排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2017 年 5 月 May 2017 | 第 35 卷 第 5 期 Vol. 35 No. 5

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.16.0169

随机水力激励下机组轴系的动力响应

白冰[1]，张立翔[2]
（1. 华北水利水电大学土木与交通学院，河南 郑州 450011；2. 昆明理工大学建筑工程学院，云南 昆明 650500）


白冰

摘要：简要分析了水轮发电机组轴系上的作用力，包括导轴承上的非线性油膜力、转子与转轮上的机械不平衡力、转子上的不平衡磁拉力和转轮上的水力不平衡力. 采用零均值 i.i.d. 随机数序列模拟作用于水轮机转轮上的随机水力激励，通过调整随机数方差来改变随机水力激励的大小，建立了水轮发电机组轴系的非线性动力学模型. 求解得到了机组轴系关键部位（转子、转轮和 3 个导轴承）响应的时域波形图、轴心轨迹图、频谱图和庞加莱图，以及系统响应的分岔图. 结果表明：水轮机转轮上作用的随机水力激励对于轴系上部的上导轴承、发电机转子影响较小，对于下导轴承影响适中，对于轴系下部的水导轴承和水轮机转轮影响比较大. 随着随机水力激励增强，水导轴承处和水轮机转轮处轴的横向摆度均发生明显的分叉，已明显影响了轴系的振动形态和振动稳定性.

关键词：水轮发电机组；轴系；动力响应；随机水力激励；非线性磁拉力；非线性油膜力
中图分类号：TK72；S277.9　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2017)05-0398-06

白冰，张立翔. 随机水力激励下机组轴系的动力响应[J]. 排灌机械工程学报，2017，35(5)：398-403，423.

BAI Bing，ZHANG Lixiang. Dynamic response of hydro-turbine set shaft system under stochastic hydraulic excitation[J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering(JDIME)，2017，35(5)：398-403，423.(in Chinese)

Dynamic response of hydro-turbine set shaft system under stochastic hydraulic excitation

BAI Bing[1]，*ZHANG Lixiang*[2]
(1. School of Civil Engineering and Communication，North China University of Water Resources and Electric Power，Zhengzhou，Henan 450011，China；2. Faculty of Civil Engineering and Mechanics，Kunming University of Science and Technology，Kunming，Yunnan 650500，China)

Abstract：The forces acting on a hydro-turbine generator set shaft system were briefly analyzed，including the nonlinear oil film force in the guide bearings，mechanical unbalanced forces on the rotor and runner，the unbalanced magnetic force on the rotor，and the hydraulic imbalance force on the runner. Then a nonlinear dynamic model for the shaft system was established，and the stochastic hydraulic excitation in the model was simulated with a zero mean，identically independent distributed (i.i.d.) signal，and its magnitude was changed by adjusting the random variance. The responses of the key parts (rotor，runner and guide bearings) namely amplitude-time history curves，trajectory，amplitude spectra and Poincare diagram and bifurcation patterns，were obtained by solving the dynamic model equations. The results show that the stochastic hydraulic excitation on the runner has small influences

收稿日期：2016-07-20；**网络出版时间**：2017-05-03
网络出版地址：http://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20170503.1635.018.html
基金项目：国家自然科学基金重点资助项目(50839003)；华北水利水电大学高层次人才引进资助项目
作者简介：白冰(1987—)，男，河南郑州人，讲师，博士(baibing7777@ncwu.edu.cn)，主要从事水轮发电机组轴系振动研究.
张立翔(1959—)，男，云南石屏人，教授，博士生导师(通信作者，zlxzcc@126.com)，主要从事流固耦合振动研究.

on the upper guide bearing and the generator rotor; has certain influence on the lower guide bearing; has great influence on turbine guide bearing and runner. The lateral throws at the turbine guide bearing and runner become obviously bifurcated as the stochastic hydraulic excitation increases. The excitation has strong influence on the vibration mode and stability of the shaft system.

Key words: hydro-turbine generator set; shaft system; dynamic response; stochastic hydraulic excitation; nonlinear magnetic pull; nonlinear oil film force

水轮发电机组轴系是复杂的轴承－转子旋转机械系统,其上的不平衡力有多种.除了常规的作用于轴承上的非线性油膜力、发电机转子和水轮机转轮上的机械不平衡力,以及发电机转子上的不平衡磁拉力等以外,作用于水轮机转轮上的随机水力激励不容忽视.这些不平衡力使水轮发电机组轴系的动力学行为非常复杂.目前大部分研究工作都是针对某一部分作用力进行分析,例如文献[1－2]分别建立了水轮发电机组轴系动力摆度计算的非线性模型和全局耦合动力学模型.文献[3－5]建立了水轮发电机组轴系的非线性力学模型.

不平衡磁拉力比较引人关注,ZHANG 等[6]专门对其进行了分析;郭丹等[7]、张雷克等[8－9]、白晖宇等[10]都有论述;国外也有类似的研究结果[11－12].此外,姚大坤等[13]考虑了转子偏心,而宋志强等[14]则综合了不平衡磁拉力和转子偏心的影响.

非线性油膜力也是研究热点之一.文献[15－16]对油膜力进行了深入地分析,文献[17－19]则对转子－轴承－密封耦合系统非线性振动特性进行了分析.此外,还有对碰摩[20－22]进行了研究.但是,将水轮机转轮上水的作用作为随机激励,并与机械不平衡力、非线性油膜力、非线性不平衡磁拉力等共同作用进行研究,还不多见.

文中拟对水轮发电机组轴系建立非线性动力学模型,除了考虑前述各种作用力以外,还将水力激励看作常规水力不平衡力与随机水力激励的共同作用.随机水力激励一般由尾水管低频涡带引发的压力脉动所致,也可由水轮机旋转间隙流和转轮叶片尾部的卡门涡列诱发,而常规的水力不平衡力一般按文献[3]计算;通过数值计算,得出在水轮机转轮上的随机激励改变时,机组轴系动力响应在轴系上关键部位的变化规律.

1　机组轴系上的作用力

表1列出了关键部件上的各种作用力.

表1　轴系统不同部件上的作用力

Tab.1　Forces acting on different parts of shaft system

结点号	部位	非线性油膜力	机械不平衡力	不平衡磁拉力	水激振力(随机激励)
1	上导轴承	✓			
2	发电机转子		✓	✓	
3	下导轴承	✓			
4	水导轴承	✓			
5	水轮机转轮		✓		✓

1)3个导轴承的非线性油膜力:水轮发电机组轴系上的导轴承采用 ADILETTA 油膜力计算公式[23].假定轴承油膜是层流且等温润滑的,则可以写出油膜力的微分方程.经过积分,可以得到在一定的轴承半径、轴承长度和油膜厚度等条件下的非线性油膜力的计算公式[24].

2)发电机转子上作用力:发电机转子上作用力有机械不平衡力和非线性不平衡磁拉力.因有偏心距存在,发电机转子会产生机械不平衡力,该力按离心力计算[24].

把气隙磁导展开为 Fourier 级数,可以导出三相同步发电机中由于相对偏心引起的不平衡磁拉力的解析表达式[7].

3)水轮机转轮上的作用力:水轮机转轮上的机械不平衡力的计算与发电机的相同.但是作用在转轮上的水的作用力可以看作两部分:水的不平衡力和随机水力激励.水的不平衡力用 $F_{w,x5}$, $F_{w,y5}$ 表示[3],即

$$\begin{cases} F_{w,x5} = k_w x, \\ F_{w,y5} = k_w y, \end{cases} \tag{1}$$

式中:k_w 为水的不平衡系数;x,y 为转轮处量纲一的轴颈几何中心横向位移.

水轮机中的流体多为湍流状态,具有较强的随机特性[25],可用随机数序列表示随机水力激励.假定沿着垂直于轴系的横向(X,Y 向)分别作用不同的随机激励,此随机水力激励用 $F_{x\,\mathrm{rand}}$ 和 $F_{y\,\mathrm{rand}}$ 表示.使用 Matlab 中的命令 rand(2,*length*),可以得到长度为 *length* 的2组随机数,即

$$F_{\mathrm{rand}} = \mathrm{rand}(2, length), \tag{2}$$

其值介于[0,1],然后将其变换为均值为0、方差为1、

独立同分布(i.i.d.)的随机数序列,记为 $F_{x\,\mathrm{rand}}(n)$ 和 $F_{y\,\mathrm{rand}}(n)$,$n=1,2,\cdots,length$,作为随机水力激励施加于水轮机转轮的横向.

为了调整该随机水力激励的大小,分析轴系的动力响应随水力激励大小变化的情况,文中调整了随机水力激励方差的大小,即把随机激励的大小调整为 $\beta F_{x\,\mathrm{rand}}(n)$ 和 $\beta F_{y\,\mathrm{rand}}(n)$,其中 β 为荷载因子,取 $\beta=1:1:10$.

2 机组轴系的运动方程

某水轮发电机组轴系,其力学模型见图1. 不考虑轴系的扭转振动和轴向振动,仅研究其弯曲振动. 轴系由5个部件组成. 3个轴承的等效集中质量分别为 m_1,m_3,m_4;转子和转轮的等效集中质量分别为 m_2,m_5;4个弹性轴段的长度分别为 l_1, l_2, l_3, l_4.

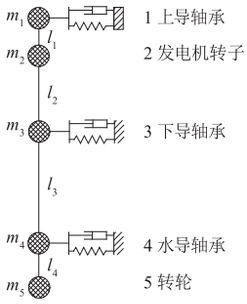


图1 水轮发电机组轴系模型

Fig. 1 Model of shaft system in hydro-turbine generating set

设作用在轴系上的常规荷载:3个轴承上的非线性油膜力为 $F_{\mathrm{b},xi}$, $F_{\mathrm{b},yi}$, 其中 $i=1,3,4$;发电机转子和水轮机转轮上的机械不平衡力为 $F_{\mathrm{m},i}$, 其中 $i=2,5$;发电机转子上的不平衡磁拉力为 $F_{\mathrm{c},x2}$, $F_{\mathrm{c},y2}$;水轮机转轮上的水不平衡力为 $F_{\mathrm{w},x5}$, $F_{\mathrm{w},y5}$. 此外,还有作用在水轮机转轮上的随机水力激励 $F_{x\,\mathrm{rand}}$ 和 $F_{y\,\mathrm{rand}}$.

在相应部件的动力学方程[26]中,加入随机水力激励一项,并将各部件的所有方程联立,即可得到机组轴系的动力学方程. 5个部件所列出的20个动力学方程可以写成简洁的矩阵形式为

$$\boldsymbol{M}_{\mathrm{r}}\ddot{\boldsymbol{x}}_{\mathrm{r}}+(\Omega\boldsymbol{G}_{\mathrm{r}}+\boldsymbol{C}_{\mathrm{r}})\dot{\boldsymbol{x}}_{\mathrm{r}}+\boldsymbol{K}_{\mathrm{r}}\boldsymbol{x}_{\mathrm{r}}=\boldsymbol{F}_{\mathrm{r}}+\boldsymbol{F}_{5\mathrm{s}},\quad(3)$$

式中:$\boldsymbol{x}_{\mathrm{r}}$ 为自由度向量;$\boldsymbol{M}_{\mathrm{r}},\boldsymbol{C}_{\mathrm{r}},\boldsymbol{K}_{\mathrm{r}},\boldsymbol{G}_{\mathrm{r}}$ 分别为轴系的质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵、陀螺矩阵;Ω 为轴系旋转角速度;$\boldsymbol{F}_{\mathrm{r}}$ 为常规荷载向量;$\boldsymbol{F}_{5\mathrm{s}}$ 为作用在水轮机转轮上的随机水力激励,其形式为

$$\boldsymbol{F}_{5\mathrm{s}}=[\boldsymbol{F}_{x\,5\mathrm{s}}^{\mathrm{T}}\quad\boldsymbol{F}_{y\,5\mathrm{s}}^{\mathrm{T}}]^{\mathrm{T}},\quad(4)$$

$$\boldsymbol{F}_{x\,5\mathrm{s}}=[0\quad0\quad0\quad0\quad0\quad0\quad0\quad0\quad F_{x\,\mathrm{rand}}\quad0]^{\mathrm{T}},\quad(5)$$

$$\boldsymbol{F}_{y\,5\mathrm{s}}=[0\quad0\quad0\quad0\quad0\quad0\quad0\quad0\quad F_{y\,\mathrm{rand}}\quad0]^{\mathrm{T}}.\quad(6)$$

实际计算时,首先对上述方程量纲一化,得到量纲一的机组轴系的动力学方程,然后再进行求解.

3 某机组轴系动力响应分析

3.1 轴系简介

某水轮发电机组轴系的物理参数和几何参数如下:

1)集总质量 m_1,m_2,m_3,m_4,m_5 分别为 4.50×10^3, 1.07×10^6, 5.02×10^3, 3.90×10^3, 2.96×10^5;转动惯量 $J_{\mathrm{p}1},J_{\mathrm{p}2},J_{\mathrm{p}3},J_{\mathrm{p}4},J_{\mathrm{p}5},J_{\mathrm{d}1},J_{\mathrm{d}2},J_{\mathrm{d}3},J_{\mathrm{d}4},J_{\mathrm{d}5}$ 分别为 5.3×10^5, 4.5×10^7, 9.4×10^6, 7.4×10^6, 2.4×10^6, 7.9×10^4, 1.8×10^{10}, 1.4×10^6, 1.1×10^6, 9.4×10^8;弹性模量 $E=206$ GPa;转盘偏心距 $e_2=e_5=9.0\times10^{-4}$ m;轴段长度 l_1,l_2,l_3,l_4 分别为 1.6, 4.5, 6.3, 2.2 m;轴段内径 d_1,d_2,d_3,d_4 分别为 0.80, 1.45, 1.45, 1.45 m;轴段外径 D_1,D_2,D_3,D_4 分别为 1.26, 1.90, 1.90, 1.90 m;转盘阻尼 c_2, c_5 均为 2.3×10^7 N·s/m;油膜间隙 $s_1=s_3=s_4=2.5\times10^{-4}$ m.

2)磁拉力参数:$F_{\mathrm{j}}=27\,550$ At, $R=8.2$ m, $L=2.9$ m, $\mu_0=4\pi\times10^{-7}$ H/m, $e_2=9.0\times10^{-4}$ m, $\delta_0=0.021$ m.

3)水力不平衡系数 $k_{\mathrm{w}}=1.63\times10^7$;旋转角速度 $\Omega=7.85$ rad/s.

根据运动方程(3),基于Matlab编写了计算程序,采用了标准4阶Runge-Kutta法以处理该方程的复杂性和强非线性特性.

3.2 随机水力激励下轴系的横振响应

首先计算常规荷载(不考虑随机水力激励)作用下轴系的动力响应,然后计算常规荷载和随机水力激励共同作用下轴系的动力响应. 通过计算,得到了各主要部件处横振响应的时域波形图、轴心轨迹图、频谱图和庞加莱图,分别见图2(下导轴承)、图3(水导轴承)和图4(水轮机转轮). 图中 X_3,X_4,X_5,Y_3,Y_4,Y_5 分别为下导、水导、转轮在 x 和 y 向的量纲一的位移;T 为量纲一的时间;f/Ω 为频率与旋转角速度之比;$\mathrm{d}X_3/\mathrm{d}T$, $\mathrm{d}X_4/\mathrm{d}T$, $\mathrm{d}X_5/\mathrm{d}T$ 为对应部件的量纲一的横振速度.

计算结果表明，转子的横向摆度相对较大. 这是由于发电机转子的质量较大所致. 转子上的机械不平衡力使得上、下导轴承轴心处的摆度也相对较大. 下导轴承处的响应见图 2.

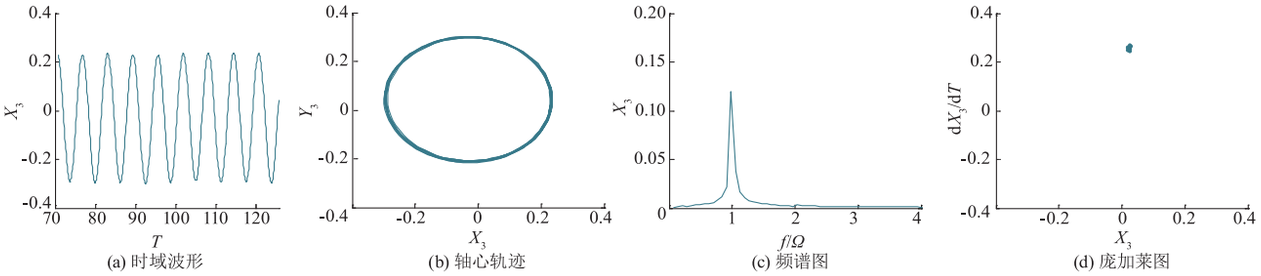


图 2　下导轴承处的横振响应 X_3（随机激励）

Fig. 2　Lateral response X_3 at lower guide bearing (random excitation)

与常规荷载不同，随机激励对于上导轴承和发电机转子影响不大，这是由于随机激励作用于水轮机转轮远离上导轴承和发电机转子. 但是，从下导轴承开始，其以下的部件（下导轴承、水导轴承、水轮机转轮）随机水力激励的影响依次变大，这是由于这 3 个部件与随机激励作用位置的距离依次接近所致.

与仅有常规荷载作用时的轴系动力响应[24]相比，水导轴承（见图 3）和水轮机转轮（见图 4）的轴心轨迹、庞加莱图均说明在水导轴承和转轮处轴系的横向摆度已发生分叉. 这里的计算中，随机水力激励的数值不是很大，其方差仅为 1，并且只是多种荷载之一，因而随机水力激励引起的横振响应不够显著.

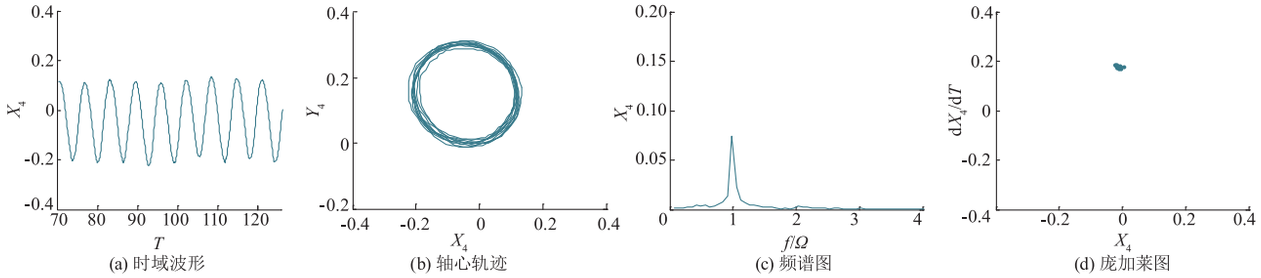


图 3　水导轴承处的横振响应 X_4（随机激励）

Fig. 3　Lateral response X_4 at turbine guide bearing (random excitation)

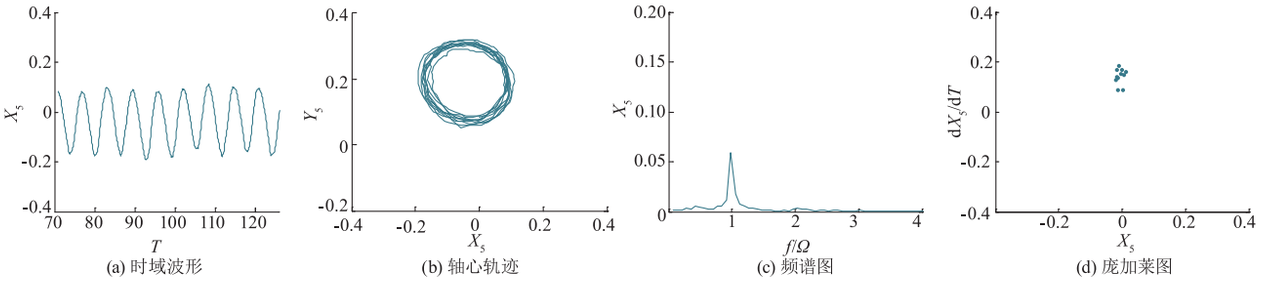


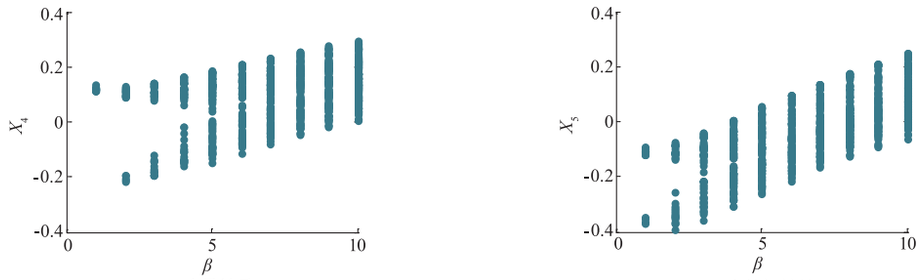
图 4　水轮机转轮处的横振响应 X_5（随机激励）

Fig. 4　Lateral response X_5 at runner (random excitation)

3.3　随机水力激励大小的影响

将随机激励放大 β（荷载因子）倍，使随机激励的大小为 $\beta F_{x\,\mathrm{rand}}(n)$ 和 $\beta F_{y\,\mathrm{rand}}(n)$，其中 $\beta = 1:1:10$，即改变随机水力激励的大小使之最大可为原值的 10 倍.

通过计算，可得轴系在较大随机水力激励作用下的动力响应. 图 5 为水导轴承和水轮机转轮的响应 X_4，X_5 随荷载因子 β 变化的分岔图. 由图可见，水导轴承和水轮机转轮的响应 X_4，X_5 的分岔现象都十分明显.

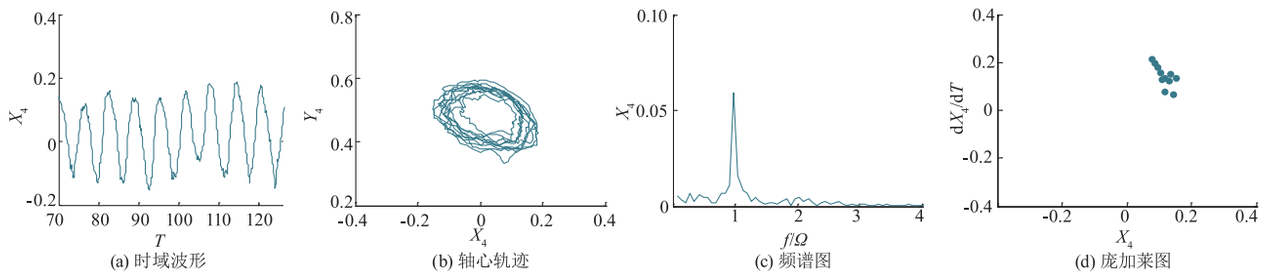


(a) 水导轴承　(b) 水轮机转轮

图5　横振响应 X_4，X_5 随荷载因子 β 变化的分岔图(随机激励)

Fig. 5　Bifurcation of response X_4 and X_5 in terms of load factor (random excitation)

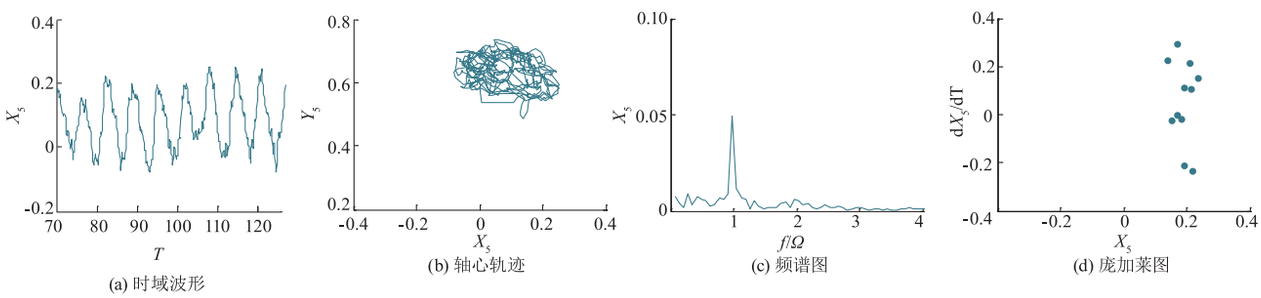
图6,7分别为 $\beta=6$ 时水导轴承和水轮机转轮处横振响应的时域波形图、轴心轨迹图、频谱图和庞加莱图. 由图可见，轴系的随机响应与转频响应叠加在一起，导致了水导轴承和水轮机转轮处轴系响应具有随机性，轴心轨迹失去了周期性，庞加莱图也变为了多点，横向摆度明显分叉. 由于随机水力激励直接作用于水轮机转轮，其相应的随机性更加明显.



(a) 时域波形　(b) 轴心轨迹　(c) 频谱图　(d) 庞加莱图

图6　水导轴承处的横振响应 X_4(随机激励 $\beta=6$)

Fig. 6　Lateral response X_4 at turbine bearing ($\beta=6$)



(a) 时域波形　(b) 轴心轨迹　(c) 频谱图　(d) 庞加莱图

图7　水轮机转轮处的横振响应 X_5(随机激励 $\beta=6$)

Fig. 7　Lateral response X_5 at runner ($\beta=6$)

4　结　论

通过上述计算分析，可以得出以下结论：

1) 由于水轮机转轮上的随机水力激励(零均值 i. i. d. 信号)作用于轴系的下端，因此对于轴系上部的上导轴承、发电机转子影响不大，对于下导轴承影响适中，对于轴系下部的水导轴承和水轮机转轮影响比较大.

2) 随着随机水力激励增强，水导轴承处和水轮机转轮处轴的横向摆度均发生明显的分叉，已明显影响了轴系的振动形态和振动稳定性.

参考文献(References)

[1] 刘保国，张信志. 水轮发电机组主轴系统非线性动力学问题的计算分析[J]. 中国机械工程，2001，12(8)：939－942.

LIU Baoguo, ZHANG Xinzhi. Study on computer simulation technique of nonlinear dynamic problem for shaft of hydro-generator unit[J]. China mechanical engineering,

2001,12(8):939 – 942. (in Chinese)

[2] 李兆军,杨旭娟,蔡敢为,等. 水轮发电机组主轴系统的水流激励特性[J]. 排灌机械工程学报,2011,29(5):423 – 426,431.
LI Zhaojun, YANG Xujuan, CAI Ganwei, et al. Hydraulic excitation exerting on main shaft system of hydraulic turbine – generator units[J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering, 2011,29(5):423 – 426,431. (in Chinese)

[3] 马震岳,董毓新. 水轮发电机组动力学[M]. 大连:大连理工大学出版社,2003.

[4] WANG Liguo, ZHANG Xiangjun, XU Dianguo, et al. Study of differential control method for solving chaotic solutions of nonlinear dynamic system[J]. Nonlinear dynamics, 2012,67(4):2821 – 2833.

[5] 张立,罗兴锜,郭鹏程. 大型水轮发电机组轴系非线性瞬态响应分析[J]. 水力发电,2006,32(5): 48 – 51.
ZHANG Li, LUO Xingqi, GUO Pengcheng. Dynamics analysis of non-linear transient response for large hydraulic generator unit[J]. Water power, 2006,32(5):48 – 51. (in Chinese)

[6] ZHANG Leike, MA Zhenyue, SONG Bingwei. Dynamic characteristics of a rub-impact rotor – bearing system for hydraulic generating set under unbalanced magnetic pull [J]. Archive of applied mechanics, 2013,83(6):817 – 830.

[7] 郭丹,何永勇,褚福磊. 不平衡磁拉力及对偏心转子系统振动的影响[J]. 工程力学,2003,20(2):116 – 121.
GUO Dan, HE Yongyong, CHU Fulei. The calculation of unbalanced magnetic pull and its effect on vibration of an eccentric rotor[J]. Engineering mechanics, 2003,20(2):116 – 121. (in Chinese)

[8] 张雷克,马震岳,宋兵伟. 水轮发电机组在不平衡磁拉力及密封力下振动特性分析[J]. 水电能源科学,2010,28(9): 117 – 120.
ZHANG Leike, MA Zhenyue, SONG Bingwei. Characteristics analysis of hydroelectric generating set under unbalanced magnetic puul and sealing force of runner[J]. Water resources and power, 2010, 28(9): 117 – 120. (in Chinese)

[9] 张雷克,马震岳. 不平衡磁拉力作用下水轮发电机组转子系统碰摩动力学分析[J]. 振动与冲击,2013,32(8): 48 – 54,67.
ZHANG Leike, MA Zhenyue. Dynamic analysis for rotor system with rub-impact of a hydraulic generating set under unbalanced magnetic pull[J]. Journal of vibration and shock, 2013,32(8):48 – 54,67. (in Chinese)

[10] 白晖宇,荆建平,孟光. 电机不平衡磁拉力研究现状与展望[J]. 噪声与振动控制,2009,29(6):5 – 7,33.
BAI Huiyu, JING Jianping, MENG Guang. Survey and outlook on the research of the unba-lanced magnetic pull in the motors[J]. Noise and vibration control, 2009,29(6):5 – 7,33. (in Chinese)

[11] DONÁT Martin. Computational modelling of the unbalanced magnetic pull by finite element method[J]. Procedia engineering, 2012,48:83 – 89.

[12] PENNACCHI Paolo, FROSINI Lucia. Computational model for calculating the dynamical behavior of generators caused by unbalanced magnetic pull and experimental validation[J]. Journal of sound and vibration, 2008, 312(1):332 – 353.

[13] 姚大坤,邹经湘,黄文虎,等. 水轮发电机转子偏心引起的非线性电磁振动[J]. 应用力学学报,2006,23(3): 334 – 337.
YAO Dakun, ZOU Jingxiang, HUANG Wenhu, et al. Nonlinear electromagnetic vibration by eccentricity of hydro-generator rotor[J]. Chinese journal of applied mechanics, 2006, 23(3): 334 – 337. (in Chinese)

[14] 宋志强,马震岳. 考虑不平衡电磁拉力的偏心转子非线性振动分析[J]. 振动与冲击,2010,29(8): 169 – 173.
SONG Zhiqiang, MA Zhenyue. Nonlinear vibration analysis of eccentric rotor with unbalanced electromagnetic pull[J]. Journal of vibration and shock, 2010, 29(8): 169 – 173. (in Chinese)

[15] LYU Yanjun, ZHANG Yongfang, YU Yangbing, et al. Nonlinear dynamics of flexible rotor system supported on fixed-tilting pad combination journal bearing[J]. Journal of Central South University of Technology, 2011,18(3): 610 – 617.

[16] ZHANG Yongfang, WU Peng, GUO Bo, et al. Approximate solution of oil film load-carrying capacity of turbulent journal bearing with couple stress flow[J]. Chinese journal of mechanical engineering, 2015,28(1):106 – 114.

[17] ZHANG Wanfu, YANG Jiangang, CAO Hao, et al. Experimental identification of fluid-induced force in labyrinth seals[J]. Journal of mechanical science and technology, 2011,25(7):2485 – 2494.

[18] LI Zhonggang, CHEN Yushu. Research on 1:2 subharmonic resonance and bifurcation of nonlinear rotor – seal system[J]. Applied mathematics and mechanics, 2012, 33(4):499 – 510.

(下转第423页)