

具有初始弯曲的压气机转子振动特性分析

黄金平¹, 张峥岳², 黄道琼¹, 窦 昱¹, 王 伟¹

(1. 液体火箭发动机技术重点实验室, 陕西 西安 710100; 2. 北京航天动力研究所, 北京 100076)

摘 要:通过 Jeffcott 转子建立了转子初始弯曲结构模型, 推导了初始弯曲转子的振动响应, 仿真分析了弯曲因子和初始弯曲相位角对转子振动响应的影响, 总结了初始弯曲转子的振动特性和规律。在理论分析的基础上, 开展具有初始弯曲的压气机转子运行试验, 分析了该初弯转子的振动特性, 对比了平衡状态对该初始弯曲转子响应的影响。结果表明: 初弯转子启动时的响应幅值等于初始弯曲幅度, 响应初始相位与初始弯曲相位大小相等, 方向相反; 初始弯曲不会改变转子的临界转速, 但会影响转子的共振幅值和相位, 只有初始弯曲相位角为 0° 或 180° 时, 共振相位才等于 90° ; 初始弯曲对刚性转子或准柔性转子振动的影响较大, 而对柔性转子振动的影响相对较小; 初弯转子在某一转速区内响应振幅会出现一“凹坑”, 初始弯曲相位角越接近 180° , “凹坑”底部对应的振幅越小; 初弯转子响应幅值“凹坑”对应的转速范围随着平衡精度的提高而向高速区移动, 当“凹坑”对应的转速范围落于共振转速区内时, 转子的共振峰值可降至最低。

关键词:压气机; 转子; 初始弯曲转子; 弓形转子; 转子振动

中图分类号:V430 **文献标识码:**A **文章编号:**1672-9374(2019)04-0045-07

Vibration characteristics analysis of compressor rotor with initial bending

HUANG Jinping¹, ZHANG Zhengyue², HUANG Daoqiong¹, DOU Yu¹, WANG Wei¹

(1. Science and Technology on Liquid Rocket Engine Laboratory, Xi'an 710100, China;

2. Beijing Aerospace Propulsion Institute, Beijing 100076, China)

Abstract: The structural model of an initial bending rotor was established by Jeffcott rotor, and the vibration response was derived. After simulating and analyzing the influence of curvature factor and initial bending phase angle on the rotor vibration response, the rotor vibration characteristics and response rules were summarized. On the basis of theoretical analysis, the rotor running test of compressor with initial bending was carried out. The vibration characteristics of this rotor were analyzed, and the influence of balancing state on the response of this initial bending rotor was studied. The results indicate that the response amplitude of the initial bending rotor at startup is equal to the initial bending amplitude, and the response phase at startup is equal to the initial bending phase while the direction is opposite. The initial bending does not change the critical speed of the rotor, but it affects the resonance amplitude and phase. The reso-

收稿日期: 2018-11-01; 修回日期: 2019-01-28

基金项目: 973 项目 (613821)

作者简介: 黄金平 (1977—), 男, 博士, 高级工程师, 研究领域为液体火箭发动机结构强度分析、转子动力学

nance phase is equal to 90° only when the initial bending angle is 0° or 180° . The initial bending has a great influence on the vibration of rigid or quasi-flexible rotor, but a relatively small influence on flexible rotor. The response amplitude of the initial bending rotor will appear a pit in a certain speed zone, and the closer the initial phase angle is to 180° , the smaller the amplitude corresponding to the pit bottom. The speed range corresponding to response amplitude pit of the initial bending rotor moves towards the high speed zone with the improvement of balance accuracy. When the speed range corresponding to the pit falls within the resonance speed zone, the resonance peak of the rotor can be reduced to the lowest.

Keywords: compressor; rotor; initial bending rotor; bow rotor; rotor vibration

0 引言

工程实际中,由于制造、安装误差或运行中热效应等原因,会使得转轴存在一定的初始弯曲^[1-4]。初始弯曲相当于在转子上附加了不平衡,破坏了转子原有的平衡状态,会对转子的振动产生复杂的影响^[5-10]。一般情况下,初始弯曲会导致转子动挠度增加,轻则引起振动加剧、轴颈偏磨、轴承擦伤,重则会导致密封磨损、转静件碰摩,甚至还会诱发其他故障,对机组的健康运行造成严重的潜在危害。

具有初始弯曲的转子一般伴有质量不平衡,虽然初始弯曲和质量不平衡产生的原因不同(转子质量不平衡是指转子各横截面的质心连线与其几何中心连线存在偏差,而转子弯曲是转子各横截面的几何中心连线与旋转轴线不重合),但二者的振动特征具有相似性^[11-14]:相似的时域波形、振动频谱及轴心轨迹。要消除或降低初始弯曲对转子振动的影响,首先必须找出弯曲转子振动的规律,明确初始弯曲与不平衡振动的差异,准确判断初始弯曲故障的程度,以提出解决措施。

1 初始弯曲转子建模

初始弯曲可以通过经典的 Jeffcott 转子来说明。考虑如图 1 所示的 Jeffcott 转子模型,转子相对轴承中心线有一静态永久变形,其中: r_0 和 α_0 为变形幅度和相位角; o 为轴承中心线的中点; o' 为不平衡及初始弯曲综合作用下转子的几何中心; E 为不平衡力作用下转子的几何中心位置; G 为转子质心; a 为偏心距; ω 为转子运行转速。转子几何中心运动方程^[15]

$$M\ddot{r} + C\dot{r} + Kr = Ma\omega^2 e^{i\omega t} + Kr_0 e^{i(\omega t + \alpha_0)} \quad (1)$$

其中, M, C, K 为转子的广义质量、阻尼和刚度矩阵。

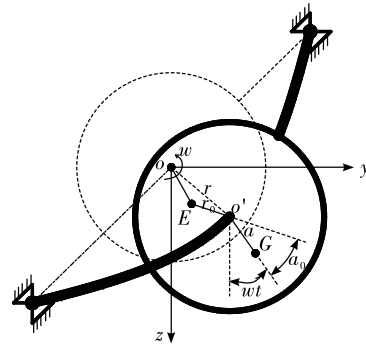


图 1 初始弯曲转子示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the initial bending rotor

2 初始弯曲转子振动分析

2.1 理论分析

根据转子动力学理论^[15-16]

$$r = \frac{a(\omega/\omega_n)^2}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + (2\xi\omega/\omega_n)^2}} e^{i(\omega t - \varphi)} + \frac{r_0}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + (2\xi\omega/\omega_n)^2}} e^{i(\omega t - \varphi_b)} \quad (1)$$

其中

$$\omega_n = \sqrt{K/M}$$

$$\xi = C/2\sqrt{KM}$$

$$\varphi = \arctan[(2\xi\omega/\omega_n)/(1 - (\omega/\omega_n)^2)]$$

$$\varphi_b = \varphi - \alpha_0$$

式中: ω_n 为临界转速; ξ 为相对阻尼系数; φ 为不平衡响应相位角; φ_b 为初始弯曲响应相位角。

无量纲响应

$$\bar{r} = r/a = [A + Be^{i\alpha_0}] e^{i(\omega t - \varphi)} = \bar{R} e^{i(\omega t - \psi)} \quad (2)$$

其中

$$A = \frac{(\omega/\omega_n)^2}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + (2\xi\omega/\omega_n)^2}}$$

$$B = \frac{\bar{r}_0}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + (2\xi\omega/\omega_n)^2}}$$

$$\bar{R} = \sqrt{(A + B\cos\alpha_0)^2 + (B\sin\alpha_0)^2}$$

$$\psi = -\arctan\left(\frac{B\sin\alpha_0\cos\varphi - (A + B\cos\alpha_0)\sin\varphi}{(A + B\cos\alpha_0)\cos\varphi + B\sin\alpha_0\sin\varphi}\right)$$

式中: \bar{r}_0 为弯曲因子; A 为不平衡引起的转子响应幅值; B 为初始弯曲引起的转子响应幅值; \bar{R} 为由不平衡和初始弯曲共同作用而产生的响应幅值; ψ 为对应的相位。

相位 ψ 还可以表示为

$$\psi = \varphi - \Delta\alpha \quad (3)$$

其中

$$\Delta\alpha = \arctan\left(\frac{B\sin\alpha_0}{A + B\cos\alpha_0}\right) \quad (4)$$

2.2 仿真分析

从2.1小节可知,弯曲因子 \bar{r}_0 及弯曲相位角 α_0 反映了转子初始弯曲与不平衡之间的相对关系,它们的变化将直接影响到转子最终的响应结果。该小节通过仿真方法研究 \bar{r}_0 和 α_0 对转子响应的影响。阻尼比 ξ 会影响振动幅值和相位的大小,但不会影响其变化趋势和规律,本文仿真分析中保持 $\xi = 0.1$ 不变。

下面分析弯曲因子 \bar{r}_0 一定,弯曲相位角 α_0 对转子振动响应的影响,以及弯曲相位角 α_0 一定时,弯曲因子 \bar{r}_0 对转子振动响应的影响。取弯曲因子 $\bar{r}_0 = 0.5$,不同初始弯曲相位角下转子振动位移幅值及相位对比如图2所示。

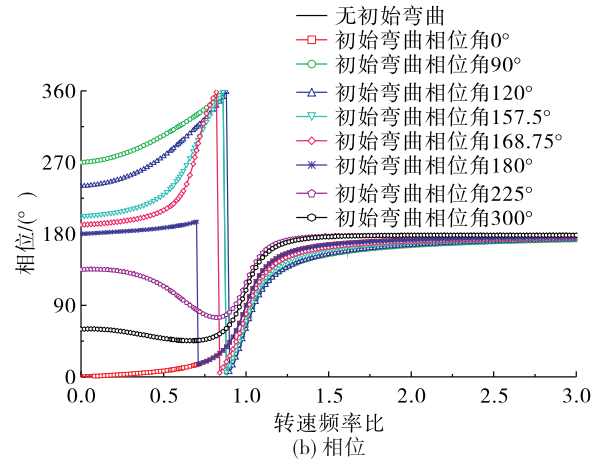
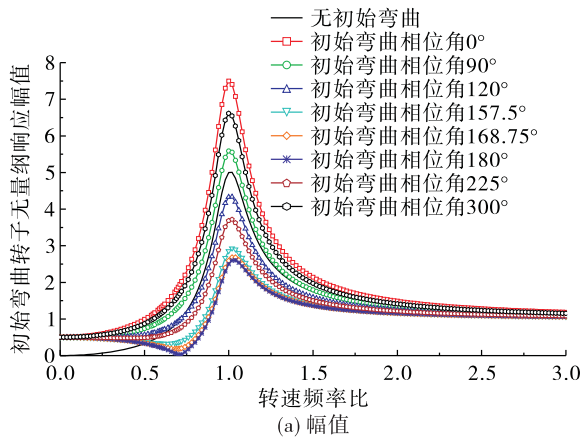


图2 振动幅值和相位随初始弯曲相位角变化曲线 ($\bar{r}_0 = 0.5$)

Fig. 2 Curves of vibration amplitude and phase change with initial bending phase angle ($\bar{r}_0 = 0.5$)

取弯曲相位角 $\alpha_0 = 180^\circ$,不同弯曲因子对应的转子振动位移幅值及相位对比如图3所示。

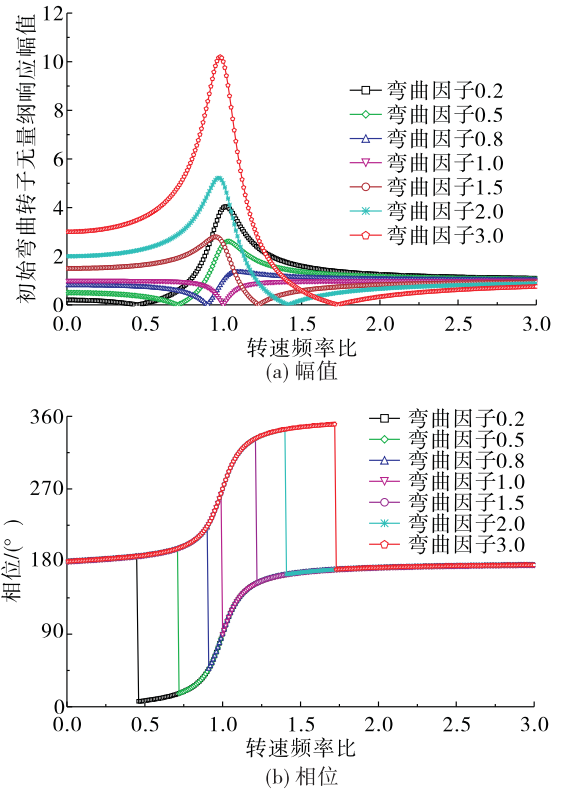


图3 振动幅值和相位随弯曲因子的变化曲线 ($\alpha_0 = 180^\circ$)

Fig. 3 Curve of vibration amplitude and phase change with bending factor ($\alpha_0 = 180^\circ$)

2.3 初始弯曲转子振动规律

通过理论和仿真分析,总结出初始弯曲转子振动具有如下特点:

1) 起动时刻($\omega = 0$),具有初始弯曲的转子其响应幅值等于初始弯曲幅度,即 $\bar{R}_0 = B$ 。而只有不平衡时,起动时刻转子的响应幅值为0。

2) 初始弯曲的转子,其响应初始相位 $\psi_0 = -\alpha_0$ 。而只有不平衡时,起动时刻转子响应的初始相位角为0。

3) 当转速 $\omega \gg \omega_n$ 时, $B \approx 0$,转子无量纲响应幅值 $\bar{R} \approx A \approx 1$,实际响应幅值 r 接近于偏心距 a ;此时, $\Delta\alpha \approx 0$,转子响应的相位趋近于不平衡响应相位。说明转子跨临界高速运行(柔性转子)时,初始弯曲的影响较小。

4) 由式(2)和式(3)可知初始弯曲不会改变转子的临界转速,但初始弯曲转子临界转速点对应的相位

$$\psi = 90^\circ - \arctan[\bar{r}_0 \sin \alpha_0 / (1 + \bar{r}_0 \cos \alpha_0)]$$

只有初始弯曲相位角为 0° 或 180° 时,临界转速点对应的相位才等于 90° 。

5) 式(2)中,对具有初始弯曲的转子 $B \neq 0$,理论上 $A \in [0, +\infty)$,只有 $\alpha_0 = 180^\circ$ 时,在某一转速下转子的振幅 \bar{R} 才可能为0,此时转子出现“自平衡”,且“自平衡转速” $\omega_s = \omega_n \sqrt{\bar{r}_0}$ 。

6) 起动后转子响应振幅的变化趋势:当 $\bar{R} < \bar{r}_0$,即

$$\sqrt{(A + B \cos \alpha_0)^2 + (B \sin \alpha_0)^2} < \bar{r}_0$$

化简获得

$$\cos \alpha_0 < \frac{\bar{r}_0^2 - (A^2 + B^2)}{2AB}$$

此时,在不平衡和初始弯曲共同作用下,转子在某一转速区间内振幅会出现一“凹坑”,且初始弯曲相位角 α_0 越接近 180° ,凹坑底部对应的振幅越小。当“凹坑”对应的转速范围落于共振转速区内时,转子的共振峰值可降至最低,当 $\cos \alpha_0 > \frac{\bar{r}_0^2 - (A^2 + B^2)}{2AB}$ 时,初始弯曲对转子的振动具有增强作用,且初始弯相位角 α_0 越接近 0° ,增强作用越明显。

3 初始弯曲转子运行试验

第2节中获得的初始弯曲转子振动规律可用于转子的故障诊断,为初弯转子故障定位提供理论依

据。以具有初始弯曲的压气机转子高速动平衡过程为例进行说明。

3.1 转子结构

某压气机转子整体结构如图4所示。转子由转轴和悬臂端叶轮两部分组成,通过螺纹连接,虽然连接部位有定位面,但由于螺纹牙之间存在间隙,安装完成后,叶轮中心线相对转轴中心线出现了一定的偏角,如图5所示。当转子装配完成后,该偏角为永久性的,这为典型的转子初始弯曲现象。

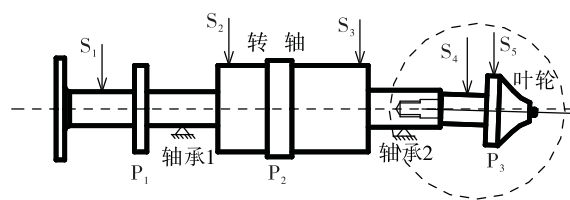


图4 转子结构示意图

Fig. 4 Diagram of rotor structure

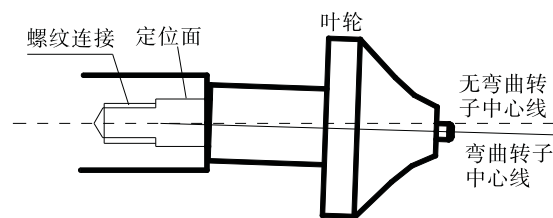


图5 叶轮螺纹安装引起转子初始弯曲示意图

Fig. 5 Diagram of rotor bending caused by the installation of impeller threads

在进行转子运行试验前,安装完成后,沿不同轴向位置测量转轴径向跳动量,如表1所示。

表1 转子径向跳动量

Tab. 1 Radial runout value of rotor

测量位置	径向跳动量/mm
S ₁	0.01
S ₂	0.01
S ₃	0.01
S ₄	0.04
S ₅	0.085

3.2 试验系统简介

转子通过5叶可倾瓦轴承支承于柔性支承上,并通过膜片联轴器与驱动齿轮箱高速输出轴连接,

该联轴器为轻质薄壁柔性结构,其对转子动特性的影响较小,分析中可忽略不计。 P_1 、 P_2 和 P_3 (见图4)为转子上预设的平衡校正面。3个平衡校正面处均设置有径向均布的螺纹孔,用于添加平衡校正量。采用电涡流位移传感器分别在 S_1 、 S_3 和 S_4 位置(见图4)测量转子运行中的振动位移。

3.3 试验结果分析

柔性支承状态下,转子系统前3阶临界转速分别为15 573 rpm、17 493 rpm及27 810 rpm。对应的振型如图6所示。前两阶为刚体模态,第三阶为一阶弯曲模态。

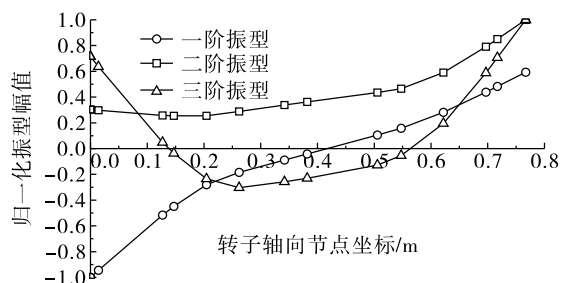


图6 压气机转子前三阶振型

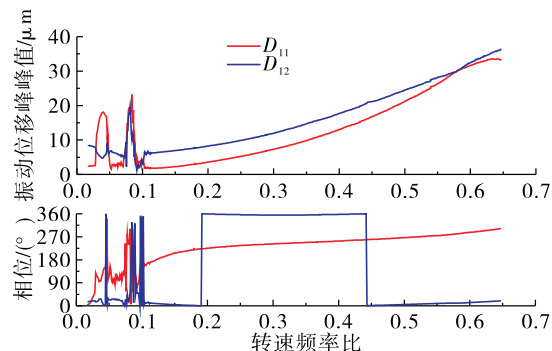
Fig. 6 First three vibration modes of compressor rotor

转子运行过程中, S_1 面两正交方向振动位移信号分别记为 D_{11} 和 D_{12} , S_4 面两正交方向振动位移信号分别记为 D_{21} 和 D_{22} 。

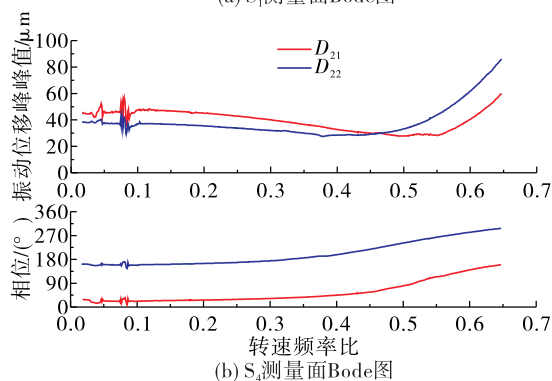
初始不平衡状态下转子升速至18 000 rpm, S_1 和 S_4 两测量面处振动位移曲线如图7所示($\omega_1 = 27\ 810$ rpm)。

初始不平衡状态下,转子在 S_1 面处测量的振动位移随转速升高而持续增大,而 S_4 面的振动位移峰值在11 124~16 686 rpm ($0.4 < \omega/\omega_1 < 0.6$)范围内出现一凹坑,且在该转速范围内相位也有所变化。参考第2节的分析,可知这种现象为转子初始弯曲,且初始弯曲主要出现在叶轮端(S_4 面附近),这与转子径向跳动量测量结果(见表1)基本吻合。

通过影响系数法,在平衡面 P_1 和 P_3 (见图4)处对转子进行加重平衡。不同平衡状态下,转子振动位移变化曲线如图8~图10所示。



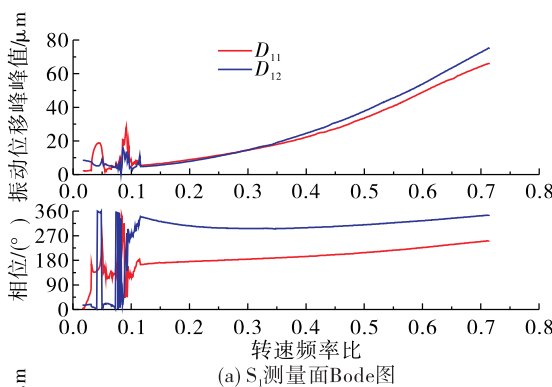
(a) S_1 测量面Bode图



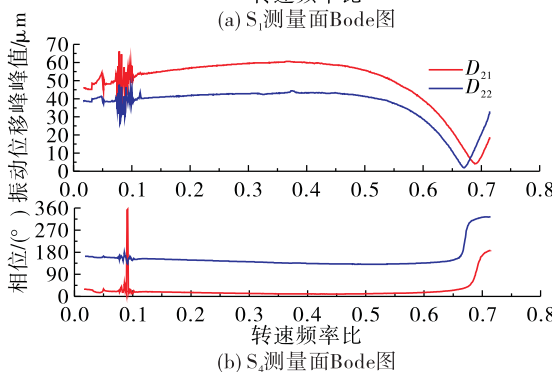
(b) S_4 测量面Bode图

图7 初次升速转子振动位移曲线

Fig. 7 Displacement curves of the rotor vibration during the initial speed up



(a) S_1 测量面Bode图



(b) S_4 测量面Bode图

图8 一次平衡后转子振动位移曲线

Fig. 8 Displacement curves of the rotor vibration after primary balancing

无论转子的平衡状态如何改变, $0 \sim 500$ rpm 的低速范围内, S_1 面处的振动位移均小于 $8.5 \mu\text{m}$, S_2 面处的振动位移在 $44.2 \sim 46.0 \mu\text{m}$ (D_{21}), $38.2 \sim 39.0 \mu\text{m}$ (D_{22}) 范围内, 该值即为转子的初始弯曲量。经过一次平衡, 转子初始弯曲得到有效校正, 如图 8(b) 所示, 当 $0.65 < \omega/\omega_1 < 0.70$ ($18\,077 \text{ rpm} < \omega < 19\,467 \text{ rpm}$) 时, S_2 面振动位移接近 0, 表明此时转子上的剩余不平衡相位与初始弯曲相位夹角接近 180° , 弯曲因子 $0.423 < \bar{r}_0 < 0.49$ 。随着动平衡的进一步开展, 转子上的剩余不平衡越来越小, 而初始弯曲幅值及相位却保持不变, 因此弯曲因子 $\bar{r}_0 = r_0/a$ 会不断增大, 则振动位移“凹坑”底部对应的转速也不断增大, 如图 9(b) 和图 10(b) 所示, 两图中“凹坑”底部对应的转速范围分别 $19\,467 \text{ rpm} < \bar{r}_0 < 20\,301 \text{ rpm}$ ($0.70 < \omega/\omega_1 < 0.73$), $\omega > 20\,858 \text{ rpm}$ ($\omega/\omega_1 > 0.75$), 对应的弯曲因子分别为 $0.49 < \bar{r}_0 < 0.53$, $\bar{r}_0 > 0.56$ 。通过平衡, 转子可稳定升速至 $20\,000 \text{ rpm}$ 以上, 振动量级满足要求。

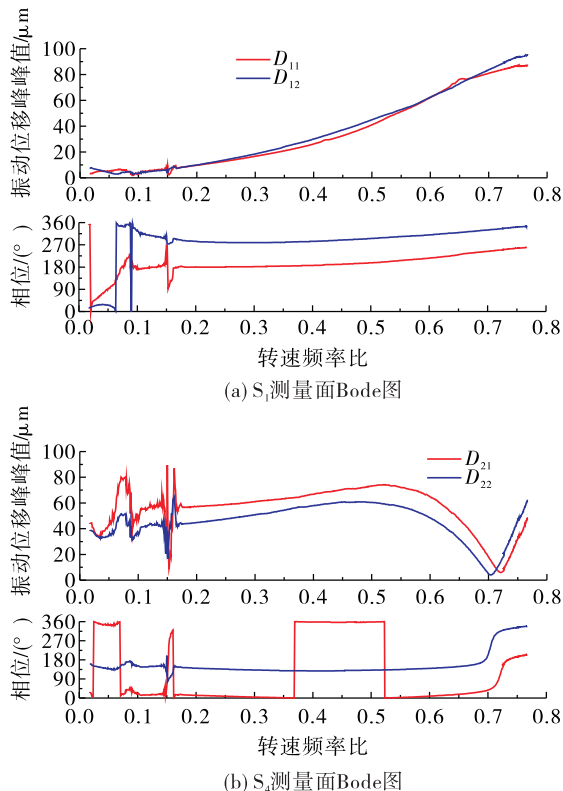


图 9 二次平衡后转子振动位移曲线

Fig. 9 Displacement curves of the rotor vibration after secondary balancing

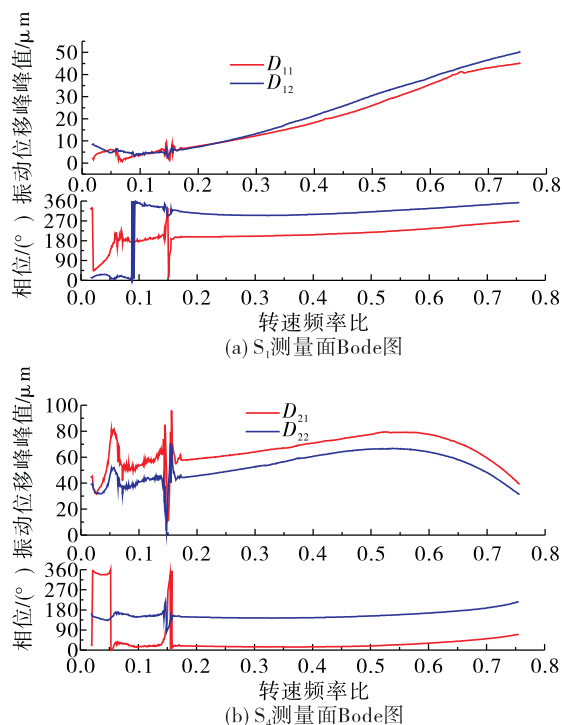


图 10 平衡完成后转子振动位移曲线

Fig. 10 Displacement curves of the rotor vibration after the balancing is completed

4 结论

本文通过理论分析、仿真和试验相结合的方法, 研究了具有初始弯曲转子的振动特性, 得出以下结论:

1) 起动时刻 ($\omega = 0$), 具有初始弯曲的转子其响应幅值等于初始弯曲幅度, 响应初始相位与初始弯曲相位大小相等 (方向相反); 而只有不平衡时, 起动时刻转子的响应幅值和相位均为 0。

2) 初始弯曲不会改变转子的临界转速, 但初始弯曲量会影响转子过临界时的振动幅值和相位, 只有当初始弯曲相位角为 0° 或 180° 时, 临界转速对应的振动相位才等于 90° (与无初始弯曲时的相位相同)。

3) 初始弯曲对刚性转子或准柔性转子振动的影响较大, 而对跨临界高速运行转子 (柔性转子) 振动的影响相对较小。

4) 具有初始弯曲的转子, 经过动平衡后, 在不平衡和初始弯曲共同作用下, 转子在某一转速区间内响应振幅会出现一“凹坑”, 且初始弯曲相位角越

接近 180° ，“凹坑”底部对应的振幅越小。当响应幅值为0时，转子出现“自平衡”，此时初始弯曲与剩余不平衡的夹角为 180° 。

5)具有初始弯曲的转子，其响应幅值“凹坑”对应的转速范围随着平衡精度的提高（剩余不平衡的减小）而向高速区移动，当“凹坑”对应的转速范围落于共振转速区内时，转子的共振峰值可降至最低。

6)可通过起动时的响应（跳动量）幅值和相位、经过共振点的振动相位、平衡状态对振动幅值和相位的影响规律等综合进行转子初始弯曲的诊断和识别，并可采取合适的平衡手段，实现初始弯曲转子的平衡减振。

参考文献：

- [1] 廖明夫. 航空发动机转子动力学[M]. 西安:西北工业大学出版社,2015.
- [2] 杨丹,甘春标,杨世锡,等. 一类初弯曲转子的裂纹-碰摩故障响应分析[J]. 浙江大学学报(工学版),2014,48(8):1496-1501.
- [3] BENTLY D E, CHARLES T H. Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics [M]. Minden, NV, USA: Bently Pressurized Bearing Press,2002.
- [4] 窦唯,叶志明,闫宇龙. 涡轮泵叶轮/转子配合间隙对稳定性的影响[J]. 火箭推进,2016,42(4):26-34.
- DOUW, YE Z M, YAN Y L. Effect of tolerance clearance between turbine rotor and impeller in liquid-propellant rocket engine on stability [J]. Journal of Rocket Propulsion,2016,42(4):26-34.
- [5] 吴文青,谢诞梅,杨毅,等. 具有初始弯曲的1 000 MW 汽轮机低压转子的振动特征分析[J]. 振动与冲击,2014,33(17):150-153,166.
- [6] KEOGH P S, MORTON P G. The dynamic nature of rotor thermal bending due to unsteady lubricant shearing within a bearing[J]. Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences,1994,445(1924):273-290.
- [7] 邹剑,董广明,陈进. 含初始弯曲裂纹转子的振动分析[J]. 振动与冲击,2012,31(3):153-156.
- [8] 王魁. 涡轮泵转子动平衡的控制方法研究[J]. 火箭推进,2002,28(6):15-18.
- WANG K. Study on control method of rotor dynamic balance of turbine pump [J]. Journal of Rocket Propulsion,2002,28(6):15-18.
- [9] KANG C H, HSU W C, LEE E K, et al. Dynamic analysis of gear-rotor system with viscoelastic supports under residual shaft bow effect [J]. Mechanism and Machine Theory,2011,46(3):264-275.
- [10] 沈小要,贾九红,赵玫. 具有初始弯曲的不平衡转子碰摩条件的研究[J]. 振动与冲击,2007,26(9):11-13.
- [11] 郭小鹏,吴英祥,姜广义. 转子热弯曲引起的振动故障特征与试验研究[J]. 沈阳航空航天大学学报,2015,5(32):26-31.
- [12] 王静,郭九梅,王胤龙. 离心压缩机转子弯曲故障分析[J]. 风机技术,2009,51(6):75-77.
- [13] LIN F S, MENG G. Dynamic characteristics of an unbalanced rotor with asymmetric rigidity and initial bending [C]//Proceedings of the Asia-Pacific Vibration Conference. Hangzhou:[s. n.],2001.
- [14] TONG X M, PALAZZOLO A. Tilting pad gas bearing induced thermal bow- rotor instability (Morton effect) [J]. Tribology International,2018,121:269-279.
- [15] RAO J S. History of rotating machinery dynamics [M]. Netherlands:Springer,2011.
- [16] 顾家柳,丁奎元,刘启洲,等. 转子动力学[M]. 北京:国防工业出版社,1985.

(编辑:马 杰)