

DOI: 10.7652/xjtuxb201607001

一种利用起车过程瞬态振动响应的 转子动力学参数识别方法

张西宁, 吴吉利, 王奔

(西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 在分析转子系统起动过程的振动响应组成和振动响应信号中出现拍振现象成因的基础上, 提出了一种基于起车过程瞬态振动响应的转子动力学参数时域识别方法。以转子系统起动过程中的失衡振动响应信号替代频域参数识别法中的正弦扫描激振响应信号, 来识别转子系统固有频率和阻尼参数的时域信号, 同时给出了参数估计原理, 并利用仿真信号和实验测试的起车过程振动响应信号对转子系统的一阶固有频率和阻尼进行了计算。结果表明: 所提出方法利用了转子起动过程的振动响应信号, 其参数识别仅在时域内进行, 不需要复杂的激振设备, 具有计算简单、应用前景广阔等特点。

关键词: 转子; 起动过程; 振动响应; 拍振; 动力学参数

中图分类号: TB123 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2016)07-0001-06

Method for Recognizing Kinetic Parameters of Rotor by Transient Vibration Response During Starting Process

ZHANG Xining, WU Jili, WANG Ben

(State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Analyzing the compositions of the vibration response signals of rotor system during starting process and the cause of beat vibration phenomenon in vibration response signal, one transient vibration response of starting process based identification method for rotor kinetic parameters in time domain is proposed. Here unbalanced vibration response signal during starting process is considered to identify the natural frequency and damping parameters of rotor system instead of sine sweep vibration response signal in frequency domain parameter identification method. The rule of parameter estimation is given and the first-order natural frequencies and ratios of damping of rotor systems is estimated by both simulated and experimental response signals during starting process. The proposed method for parameter identification only needs the vibration response signals of rotor during the starting process in time domain, so complex exciting equipment is unnecessary.

Keywords: rotor; starting process; vibration response; beat vibration; kinetic parameter

在现代工业生产中旋转机械的使用日益广泛, 平压缩机组、离心泵等均是国民经济支柱产业中的大型旋转机械, 例如汽轮发电机组、燃气轮机组、透 关键设备。转子系统是旋转机械的核心, 其工作中

的振动和稳定性直接影响到整个设备的可靠性、安全性和寿命。转子系统的参数识别技术一直是该领域国内外研究的热点。动力学系统参数识别方法可分为两大类:频域识别方法和时域识别方法^[1-2]。频域参数识别方法是一种利用动力学系统共振特性的传统识别方法,要通过正弦扫描激振、瞬态激励、随机激励等及其响应测试来确定各阶频率和阻尼等参数。频域识别法依赖于傅里叶变换,物理概念清楚、直观,对测量精度要求不高,抗噪声能力强,缺点是激振、实验设备复杂,难以进行在线识别,对于大阻尼和频率密集的情形无能为力。时域参数识别直接利用振动响应信号的时间曲线来识别振动参数,如Ibrahim时域法^[3-5]、最小二乘时域法^[6]、随机减量法^[7-9]、随机子空间法^[10-11]等均是常用的时域参数识别方法。时域参数识别不受系统大阻尼及密集频率的限制,不需要复杂的激振设备,可实现在线识别,但对噪声敏感,对测量精度要求高。

本文在分析转子系统起动过程振动响应特性的基础上,用转子系统起动过程中的失衡振动响应信号替代频域参数识别法中的正弦扫描激振响应信号,提出了一种转子系统固有频率和阻尼参数的时域识别方法,并给出了参数识别方法的原理,通过对起动响应振动信号的仿真分析和实验测试,验证了所提方法的有效性和准确性。

1 起动过程振动响应的拍振现象

对于如图1所示的垂直轴两端简支的转子系统,轴的质量不计,质量为 m 的圆盘固定在中间, C 是圆盘的质心, D 是圆盘的旋转中心,偏心距 $CD=e$,假设转子沿 X 和 Y 方向的刚度均为 k ,沿 X 和 Y 方向的阻尼均为 c ,起动过程的振动方程可近似为

$$\begin{cases} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = me\omega^2 \cos\omega t \\ m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = me\omega^2 \sin\omega t \end{cases} \quad (1)$$

为了简便起见,以 Y 方向的微分方程为例进行求解。该方程在 $y(0)=y_0, \dot{y}(0)=\dot{y}_0$ 情况下的全解由两部分组成,即 $y(t)=y_k(t)+y_p(t)$,其中 $y_k(t)$ 为方程的通解, $y_p(t)$ 为非齐次方程的一个特解。根据振动力学不难得到在欠阻尼情况下的全解^[12]为

$$y(t) = e^{\zeta\omega_n t} \left(y_0 \cos\omega_d t + \frac{\dot{y}_0 + \zeta\omega_n y_0}{\omega_d} \sin\omega_d t \right) + Be^{-\zeta\omega_n t} \left[\sin\varphi \cos\omega_d t + \frac{\omega_n}{\omega_d} (\zeta \sin\varphi - \lambda \cos\varphi) \sin\omega_d t \right] + B \sin(\omega t - \varphi) \quad (2)$$

式中: $\omega_n=(k/m)^{1/2}$ 为无阻尼固有频率; $\zeta=c/(2\omega_n m)$

为阻尼比; $\omega_d=\omega_n(1-\zeta^2)^{1/2}$ 为阻尼固有频率; $\lambda=\omega/\omega_n$ 为频率比; $B=P/k((1-\lambda^2)^2+(2\zeta\lambda)^2)^{1/2}$ 为振动幅值; $P=me\omega^2$ 为激振力; $\varphi=tg^{-1}2\zeta\lambda/(1-\lambda^2)$ 为相位。式(2)右端的三项分别是系统在无激励时的自由振动、自由伴随振动及稳态强迫振动。在初始位移和初始速度均为0的情况下

$$y(t) = Be^{-\zeta\omega_n t} \left[\sin\varphi \cos\omega_d t + \frac{\omega_n}{\omega_d} (\zeta \sin\varphi - \lambda \cos\varphi) \sin\omega_d t \right] + B \sin(\omega t - \varphi) \quad (3)$$

显然,转子系统从0转速起动过程中自由伴随振动依然存在。由于转子系统升速过程中的激振力始终在变化,所以转子起动过程的振动响应信号中始终存在自由伴随振动。图2是按式(3)得到的转子起动过程中自由伴随振动和强迫振动响应信号。

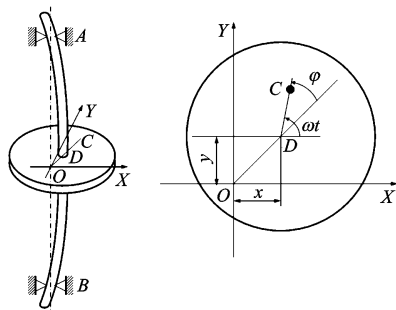
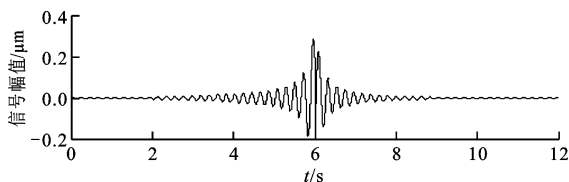
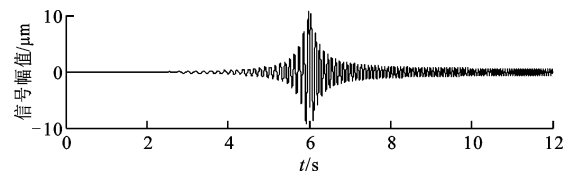


图1 转子系统



(a) 自由伴随振动



(b) 强迫振动响应

图2 转子起动过程中自由伴随振动和强迫振动响应信号

从图2可以看出,在临界转速附近自由伴随振动幅值和强迫振动响应幅值均存在最大值。根据前面的理论解可知,自由伴随振动的频率始终是 ω_d ,而强迫振动响应频率始终与转速 ω 一致。在临界转速附近, $\omega_d, \omega_n, \omega$ 三者很接近,由此可推测在过临界附近转子系统总的振动响应一定会出现拍振现象。为此,采用Wilson- θ 法对一转子系统的升速过

程进行了数值求解。求解设定参数:转子系统质量为 2 500 kg,阻尼比为 0.02,无阻尼固有频率为 30 Hz,偏心质量为 4 g,偏心距为 0.005 m,起始转频为 1 Hz,升速率为 10 Hz/s。求解得到转子系统起动过程的振动响应信号如图 3 所示。

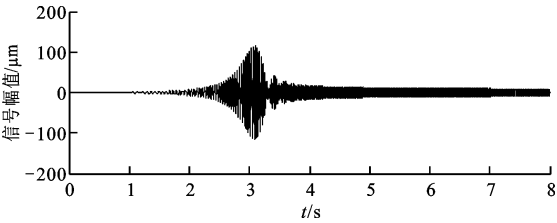


图 3 转子系统起动过程的振动响应信号

从图 3 可以看出,转子系统在过临界状态之后,振动响应出现了明显的拍振现象,同时振动响应幅值最大处的频率高于无阻尼固有频率。其实,转子系统起动过程的振动响应出现拍振现象是很普遍的,文献[13-18]在研究航空发动机、涡轮泵、转子实验台等转子系统起动过程的瞬时动力学特性中均在振动响应上出现了拍振现象,但没有对拍振现象进行深入的理论分析。将共振区域附近的拍振用于转子系统动力学参数辨识的方法,还尚未进行过详细的研究,因此本文探究将转子起停时瞬态振动响应信号出现的拍振用于转子系统动力学参数的识别。

2 参数识别原理

起动过程拍振的出现一般在转子系统过临界之后,考虑到转子系统从起动到过临界需要一段时间,所以忽略式(3)中已经大幅度衰减的无激励自由振动。设式(3)中的后两项升速过程振动响应信号中的强迫分量为

$$y_p(t) = B\sin\theta(t) \tag{4}$$

自由伴随振动分量为

$$y_c(t) = Be^{-\kappa t}\sin\gamma(t) \tag{5}$$

这样强迫振动和伴随振动均可看成是复平面上的旋转向量在虚轴上的投影。如图 4 所示,升速过程中只有在 $y_p(t)$ 和 $y_c(t)$ 相位相同的时刻,合成后的振幅会出现极大值;在 $y_p(t)$ 和 $y_c(t)$ 相位相反的时刻,合成后的振幅会出现极小值。由此可得:振动响应拍峰值出现的条件为 $\theta(t) = \gamma(t) + 2K\pi$, K 为整数;振动响应拍谷值出现的条件为 $\theta(t) = \gamma(t) + (2K+1)\pi$ 。

起停过程振动响应出现拍振现象显然与转子系统的参数密切相关。为了利用振动响应来估计转子系统的参数,假设起动过程振动响应包络线上的拍

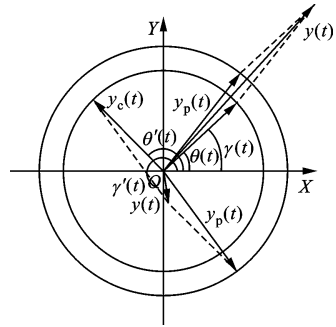


图 4 强迫振动和伴随振动的合成

峰值对应的时刻分别为 t_0 、 t_1 、 t_2 等,如图 5 所示。

t_0 时刻的转速为 ω_0 ,升速率为 ω_{m0} , t_0 时刻自由伴随振动的相位为 α_{t_0} ,强迫振动的相位为 β_{t_0} 。 t_1 时刻自由伴随振动的相位为 α_{t_1} ,强迫振动的相位为 β_{t_1} 。根据起动过程的振动特征及各个时刻的转速、升速率可知

$$\alpha_{t_1} = \alpha_{t_0} + \Delta t\omega_d \tag{6}$$

$$\beta_{t_1} = \beta_{t_0} + \int_{t_0}^{t_1} \omega dt = \beta_{t_0} + \int_{t_0}^{t_1} [\omega_0 + \omega_{m0}t] dt =$$

$$\beta_{t_0} + \omega_0 \Delta t + \frac{1}{2} \omega_{m0} (\Delta t)^2 \tag{7}$$

根据拍峰值出现的条件 $\alpha_{t_1} = \beta_{t_1}$ 、 $\alpha_{t_0} = \beta_{t_0}$ 可得

$$\omega_0 \Delta t + \frac{1}{2} \omega_{m0} (\Delta t)^2 - 2K\pi - \Delta t\omega_d = 0 \tag{8}$$

$$\omega_d = \omega_0 + \frac{1}{2} \omega_{m0} \Delta t - 2\pi/\Delta t \tag{9}$$

式中: K 为整数, $K>0$ 表示拍振发生在过临界之后, $K<0$ 表示拍振发生在过临界之前。当 $K=1$ 时,两个相邻的拍峰值之间的相位关系使得式(7)中的转速 ω_0 、升速率 ω_{m0} 、 $\Delta t=t_1-t_0$ 在峰值出现时刻 t_0 和 t_1 可通过振动响应的包络线获得,由此获得转子系统的阻尼固有频率 ω_d 。

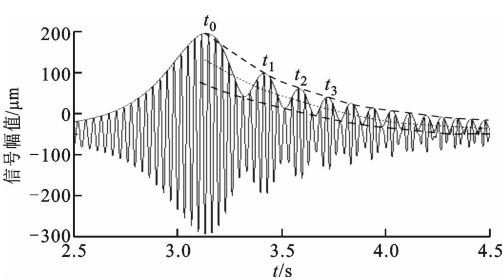


图 5 参数识别原理图

需要说明的是,以上是基于振动响应包络线上的峰值点计算的,实际上根据振动响应包络线上的谷值点也可计算转子系统的阻尼固有频率 ω_d ,计算原理和步骤与利用峰值点计算完全一致。

由于振动响应包络线上的峰值点的幅值是自由

伴随振动幅值与强迫振动幅值的叠加,振动响应包络线上的谷值点的幅值是自由伴随振动幅值与强迫振动幅值的差,所以对振动响应包络线上的峰值点和谷值点分别进行曲线拟合,得到图 5 中的两条随时间衰减的虚线,即峰值点曲线和谷值点曲线。对峰值点曲线和谷值点曲线进行平均处理得到的中间点线,可看成是强迫振动的幅值衰减曲线,而用峰值点拟合的虚线减去中间的点线得到的曲线,就是自由伴随振动的衰减曲线。根据式(3)中自由伴随振动幅值衰减部分,不难得到自由伴随振动的衰减曲线的表达式,即

$$y_a(t) = Be^{-\omega_n \xi t} = Be^{-\omega_d \xi t / (1 - \xi^2)^{1/2}}$$

(10)

对式(10)两边取对数后可得

$$\ln y_a(t) = \ln B - \omega_d \xi / (1 - \xi^2)^{1/2} t$$

(11)

这样,利用自由伴随振动的衰减曲线,通过矩阵最小二乘法不难计算出阻尼比 ζ 和阻尼固有频率 ω_n 。

3 仿真数据分析验证

为了验证参数估计的准确性,对采用 Wilson- θ 法得到的起动过程振动响应信号进行了分析和计算,仿真计算时设定的转子系统参数详见第 1 节。首先,确定振动响应信号上每转的最大振动幅值点和最小振动幅值点,经过插值处理得到振动响应信号的上下包络曲线,对上下包络曲线的绝对值进行平均处理,得到平均幅值包络曲线。然后,确定平均幅值包络曲线上的拍峰点和拍谷点,经插值处理后得到峰值点曲线和谷值点曲线,以及峰值点和谷值点的准确时刻。相邻峰值点或相邻谷值点的准确时间,以及对应的转速和升速率计算结果如表 1 所示。根据式(9)、利用峰值点 1 和峰值点 2 对 ω_d 进行估计,估计的 $\omega_d = 184.028\ 1\ \text{rad/s}$,该值与仿真计算时设定的 $188.457\ 9\ \text{rad/s}$ 相比,相对误差为 2.37% ,如表 2 所示。

表 1 相邻峰值点准确时刻及对应转速和升速率计算结果

峰值点 序号	峰点时间/ s	峰点转速/ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$	升速率/ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$
1	3.090 2	193.328 8	62.831 853
2	3.413 3	209.439 5	62.831 853

表 2 ω_d 估计结果

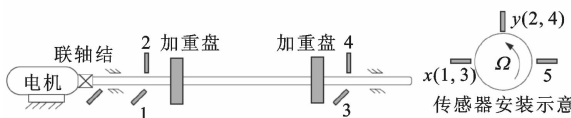
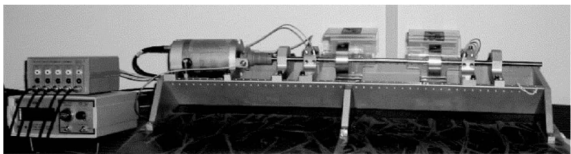
$\omega_d / \text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$		误差/ $\%$
估计值	真实值	
184.028 1	188.457 9	2.37

利用峰值点曲线和谷值点曲线计算自由伴随振动的衰减曲线,再根据式(11)、利用矩阵最小二乘法估计阻尼比和无阻尼固有频率。估计的阻尼比和无阻尼固有频率分别为 $0.026\ 395$ 和 $188.523\ 5\ \text{rad/s}$ 。Wilson- θ 法数值计算时采用的阻尼比和无阻尼固有频率分别为 0.02 和 $188.495\ 6\ \text{rad/s}$,由此得到阻尼比和无阻尼固有频率估计值的相对误差分别为 3.19% 和 0.015% 。从仿真信号的计算结果看,估计值与实际的参数较为接近,表明本文所提转子系统参数估计方法是可行和有效的。

在转子的瞬时起动过程中,并不是所有的振动在共振发生后都存在拍振现象,主要的原因在于起动加速度和阻尼比的影响。通过理论分析与数值计算知:起动加速度大,转子能够快速通过共振区域^[13],这样共振幅值小,易形成明显的拍振现象;起动加速度较小,转子在通过共振区域时的振动幅值大,使得强迫振动和伴随振动的幅值之差过大,难以形成拍振。阻尼比在一定程度上也对转子在通过共振区域的振动产生影响,主要是共振区域延迟滞后了,阻尼比越大,迟滞现象越明显,响应调节的时间延长,易形成拍振。因此,使用本文方法计算系统动力学参数时,拍振峰值点越多、越密集,计算结果就越精确。

4 实验验证

实验验证所用的转子实验台(图 6 所示)为 Bently Rotor kit-4。实验中用 4 个电涡流传感器分别测量转子电机端、自由端水平和垂直方向上的振动位移信号,另外采用一个电涡流传感器获取转子的键相信号。起动过程测试的电机端垂直方向的振动位移信号如图 7 所示。起动过程中振动信号和键相信号采用 Sony PC208AX 数字磁带记录仪进行采样和存储,每通道信号的采样频率为 $24\ 000\ \text{Hz}$ 。起动实验从 $180\ \text{r/min}$ 盘车转速开始,并以一定的



1~5:电涡流传感器

图 6 转子实验台结构

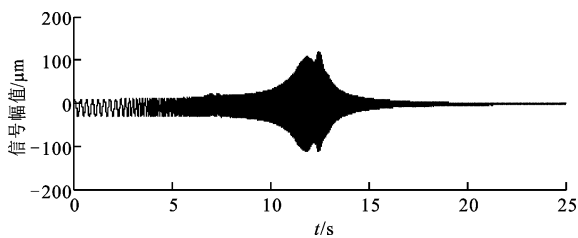


图 7 转子起动过程实验测试信号

升速率提速直到转速为 4 000 r/min 止。起动过程各时刻点转速通过测试到的键相信号进行计算,由此得到的起动过程瞬时转频如图 8 所示。

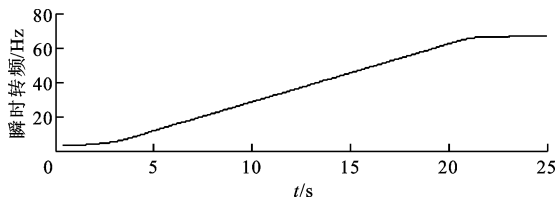


图 8 转子起动过程的瞬时转频

根据测试到的振动响应,计算得到振动响应包络信号的峰值点曲线和谷值点曲线如图 9 所示。相邻峰值点的准确时间分别为 11.893 3 s、12.482 9 s,同时根据图 7 和图 8 确定出相邻峰值点对应时刻的瞬时转频分别为 35.826 89 Hz、37.822 6 Hz,对应的升速率为 3.387 6 Hz/s。根据式(9)可计算出 $\omega_d = 220.724 6$ rad/s 或 $f_d = 35.129 4$ Hz。

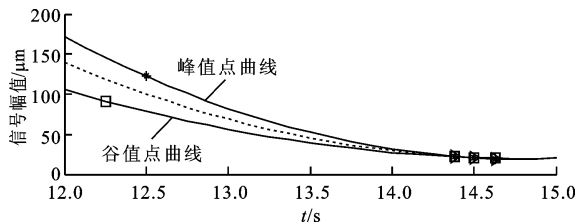


图 9 振动响应包络信号的峰值和幅值

根据文献[15-18]中的转子响应的峰值滞后现象,对转子系统以相同的升速率和降速率进行了几次起停过程的振动响应实验测试。计算得到的升速过程中响应峰值对应的频率平均值为 35.363 5 Hz,计算得到的降速过程中响应峰值对应的频率平均值为 34.665 9 Hz。根据转子响应的峰值滞后现象,升速过程的峰值频率实际是有阻尼的固有频率的上限,降速过程的峰值频率实际是有阻尼的固有频率的下限,因此实际有阻尼的固有频率可用这两个上下限进行估计,估计结果为 35.014 8 Hz,该结果与本文的方法估计的结果相比,差值仅为 0.114 6 Hz。

根据峰值点曲线、谷值点曲线以及中间曲线计算自由伴随振动的衰减曲线,再根据式(11)、利用矩

阵最小二乘法估计的阻尼比和无阻尼固有频率分别为 0.003 1、 $\omega_n = 220.725 7$ rad/s 或 $f_n = 35.129 6$ Hz。

5 结 论

本文提出了一种基于起动过程瞬态振动响应的转子动力学参数识别方法。在给出参数估计原理的基础上,利用起动过程振动响应仿真信号和实验测试信号对转子系统的动力学参数进行了估计,估计结果验证了本文方法的正确性、有效性和准确性。本文转子参数识别方法仅利用转子起动过程的振动响应信号,所有计算和识别均在时域内进行,计算量小、简单方便。由于本文方法是基于起动过程振动响应信号中自由伴随振动分量和强迫振动响应分量叠加形成的拍振现象,而起动过程振动响应信号出现拍振现象比较普遍,所以该方法具有广阔的应用范围。

参考文献:

- [1] 黄文虎,邵成勋. 振动系统参数识别的时域方法 [J]. 振动与冲击, 1982(1): 43-53.
HUANG Wenhui, SHAO Chengxun. A method for identification of vibration parameters from the time-domain [J]. Journal of Vibration and Shock, 1982(1): 43-53.
- [2] 黄文虎,邵成勋,刘华,等. 近代振动系统参数识别技术的发展与展望 [J]. 应用力学学报, 1985, 2(3): 69-82, 100.
HUANG Wenhui, SHAO Chengxun, LIU Hua, et al. The developments and predictions in modern parameter identification of vibrating system [J]. Journal of Applied Mechanics, 1985, 2(3): 69-82, 100.
- [3] IBRAHIM S R. A time-domain modal vibration test technique [J]. The Shock and Vibration Bulletin, 1973, 43(4): 21-37.
- [4] IBRAHIM S R. The experimental determination of vibration parameters from time responses [J]. The Shock and Vibration Bulletin, 1976, 46(5): 187-196.
- [5] IBRAHIM S R. A method for direct identification of vibration parameters from the free response [J]. The Shock and Vibration Bulletin, 1977, 47(4): 183-198.
- [6] SMITH W R. Least squares time domain method for simultaneous identification of vibration parameters from multiple free response records [C] // AIAA/ASME/ASCE/AHS 22nd SDM Conference. Reno, NV, USA: AIAA, 1981: 194-201.

- [7] IBRAHIM S R. The use of random decrement technique for identification of structural modes of vibration [J]. Journal of Spacecraft and Rockets, 1977, 14 (11): 696-700.
- [8] 周传荣, 包益民, 徐庆华. 随机减量、ITD 及双递推等方法在飞机结构上的应用 [J]. 振动与动态测试, 1988(2): 13-19.
- [9] 聂雪媛, 丁桦. 基于随机减量技术的模态参数识别方法探讨 [J]. 机械设计, 2012, 29(8): 1-4.
NIE Xueyuan, DING Hua. Discussion on modal parameter identification method based on random decrement technique [J]. Journal of Machine Design, 2012, 29(8): 1-4.
- [10] 李慧, 周晶, 杜永峰, 等. 随机子空间法参数识别与有限元分析 [J]. 低温建筑技术, 2008, 125(5): 44-48.
LI Hui, ZHOU Jing, DU Yongfeng, et al. Parameter identification and finite element analysis based on stochastic subspace method [J]. Low Temperature Architecture Technology, 2008, 125(5): 44-48.
- [11] 张笑华, 任伟新, 禹丹江. 结构模态参数识别的随机子空间法 [J]. 福州大学学报(自然科学版), 2005, 33 (增刊): 46-49.
ZHANG Xiaohau, REN Weixin, YU Danjing. Structural modal parameter identification applying stochastic subspace identification [J]. Journal of Fuzhou University (Natural Science), 2005, 33(S): 46-49.
- [12] 倪振华. 振动力学 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1989: 92-94.
- [13] 熊万里, 闻邦椿, 段志善. 转子系统瞬态过程的减幅特性及共振区迟滞特性 [J]. 振动与冲击, 1999, 18 (4): 12-15, 89.
XIONG Wanli, WEN Bangchun, DUAN Zhishan. Characteristics of amplitude decreasing and resonance band delaying in transient processes of rotor systems [J]. Journal of Vibration and Shock, 1999, 18(4): 12-15, 89.
- [14] 朱向哲. 转子-轴承系统起动过程瞬态不平衡响应的有限元分析 [J]. 石油矿场机械, 2007, 36(8): 14-17.
ZHU Xiangzhe. Finite element analysis of transient imbalance response for a rotor-bearing system during start-up [J]. Oil Field Equipment, 2007, 36(8): 14-17.
- [15] 缪红燕, 高金吉, 徐鸿. 转子系统瞬态不平衡响应的有限元分析 [J]. 振动与冲击, 2004, 23(3): 1-4, 20.
MIAO Hongyan, GAO Jinji, XU Hong. Transient response of unbalanced rotor system through its critical speed [J]. Journal of Vibration and Shock, 2004, 23 (3): 1-4, 20.
- [16] 袁惠群, 朱向哲, 李东, 等. 转子系统瞬态热起动过程动力学特性研究 [J]. 振动与冲击, 2009, 28(7): 33-38.
YUAN Huiqun, ZHU Xiangzhe, LI Dong, et al. Dynamic characteristics of transient starting up of a rotor system [J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28 (7): 33-38.
- [17] 肖明杰, 黄金平, 李锋. 基于传递矩阵法的涡轮泵转子系统瞬态动力学特性预测和分析 [J]. 机械强度, 2011, 33(6): 900-906.
XIAO Mingjie, HUANG Jinping, LI Feng. Prediction and analysis to the transient dynamic characteristics of the turbo-pump rotor system based on the transfer matrix method [J]. Journal of Mechanical Strength, 2011, 33(6): 900-906.
- [18] 黄金平, 任兴民, 张萌. 单盘柔性转子瞬态平衡 [J]. 机械科学与技术, 2006, 125(2): 238-241.
HUANG Jinping, REN Xingmin, ZHAO Meng. Transient balance of flexible rotors with one disc [J]. Mechanical Science and Technology, 2006, 125(2): 238-241.

[本刊相关文献链接]

- 夏凯, 孙岩桦, 洪德江, 等. 轴向拉紧的圆弧端齿轴段扭转特性研究. 2016, 50(5): 51-56. [doi:10.7652/xjtuxb201605008]
- 章云, 梅雪松. 机床柔性主轴转子低速无试重动平衡方法研究. 2016, 50(4): 89-93. [doi:10.7652/xjtuxb201604014]
- 李志刚, 李军, 丰镇平. 进口防旋板对孔型密封非定常气流激振特性的影响. 2016, 50(1): 16-21. [doi:10.7652/xjtuxb201601003]
- 张俊红, 马梁, 鲁鑫, 等. 机动飞行下挤压油膜阻尼器对碰撞故障转子系统的影响. 2015, 49(11): 62-70. [doi:10.7652/xjtuxb201511011]
- 杨琴, 刘字陆, 张海军, 等. 气体稀薄效应对微机电系统 (MEMS) 气体轴承-转子系统不平衡响应的影响. 2015, 49 (7): 134-139. [doi:10.7652/xjtuxb201507022]

(编辑 苗凌)