

文章编号:1006-1355(2017)02-0057-05

# 汽轮机-行星齿轮减速器耦合动力学特性分析

王志强<sup>1</sup>, 荆建平<sup>1,3</sup>, 王冠洲<sup>2</sup>, 陈昌敏<sup>1</sup>

(1. 上海交通大学 机械系统与振动国家重点实验室, 上海 200240;  
2. 中国船舶重工集团公司 第703研究所, 哈尔滨 150036;  
3. 上海交通大学 燃气轮机研究院, 上海 200240)

**摘要:**大功率齿轮箱是船舶轮机系统的重要设备之一,汽轮机通过齿轮箱将动力输出,齿轮系统与转子系统耦合在一起。为研究齿轮的啮合与振动对转子系统动力学特性的影响,针对某船舶动力系统,利用有限元法分别建立转子系统与转子-齿轮耦合系统的动力学方程,考虑齿轮系统的时变啮合刚度,求解并对比两种模型的振动特性。计算结果表明,齿轮的振动会降低转子系统的支撑刚度,使转子系统的临界转速降低,并增大振动响应幅值。另外,齿轮啮合刚度的时变性引起的振动属于参激振动,这种高频激励会传递到转子上。为了更精确计算整个轮机转子轴系动力学特性,需要考虑与转子相耦合的齿轮系统的振动。

**关键词:**振动与波;转子-齿轮系统;耦合振动;时变刚度;动力响应

中图分类号:U664.2

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2017.02.012

## Analysis of Dynamic Characteristics of the Turbine-gearbox Coupling System

WANG Zhi-qiang<sup>1</sup>, JING Jian-ping<sup>1,3</sup>, WANG Guan-zhou<sup>2</sup>,  
CHEN Chang-min<sup>1</sup>

(1. State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China;  
2. No. 703 Research Institute of China Shipbuilding Industry Corporation, Harbin 150036, China;  
3. Gas Turbine Research Institute, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China)

**Abstract:** High-power gear box is one of the important equipment of marine turbine system. The power of the turbine is exported through the gear system. Since the gear system is coupled with the rotor system, meshing of the gear system will have a great influence on the rotor system. In this paper, the influence of gear meshing and vibration on the dynamic characteristics of the rotor system is studied. The dynamic models of the rotor system and the rotor-gear coupled system are built for a turbine power system by means of finite element method. Considering the time-varying mesh stiffness, the dynamic characteristics of the two systems are solved. Results of computation show that stiffness of the support of the rotor system can be reduced by the gear system vibration. Thus, the critical speed of the system will be lowered and the amplitude of the vibration response will be enlarged. The vibration of the gear system should be considered when calculating the turbine power system. The time-varying of the mesh stiffness is a parametric excitation, which also has effect on the rotor dynamic response. Thus, the rotor and gear coupled effect should also be considered when calculating the rotor's dynamic response.

**Key words:** vibration and wave; rotor-gear system; coupling vibration; time-varying stiffness; dynamic response

现代工业的发展使得齿轮传动转子系统转速升高、功率变大,系统结构也越来越复杂。大功率齿轮箱装置是船舶轮机系统的重要设备之一,船舶轮机

转子系统通过齿轮箱将动力输出。在研究船舶动力系统的振动特性时,通常只考虑转子本身及其轴承支撑系统而忽略与其相连接的齿轮系统,或者单独研究行星齿轮减速器的动态特性。由于转子系统与齿轮系统联接耦合在一起,齿轮时变刚度啮合与振动会对转子系统的临界转速及振动响应产生影响。因此,开展船用大功率转子-齿轮系统动态特性分析,实现船用转子-齿轮系统的动态设计已成为重要

收稿日期:2016-12-02

作者简介:王志强(1991—),男,河北省邯郸市人,硕士生,主要研究方向为转子动力学。

通信作者:荆建平,男,博士生导师。

E-mail: jianpj@sjtu.edu.cn

的研究课题。

为了探究行星齿轮减速器对汽轮机转子的影响,利用有限元法分别建立转子系统(包括汽轮机转子与输入轴)及转子-齿轮系统两种模型的动力学方程。计算两种模型在相同工况下的动力学特性。对比两种模型的临界转速及动力学响应,得到齿轮系统的振动对汽轮机转子轴系的影响规律。

### 1 系统动力学模型

如图1所示,整个系统由4部分组成:汽轮机转子、输入轴、功率分流行星轮减速器(内部结构省略)及输出轴。汽轮机转子两端由两个滑动轴承支撑,其动力经由输入轴传递给行星齿轮系太阳轮并经过多个齿轮输出。汽轮机与输入轴通过橡胶联轴器联接,输入轴与太阳轮由套齿联轴器联接。

#### 1.1 转子系统建模

转子系统包括汽轮机转子与输入轴,对转子进行模化,采用梁单元建模<sup>[1]</sup>,汽轮机叶片简化为集中质量及集中转动惯量附加到转子上。不考虑转子的扭转振动及纵向振动,每个节点有4个自由度,即H、V及 $\theta_H$ 、 $\theta_V$ 。汽轮机及输入轴共模化27个梁单元,共计29个节点,116个自由度。支承轴承采用滑动轴承,其油膜刚度阻尼用ARMD计算。利用有限单元

法建立转子的动力学方程如式(1)所示,其中汽轮机及输入轴所受的外部激励为转子的不平衡力。

$$M_R \ddot{u}_R + C_R \dot{u}_R + K_R u_R = F_R \quad (1)$$

其中  $N=29$

$$u_R = [H_1, \theta_{V1}, V_1, -\theta_{H1}, \dots, V_N, -\theta_{HN}]^T$$

#### 1.2 齿轮系统建模

减速器的两级行星轮系模型如图2所示,由差动行星轮系及封闭轮系组成。差动轮系包括一个太阳轮、三个行星轮及内齿圈;封闭轮系包括一个太阳轮、五个星轮及内齿圈。图中 $K_{sp}$ 、 $K_{rp}$ 、 $K_{sm}$ 、 $K_{rm}$ 分别为两级轮系啮合刚度; $K_{s1}$ 、 $K_{s2}$ 、 $K_{r1}$ 、 $K_{r2}$ 为太阳轮及内齿圈的支承刚度; $K_p$ 、 $K_m$ 为行星轮的支承刚度; $K_{HL}$ 为行星架扭转刚度。

齿轮采用集中质量建模,由于齿轮通过转动传递扭矩,每个齿轮含三个自由度:沿H、V方向的平动及绕 $\theta_z$ 轴转动。齿轮啮合的时变刚度按照Maatar提出的基于瞬时总啮合长度推导出的公式计算<sup>[2]</sup>,时变刚度按5阶傅里叶级数拟合。各行星轮与太阳轮啮合的相位关系按Parker等提出的方法计算<sup>[3-4]</sup>,参照朱增宝等的建模方法建立齿轮系统动力学模型<sup>[5-6]</sup>。其中,输出轴及行星架仅计算扭转自由度,齿轮系统共38个自由度。齿轮系统按理想啮合状态建模,即不考虑齿形误差、脱齿等情况。

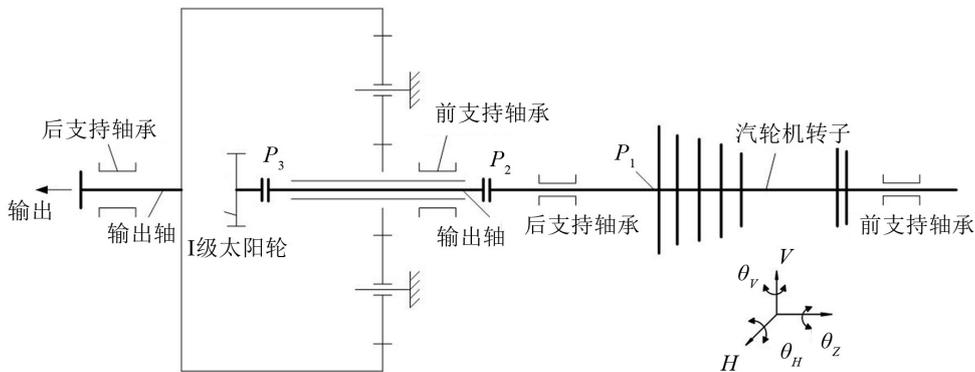


图1 转子-齿轮系统模型简图

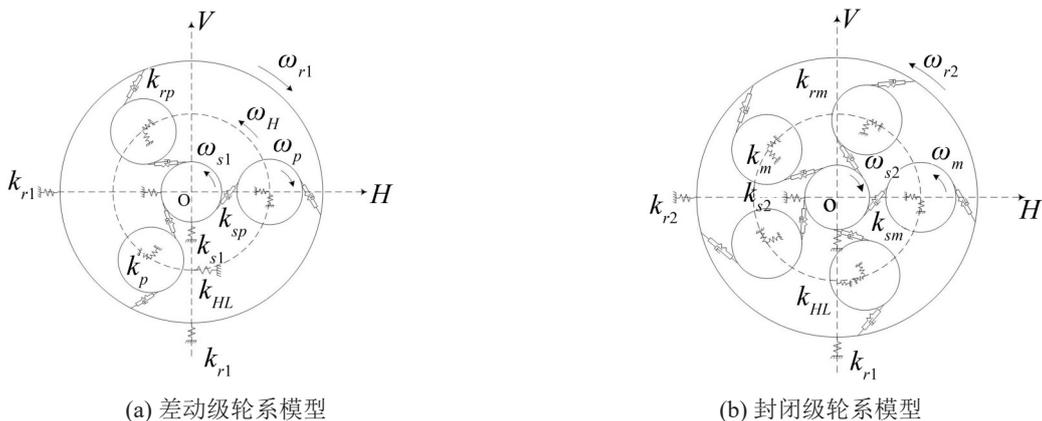


图2 减速器模型

将齿轮的横向位移等效到啮合线方向上,啮合线方向变化较小可忽略。以一级太阳轮为例介绍动力学方程建立过程,其他齿轮建模过程类似。根据图3从几何关系上推导等效啮合线长度表达式,认为齿轮中心的位移使啮合线长度变化,从而导致啮合力改变。这样就能够将齿轮的横向振动与扭转振动耦合起来。太阳轮三个自由度的动力学方程如式(2)所示。

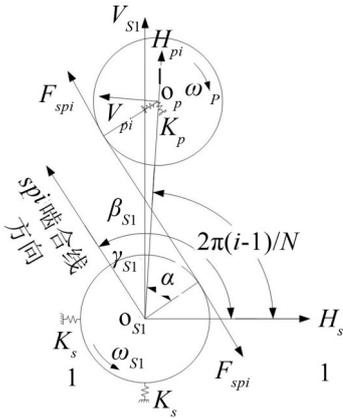


图3 啮合线等效位移图

$$m_{s1} \ddot{x}_{s1} + \sum_{i=1}^N (F_{spi} + C_{spi}) = P_D$$

$$M_{s1} \ddot{H}_{s1} + \sum_{i=1}^N (F_{spi} + C_{spi}) \sin\left(\alpha - \frac{2\pi(i-1)}{N}\right) + k_{s1} H_{s1} = F_1$$

$$M_{s1} \ddot{V}_{s1} + \sum_{i=1}^N (F_{spi} + C_{spi}) \cos\left(\alpha - \frac{2\pi(i-1)}{N}\right) + k_{s1} V_{s1} = F_2$$

(2)

式中  $x_{s1} = R_b \times \theta_Z$  (3)

$$F_{spi} = k_{spi}(t) S_{spi}(t) = k_{spi}(t) \times \left\{ x_{s1} - x_{pi} + H_{s1} \sin\left(\alpha - \frac{2\pi(i-1)}{N}\right) + \right.$$

$$\left. V_{s1} \cos\left(\alpha - \frac{2\pi(i-1)}{N}\right) - H_{pi} \sin \alpha - V_{pi} \cos \alpha \right\} \quad (4)$$

- $R_b$ 为太阳轮的基圆半径;
- $F_{spi}$ 为太阳轮与第*i*个行星轮之间的啮合力;
- $C_{spi}$ 为太阳轮与第*i*个行星轮之间的阻尼力;
- $K_{spi}$ 为太阳轮与第*i*个行星轮的时变啮合刚度;
- $P_D$ 为输入力矩;
- $F_1$ 、 $F_2$ 为齿轮不平衡力分量。

### 1.3 转子与齿轮系统联接

以上分别利用有限元法建立转子动力学方程,利用集中质量法建立齿轮系统动力学方程。输入轴与太阳轮通过套齿联轴器联接,输入轴左端节点与一级太阳轮节点在*H*、*V*方向通过联轴器刚度联接,同时太阳轮的 $\theta_Z$ 方向用扭转弹簧与输入轴联接,这样就建立了转子-齿轮系统的动力学方程。整个系统共计154个自由度。

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = F \quad (5)$$

其中

$$M = \begin{bmatrix} M_R & \\ & M_G \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} K_r & K_1 \\ K_1 & K_g \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$u = \begin{bmatrix} u_R \\ u_G \end{bmatrix}_{154 \times 1}$$

## 2 动力学求解

### 2.1 转子系统临界转速

不考虑齿轮系统时,通常将太阳轮处的啮合刚度作为弹簧添加到输入轴端点处,齿轮的啮合刚度按GB-3480计算<sup>[7]</sup>,刚度值为 $6.87 \times 10^9$  N/m。这样可以省去齿轮系统的模化,大大节省了计算量;但忽略了齿轮的振动,使得模化后的弹簧刚度大于实际系统反应出的刚度。转子系统的坎贝尔图如图4所示。

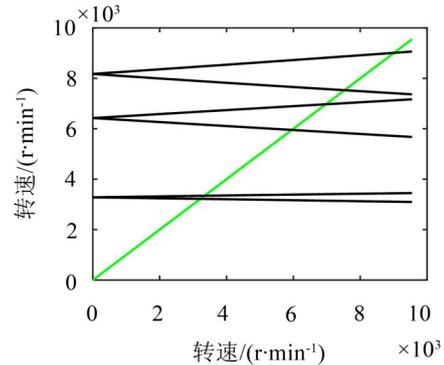


图4 转子坎贝尔图

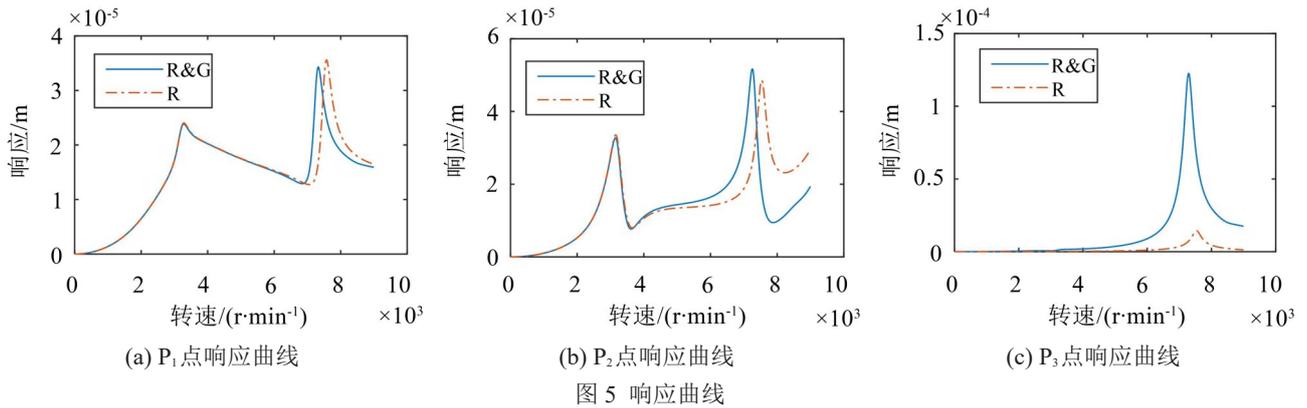
计算得到的转子系统前3阶临界转速分别为3 342 r/min、6 971 r/min、9 010 r/min。

### 2.2 两种模型谐响应分析

运用谐响应分析计算两个系统的临界转速及动力学响应,频率范围从0~150 Hz,计算步长为0.5 Hz。转子及齿轮受不平衡载荷的激励<sup>[8]</sup>。

文中主要研究转子振动响应,齿轮系统的振动响应此处不进行讨论。分别提取转子 $P_1$ 、 $P_2$ 、 $P_3$ 三个节点处的响应,三个节点分别位于汽轮机中部及输入轴两端,位置见图1。图5为三个节点的振动响应曲线,其中R为转子系统,R&G为转子-齿轮系统。谐响应计算得到的转子系统前2阶临界转速为3 300 r/min、7 534 r/min,与坎贝尔图计算得到的临界转速基本吻合。

表1和表2列出了两种模型的临界转速与谐响应峰值, $C_1$ 为1阶临界转速, $C_2$ 为第2阶临界转速; $A_1$



为第1阶临界转速处的振幅; $A_2$ 为第2阶临界转速处的振幅。考虑齿轮系统振动时,系统的第1阶临界转速会略有降低,第2阶临界转速降低243 r/min;由于 $P_1$ 点距离齿轮箱较远且其两端的轴承起到限位作用,故 $P_1$ 点振幅基本不变; $P_2$ 点为汽轮机左端点,振幅增大8.5%; $P_3$ 点的振动幅值从 $1.44 \times 10^{-5}$  m增大到 $1.23 \times 10^{-4}$  m,增大了一个量级。

表 1 前两阶临界转速对比表

临界转速	$C_1/(r \cdot \min^{-1})$	$C_2/(r \cdot \min^{-1})$
转子	3 300	7 534
转子-齿轮	3 285	7 291

表 2  $P_3$ 点在临界转速的峰值

振幅	$A_1/m$	$A_2/m$
转子	$2.37 \times 10^{-7}$	$1.44 \times 10^{-5}$
转子-齿轮	$1.38 \times 10^{-6}$	$1.23 \times 10^{-4}$

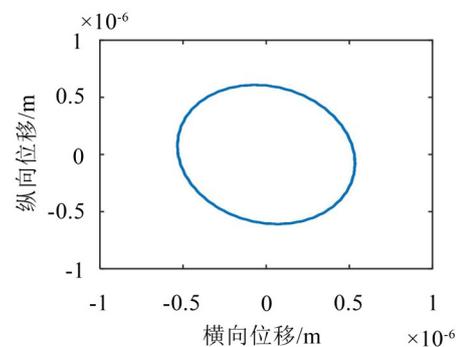
可见,齿轮系统的振动对汽轮机转子振动影响较小,但对整个转子系统动力学行为影响较大。齿轮的振动会使输入轴处的支撑刚度降低,输入轴的振幅增大,从而使动力装置的噪声增大。当只计算汽轮机转子的动力学特征时,可以不考虑齿轮箱的影响;但在计算包含输入轴在内的动力轴系的动力学特征时,为了保证计算准确性,应该考虑齿轮系统的耦合作用。另外,在行星轮减速器设计时,应适当限制太阳轮的浮动量,从而减小输入轴处的振动响应。

### 2.3 转子-齿轮系统定转速响应计算

计算转子-齿轮系统在恒定转速下的振动响应,并根据计算得到的响应以及太阳轮的响应计算太阳轮处的等效支撑刚度。

汽轮机转子的稳定工作转速为3 000 r/min,转子及齿轮受不平衡载荷作用。Matlab编程求解转子系统及转子-齿轮系统在工作转速下的动力学响应。利用Runge-Kutta法求解微分方程,求解时间步长为 $2 \times 10^{-5}$  s,计算时长为2 s,选取系统达到稳态

时的位移响应结果。图6为转子 $P_3$ 点运动轨迹,其轨迹由不平衡激励力引起,接近于圆。将 $P_1$ 、 $P_2$ 、 $P_3$ 点 $H$ 方向的振动时域信号进行快速傅里叶变换,并转换为加速度信号,得到幅频曲线如图7所示。



图中两个主要的频率为50 Hz与2 150 Hz。一级太阳轮转频为50 Hz,太阳轮有43个轮齿,故一级行星轮系的啮合频率为2 150 Hz。表3为转子节点稳态响应幅值,可见由齿轮系统的时变刚度引起的高频参数激励振动对输入轴的影响不可忽略,尤其是靠近齿轮箱处影响较大;但对汽轮机振动基本无影响。

表 3 转子节点稳态响应幅值

频率/Hz	$P_1$	$P_2$	$P_3$
50	0.036 7	0.029 1	0.001 3
2 150	0	0.004 6	0.006 0

## 3 结语

通过对比转子系统与转子-齿轮系统的动力学特性可以看出,对于船舶轮机传动系统而言,在理想啮合状态齿轮系统对转子系统的临界转速影响较小。齿轮系统的振动对输入轴的响应影响较大,某些节点的振动甚至会放大一个量级;由于汽轮机距离齿轮箱较远且两个支撑轴承的限位作用,齿轮振动对汽轮机的振动特性影响较小。另外,齿轮的时变啮合刚度激励出的振动会传递到输入轴。为了更

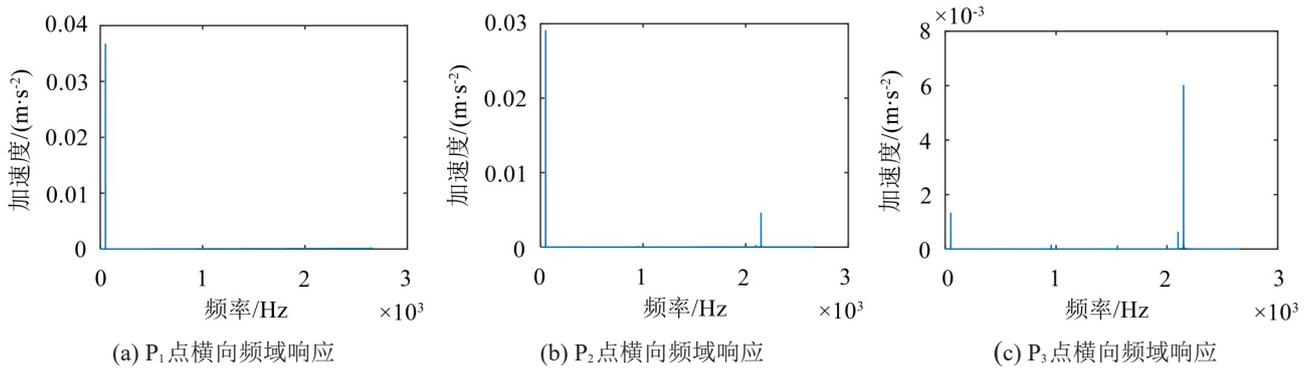


图7 转子各点响应曲线

精确地计算整个轮机转子轴系动力学特性,需要考虑与转子相耦合的齿轮系统的振动。齿轮的振动会使转子的支撑刚度减小,临界转速降低,振动幅值增大。

#### 参考文献:

- [1] 钟一谔,何衍宗,王正,等. 转子动力学[M]. 1987.
- [2] MAATAR M, VELEX P. An analytical expression for the time-varying contact length in perfect cylindrical gears: some possible applications in gear dynamics[J]. **Journal of Mechanical Design**, 1996, 118(4): 586-589.
- [3] PARKER R G, LIN J. Mesh phasing relationships in planetary and epicyclic gears[C]. ASME 2003 International design engineering technical conferences and computers and information in engineering conference. American

society of mechanical engineers, 2003: 525-534.

- [4] GUO Y, PARKER R G. Purely rotational model and vibration modes of compound planetary gears[J]. **Mechanism & Machine Theory**, 2010, 45(3): 365-377.
- [5] 朱增宝. 封闭差动人字齿轮传动系统均载及动力学特性分析研究[D]. 南京:南京航空航天大学, 2013.
- [6] 卜忠红,刘更,吴立言,等. 封闭式人字齿轮行星传动的自由振动特性分析[J]. **中国机械工程**, 2009(20): 2420-2424.
- [7] 国家标准局. GB 3480-83 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法[S]. 北京, 1983.
- [8] American Petroleum Institute. API standard 612, Special-Purpose Steam Turbines for Refinery Services, Third Edition, 1987.

(上接第6页)

大、偏心率越小转子系统就越稳定。跳跃现象只在一定阻尼比和偏心率范围内才有可能发生,阻尼比太大或太小、偏心率过大或过小均不可能出现跳跃现象。

#### 参考文献:

- [1] JIANG JUN, ULBRICH H. Stability analysis of sliding whirl in a nonlinear jeffcott rotor with cross-coupling stiffness coefficients[J]. **Nonlinear Dynamics**, 2001, 24: 269-283.
- [2] SHANG ZHIYONG, JIANG JUN, HONG LING. The global responses characteristics of a rotor/stator rubbing system with dry friction effects[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2011, 330: 2150-2160.
- [3] HUA CHUN-LI, TA NA, RAO ZHU-SHI. Dynamic characteristics analysis of a rub-impact rubber bearing-shaft system[J]. **Journal of Vibration and Control**, 2015, 21(2): 388-401.

- [4] 花纯利,塔娜,饶柱石. 橡胶轴承-转轴系统碰摩响应动力学特性研究[J]. **振动与冲击**, 2014, 33(2): 26-30.
- [5] HUA CHUN-LI, RAO ZHU-SHI, TA NA, et al. Nonlinear dynamics of a rub-impact rubber bearing-rotor system with Stribeck friction model[J]. **Journal of Mechanical Science and Technology**, 2015, 29(8): 3109-3119.
- [6] KIM Y B, NOAH S T. Quasi-periodic response and stability analysis for a nonlinear Jeffcott rotor[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 1996, 190: 239-253.
- [7] GOLDMAN P, MUSZYNSKA A. Chaotic behavior of rotor/stator system with rubs[J]. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, 1994, 116: 693-701.
- [8] EVGUENI V K, WIERCIGROCH M, CARTMELL M P. Regular and chaotic dynamics of a discontinuously nonlinear rotor system[J]. **Chaos, Solitons and Fractals**, 2002, 13: 1231-1242.
- [9] 褚福磊,张正松,冯冠平. 碰摩转子系统的混沌特性[J]. **清华大学学报(自然科学版)**, 1996, 36(7): 52-57.