

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2016.04.006

钢绞线液压提升装置在动水启闭中的抗振性能 分析与试验研究*

秦利升¹, 卞永明², 陈 炯³, 刘广军^{2*}

(1. 上海同新机电控制技术有限公司, 上海 200949; 2. 同济大学 机械与能源工程学院, 上海 200092;
3. 中国人民解放军 73906 部队 53 分队, 上海 210028)

摘要:针对动水闭门施工产生的复杂水力学和流激振动问题,以向家坝水电站导流底孔封堵闸门为研究对象,建立了闸门下放钢绞线装置数学模型,进行了系统弹性系数和阻尼系数的理论分析,确定了系统在简谐激励下的幅频响应特性和闸门在下放过程中影响钢绞线液压提升装置的优势频段范围。搭建了系统抗振试验系统,利用两台激振油缸带动钢绞线以一定的振幅和频率反复运行来模拟闸门的振动。通过振动模拟试验,验证了钢绞线液压提升装置在该振动频段下的可靠性。理论研究和试验验证结果表明,影响锚夹具夹紧性能的主要因素是钢绞线的有效长度,钢绞线液压提升装置可满足动水闭门操作要求;向家坝水电站导流底孔成功封堵施工也验证了该分析方法与模拟试验的正确性。

关键词:钢绞线液压提升装置;振动仿真;振动模拟试验

中图分类号:TH137.8

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2016)04-0411-06

Anti-vibration performance analysis and experiment for the hydraulic lifting device with steel strand in the open and closed process in flowing water

QIN Li-sheng¹, BIAN Yong-ming², CHEN Jiong³, LIU Guang-jun²

(1. Shanghai TongXin Mechatronic Technology Co., Ltd., Shanghai 200949, China;

2. School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 200092, China;

3. 53 Sub Unit, 73906 Unit of PLA, Nanjing 210028, China)

Abstract: Aiming at the complex hydraulic problem and vibration problem induced by water flow, the sluice gate of diversion bottom tunnel of Xiangjiaba Hydropower Station was focused on. The mathematical model of hydraulic lifting device with steel strand was built. The elastic coefficient and damping coefficient were analyzed. The amplitude-frequency response and the preferential frequency range which would affect the hydraulic lifting equipment on steel wire in the process of putting down of gate were determined. The anti-vibration experiment system was built, and two cylinders were used to simulate the gate vibration under certain amplitude and frequency. The reliability of the hydraulic lifting device with steel strand was verified. The experimental results indicate that the effective length of the steel strand determines the clamping performance of the tendon anchorages. The lifting equipment could meet the construction requirements in flowing water by closed manner and the completion of construction of diversion tunnel plugging gate of Xiangjiaba Hydropower Station also confirms the validity of the analysis method and the simulated experiment.

Key words: hydraulic lifting device with steel strand; vibrationsimulation; vibration simulation experiment

收稿日期:2015-09-11

作者简介:秦利升(1980-),男,山东莱芜人,博士,工程师,主要从事机电控制技术等方面的研究. E-mail: lisheng_qin@163.com

通信联系人:刘广军,男,博士,副教授,硕士生导师. E-mail: gjliu@126.com

0 引 言

钢绞线提升技术是近年来逐步发展起来的一项新颖的建筑施工安装方法^[1-3]。该技术通过将大型构件在地面拼装后,采用钢绞线承重、提升器集群、计算机控制液压同步整体提升或下放到预定高度,在建筑、桥梁、大型机电设备安装等工程中均有着广泛的应用^[4-5]。

在钢绞线液压提升中,提升载荷恒定不变,没有载荷的剧烈变化;即使考虑动载,也因其加速度缓慢而忽略不计^[6-9]。钢绞线液压提升施工多为陆上施工,很少涉及水上施工^[10];在水上施工则因水流速度缓慢,对施工过程影响小而予以忽略。但随着我国大型工程建设的展开,动载涉水施工的技术要求越来越迫切,大型构件的水下安装成为施工技术中急需解决的技术难题。

本研究针对向家坝水电站导流底孔封堵闸门的下放安装中的水力学和流激振动问题,通过理论分析与振动模拟试验的方式对钢绞线液压提升装置的抗振性能进行充分研究,以保证导流底孔封堵施工的顺利实施。

1 闸门振动仿真分析

1.1 闸门下放钢绞线装置数学模型

闸门下放钢绞线装置由 6 个提升器及相应的钢绞线组成,将单个提升器对应的钢绞线简化为弹簧,弹性系数分别为 $k_1 \sim k_6$,将提升器简化为阻尼器,阻尼系数分别为 $c_1 \sim c_6$,将水流的作用力简化为简谐激励 $p(t)$,将闸门简化为重物块 m ,闸门在激励 $p(t)$ 作用下产生的位移为 x 。模型如图 1 所示。

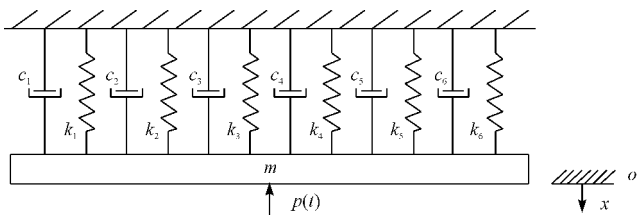


图 1 闸门下放装置模型

1.1.1 模型弹性系数

每个油缸对应的钢绞线有 n 根,受到的载荷力为 F ,钢绞线的技术参数为:公称直径 $\varphi d = 17.8 \text{ mm}$,弹性模量 $E = 195 \text{ GPa}$,公称面积 $A_c = 190 \text{ mm}^2$ 。经推导,钢绞线弹性系数与钢绞线有效长度的关系如下:

$$k_1 = \frac{F}{\Delta l} = \frac{n \cdot A_c \cdot E}{l} \quad (1)$$

式中: l —下放钢绞线的长度, k_1 —单自由度有阻尼钢绞线的弹性系数。

钢绞线的长度取值范围为 $7.5 \text{ m} \leq l \leq 72.5 \text{ m}$, $l - k_1$ 关系曲线如图 2 所示。

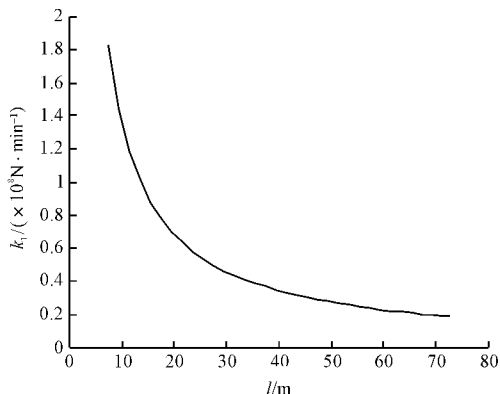


图 2 $l - k_1$ 曲线

1.1.2 阻尼系数

此处主要进行钢绞线的抗振分析。从试验中得知,系统为欠阻尼系统,一个周期时间内振幅衰减至约 30%,试验时钢绞线长度 $l = 30 \text{ m}$ 。

易得知对于欠阻尼系统,其自由振动的振幅可以看作是一个随时间变化的函数:

$$x_u(t) = Ae^{-\xi\omega_n t} \sin(\omega_d t + \theta) \quad (2)$$

式中: ξ —阻尼比; ω_n —系统的无阻尼固有频率; ω_d —系统的有阻尼固有频率; A, θ —常数。

两个相邻振幅(即相隔时间为周期 T) 的比值为:

$$\frac{x_u(t)}{x_u(t+T)} = \frac{Ae^{-\xi\omega_n t} \sin(\omega_d t + \theta)}{Ae^{-\xi\omega_n(t+T)} \sin[\omega_d(t+T) + \theta]} \quad (3)$$

式中:周期 $T = 2\pi/\omega_d$; $\omega_d = \sqrt{1 - \xi^2} \omega_n$ 。

化简后得:

$$\frac{x_u(t)}{x_u(t+T)} = e^{\frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}} = \frac{10}{3} \quad (4)$$

求解得到 $\xi = 0.188$ 。

又因为:

$$\xi = \frac{c_1}{c_e} = \frac{c_1}{2\sqrt{m_1 k_1}} \quad (5)$$

所以阻尼系数的取值为:

$$\begin{aligned} c_1 &= 0.376 \sqrt{m_1 k_1} = 0.376 \sqrt{m_1 \frac{n \cdot A_c \cdot E}{l}} = \\ &0.376 \sqrt{\frac{m \cdot n \cdot A_c \cdot E}{6 \cdot l}} = \\ &1.54 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{S/m} \end{aligned} \quad (6)$$

式中: m_1 —单个提升器承受的重量,且有 $m_1 = m/6$,总重量 $m = 2200 \text{ t}$ 。

1.2 系统的运动方程

假设每个提升器工作时承受的重量为 m_i ,有如下

运动学方程:

$$\sum_{i=0}^6 m_i \ddot{x} + \sum_{i=0}^6 c_i \dot{x} + \sum_{i=0}^6 k_i x = p(t) \tag{7}$$

式中: $m_1 = m_2 = \dots = m_6$,且 $\sum_{i=0}^6 m_i = m$; $c_1 = c_2 = \dots = c_6$; $k_1 = k_2 = \dots = k_6$; $p(t)$ —外部作用力。

上式化简得:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = p(t) \tag{8}$$

式中: m —闸门的总质量, c —系统等效阻尼, k —等效弹性系数。

$$c = 6c_1 = 9.24 \times 10^6 N \cdot S/m \tag{9}$$

$$k = 6k_1 = \frac{6n \cdot A_c \cdot E}{l} \tag{10}$$

系统的有阻尼固有频率为:

$$f = \frac{\omega_d}{2\pi} = \frac{\sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n}{2\pi} \tag{11}$$

式中: $\omega_n = \sqrt{k/m}$, $\zeta = c/(2 \sqrt{km})$ 。

将 ω_n 和 ζ 两式代入式(11),并结合前述式(10),有:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{6n \cdot A_c \cdot E}{m} \cdot \frac{1}{l} - \frac{c^2}{4m^2}} \tag{12}$$

由式(12), $l-f$ 曲线如图3所示。

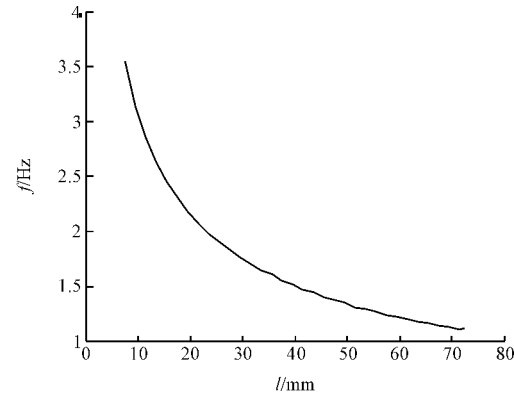


图3 $l-f$ 曲线

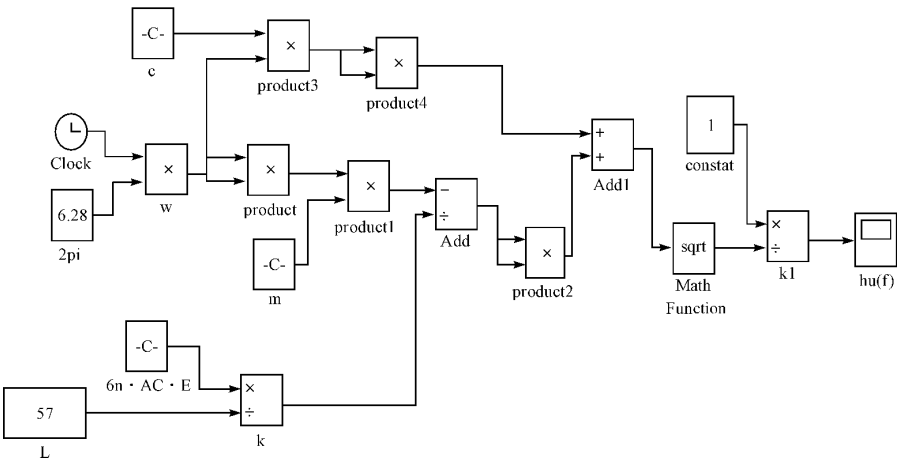


图5 任意钢绞线长度下的幅频特性仿真模型

1.3 系统在简谐激励下的幅频响应特性

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = p(t) = p_u \sin(\omega t + \theta) \tag{13}$$

该微分方程的一个解为:

$$x(t) = x_u \sin(\omega t + \theta_x) \tag{14}$$

将上式代入微分方程可得到系统稳态振动的振幅和相位角分别为:

$$x_u = h_u \cdot p_u \tag{15}$$

$$\theta_x = \theta_h + \theta \tag{16}$$

式中: $h_u = h_u(\omega)$ —幅频特性, $\theta_h = \theta_h(\omega)$ —相频特性。

h_u 和 θ_h 如下所示:

$$h_u = \frac{1}{\sqrt{(k - \omega^2 m)^2 + (\omega c)^2}} \tag{17}$$

$$\theta_h = -\tan^{-1} \frac{\omega c}{k - \omega^2 m} \tag{18}$$

闸门入水在③-⑥位置时受激振的幅频响应特性曲线如图4所示。

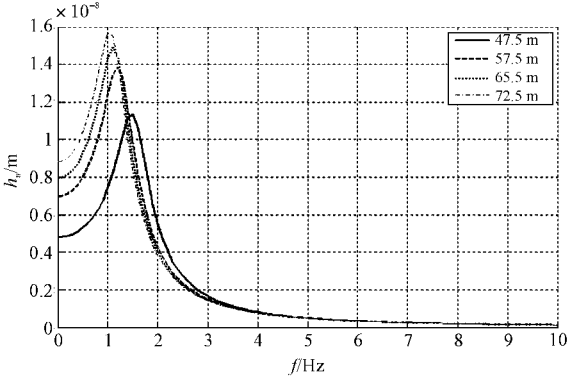


图4 闸门不同封堵位置时的幅频响应曲线

从图4可以看出,闸门处于封堵位置时曲线的峰值出现在1 Hz ~ 1.5 Hz 之间,即它为整个系统的敏感频率。

为了能得到任意钢绞线长度时系统的幅频响应曲线,这里利用SIMULINK建立了分析模型,该模型如图5所示。

其中 L 处可输入钢绞线的长度值, 闸门入水后钢绞线的长度范围是 $48.5\text{ m} \leq l \leq 72.5\text{ m}$ 。

$l = 48.5\text{ m}$ 时得到的仿真曲线如图 6 所示。

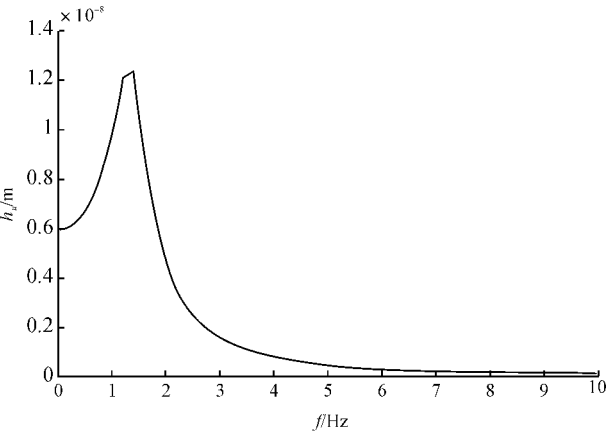


图 6 $l = 48.5\text{ m}$ 时幅频特性曲线

2 系统抗振试验

2.1 试验目的

液压提升系统技术成熟, 应用广泛, 但是向家坝导流底孔封堵闸门为动水操作, 操作水头高, 水下环境复杂, 在封堵的过程中, 封堵闸门会出现振动, 有可能影响钢绞线和锚夹具之间的夹紧性能。

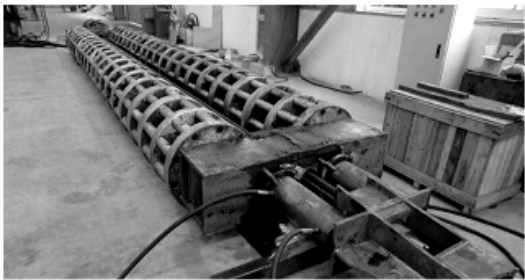
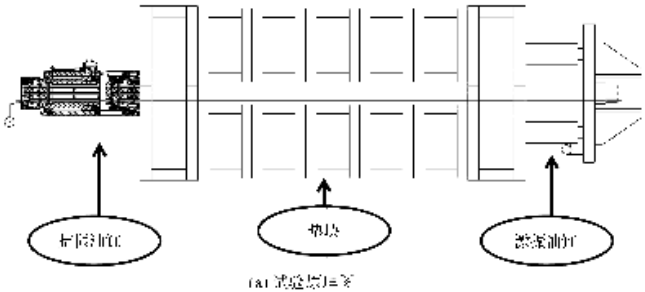
为此, 该试验通过一套试验装置来验证闸门振动对钢绞线夹紧性能的影响。根据第 2 节的理论分析可知, 整个提升系统的敏感频率基本在 $1\text{ Hz} \sim 2\text{ Hz}$ 范围之内。

2.2 试验方法

试验台右端利用两台激振油缸带动钢绞线以一定的振幅和频率反复运行, 来模拟闸门的振动; 左端利用

一台抗振油缸, 来模拟提升过程中的液压提升装置, 该抗振油缸与锚夹具组合使用, 依据需要来用锚夹具夹紧或放松钢绞线; 该试验通过改变激振油缸和抗振油缸之间的距离, 即改变垫块的数量, 也就是改变钢绞线的工作长度, 来模拟提升中各个位置的变化, 即模拟闸门从最高位置下放至闸门全部封堵位置; 在模拟闸门的不同位置时, 锚夹具夹紧钢绞线, 激振油缸对钢绞线产生激振力, 因而锚夹具会产生位移, 本研究用千分尺测量该位移, 以此来反映抗振油缸锚夹具的夹紧效果。

试验方案如图 7 所示。



(b) 试验设备

图 7 试验方案

前述激振油缸由液压系统控制实现其激振功能, 激振液压系统如图 8 所示。

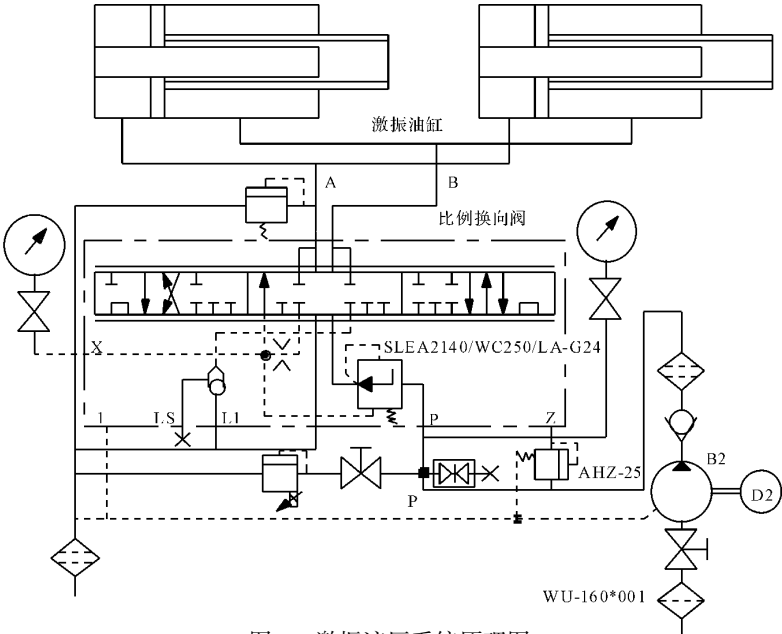


图 8 激振液压系统原理图

2.3 试验及结果分析

本研究在试验前设置振动频率 $f=1.5\text{ Hz}$,振幅 $A=10\text{ mm}$,得到的试验结果如表1。此外,当 $L>7\text{ m}$ 时,锚夹片的振动基本在 0.015 mm 之内,没有明显变化,锚夹具处于夹紧状态,不会影响锚夹具的夹紧性能。只有当 $L<1\text{ m}$ 时,锚夹片的振动较大,达到 0.5 mm 左右,处于不安全状态。

根据试验数据得知,影响锚夹具夹紧性能的主

要因素是钢绞线的有效长度。在封堵闸门下放的实际过程中,闸门的振幅和振动频率不大,钢绞线的初始长度也远大于试验值,因此不会影响锚夹具的夹紧性能。

由于激振液压系统的比例换向阀最高频率为 2 Hz ,在试验中振动频率定为 1.5 Hz 。如果要对大于 2 Hz 的振动情况进行试验,需要对激振液压系统进行改造。

表1 试验结果(单位:mm)

序号	$L=7\text{ m}$	$L=6.5\text{ m}$	$L=6\text{ m}$	$L=5.5\text{ m}$	$L=5\text{ m}$	$L=4.5\text{ m}$	$L=4\text{ m}$	$L=3.5\text{ m}$	$L=3\text{ m}$
1	0.01	0.015	0.02	0.03	0.03	0.035	0.035	0.04	0.05
2	0.01	0.02	0.02	0.025	0.035	0.035	0.04	0.04	0.05
3	0.012	0.015	0.02	0.03	0.035	0.035	0.04	0.04	0.05
4	0.015	0.015	0.02	0.025	0.03	0.03	0.035	0.045	0.05
5	0.015	0.015	0.02	0.025	0.03	0.03	0.04	0.04	0.05
6	0.02	0.02	0.025	0.025	0.03	0.035	0.04	0.04	0.05
7	0.01	0.0115	0.02	0.03	0.03	0.03	0.04	0.045	0.045
8	0.015	0.015	0.025	0.03	0.03	0.035	0.04	0.045	0.05
9	0.015	0.015	0.02	0.025	0.03	0.035	0.04	0.04	0.045
10	0.01	0.015	0.02	0.03	0.035	0.035	0.04	0.045	0.045
11	0.015	0.015	0.02	0.03	0.03	0.03	0.035	0.04	0.05
12	0.01	0.015	0.02	0.025	0.03	0.035	0.035	0.04	0.045
13	0.02	0.02	0.02	0.025	0.03	0.035	0.04	0.045	0.05
14	0.01	0.015	0.025	0.03	0.03	0.035	0.04	0.04	0.045
15	0.02	0.015	0.02	0.027	0.03	0.035	0.04	0.045	0.045
16	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03	0.035	0.045	0.05
17	0.01	0.015	0.02	0.03	0.03	0.03	0.035	0.045	0.05
18	0.01	0.015	0.02	0.025	0.03	0.035	0.04	0.045	0.05
19	0.01	0.015	0.02	0.03	0.035	0.035	0.035	0.045	0.05
20	0.01	0.015	0.02	0.025	0.03	0.035	0.04	0.045	0.05
平均值	0.0128 5	0.015 825	0.020 75	0.027 6	0.031	0.033 5	0.038 25	0.042 75	0.048 5

3 结束语

本研究建立了闸门下放钢绞线装置数学模型,获取了闸门不同封堵位置时的幅频响应曲线。计算结果表明,闸门处于封堵位置时曲线的幅频响应峰值出现在 $1\text{ Hz}\sim 1.5\text{ Hz}$ 之间,即整个系统的敏感频率在 $1\text{ Hz}\sim 1.5\text{ Hz}$ 之间。为验证闸门振动对钢绞线夹紧性能的影响,本研究搭建了系统抗振试验平台,验证了钢绞线液压提升装置在该势振动频段下的可靠性。试验结果表明,影响锚夹具夹紧性能的主要因素是钢绞线的有效长度;当钢绞线有效长度 $L>7\text{ m}$ 时,锚夹片的振动基本在 0.015 mm 之内,没有明显变化,锚夹具处于夹紧状态,不会影响锚夹具的夹紧性能;只有当 $L<$

1 m 时,锚夹片的振动较大,达到 0.5 mm 左右,处于不安全状态。

本研究的理论分析和试验验证证明,钢绞线液压提升装置可满足动水闭门操作要求,向家坝水电站导流底孔成功封堵施工也验证了该分析方法与模拟试验的正确性。

参考文献(References):

[1] BIAN Y, JIANG J, JING Z, et al. Design and application of hydraulic-walking incremental launching equipment[J]. The Open Construction & Building Technology Journal, 2013,7(1):1-7.

[2] Bian Yong-ming, Li An-hu, Jin Xiao-lin, et al. Coupling analysis method for a large-scale structure exposed to synchro-

- nous hoisting loads [J]. **Virtual and Physical Prototyping**, 2009, 4(3):131-141.
- [3] 李润方, 龚剑霞. 接触问题数值方法及其在机械设计中的应用[M]. 重庆: 重庆大学出版社, 1991.
- [4] 王志鹏, 何 闻, 于 梅, 等. 超低频振动校准自动控制系统的研究[J]. 机电工程, 2011, 28(6):693-697.
- [5] 黄宏辉, 张涟英, 田仲初. 斜连续梁桥顶推施工过程二次内力分析[J]. 贵州大学学报: 自然科学版, 2010, 27(3):126-129.
- [6] 卞永明, 严月华, 黄 亮, 等. 基于 CAN 总线的液压同步滑移控制系统设计与实现[J]. 中国工程机械学报, 2013, 11(2):142-145.
- [7] 王 军. 两种典型钢包液压升降装置结构分析及应用研究[J]. 液压气动与密封, 2015, 35(5):57-61.
- [8] 任彦恒, 王金宝, 张连发, 等. 液压制动能量再生系统研究及仿真[J]. 兵工自动化, 2014, 33(1):4-6.
- [9] 卞永明, 黄 亮, 陈玮湛, 等. 基于 CAN 总线与 MVVM 模式的闸门监控系统设计[J]. 中国工程机械学报, 2013, 11(6):537-541.
- [10] 简小刚, 贾鸿盛, 卞永明, 等. 夹片齿的啮合作用研究[J]. 中国工程机械学报, 2011, 9(2):151-156.

[编辑: 李 辉]

本文引用格式:

- 秦利升, 卞永明, 陈 炯, 等. 钢绞线液压提升装置在动水启闭中的抗振性能分析与试验研究[J]. 机电工程, 2016, 33(4):411-416.
- QIN Li-sheng, BIAN Yong-ming, CHEN Jiong, et al. Anti-vibration performance analysis and experiment for the hydraulic lifting device with steel strand in the open and closed process in flowing water[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2016, 33(4):411-416.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>

(上接第 405 页)

参考文献 (References):

- [1] 谢华锟, 王 志, 石照耀, 等. 锥齿轮测量技术的最新进展[J]. 工具技术, 2003, 37(10):48-51.
- [2] 石照耀, 费业泰, 谢华锟. 齿轮测量技术 100 年—回顾与展望[J]. 中国工程科学, 2003, 5(9):13-17.
- [3] EDER H, PAHUD C. New Approaches in Roll Testing Technology of Spiral Bevel and Hypoid Gear Sets[J]. Gear Technology, 2005, 22(3):23-32.
- [4] KLINGELNBERG. Solutions made by Klingelnberg Spiral bevel gear tester Oerlikon T60[EB/OL]. <http://www.eroy-luzun.com/fileUpload/ks94339/File/t60-catalogue-English.pdf>.
- [5] AGMA-93FW8-1993. Single Flank Testing, Structure-Born Noise Analysis[S]. Alexcondrin; American Gear Manufacturers Association (AGMA), 1993.
- [6] STDTFELD H J. Single Flank Test, Structure borne Noise Analysis and Roll Testing with 600HTT[J]. **Industrial Products Finder**, 2011(39):1-4.
- [7] SMITH R E. The Uses and Limitations of Transmission Error[J]. **Gear Technology**. 1988, 5(4):34-39.
- [8] 石照耀, 张 旭. 齿轮单面啮合测量技术的发展及其应用[J]. 工具技术, 2008, 42(3):10-15.
- [9] ÅKERBLOM M. Gear noise and vibration- a literature survey [J]. **Machhre Design**, 2001(11):183-189.
- [10] 杨继东, 林 正, 蔺俊强. SIMOTIOND435 在搅拌摩擦焊接机中的应用[J]. 机电工程, 2013, 30(12):1515-1519.
- [11] 张保松. 螺旋锥齿轮传动平稳性测试系统的设计与研究[D]. 长沙: 中南大学机电工程学院, 2006.
- [12] 徐 平, 沈佳兴, 王 慧. 四径向轮齿轮泵优化设计及仿真[J]. 流体机械, 2015, 43(1):33-37.
- [13] 王军锋, 唐宏. 伺服电机选型的原则和注意事项[J]. 装备制造技术, 2009, 16(11):129-131, 133.
- [14] 虞付进. 电主轴技术的应用及发展趋势[J]. 机电工程, 2003, 20(6):71-73.
- [15] 天津齿轮机床研究所编译. 格里森锥齿轮技术资料译文集第二分册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1986.
- [16] 董 楠, 刘 威, 张 静. 齿轮啮合传动接触动力学模型与分析[J]. 机电工程技术, 2015, 44(2):54-57.
- [17] GB/T 11365—1989. 锥齿轮和准双曲面齿轮精度[S]. 北京: 中国标准出版社. 1989.

[编辑: 李 辉]