 5 振动位移影响不大。

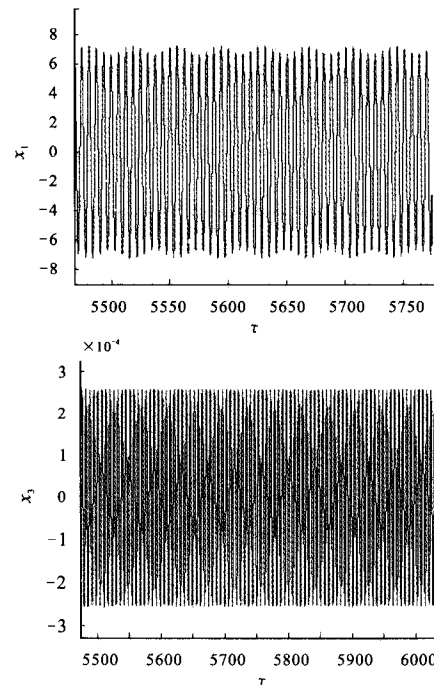


图 3 转子 x 向弯曲振动时域图

Fig. 3 Bend vibration time domain of rotor in x direction

转子扭转振动的时域波形如图 4 所示,从图中可以看到,由于密封流体激励的作用,转子的扭转振动表现出更为明显的非线性特征,加之弯扭耦合振动的相互影响,其频率成分也变得更为复杂,但其总体振动的趋势稳定,即没有相对较大的振动位移出现。由于密封流体激励的作用,轮盘 3 处扭转振动角位移的量级与弯曲振动的位移量级相差不大,即由于密封流体激励的作用,轮盘 3 处的弯扭耦合振动作用得到加强,但其余轮盘扭转振动角位移的量级与弯曲振动位移的量级相差较大。

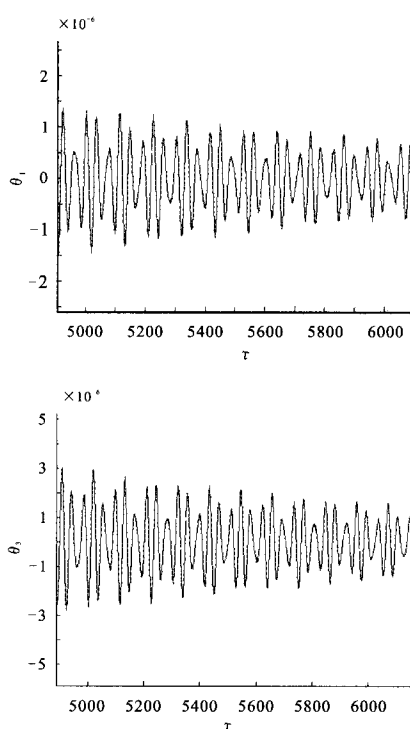


图 4 转子扭转振动时域图

Fig. 4 Torsion vibration time domain of rotor

密封流体激励下转子各轮盘的轴心轨迹如图 5 所示。可以看出转子各轮盘的振动相对稳定。受到密封流体激励作用力的轮盘 3 较其它轮盘的振动更为稳定是因为受到了激励的约束作用。

在工作转速下,受到密封流体激励作用转子的弯曲振动与扭转振动的庞加莱映射如图 6 和图 7 所示。从图中可以看出转子的弯曲振动的庞加莱映射为封闭曲线,其运动为概周期运动,扭转振动的非线性特征增强,振动相对复杂,并有进

入混沌状态的可能。

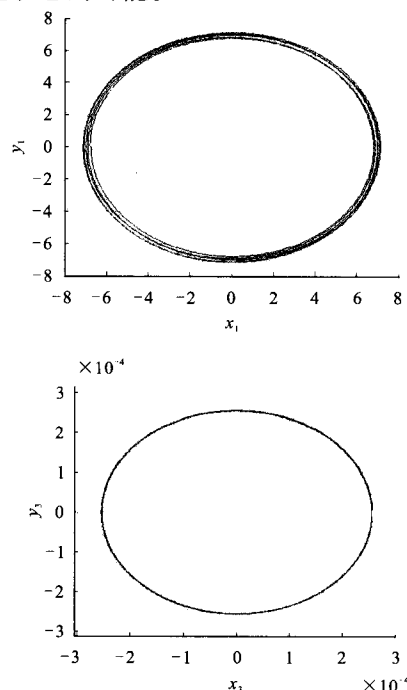


图 5 转子轴心轨迹图

Fig. 5 Shaft centerline orbit of rotor

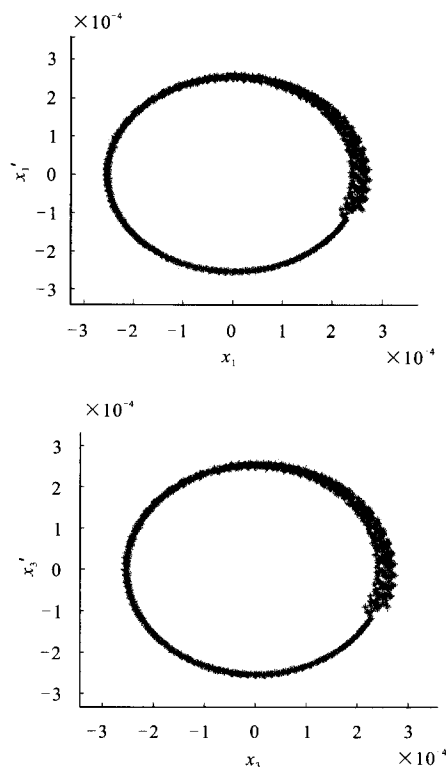


图 6 转子弯曲振动庞加莱图

Fig. 6 Poincare figures of rotor bend vibration

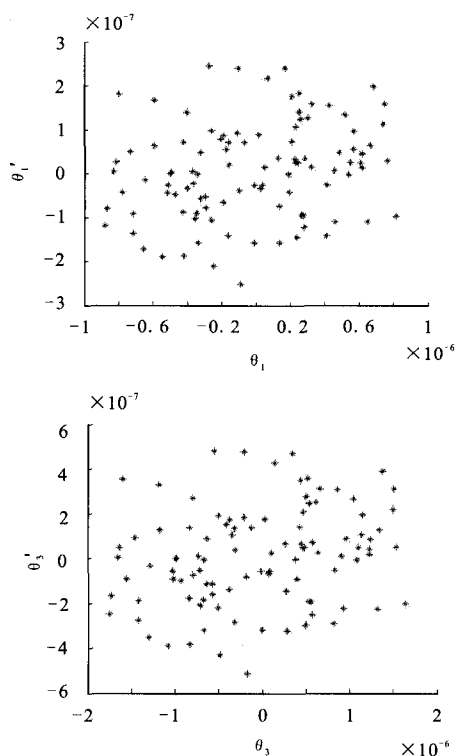


图7 转子扭转振动庞加莱图

Fig. 7 Poincare figures of rotor torsion vibration

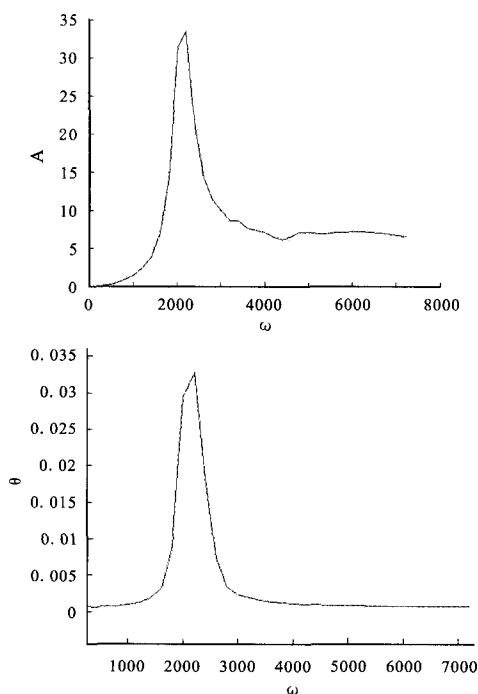


图8 转子弯曲和扭转振动幅频图

Fig. 8 Amplitude frequency diagrams of bend and torsion vibration of rotor

转子在密封流体激励作用下的幅频图如图8所示。由图可知转子的弯曲振动的一阶固有频率约为2 200 rad/s。由于扭转振动幅值相对于弯曲振动较小而使扭转振动表现得并不明显,而弯曲振动对扭转振动的影响却很大。

为了进一步研究涡轮泵转子系统在密封流体激励作用下的非线性动力学特征,本文以转速为分岔特性参数在不同偏心距下对受到密封流体激励作用的转子进行分岔特性研究,受密封流体激励作用转子的分岔图如图9至图11所示。

转子在密封流体激励的作用下,偏心距为0.005 mm时的分岔特性如图9所示。从图中可以看出,当转子转速在1 000 rad/s以下时,转子的弯扭耦合作用并不明显,当转子的转速上升至1 200 rad/s时,转子的弯扭耦合振动作用增强,转子的扭转振动在此种状况下为亚谐振动,转子系统有动力不稳定因素存在。

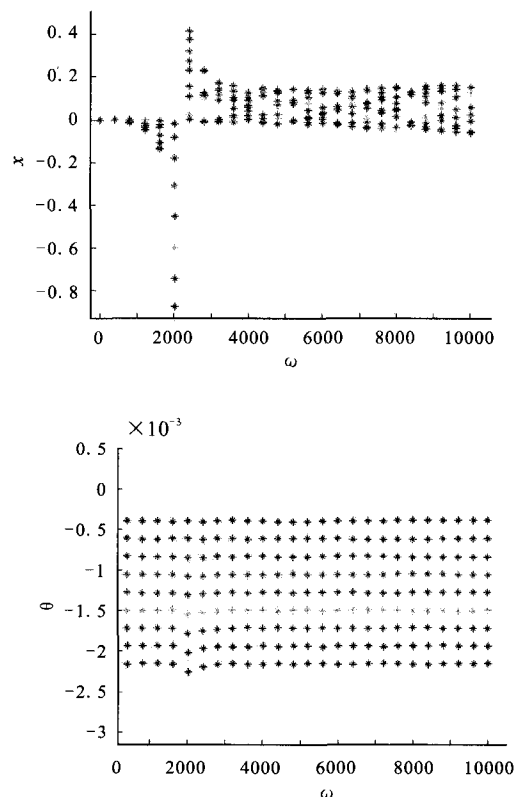


图9 转子弯曲和扭转振动分岔图

Fig. 9 Bifurcation diagrams of bend and torsion vibration of rotor

增大转子的偏心距对转子的分岔特性作进一步研究,当偏心距为 0.05 mm 时转子的分岔特征如图 10 所示。可以得出转子的转速达到一阶临界转速之前,其弯扭耦合振动作用并不明显;转速在一阶临界转速附近时,转子的弯扭耦合作用增强,发生较大振动,且弯曲振动受到的耦合作用更明显。转子升速的过程中,分别经历了周期运动-概周期运动-周期运动。因概周期运动是通往混沌的途径之一,因而转子在此种状态下有不稳定因素存在。

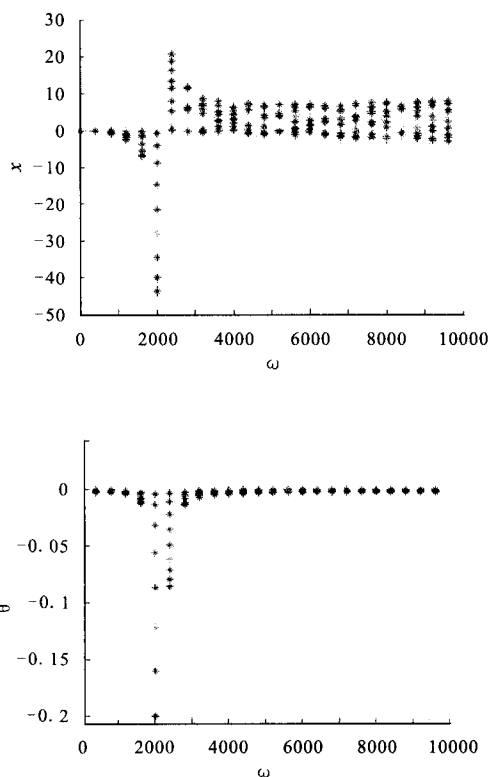


图 10 转子弯曲和扭转振动分岔图

Fig. 10 Bifurcation diagrams of bend and torsion vibration of rotor

转子的偏心距为 0.5 mm 时,受到密封流体激励作用转子振动的分岔特征如图 11 所示。从图中可以看出当转速为 500 rad/s 以下时,转子弯曲振动与扭转振动保持同步,弯扭耦合作用并不明显。当转子转速升至 800 rad/s 至 10 000 rad/s 甚至达到更高转速时,转子的振动相对剧烈,进入弯扭耦合共振区域,并有进入混沌状态的可能。由于此时转子的工作转速在弯扭耦合共振区

域之内,因此,在此种状态下工作的转子振动的稳定性将受到较大的影响甚至遭到破坏。

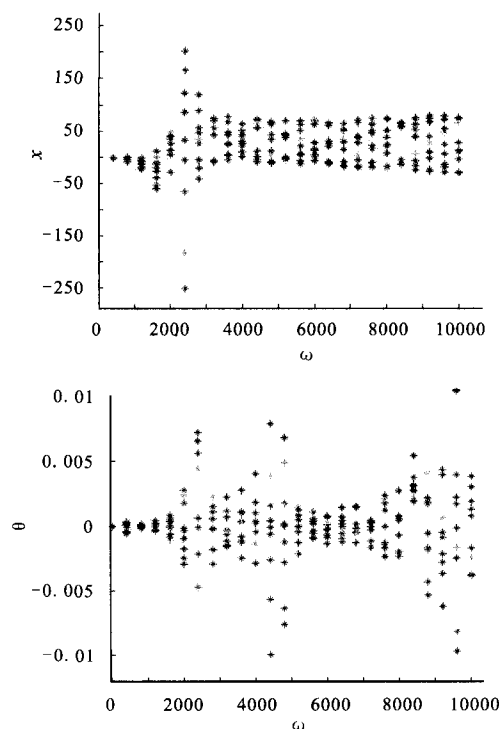


图 11 转子弯曲和扭转分岔图

Fig. 11 Bifurcation diagrams of bend and torsion vibration of rotor

通过对受到密封流体激励作用的转子在不同偏心距下的分岔特性分析可知,偏心距是引起转子弯扭耦合振动的重要因素,随着偏心距的增大,转子的弯扭耦合振动变得越为明显,振动位移也越大,进入弯扭耦合共振的转速也越低,在一定偏心距下,随着转子转速的升高转子振动有进入混沌状态的可能,由于受到密封流体激励作用转子更容易发生弯扭耦合共振。

3 试验研究

为了验证上文的仿真结果的有效性,在某液体火箭发动机涡轮泵上进行了密封流体激励下转子系统弯扭耦合振动室内模拟实验研究。实验动力装置采用 55 kW 变频电机经过 FRENIC 变频器输出转速和功率,并采用 HG0G-C2 型变速箱。实验台润滑系统用独立的油路系统供油,振动信

号采集使用 BENTLY 3000×L8 mm 电涡流传感器, 输出为 7.87 v/mm, 在实验过程中, 采样频率为转速的 32 倍, 实验时转子最高工作转速为 20 000 r/min。采集的信号经 A/D 卡传送到计算机中为后续的数据分析做准备。

实验中测取了涡轮端密封突肩、离心轮前突肩和轴端螺母的水平 and 垂直方向的振动信号。部分三维谱图、波德图和通频历程曲线如图 12 至图 17 所示。由三维谱图可以看出, 涡轮端密封突肩以 1 倍频为主。其他通道高速时出现 1/2 倍频。各通道升速过程中伴随有很小的 2 倍频。离心轮前突肩处在升速过程中出现较大的 6 倍频成分。从各波德图和通频历程曲线可以看出, 涡轮端密封突肩处在转速为 15 000 r/min 时出现 1 倍频峰值, 通频峰值出现在 14 200 r/min 附近。离心轮前突肩在 15 000 r/min 附近出现 1 倍频峰值。通频峰值出现在 16 500 r/min 附近。轴端螺母水平向在转速为 11 000 r/min 时出现 1 倍频和通频峰值, 垂直向在 15 500 r/min 附近出现 1 倍频峰值和通频峰值。

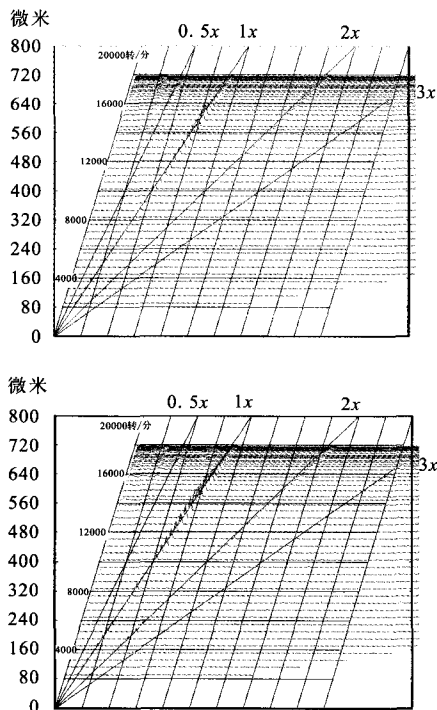


图 12 涡轮端密封突肩水平和垂直向振动三维谱图
Fig. 12 3D spectrograms of crossette horizontal and vertical direction vibration of seal near the turbine

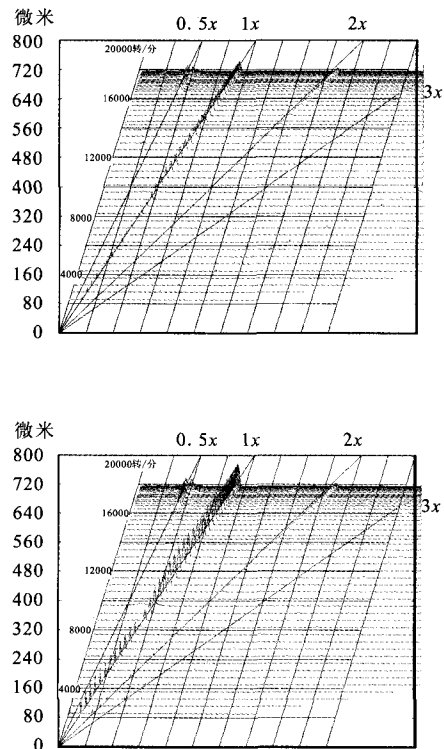


图 13 离心轮前突肩和轴端螺母水平向振动三维谱图
Fig. 13 3D spectrograms for horizontal vibration of crossette and axial end nut of centrifugal flywheel

试验过程中转子的最高转速都在其工作转速 18 000 r/min 以上, 通过对试验过程中所得的曲线图进行分析可知, 转子在转速为 19 000 r/min 以下时没有剧烈振动出现, 即转子在此转速之下既没有达到转子的一阶临界转速, 也未进入一阶临界转速区, 因而转子振动的一阶临界转速应该在 20 000 r/min 以上, 这与通过数值仿真所得到的结果相符。由于右侧轮盘附近密封环引起的流体激励的影响, 使得离心轮端低频振动的幅值增大, 振动的频率成分趋于复杂, 这与数值仿真所得到的结果相吻合。当冷却水量较大时, 在密封间隙处, 流体激励更容易激起以二分之一倍频为主的复杂的低频振动。冷却水不但可以起到冷却转子的作用, 而且能减少阻力, 使转子转速升至更高。通过前文数值仿真所得到的结果可知, 转子在试验最高转速之前出现的较大峰值的振动是由于密封流体激励等作用所引起的。

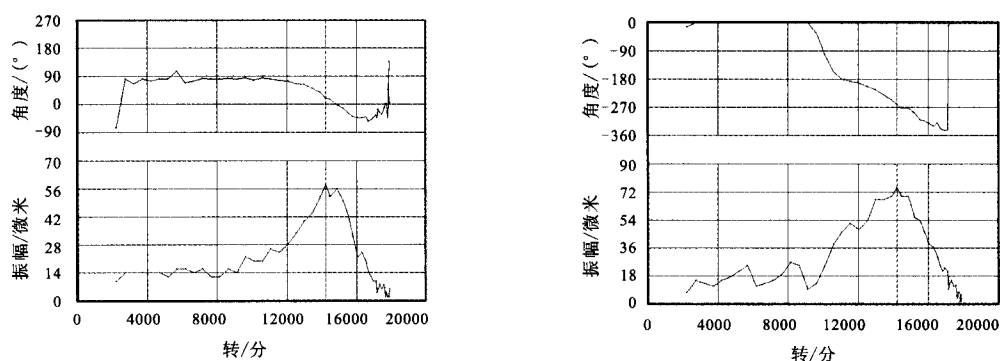


图 14 涡轮端密封突肩水平和垂直向振动波德图

Fig. 14 Vibration mode diagrams of seal crosssette near turbine in horizontal and vertical directions

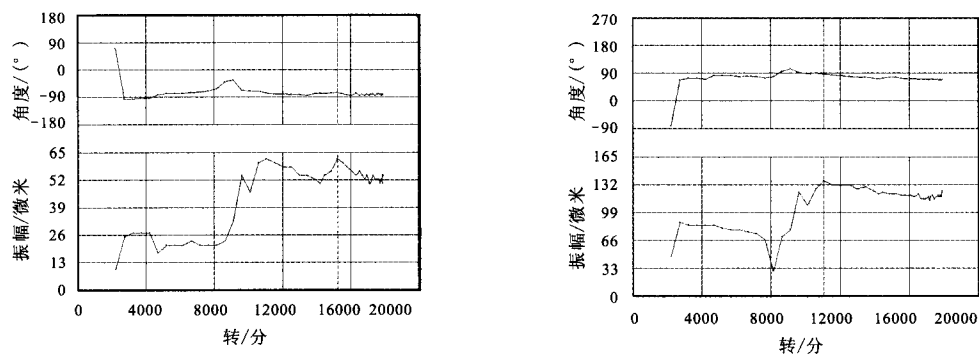


图 15 离心轮前突肩和轴端螺母水平向振动波德图

Fig. 15 Vibration mode diagrams for horizontal vibration of crosssette and axial end nut of centrifugal flywheel

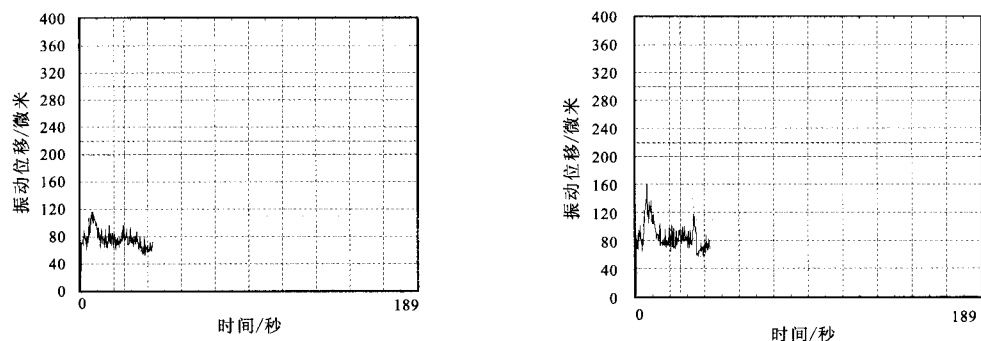


图 16 涡轮端密封突肩水平和垂直向通频历程曲线

Fig. 16 Time-base vibration curves of seal crosssette near turbine in horizontal and vertical directions

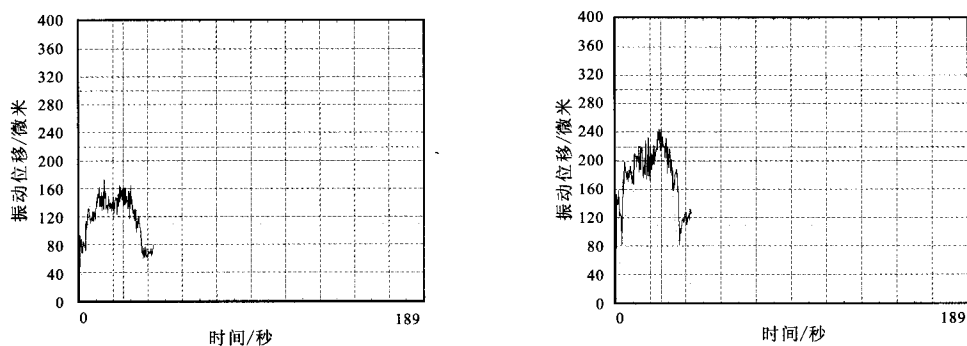


图 17 离心轮前突肩和轴端螺母水平向通频历程曲线

Fig.17 Time-base vibration curves for horizontal vibration of front crosssette and axial end nut of centrifugal flywheel

4 结论

本文根据某液体火箭发动机涡轮泵转子系统建立其在密封流体激励作用下的弯扭耦合动力学模型,通过数值仿真和试验研究得出涡轮泵转子系统弯扭耦合振动动力学特性。在密封流体激励作用下涡轮泵转子的弯扭耦合振动相互影响,转子振动位移增大,弯扭耦合振动频率成分更为复杂,弯扭耦合振动的非线性作用更加明显,不稳定性增强。偏心距是转子弯扭耦合振动的重要影响因素,随着偏心距的增大,转子振动位移增大,转子的弯扭耦合振动作用增强,进入混沌状态的趋势明显。受到密封流体激励作用的转子更容易进入弯扭耦合共振区域,从而更容易对转子的稳定性产生破坏作用。通过对液体火箭发动机涡轮泵转子系统弯扭耦合动力学特性的研究可以为涡轮泵转子的结构设计、诊断与维护提供可靠信息。

参考文献:

- [1] CHILDS D W. Dynamic analysis of turbulent annular seals based on Hirs lubrication equation [J]. ASME Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(3): 429-436.
- [2] CHILDS D W. The space shuttle main engine high-pressure fuel turbopump rotor dynamic instability problem [J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1978, 100(1): 48-57.
- [3] BLACK H F. Effects of hydraulic forces in annular pressure seals on the vibration of centrifugal pump rotors[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1969, 11(2): 206-213.
- [4] Ek M C. Solution of the subsynchronous whirl problem in the high pressure hydrogen turbomachinery of the space shuttle main engine[C]// AIAA/SAE 14th Joint Propulsion Conference. Las Vegas, USA: AIAA/SAE, 1978: 1-27.
- [5] LIEUWEN T C. Experimental investigation of limit-cycle oscillations in an unstable gas turbine combustor [J]. Journal of Propulsion and Power, 2002, 18(1): 61-67.
- [6] 徐悦, 田爱梅. 基于 CFD 的涡轮泵转子密封流体激振研究进展[J]. 火箭推进, 2005, 31(1): 8-13.
- [7] 白长青, 许庆余, 张小龙. 火箭发动机液氢涡轮泵转子密封系统的非线性动力稳定性[J]. 西安交通大学学报, 2005, 39(9): 1016-1020.
- [8] 郑继坤, 吴建军. 氢氧火箭发动机高速氧涡轮泵转子动力学特性研究 [J]. 导弹与航天运载技术, 2005, 278(5): 5-10.
- [9] 陈启智. 液体火箭发动机故障检测与诊断研究的若干进展[J]. 宇航学报, 2003, 24(1): 1-11.
- [10] 唐飞, 李家文, 陈晖, 等. 采用环形入口壳体的诱导轮汽蚀性能研究[J]. 机械工程学报, 2011 (4): 171-176.
- [11] 于开民, 孙时珍, 张树团. 一种基于 Petri 网的飞机配电系统可靠性分析方法 [J]. 电子设计过程, 2010 (10): 139-141.
- [12] 张金容, 白东安, 汪亮, 等. 液体火箭发动机超低比转速离心泵优化设计(英文)[J]. 宇航学报, 2011 (6): 1339-1343.
- [13] 杨永强, 刘红军, 徐浩海, 等. 补燃循环发动机强迫起动的研究[J]. 火箭推进, 2011 (2): 14-18.
- [14] 窦唯. 液体火箭发动机用过滤器流阻特性及试验[J]. 导弹与航天运载技术, 2011 (1): 10-13.
- [15] 郭维, 白东安. 液体火箭发动机用超低比转速离心泵优化设计[J]. 火箭推进, 2011 (5): 21-25.
- [16] 侯慧娜, 王德合. 航空通信设备检测系统跳频信号源的设计[J]. 电子设计过程, 2010 (7): 118-120.

(编辑: 王建喜)