

DOI: 10.13476/j.cnki.nsbtdqk.2020.0104

李航,沈振中,马保泰,等.某泵站厂房振源识别与振动成因[J].南水北调与水利科技(中英文),2020,18(5):151-156. LI H, SHEN Z Z, MA B T, et al. Identification of vibration source and causes of vibration in a pumping station building[J]. South-to-North Water Transfers and Water Science & Technology, 2020, 18(5): 151-156. (in Chinese)

某泵站厂房振源识别与振动成因

李航,沈振中,马保泰,姚皓铮

(河海大学 水利水电学院,江苏 南京,210098)

摘要:针对某灌溉泵站水泵多机组运行时输水管道中产生涡带、涡流及水力脉动等流体现象,致使泵站厂产生较大振动的问题,通过建立泵站厂房结构的三维有限元模型,应用 ABAQUS 软件和 Lanczos 方法提取泵站厂房结构模态,分析泵站厂房的自振频率和振型,探究厂房产生振动的振源和振动成因,从而确定泵站厂房可能振源的产生机理、频率特征,并与该泵站机组主要激振源频率的理论计算值校核分析,确定振源。结果显示:该泵站机组激振源频率和厂房结构的若干阶自振频率存在共振现象。此研究成果可为该泵站厂房维修和补强加固提供理论依据。

关键词:泵站;振源;有限元法;Lanczos 方法;成因分析

中图分类号:TV314 文献标志码:A 开放科学(资源服务)标志码(OSID):



Identification of vibration source and causes of vibration in a pumping station building

LI Hang, SHEN Zhenzhong, MA Baotai, YAO Haozheng

(College of Water Conservancy & Hydropower Engineering, Hohai University, Nanjing 210098, China)

Abstract: In order to solve the problem of vortex belt, vortex and hydraulic pulsation in the water delivery pipeline of an irrigation pump station when multiple units are running, the pump house has a large vibration. Through the establishment of a three-dimensional finite element model of the structure of the pumping station building, using ABAQUS software and Lanczos method to extract the structural mode of the pumping station building, the natural vibration frequency and vibration mode of the pumping station building are analyzed. The vibration source and the cause of the vibration of the power house are determined, and the possible vibration source and frequency characteristics of the pumping station are determined. The vibration source is verified and analyzed with the theoretical calculation value of the main excitation source frequency of the pumping station unit. The results show that there is resonance phenomenon between the excitation source frequency of the pumping station unit and the natural vibration frequency of the powerhouse structure. The research results can provide a theoretical basis for the maintenance and reinforcement of the pumping station.

Key words: pump station; vibration source; finite element method; Lanczos method; cause analysis

泵站厂房与其他水工建筑物相比,最大的特点在于所受荷载为频率较大的动荷载,这种荷载往往具有较强的隐蔽性,当厂房结构设计不合理时,会使

厂房产生共振^[1-4],影响水泵机组的正常运行和使用年限,是墙体产生裂缝的诱因之一,因此在泵站安全鉴定中确认振源尤为重要^[5-10]。许多专家学

收稿日期:2020-05-28 修回日期:2020-08-10 网络出版时间:2020-08-15

网络出版地址:https://kns.cnki.net/kcms/detail/13.1430.TV.20200814.1439.002.html

作者简介:李航(1995—),男,河北邯郸人,主要从事水工结构设计分析理论及试验技术研究。E-mail:929601181@qq.com

通信作者:沈振中(1968—),男,江苏吴江人,教授、博士、博导,主要从事水工结构工程研究。E-mail:zhzhshen@hhu.edu.cn

者^[11-16]对泵站等水工建筑物的振动机理和振动特征进行了探讨和研究。姚新刚等^[17]通过研究机墩振动问题,分析了机墩模型边界的谐响应位移情况。杨子娟^[18]和李炎^[19]研究了动荷载作用下单体楼板的振动响应特征。吴娴等^[20]分析了水电站楼板振动的不同振源,得到了低频区和高频区厂房自振频率的变化规律。练继建等^[21]研究了电站厂房振动差异及响应特征,为减小振源影响,论证了机组布局和厂房构造的合理性。曹玺等^[22]分析了加固后局部立柱的振动强度。孙莹等^[23]经过提取抽水蓄能电站厂房结构振动模态,得出厂房位移变化的原因。因此,对泵站振动特性开展研究十分必要。

泵站运行时,厂房振动现象普遍存在,厂房的振源主要包括水力、机械、电磁等 3 个方面的因素。由于振源的多样化,其振动频率和振幅传播路径很复杂。我国黑龙江省某灌溉泵站运行期水泵入口进流流态差,同侧 3 台机组同时运行时电机轴出口处振动过大,电气设备振动、变形、损坏等现象较严重。本文结合该灌溉泵站厂房已存在的振动问题,应用理论计算和数值模拟,研究厂房振动的振源和振动成因,分析泵站的自振频率和振型,进行共振计算校核,获取该泵站厂房振动较大的主要影响因素,为厂房加固设计提供理论依据。

1 工程概况

该灌溉泵站位于松花江畔,泵站布局采用“品”字型布置形式,主要由引渠、前池、主副厂房、压水池等部分组成。泵站厂房内安装 6 台型号为 1200HLB-16 的高扬程机组(1~3 号,7~9 号)和 3 台型号为 1000HLB-10 的低扬程机组(4~6 号),布局成“U”字型。泵站厂房坐落于 150~200 m 厚的砂土地基上,主厂房基础为“品”字型布置的混凝土沉井,分别对应 1、2 和 3 号厂房。泵站厂房结构自下而上主要包括水泵层、电机层和启闭层。泵站于 2012 年竣工并投入运行,实际上,因配套渠系工程尚未全部完工,因此 4~6 号机组并未参与运行。运行以来,泵站安全问题日益增多,机组运行时振动过大,混凝土厂房结构出现了裂缝等,已严重影响泵站的安全运行。泵站电机层机组平面布局见图 1。

2 厂房主要振源分析

泵站厂房振动主要是由机组运行产生的激振力传导到灌溉泵站厂房引起的,水泵进出口的压力脉

动、液体绕流、偏流等与机械振动、电气振动等形成耦合联动,其中,主要振源是水力方面的因素引起振动。这里针对该灌溉泵站的实际情况,对上述因素引起的不同振源频率逐一进行计算分析。



图 1 泵站机组平面布局

Fig. 1 Pumping station unit layout

2.1 水力原因引起的振动

水泵输水管道中由于运行工况复杂,时常产生涡带、涡流及水力脉动等流体现象,致使水泵机组有关部位产生振动。振动原因可归类为:一是输水管道中非恒定流形成水力脉动;二是输水管道中流经特殊部位绕流、脱流的水力脉动;三是动力系统从一状态转到另一状态,造成输水管道中压力的波动。上述振动现象主要是由输水管道内流体的水力冲击造成的,具体分类如下。

2.1.1 转轮叶片-导叶水力冲击脉动

当水泵管体中水流经过叶轮叶片外端和水泵蜗壳舌头部附近时,泵体就会产生水力冲击振动。振动频率与叶片数和泵轴额定转速相关,其频率按下述公式计算

$$f_1 = n_H \times Z_1 / 60 \quad (1)$$

式中: Z_1 为水泵导叶体叶片或叶轮叶片数; n_H 为机组额定转速, r/min。对于该灌溉泵站: $Z_1 = 4$, $n_H = 425$ 。由此可得, $f_1 = (425 \times 4) / 60 = 25.33$ Hz。

2.1.2 涡带摆动振动

水泵机组水流不满管运行当中,在非恒定流状况下,水泵蜗壳出口的管体中会形成涡带摆动现象,水管壁及水泵转动处发生低频振动,其频率按下述公式计算

$$f_2 = n_H / 60 \mu_s \quad (2)$$

式中: n_H 为机组额定转速, r/min; μ_s 为系数,对于该灌溉泵站: $\mu_s = 1/2 \sim 1/10$, $n_H = 425$ 。由此可得

$$f_2 = 0.71 \sim 3.54 \text{ Hz.}$$

2.1.3 压力钢管-水轮机水道系统的水击振荡

水泵在起闭过程中,因水流速度突变,造成输水

管道中压力急变和水锤作用,水泵出口处引起的振动现象,其频率按下述公式计算

$$f_3 = a/2L \quad (3)$$

式中: a 为水击波速; L 为输水管长度。对于该灌溉泵站: $L=600$ m;考虑该灌溉泵站输水管管材、直径、壁厚等因素,其水击波速 $a=1\ 050\sim 1\ 100$ m/s。由此可得: $f_3=0.88\sim 0.92$ Hz。

2.2 机械原因引起的振动

水泵机组运行中因机械原因产生的振动,主要与水泵生产厂家制造水泵和电机的质量以及泵站现场安装质量有关,包括:推力轴承间隙安装不精准引起泵轴摆动过大、水泵轴线倾斜等。机械原因引起的振动,其频率均与泵站各种类型的水泵额定转速相关。水泵机组在运转时,由于水泵质量或安装原因,水泵转子与机组中心不同心,在机组运行当中形成水平方向的离心力会使泵体本身的泵轴弓状回旋,诱发机墩等支撑结构的振动。产生的振动频率随水泵的转速加大而增加,与负荷无关。其频率按下述公式计算

$$f_4 = n_H/60 \quad (4)$$

式中: n_H 为机组额定转速,r/min;对于该灌溉某泵站: $n_H=425$ 。由此可得, $f_4=7.08$ Hz。

2.3 电磁原因引起的振动

电机是水泵的动力源,是电器设备的主要部件。电机磁拉力不均衡以及其他电气系统紊乱时常引起振动,与设备出厂质量、现场装配不当有关,在机组运行中引发磁拉力的不均衡,造成水泵机组和机墩的振动,此类情况引起的振动归类为电磁原因产生的振动。机组在运行时,电机温度升高,电机转子和定子的空隙不均衡,磁拉力不均匀,使电机定子产生某种循环振动。如果此频率与机墩自振的频率相似,就会使振幅增大。由于磁拉力的不均衡使泵体产生振动,频率与机组转速相关,其频率按下述公式计算

$$f_5 = K \frac{n_H}{60}, (K=1,2,3\cdots) \quad (5)$$

式中: n_H 为机组额定转速,r/min。其频率值应是转频的某一倍数。对于该灌溉泵站 $K=1$, $n_H=425$ 。由此可得, $f_5=7.08$ Hz。

3 厂房结构的自振频率分析

3.1 模态分析

系统的自有振动是系统本身的自有特性,它与系统的弹性、质量、结构等有关,而与外部施加的各项荷载不相关。系统的模态有其本身的振动特性和

固有振动频率及振型,对系统的自有振动进行模态分析时,其二阶自由振动简化方程为

$$([K]-\omega^2[M])\{U\}=0 \quad (6)$$

如果 $\{U\}$ 非全为零,方程可变化为

$$([K]-\omega^2[M])\{U\}=0 \quad (7)$$

振动方程通过 Lanczos 法求解 $\lambda=\omega^2$ 以及对应的 $\{U\}$ 向量, $[M]$ 为正定矩阵, $[K]$ 为半正定矩阵或正定矩阵,其特征值非负, $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \cdots, \omega_n$ 为系统的圆频率,其对应的向量就是振型。

3.2 计算模型

应用大型商业软件 ABAQUS 建立泵站厂房有限元模型^[24-25],并对模型进行线弹性分析。计算时,模型坐标系为:沿河流上游指向松花江堤轴线方向设为 X 轴正向,Y 轴正向指向河流方向并与 X 轴垂直,竖直向上设为 Z 轴正向。模型计算范围为:X 方向 13.60 m;Y 方向 15.20 m;Z 方向 32.70 m。模型底部施加固定端约束,其他方向施加法向约束。

该灌溉泵站 1 号厂房和 3 号厂房之间布置有伸缩缝,两个厂房基础也相互独立,将 1 号和 3 号厂房分别作为一个整体结构,对其进行准确模拟。1 号和 3 号厂房结构一致,仅机组有较小差别,故仅给出 1 号厂房的计算分析结果。经软件分析离散后,1 号厂房结构有限元模型总结点数为 46 962,总单元数为 25 005。1 号厂房结构三维模型见图 2。



图 2 1 号厂房结构三维模型

Fig. 2 Three dimensional model of the No. 1 plant structure

3.3 材料参数

泵站厂房两种材料为钢筋混凝土和井字梁的加固钢板。钢板及混凝土近似为线弹性材料,参考有关规范,本次计算采用的材料参数取值见表 1。

3.4 自振频率及振型

3.4.1 自振频率

按照灌溉泵站厂房振动分析要求,对厂房结构进行准确模拟。在模态分析中经约束后通过 Lanczos 法进行模态分析计算,模态阶数设定为 50,提取泵站 1 号厂房结构、泵站电机层楼板主要部位的振型。1 号厂房结构 50 阶频率的计算结果见表 2。

表 1 厂房材料参数

Tab.1 Plant material parameters

材料	杨氏模量/GPa	泊松比	密度/(kg·m ⁻³)
钢筋混凝土	30.0	0.167	2 500
C15 混凝土	22.0	0.167	2 400
C20 混凝土	25.5	0.167	2 400
C25 混凝土	28.0	0.167	2 400
钢板	210.0	0.300	7 890

表 2 1 号厂房结构 50 阶自振频率统计

Tab.2 Statistics of the first 50 natural frequencies of the No. 1 plant structure

阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz
1	4.02	11	24.77	21	33.08	31	40.18	41	48.68
2	9.53	12	25.58	22	33.76	32	40.74	42	49.29
3	11.43	13	25.91	23	35.19	33	41.55	43	49.70
4	16.34	14	26.71	24	35.20	34	42.54	44	50.34
5	18.38	15	27.53	25	36.61	35	43.37	45	51.23
6	18.66	16	28.64	26	36.94	36	43.67	46	51.96
7	21.41	17	29.67	27	37.40	37	45.40	47	52.75
8	22.10	18	29.92	28	38.33	38	46.77	48	53.13
9	22.48	19	30.48	29	39.11	39	47.41	49	54.11
10	24.33	20	31.21	30	39.95	40	47.85	50	54.25

3.4.2 振型

1、3 号厂房结构构造相同,而且自振频率几乎相同,因此统一分析电机层和厂房结构振型变化特征。根据软件模态计算模块输出的振动形态图变化特征,并结合输出的前 50 阶频率的计算结果,泵站厂房振动形态分布规律表现为:第 1 阶到第 7 阶,电机层扭转幅度较小或没有扭转;第 8 阶到第 20 阶,电机层发生轻微扭转,厂房的楼板呈不规则凹凸变化特征;第 21 阶到第 35 阶,电机层基本无扭转,厂房的楼板呈中间凸两边凹的变化特点;第 35 阶以上电机层存在明显凹陷区和凸起区。承受动荷载的电机层是泵站的主要振动区域,泵站厂房的振动集中在水泵层以上的楼板区域,其自振频率在中低频率范围。泵站厂房部位的主要振动形态见图 3、4,电机层部位的主要振动形态见图 5、6。

振动主要振型描述如下:

第 1 阶,频率 4.02 Hz。电机层模型在水平面上发生轻微顺时针方向扭转,总体靠近进水侧楼板向下微凹,背水侧楼板向上微凸。

第 5 阶,频率 18.38 Hz。电机层模型在水平面上发生轻微顺时针方向扭转,总体靠近沉井侧楼板向上微凸,背离沉井侧楼板向下微凹。

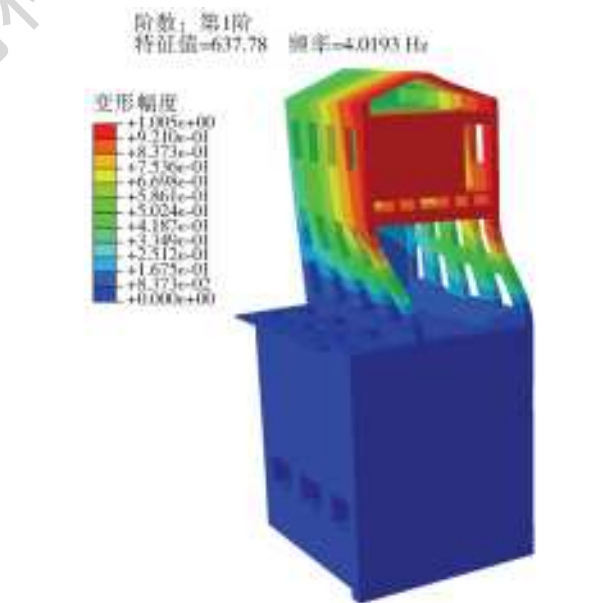


图 3 1 号厂房结构第 1 阶典型振型图

Fig.3 The first order typical vibration mode diagram of No. 1 plant structure

第 7 阶,频率 21.41 Hz。电机层模型在水平面上发生轻微逆时针方向扭转,楼板整体无明显竖向位移。

第 16 阶,频率 28.64 Hz。电机层模型在水平面上发生轻微逆时针向扭转,楼板整体竖向位移不大。

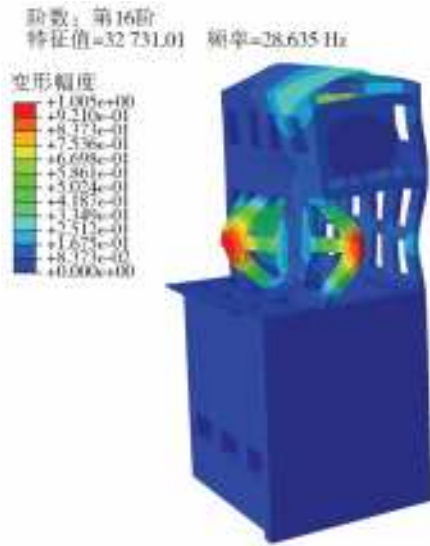


图4 1号厂房结构第16阶典型振型图
Fig. 4 The 16th order typical vibration mode diagram of No. 1 plant structure

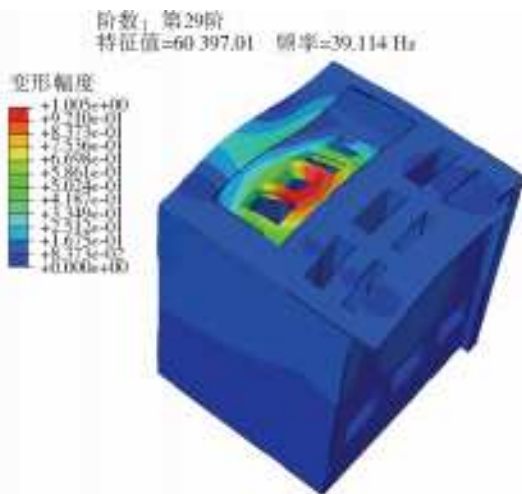


图5 1号厂房电机层第29阶振型图
Fig. 5 The 29th order vibration mode diagram of motor floor of No. 1 plant

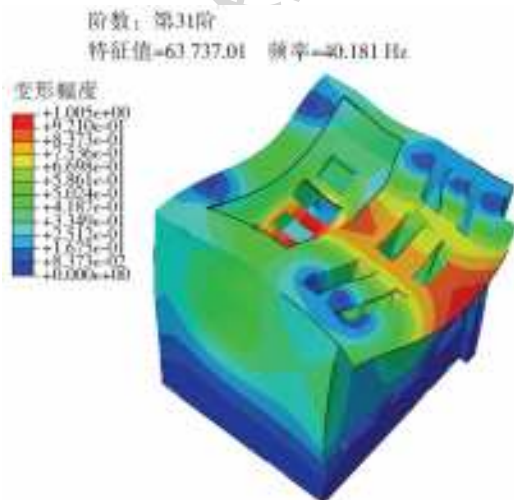


图6 1号厂房电机层第31阶振型图
Fig. 6 The 31th order vibration mode diagram of motor floor of No. 1 plant

第19阶,频率30.48 Hz。电机层模型在水平面上发生轻微顺时针向扭转,除中部机墩处存在局部向下微凹外,整体向上微凸,且近沉井侧幅度大。

第25阶,频率36.61 Hz。电机层模型基本没有扭转,楼板中部机墩靠进水口局部向下凹,靠近沉井及背进水口侧向上凸。

第29阶,频率39.11 Hz。电机层模型基本没有扭转,楼板大致呈现中间凸,四边凹,相对对称,四周向下凹趋势更明显。

第31阶,频率40.18 Hz。电机层模型基本没有扭转,楼板大致呈现中间凹,四边凸,相对对称,中部凹陷加剧。

4 振动成因分析

泵站机组在运行中,为避免共振现象的发生,机组激振源频率和厂房固有的自振频率错开的幅度应满足规范要求,一般应大于20%。现把第三部分经验公式计算的水力、机械、电磁振动频率与1号泵站厂房自振频率对比分析,数据计算校核结果显示,泵站机组激振源频率与厂房结构的若干阶自振频率接近,存在共振现象。具体来说,振源为涡带摆动的脉动频率3.54 Hz与1号厂房第1阶结构振型频率4.02 Hz接近;振源为水泵转轮叶片导叶水力冲击产生的脉动频率28.33 Hz与有限元法计算的1号厂房第16阶振型频率28.64 Hz接近。二者是引起泵站厂房共振的主要原因。共振校核结果见表3。

表3 振源振动频率值与厂房结构自振频率值对比

Tab. 3 Comparison of vibration frequency value of vibration source and natural frequency value of plant structure

振源	频率/Hz	自振阶数	自振频率/Hz	错开度/%
涡带摆动脉动	0.71~3.54	第1阶	4.02	<20
水力冲击脉动	28.33	第16阶	28.64	<20
水击振荡	0.88~0.92	第1阶	4.02	>20
机械振动	7.08	第2阶	9.53	>20
电磁振动	7.08	第2阶	9.53	>20

5 结论

结合黑龙江省某灌溉泵站工程实例,通过研究该泵站的主要振源产生机理和振型分布规律,计算泵站运行时主要振源的频率,并与三维有限元法计算的泵站自振频率对比,确定了泵站厂房振动的形成原因。

(1)引起厂房振动的主要振源为水泵叶轮叶片与蜗壳体舌头相遇引起的水流压力脉冲,非机组机械原因引起的振动。该泵站水泵出水管段未

发现异常振动,振动过大原因是 1 号厂房结构的第 16 阶自振频率与振源频率较接近,1 号厂房结构产生共振。

(2)在机组开关机情况下,水泵出水管中产生的涡带引起低频水压脉动和压力钢管水轮机水道系统水击振荡是主梁振幅过大的原因,而在稳定运行情况下,振源主要是水力冲击引起的中频振动,机械原因与电磁原因引起的振动成分较小。

参考文献:

- [1] 王新,李同春,塔娜.大型灯泡贯流式泵站振动研究概述[J].中国农村水利水电,2009,51(2):83-85.
- [2] 王剑,张立翔,郭涛.大型水轮机振动对地下厂房结构安全性的影响[J].水电能源科学,2013,31(10):86-89.
- [3] 肖焯,丁晓唐.淮安三站结构振动特性及抗振分析[J].水利水电科技进展,2016,36(6):86-89. DOI:10.3880/j.issn.10067647.2016.06.016.
- [4] 王新,李同春,潘树军.淮阴三站泵房振动分析[J].水利水电科技进展,2008,28(5):49-53.
- [5] 张建伟,江琦,王涛.基于原型观测的梯级泵站管道振源特性分析[J].农业工程学报,2017,33(1):77-83. DOI:10.11975/j.issn.1002-6819.2017.01.010.
- [6] 申艳,伍鹤皋,熊卫亚,等.白莲河抽水蓄能电站地下厂房内部结构动力分析[J].水力发电,2010,57(7):43-46,49.
- [7] 蒋爱华,李国平,周璞,等.离心泵流体激励力诱发的振动:蜗壳途径与叶轮途径[J].振动与冲击,2014,33(10):1-7. DOI:10.13465/j.cnki.jvs.2014.10.001.
- [8] 吴登昊,袁寿其,任芸,等.管道泵不稳定压力及振动特性研究[J].农业工程学报,2013,29(4):79-86. DOI:10.3969/j.issn.1002-6819.2013.04.010.
- [9] 马晓君.泵站管道振动状态监测研究与应用[D].郑州:华北水利水电大学,2019.
- [10] 秦亮,王正伟.水电站振源识别及其对厂房结构的影响研究[J].水力发电学报,2008,27(4):135-140.
- [11] 卫洋波.水电站主厂房减振设计及主副厂房振动传递途径研究[D].大连:大连理工大学,2017.
- [12] 张鹏.基于结构声强法的抽水蓄能电站地下厂房振动传递路径研究[D].西安:西安理工大学,2019.
- [13] 郭冬云,胡林江,伍鹤皋.溧阳抽水蓄能电站地下厂房结构动力响应分析[J].水电与新能源,2018,32(7):13-18. DOI:10.13622/j.cnki.cn42-1800/tv.1671-3354.2018.07.00.
- [14] 李慧君.水电站地下厂房内源振动计算模型和边界条件的研究[D].大连:大连理工大学,2009.
- [15] 郑伟.水电站机组及厂房振动特性研究[D].天津:天津大学,2005.
- [16] 佟晨光,郑源.大型泵站主机组振动测试与分析[J].水泵技术,2008,53(2):12-15.
- [17] 姚新刚,沈振中,王孝州,等.洮河峡城水电站机墩自振特性研究[J].人民黄河,2008,30(2):70-71.
- [18] 杨子娟.地下泵站明蜗壳厂房振动特性研究[D].武汉:武汉大学,2018.
- [19] 李炎.水电站厂房楼板振动的分析[D].沈阳:沈阳农业大学,2006.
- [20] 吴娴,马震岳.水电站地下厂房楼板结构设计对振动特性的影响规律[J].水利与建筑工程学报,2016,14(3):177-181,191. DOI:10.3969/j.issn.1672-1144.2016.03.033.
- [21] 练继建,秦亮,王日宣,等.双排机水电站厂房结构动力特性研究[J].水力发电学报,2004,23(2):55-60.
- [22] 曹玺,刘启明,占浩,等.仙居抽水蓄能电站地下厂房振动数值模拟分析与安全评价[J].南水北调与水利科技,2018,16(4):195-201. DOI:10.13476/j.cnki.nsbdkq.2018.0115.
- [23] 孙莹,陈利利,蒋莉,等.基于不同边界的水电站厂房振动特性研究[J].人民黄河,2018,40(4):108-111,116. DOI:10.3969/j.issn.1000-1379.2017.04.026.
- [24] 秦全乐,杨杰,程琳,等.基于振动测试和有限元法的泵站厂房模态识别[J].应用力学学报,2019,36(3):610-617. DOI:10.11776/cjam.36.03.C012.
- [25] 马震岳,董毓新,郭永刚,等.三峡水电站厂房结构动力分析与优化[J].水电能源科学,2000,18(3):26-28,53.