

激振技术波形饱和度研究*

韩冬 龚国芳 刘毅 杨华勇

(浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室, 杭州 310027)

摘要: 针对液压激振与夹持独立的捣固装置,设计一种由阀芯旋转式四通换向阀和微行程双作用液压缸组成的电液激振器,阐述其结构及工作过程,利用转阀矩形阀口的二级节流原理进行理论建模和实验验证。首次提出了饱和度概念,并从工作频率和阀口轴向长度两个方面综合分析和优化振动波形的饱和度。仿真实验表明,系统的惯性力使振动位移曲线基本对称,通过调节合适的工作频率和阀口轴向长度,可以获得一定幅值和斜率的三角波、正弦波或者梯形波。阀口轴向长度的增大或者工作频率降低使波形饱和度增大,且饱和度和阀口轴向长度呈非线性关系,非线性程度随着工作频率的提高而降低。

关键词: 电液激振器 饱和度 工作频率 阀口轴向长度

中图分类号: TH137 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)02-0334-06

引言

电液激振器是利用电液控制技术,一般通过伺服阀等控制液压缸或者液压马达输出负载对被激物施加周期性载荷,使被激物产生一定形式和大小的扰动或激励作用的装置。电液激振器具有功率密度高、推力大、无级调幅、负载自适应和操作方便等优点。

目前常用的电液激振器由于阀芯往复结构原理的限制,在振动波形有较高要求时振动频率只能限制在较低范围内,一般小于 20 Hz。因此,许多学者通过设计新的电液激振器结构突破阀芯往复激振原理的限制,在较高的振动频率下输出理想的振动波形,以满足具体工程要求^[1-12]。在振动波形研究领域,国内外学者都取得了一些成果^[13-15]。

本文根据前期设计的液压激振与夹持独立的捣固装置^[16-19],结合液压激振器工作原理^[20-21],设计一种由阀芯旋转式四通换向阀^[22]和微行程双作用液压缸^[23]组成的电液激振器。利用转阀矩形阀口的二级节流原理对激振器建立理论数学模型,对电液激振器振动波形进行理论分析和实验验证。通过调节合适的工作频率和阀口轴向长度可以获得一定幅值和斜率的三角波、正弦波、梯形波。另外,结合振动波形分析,提出振动波形的饱和度新概念,对振动波形的饱和度进行分析,为电液激振器振动波形的控制及优化提供理论指导。

1 工作原理

图 1 所示为电液激振器的结构原理图。电液激振器主要由阀芯旋转式四通换向阀和微行程双作用液压缸组成,通过缸筒固结连接套拨动质量块在线性导轨上滑动的结构来模拟捣固装置中拨叉拨动销轴的结构。阀芯上每个台肩沿台肩两侧圆周方向均匀间隔地开有 Z 个沟槽,阀套在台肩沟槽所在的位置处均开有相应的阀套窗口,台肩上单个沟槽所对应的圆心角为 α ,台肩同侧和台肩两侧相邻沟槽沿圆周方向的位置差所对应的圆心角均为 4α ,则 $\alpha = 2\pi/(2Z)$ 。

当阀芯旋转使两台肩右侧阀口导通、左侧阀口关闭时,P 口与 A 口连通,B 口与 T 口连通;当阀芯旋转使两台肩左侧阀口导通、右侧阀口关闭时,P 口与 B 口连通,A 口与 T 口连通。当工作油液沿着活塞杆内置主流道经活塞杆左侧的单向阀进入液压缸左腔时,活塞杆左侧限位孔还处于临界关闭状态,当油液进入液压缸左腔时,左端限位孔立即部分打开,之后的运动过程中,油液经限位孔和单向阀进入液压缸左腔,缸筒开始向左运动,同时少量油液沿着内泄流道经缸筒侧壁内的可变阻尼孔进入液压缸右腔,实现内泄漏。当液压缸缸筒运动到一定行程时,左侧端盖刚好运动到左侧限位孔末端,右侧端盖则完全盖住右侧限位孔,油液不再流出液压缸,液压缸

收稿日期: 2013-03-06 修回日期: 2013-04-11

* 国家自然科学基金资助项目(51275499)、国家自然科学基金创新研究群体科学基金资助项目(51221004)和国家重点基础研究发展计划(973 计划)资助项目(2013CB035404)

作者简介: 韩冬, 博士生, 主要从事液压元件及电液系统研究, E-mail: juebuqingchen@gmail.com

通讯作者: 龚国芳, 教授, 博士生导师, 主要从事液压元件及电液系统研究, E-mail: gfgong@zju.edu.cn

停止运动。工作油液进入液压缸右腔时的工作过程和上述相似。步进电动机驱动阀芯匀速旋转, 阀口过流面积大小呈周期性变化, 油液进出换向阀的流量大小及方向也发生周期性变化, 从而推动液压缸做周期性往复运动, 最终带动外部负载质量块作高频振动。

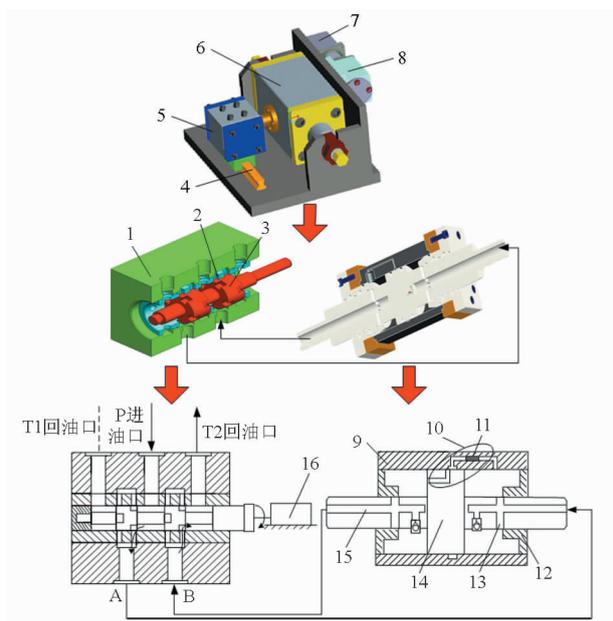


图 1 电液激振器结构原理图

Fig. 1 Schematic diagram of electro-hydraulic exciter

1. 阀体 2. 阀套 3. 阀芯 4. 滑轨 5. 质量块 6. 微行程双作用液压缸 7、16. 步进电动机 8. 阀芯旋转式四通换向阀 9. 缸体 10. 内泄流道 11. 可变阻尼孔 12. 端盖 13. 限位孔 14. 活塞组件 15. 主油路

根据阀芯、阀套的结构及阀芯沟槽与阀套窗口之间的配合导通关系, 可得电液激振器工作频率

$$f = \frac{mZ}{120} = \frac{\omega Z}{4\pi} \quad (1)$$

式中 m ——阀芯转速, r/min

ω ——阀芯角速度, rad/s

2 模型建立

2.1 阀芯旋转式四通换向阀建模

图 2 所示为阀芯及阀芯沟槽结构, 该转阀矩形沟槽节流口压降主要集中在截面 A1 和截面 A2, 具有二级节流的典型特征。根据图 3 所示阀芯沟槽流场与阀套窗口流场的导通关系和几何关系得截面 A1 的面积不随阀芯旋转发生变化

$$S_{1i} = \frac{r^2 \alpha}{2} - r^2 \sin \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\alpha}{2} + 2rz_v \sin \frac{\alpha}{2} \quad (2)$$

式中 z_v ——阀口径向长度, m

r ——阀芯台肩半径

截面 A2 的面积随着阀芯旋转发生周期性变化

$$S_{2i} = \begin{cases} x_v r \omega t & (\omega t \in [4n\alpha, (4n+1)\alpha)) \\ (4n+2)\alpha x_v r - x_v r \omega t & (\omega t \in [(4n+1)\alpha, (4n+2)\alpha)) \\ 0 & (\omega t \in [(4n+2)\alpha, (4n+3)\alpha)) \\ 0 & (\omega t \in [(4n+3)\alpha, (4n+4)\alpha)) \end{cases} \quad (i=1, 4) \quad (3)$$

$$S_{2i} = \begin{cases} 0 & (\omega t \in [4n\alpha, (4n+1)\alpha)) \\ 0 & (\omega t \in [(4n+1)\alpha, (4n+2)\alpha)) \\ (4n+2)\alpha x_v r - x_v r \omega t & (\omega t \in [(4n+2)\alpha, (4n+3)\alpha)) \\ x_v r \omega t - (4n+4)\alpha x_v r & (\omega t \in [(4n+3)\alpha, (4n+4)\alpha)) \end{cases} \quad (i=2, 3) \quad (4)$$

式中 x_v ——阀口轴向长度, m

t ——阀芯工作时间, s

n ——阀芯工作圈数, $n=1, 2, 3, \dots$

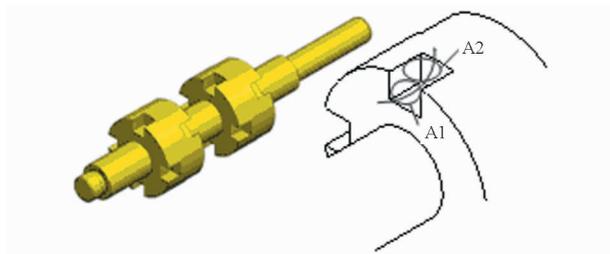


图 2 旋转阀芯及阀芯沟槽结构简图

Fig. 2 Schematic diagram of rotary spool and groove

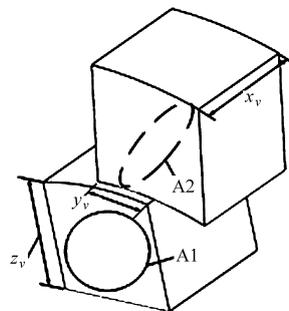


图 3 阀芯沟槽流场与阀套窗口流场导通示意图

Fig. 3 Diagram of conducting relation between groove flow and window flow

单个阀口过流面积 S_i 可按 A1 和 A2 两个截面串联进行等效计算。因此, 根据液压转阀的结构、阀口导通关系及流量特性, 整个阀芯阀口过流面积

$$S_v = \frac{Z}{2} S_i = \frac{Z}{2 \sqrt{1/S_{1i}^2 + 1/S_{2i}^2}} \quad (5)$$

当 P 口与 A 口连通、B 口与 T 口连通时, 转阀的流量方程

$$q_L = -C_d S_v \sqrt{\frac{p_s - p_L + \Delta p_A - \Delta p_B}{\rho}} \quad (6)$$

当 P 口与 B 口连通、A 口与 T 口连通时, 转阀

的流量方程

$$q_L = C_d S_v \sqrt{\frac{p_s - p_L + \Delta p_B - \Delta p_A}{\rho}} \quad (7)$$

式中 C_d ——流量系数 ρ ——油液密度, kg/m^3
 p_s ——供油压力, Pa p_L ——负载压力, Pa
 $\Delta p_A, \Delta p_B$ ——液压缸两腔限位油口压降, Pa

2.2 微行程双作用液压缸建模

如图4和图5所示,分别为进、回油限位孔过流面积变化示意图。初始时刻工作油液从单向阀流过,限位孔即刻打开,随着液压缸位移增大,进油限位孔过流面积由小变大,回油限位孔过流面积由大变小。进油总过流面积等于进油限位孔过流面积与单向阀口过流面积之和。进油总过流面积

$$A_{cia} = \begin{cases} \frac{1}{4}\pi d^2 + \frac{1}{4}L^2 \arccos\left(1 - \frac{2y_p}{L}\right) - \\ \quad \frac{1}{2}(L - 2y_p) \sqrt{Ly_p - y_p^2} \\ \quad (0 \leq y_p \leq L/2) \\ \frac{1}{4}\pi L^2 - \frac{1}{4}L^2 \arccos\left(\frac{2y_p}{L} - 1\right) + \\ \quad \frac{1}{4}\pi d^2 + \frac{1}{2}(2y_p - L) \sqrt{Ly_p - y_p^2} \\ \quad (L/2 < y_p \leq L) \end{cases} \quad (8)$$

式中 d ——单向阀通径, m
 L ——限位孔直径, m
 y_p ——活塞杆位移, m

回油总过流面积等于出油限位孔过流面积。回油总过流面积

$$A_{cob} = \begin{cases} \frac{1}{4}\pi L^2 - \frac{1}{4}L^2 \arccos\left(1 - \frac{2y_p}{L}\right) + \\ \quad \frac{1}{2}(L - 2y_p) \sqrt{Ly_p - y_p^2} \\ \quad (0 \leq y_p \leq L/2) \\ \frac{1}{4}L^2 \arccos\left(\frac{2y_p}{L} - 1\right) - \\ \quad \frac{1}{2}(2y_p - L) \sqrt{Ly_p - y_p^2} \\ \quad (L/2 < y_p \leq L) \end{cases} \quad (9)$$

流入液压缸进油腔的流量连续性方程

$$q_A = A_p \frac{dy_p}{dt} + C_{ip} p_L + C_{ep} p_A + q_{in} + \frac{V_{A0} - A_p y_p}{\beta_c} \frac{dp_A}{dt} \quad (10)$$

流出液压缸回油腔的流量连续性方程

$$q_B = A_p \frac{dy_p}{dt} + C_{ip} p_L - C_{ep} p_B + q_{in} - \frac{V_{B0} + A_p y_p}{\beta_c} \frac{dp_B}{dt} \quad (11)$$

液压缸的内泄漏流道流量

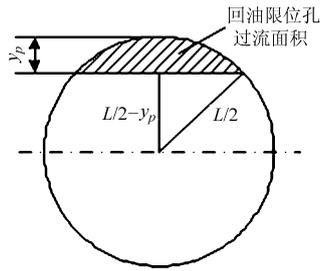


图4 进油限位孔过流面积变化示意图

Fig.4 Diagram of changeable flowing area in inlet limit hole

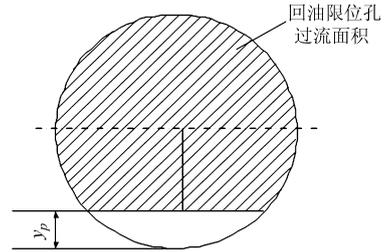


图5 回油限位孔过流面积变化示意图

Fig.5 Diagram of changeable flowing area in outlet limit hole

$$q_{in} = \pi d_{in}^4 p_L / (128 \mu l_{in}) \quad (12)$$

式中 A_p ——活塞有效面积, m^2
 C_{ip}, C_{ep} ——液压缸内外泄漏系数
 p_A, p_B ——液压缸 A、B 腔的压力, Pa
 V_{A0}, V_{B0} ——液压缸进、回油腔初容积, m^3
 β_c ——液压油有效体积弹性模量, Pa
 μ ——液压油动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$
 d_{in} ——可变阻尼孔直径, m
 l_{in} ——内泄漏流道长度, m

2.3 电液激振器建模

为便于研究电液激振器系统动态特性,将负载简化为质量-弹簧-阻尼系统,忽略意外负载力,系统的输出力与负载力平衡方程为

$$A_p p_L = m_p \frac{d^2 y_p}{dt^2} + B_p \frac{dy_p}{dt} + K y_p \quad (13)$$

式中 m_p ——负载总质量, kg
 B_p ——粘性阻尼系数, $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}$
 K ——负载弹簧刚度, N/m

3 振动波形实验

图6所示为电液激振器液压系统原理图。系统压力由电磁溢流阀调定,蓄能器吸收高频情况下系统压力波动,安装一定数量的流量计和压力计可进行系统局部压力和流量测量。工控机中的上位机通讯软件发出指令信号给步进电动机驱动器,由步进电动机驱动器驱动步进电动机带动转阀阀芯做旋转运动,运动参数由安装在液压缸体上的 ICP 传感器测量,然后经数据采集卡将振动波形显示在工控机上。电液激振器的主要参数如表1所示。

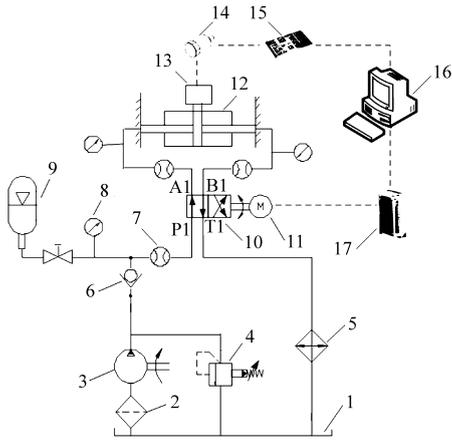


图 6 电液激振器液压系统原理图

Fig. 6 Diagram of hydraulic system

1. 油箱 2. 冷却器 3. 变量柱塞泵 4. 电磁溢流阀 5. 过滤器
6. 单向阀 7. 流量计 8. 压力计 9. 蓄能器 10. 阀芯旋转式四通换向阀
11. 步进电动机 12. 微行程双作用液压缸 13. 负载质量块 14. ICP 传感器
15. 数据采集卡 16. 工控机 17. 步进电动机驱动器

表 1 电液激振器主要参数

Tab. 1 Main parameters of electrohydraulic exciter

参数	数值	参数	数值
r/m	0.015 5	β_e/Pa	8×10^8
z_v/m	0.005	m_p/kg	42
x_v/m	0.006	C_d	0.62
A_p/m^2	4.04×10^{-3}	f/Hz	10 ~ 50
V_{A0}/m^3	1.44×10^{-3}	d_{in}/m	0 ~ 0.004
V_{B0}/m^3	1.44×10^{-3}	l_{in}/m	0.13
p_s/Pa	8×10^6	$\mu/(Pa \cdot s)$	0.03
$\rho/(kg \cdot m^{-3})$	870	$g/(m \cdot s^{-2})$	9.8

图 7 给出当阀口轴向长度 $x_v = 6 \text{ mm}$ 时,电液激振器在不同工作频率下的理论振动波形和实际振动波形。由图可知,理论波形与实验波形基本吻合,由于液压缸缸体带动负载质量块在滑轨上往复运动,激振器系统所受的外部负载主要为惯性负载,因此振动波形为波形上升与波形下降近似对称的对称波。振动波形的幅值随着工作频率的提高而减少,当工作频率高于临界值时,振动波形没有出现饱和现象,表现为类三角波;当振动波形低于临界值时,振动波形出现饱和现象,表现为类梯形波。另外,由于液压转阀阀口加工误差及配合间隙造成的泄漏等因素,振动波形均出现轻微的偏置。

图 8 给出当工作频率 $f = 30 \text{ Hz}$ 时,电液激振器在不同阀口轴向长度的理论振动波形和实验振动波形。理论波形与实验波形基本吻合,阀口轴向长度增大,单位时间内通过阀口的流量增多,波形上升或者下降的斜率逐渐增加,振动波形的幅值也增大。当阀口轴向长度小于临界值时,振动波形不出现饱和现象,表现为类正弦波;当阀口轴向长度大于临界

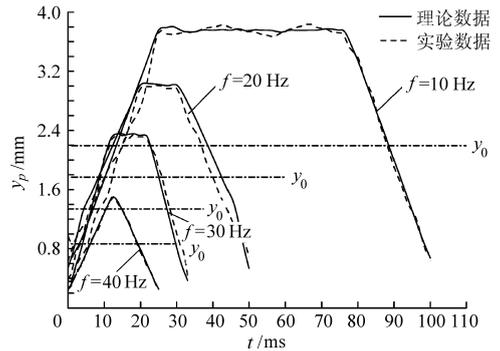


图 7 $x_v = 6 \text{ mm}$ 时不同工作频率振动波形

Fig. 7 Waveforms of different working frequencies at $x_v = 6 \text{ mm}$

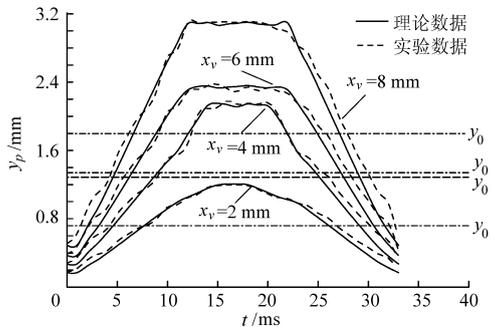


图 8 $f = 30 \text{ Hz}$ 时不同阀口轴向长度振动波形

Fig. 8 Waveforms of different axial lengths of orifice at $f = 30 \text{ Hz}$

值时,振动波形出现饱和现象,表现为类梯形波。

为了衡量振动波形出现饱和现象的程度,提出了振动波形饱和度的概念,振动波形的饱和度等于振动波形在一个周期内出现饱和现象的持续时间占振动波形周期时间的百分比。图 9 所示为振动波形饱和度与工作频率、阀口轴向长度之间的关系,理论数据与实验数据基本一致。阀口轴向长度的增大或者工作频率降低,在单位时间内流过阀口的流量增大,饱和度也增大,饱和度和阀口轴向长度呈非线性关系,非线性度主要受工作频率的影响,随着工作频率的提高,系统受矩形阀口二级节流的影响降低,波形度与阀口轴向长度的非线性度也降低。

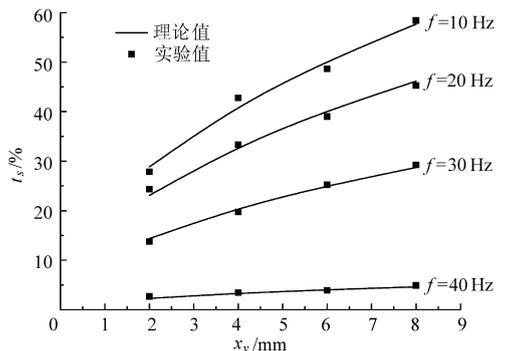


图 9 不同工作频率和阀口轴向长度的振动波形饱和度

Fig. 9 Waveform saturations of different working frequencies and different axial lengths of orifice

4 结论

(1) 要获得波形近似对称的三角波、正弦波或者梯形波,需调整合适的工作频率和阀口轴向长度。

(2) 工作频率的提高或者阀口轴向长度增大都会使振动波幅值增加,且阀口轴向长度增大会使波形上升或者下降的斜率逐渐增加。

(3) 工作频率高于临界值时,波形非饱和,为类三角波;阀口轴向长度小于临界值时,波形非饱和,为类正弦波;工作频率低于临界值或者阀口轴向长度大于临界值时,波形饱和,为类梯形波。

(4) 阀口轴向长度的增大或者工作频率降低,波形饱和度增大,饱和度和阀口轴向长度呈非线性关系,非线性度随着工作频率的提高而降低。

参 考 文 献

- 1 阮健,裴翔,李胜. 2D 电液数字换向阀[J]. 机械工程学报,2000,36(3):86-89.
Ruan Jian, Pei Xiang, Li Sheng. 2D electrohydraulic digital directional control valve[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2000,36(3):86-89. (in Chinese)
- 2 阮健,李胜,裴翔,等. 数字阀的分级控制与非线性[J]. 机械工程学报,2005,41(11):91-97.
Ruan Jian, Li Sheng, Pei Xiang, et al. Stage control and nonlinearities of digital valves[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005,41(11):91-97. (in Chinese)
- 3 任燕,阮健,贾文昂. 2D 阀控电液激振器低频段振动波形分析[J]. 农业机械学报,2010,41(9):187-193.
Ren Yan, Ruan Jian, Jia Wen'ang. Low frequency excited waveforms analysis of an electro-hydraulic vibration exciter using a 2D valve[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(9): 187-193. (in Chinese)
- 4 郝建功,张耀成. 新型电液激振装置的性能研究[J]. 太原理工大学学报,2003,34(6):706-709.
Hao Jianguo, Zhang Yaoheng. Study on properties of a new electro-hydraulic exciting system[J]. Journal of Taiyuan University of Technology,2004,34(6):706-709. (in Chinese)
- 5 唱一丹. 双向旋转比例电磁铁及旋转伺服阀的研究[D]. 杭州:浙江大学,1989.
- 6 Cui Jian, Ding Fan, Li Yong, et al. A novel eddy current angle sensor for electrohydraulic valves[J]. Measurement Science and Technology,2008,19(1):015205.
- 7 Cui Jian, Ding Fan, Li Qipeng. Novel bidirectional rotary proportional actuator for electrohydraulic rotary valves[J]. IEEE Transactions on Magnetics,2007,43(7):3 254-3 258.
- 8 崔剑,丁凡,李其朋. 耐高压双向旋转比例电磁铁的静态力矩特性[J]. 浙江大学学报,2007,41(9):1 578-1 581.
Cui Jian, Ding Fan, Li Qipeng. Static torque characteristics of high-pressure bidirectional rotary proportional solenoid[J]. Journal of Zhejiang University,2007,41(9):1 578-1 581. (in Chinese)
- 9 崔剑,丁凡,李其朋,等. 电液伺服转阀耐高压双向旋转比例电磁铁[J]. 机械工程学报,2008,44(9):230-235.
Cui Jian, Ding Fan, Li Qipeng, et al. High-pressure bi-directional rotary proportional solenoid for rotary servo valve[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2008,44(9):230-235. (in Chinese)
- 10 崔剑,丁凡,满军,等. 耐高压电涡流角度传感器的研究[J]. 浙江大学学报,2009,43(2):1 511-1 515.
Cui Jian, Ding Fan, Man Jun, et al. Study of high-pressure eddy current angle sensor[J]. Journal of Zhejiang University,2009, 43(2):1 511-1 515. (in Chinese)
- 11 Marcus BLeonard. Rotary servo valve; US, 5954093[P]. 1999-09-21.
- 12 Bradley George Hochrein, Timothy Gerad Offerle. Rotary valve; US, 6499507B1[P]. 2002-12-24.
- 13 Suzuki Mikio, Miyahara Shinobu, Kitagawa Toru, et al. Effect of mold oscillation curves on heat transfer and lubrication behavior in mold at high speed continuous casting of steel slabs[J]. 鐵と鋼, 1992, 78(1): 113-120.
- 14 魏燕定. 超低频标准振动台波形失真度近似解解析[J]. 振动与冲击,2000,19(3):49-51.
Wei Yanding. Approximate analytical solution of waveform distortion of ultralow frequency standard vibrator[J]. Journal of Vibration and Shock, 2000, 19(3): 49-51. (in Chinese)
- 15 魏燕定,何闻,齐津. 波形失真对标准振动台校准精度影响分析[J]. 浙江大学学报,1999,32(6):51-57.
Wei Yanding, He Wen, Qi Jin. Analysis of waveform distortion effects on calibration accuracy of stand vibrator [J]. Journal of Zhejiang University, 1999, 32(6): 51-57. (in Chinese)
- 16 龚国芳,杨林勇,刘毅,等. 一种液压激振与夹持运动独立的捣固装置:中国,201010104672.9[P]. 2010-07-14.
- 17 刘毅,龚国芳,闵超庆,等. 新型捣固装置的结构建模与仿真[J]. 浙江大学学报,2011,45(11):1 941-1 947.
Liu Yi, Gong Guofang, Min Chaoqing, et al. Structure modeling and simulation of new type of tamping device[J]. Journal of Zhejiang University, 2011, 45(11): 1 941-1 947. (in Chinese)
- 18 闵超庆,龚国芳,刘毅. 新型捣固装置及其仿真研究[J]. 工程机械,2011,42(5):31-35.
Min Chaoqing, Gong Guofang, Liu Yi. Design and research on new type of tamping device[J]. Construction Machinery and Equipment, 2011, 42(5): 31-35. (in Chinese)
- 19 Min Chaoqing, Gong Guofang, Liu Yi. Design and simulation research on new tamper based on ADAMS[C]//2010 IEEE International Conference on Digital Manufacturing & Automation, 2010: 494-498.

- 20 张玮昌. 激振设备及其应用[J]. 电动工具, 2003(5): 7-12.
Zhang Weichang. Application of excitation equipment[J]. Electric Tool, 2003(4): 7-12. (in Chinese)
- 21 Melih Iphar. ANN and ANFIS performance prediction models for hydraulic impact hammers[J]. Tunnelling and Underground Space Technology, 2012, 27(1): 23-29.
- 22 龚国芳, 刘毅, 闵超庆, 等. 用于液压激振器的阀芯旋转式四通高速换向阀: 中国, 201010100305.1[P]. 2010-07-28.
- 23 龚国芳, 闵超庆, 刘毅, 等. 一种微行程双作用激振液压缸: 中国, 201110229855.8[P]. 2011-01-04.

Waveform Saturation of Electro-hydraulic Excitation Technology

Han Dong Gong Guofang Liu Yi Yang Huayong

(The State Key Lab of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: Based on the tamping device with hydraulic excitation and independent clamping movement, an electro-hydraulic exciter composed of spin valve and micro-displacement double-functioned hydraulic cylinder is designed. Considering the working principle of the electro-hydraulic exciter, a theoretical model is established according to the two throttles principle and the related experiments are validated. According to the analysis of excited waveforms, the conception of saturation is first proposed. In addition, saturation of excited waveforms is analyzed and optimized through working frequency and axial length of orifice. The results indicate that the waveforms are approximately symmetrical because of inertial force and certain amplitude and slope of triangle wave, and sine wave and trapezoidal wave are achieved through adjusting suitable working frequency and axial length of orifice. Besides, axial length of orifice increasing or working frequency decreasing leads to increase of saturation. Saturation and axial length of orifice are nonlinearly related. Nonlinearity decreases with the increase of working frequency.

Key words: Electro-hydraulic exciter Saturation Working frequency Axial length of orifice