

DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.09.038

# 2D 阀控电液激振器低频段振动波形分析\*

任燕 阮健 贾文昂

(浙江工业大学机械制造及自动化教育部重点实验室, 杭州 310014)

**【摘要】** 2D 阀控电液激振器是利用 2D 阀阀芯的匀速旋转和轴向滑动改变阀口面积变化波形,以产生频率和幅值可独立调节的振动波形。在分析该激振器工作原理的基础上,建立数学模型,采用分段积分的方法,推导出激振器输出波形方程的解析解,最后,将实验得到的波形与解析波形进行对比,根据频谱特性分析波形的失真度。研究表明:在低频段,由于主要受到弹性负载力方向变化的影响,振动波形表现出上升与下降过程的不对称,其不对称度取决于 2D 阀的轴向开口大小,实验与解析结果一致。虽然随着频率的提高要考虑液压谐振的影响,但只要阀的轴向开口小于某一临界值,其波形失真度就不大于 9.5%。

**关键词:** 控制阀 电液激振器 低频段 振动波形 失真度

中图分类号: TH137 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2010)09-0187-07

## Low Frequency Excited Waveforms Analysis of an Electro-hydraulic Vibration Exciter Using a 2D Valve

Ren Yan Ruan Jian Jia Wen'ang

(Key Laboratory of Mechanical Manufacture and Automation, Ministry of Education, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

### Abstract

For an electro-hydraulic vibration exciter with a 2D valve, the frequency and the amplitude of the excited waveforms are separately controlled by rotary motion and sliding motion of valve core, respectively. Based on the work principle of the an electro-hydraulic vibration system, the mathematical model of an exciter was established. The equations of excited waveforms were solved by using the subsection integration method, and the real excited waveforms were obtained to validate the theoretical analysis result. The corresponding spectrum analysis and the distortion calculation were executed. The results reveal that in low frequency section, the ascent and descent slopes of excited waves demonstrated somewhat asymmetrical because of the changing direction of the elastic load. The extent of asymmetry depends on the axial opening of 2D valve. The waveform distortion is not greater than 9.5% as long as the linear opening of 2D valve is below a critical point.

**Key words** Control valve, Electro-hydraulic vibration exciter, Low frequency section, Excited waveform, Distortion

### 引言

采用电液激振器进行振动实验,可根据工作频

率将液压动力机构液压固有频率的整个频率区间分为低频段、中频段和高频段<sup>[1]</sup>。低频段振动实验适用于需提供较大激振力或位移冲程,而对频率要求

收稿日期: 2009-08-11 修回日期: 2009-09-27

\* 国家自然科学基金资助项目(50675204)和浙江省自然科学基金资助项目(R104506)

作者简介: 任燕,博士生,主要从事电液数字控制元件、系统以及基本理论研究, E-mail: rentingting211@163.com

通讯作者: 阮健,教授,博士生导师,主要从事电液数字控制元件及系统研究, E-mail: wxmin@mail.hz.zj.cn

相对较低的场合,比如地震环境模拟、大型结构动力特性测试、材料疲劳寿命检测以及设备故障诊断等方面。

在低频段振动波形的研究领域,国内外学者大多采用数值仿真的方法,早期用于道路模拟或者地震波形复现<sup>[2-3]</sup>,后来模拟复杂的振动环境,并发展了振动控制算法,其中 Kazuyoshi Ueno 和 Yoshikado Yamauchi 提出了一种传递函数矩阵应用于振动控制系统,并申请了美国专利<sup>[4]</sup>;对振动波形解析解的求解方面,日本的 Suzuki Mikio 等采用正弦波叠加的方式合成了一种偏斜正弦振动波形<sup>[5]</sup>,国内燕山大学的李宪奎等分别采用分段和整体函数法分别构造了非正弦振动波形的解析式<sup>[6]</sup>,应用于振动满足连铸工艺要求方面;随着可靠性强化振动试验技术的发展,国防科技大学针对气动式振动台的部件之一气锤进行研究,推导出该碰撞信号的解析式<sup>[7]</sup>,分析计算振动信号的低频能量。

传统的力马达滑阀式电液激振器或喷嘴-挡板式电液激振器,在某个频率范围,可以通过反馈控制的方法,实时改变伺服阀开口面积的变化波形,获得所期望振动波形,而 2D 阀控电液激振器由于阀口面积变化波形为固定波形,无法采用反馈对其进行修正,这样得到的振动波形也是固定波形,所以本文通过建立液压动力机构方程,考虑流量与压力之间的非线性关系,提出在低频段可求解此激振系统输出的解析解,即用解析式精确描述振动波形曲线以及各振动参数之间关系,最后将解析波形与实验波形进行对比分析,总结振动波形规律。

## 1 工作原理

### 1.1 激振器结构原理

2D 阀控电液激振器结构原理如图 1 所示,图 1a 为三维结构图,图 1b 为 4 个阀芯台肩的阀口处剖面图。2D 阀具有双自由度,即阀芯具有旋转运动和轴向滑动。阀芯台肩周向均匀开设 4 个沟槽,与之对应的阀套窗口宽度与沟槽宽度相同,槽宽对应的圆心角为  $\alpha$ ,相邻沟槽的圆心角为  $4\alpha$ ,相邻台肩上的沟槽的错位角为  $2\alpha$ 。当阀芯旋转使 I、III 阀口打开,II、IV 阀口关闭时,P-B 相通,A-T 相通,液压缸右腔进油、左腔回油,液压缸活塞向左运动;阀芯继续旋转一定角度,使 II、IV 阀口打开,I、III 阀口关闭,P-A 相通,B-T 相通,液压缸左腔进油、右腔回油,液压缸活塞向右运动。阀芯匀速旋转时,阀芯沟槽与阀套窗口相配合的阀口面积大小呈周期性变化,油液进出液压缸的左右两腔的大小及方向也发生相位差为  $2\alpha$  的周期性变化,从而驱动液压缸

的活塞作周期性的往复运动。阀芯轴向往返移动时,改变了阀口面积梯度,其液压缸活塞振动幅值也相应发生改变。显然,通过调整阀芯的转速或阀芯沟槽与阀套窗口配合次数,可改变激振器的工作频率。

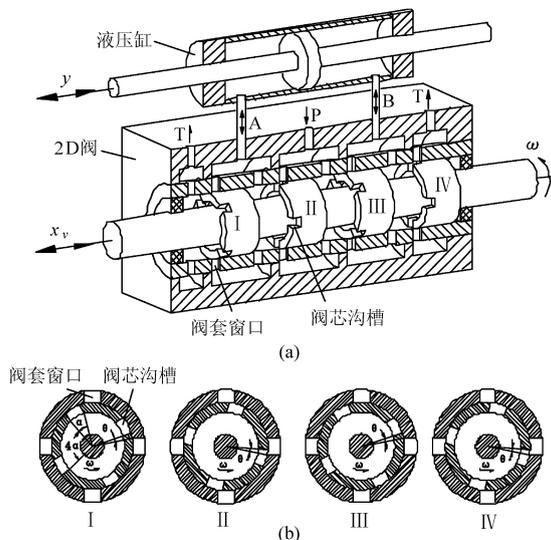


图 1 2D 阀控电液激振器工作原理图

Fig. 1 Work principle of electro-hydraulic vibration exciter based on a 2D valve

(a) 三维结构 (b) 阀芯剖面结构

### 1.2 动力机构工作过程

假设初始条件为阀口均关闭时,液压缸的活塞杆处于伸出的最大位置,运动速度为零。阀芯匀速转动,旋转角位移  $\theta$  从零开始增大,II、IV 阀口面积也随之从零逐渐增大,I、III 阀口处于关闭状态,液压缸左腔进油、右腔回油,产生液压推力推动活塞向右运动,此时的弹性负载相当于一拉伸弹簧,弹性负载力的方向与活塞运动方向一致,与液压推力共同推动活塞向右运动,形成“超越负载”,如图 2a 所示。由于“超越负载”的存在,活塞运动速度加快,使得阀开口尚未达到最大值时,活塞已处于中位,此时弹簧处于自然状态。当角位移  $\theta$  增大到  $\alpha$ ,并继续增大到  $2\alpha$  时,II、IV 阀口面积也随之增大到最大值,并从最大值逐渐减小为零,I、III 阀口仍然关闭,活塞继续向右运动,由于经过了中点位置,所以弹性负载由原来的拉伸变为压缩状态,负载方向力与活塞运动方向相反,成为正常负载,阻碍活塞继续运动,使其速度减慢,最后处于缩进的最大位置,如图 2b 所示。

阀芯继续转动,角位移  $\theta$  从  $2\alpha$  增大到  $4\alpha$  过程中,I、III 阀口面积从零逐渐增大到最大值,再从最大值逐渐减小到零,II、IV 阀口一直关闭,活塞从最大的缩进位置回缩,最后处于伸出的最大位置,其工作原理与活塞向右运动相同。当阀芯连续旋转时,

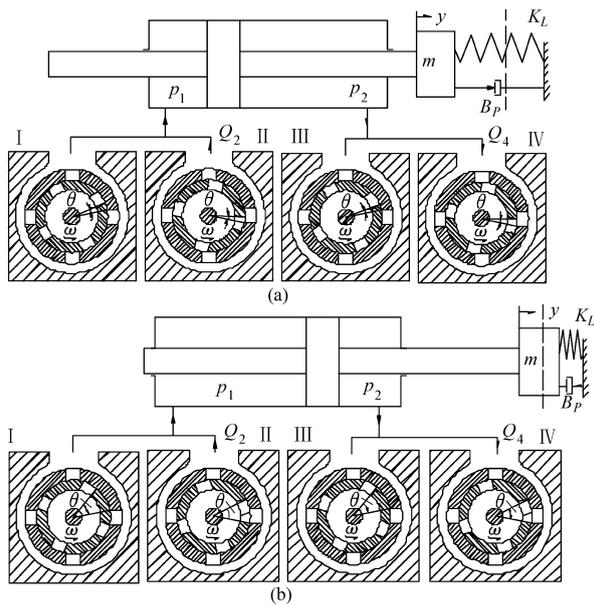


图2 活塞向右运动系统简化图和各阀口的面积变化  
Fig.2 Sketch of piston moving in the right direction and change of every valve opening area

(a) “超越负载”工作过程 (b) 正常负载工作过程

活塞运动和各阀口面积变化不断重复上述变化过程,呈现周期变化规律。

## 2 数学模型的建立

液压动力机构如图2所示,供油压力为  $p_s$ , 负载压力为  $p_L$ , 供油量为  $Q_s$ , 负载流量为  $Q_L$ , 液压缸两腔压力分别为  $p_1$  和  $p_2$ , 两腔体积为  $V_1$  和  $V_2$ 。

通过 I、II、III 和 IV 阀口的流量

$$Q_1 = C_d A_{v1} \sqrt{2(p_s - p_2)/\rho} \quad (1)$$

$$Q_2 = C_d A_{v2} \sqrt{2(p_s - p_1)/\rho} \quad (2)$$

$$Q_3 = C_d A_{v3} \sqrt{2p_1/\rho} \quad (3)$$

$$Q_4 = C_d A_{v4} \sqrt{2p_2/\rho} \quad (4)$$

式中  $C_d$ ——流量系数  $\rho$ ——油液密度

$A_{vi}$ ——各阀口截流面积 ( $i=1, 2, 3, 4$ )

2D 阀阀口面积  $A_v$  为阀芯台肩上的沟槽与阀套上的窗口构成的矩形面积, 一边为阀芯轴向边长  $x_v$ , 另一边长为阀芯沟槽与阀套窗口接触边弧长, 由于阀芯沟槽宽度对应圆心角设计较小, 所以可近似为弦长  $y_v$ , 则得到  $A_v = x_v Z y_v$ , 其中  $Z$  为阀芯沟槽数。

阀芯台肩周向开口设计为匹配-对称的结构, 即阀芯旋转某一角位移, 进、回节流窗口面积相等; 轴向正、反两个方向位移量相同时, 相应节流窗口面积也相等, 则负载流量为

$$Q_L = C_d A_{v2} \sqrt{(p_s - p_L)/\rho} \quad (0 < \theta < 2\alpha) \quad (5)$$

$$Q_L = -C_d A_{v1} \sqrt{(p_s + p_L)/\rho} \quad (2\alpha < \theta < 4\alpha) \quad (6)$$

式中的负号表示负载流量  $Q_L$  的方向相反即从负载

流回 2D 阀。

根据活塞处于中位的假设, 两油腔总容积  $V_t = 2V_1 = 2V_2$ ,  $Q_L = Q_1 = Q_2$ , 并设泄漏量为零, 则液压缸流量连续方程为

$$Q_L = A_p \frac{dy}{dt} + \frac{V_t}{4E_h} \frac{dp_L}{dt} \quad (7)$$

式中  $A_p$ ——活塞有效面积

$y$ ——活塞位移

$E_h$ ——有效体积弹性模量

活塞及负载的动力学方程为

$$A_p p_L = m \frac{d^2 y}{dt^2} + B_p \frac{dy}{dt} + K_L y + F_L \quad (8)$$

式中  $B_p$ ——阻尼系数  $K_L$ ——弹簧刚度

$m$ ——活塞质量

由于低频段振动频率小于液压固有频率, 这样负载以弹性力为主, 加速度影响极小, 不考虑外负载力和阻尼, 则式(8)化简为

$$p_L = K_L y / A_p \quad (9)$$

令系数  $C = C_d x_v Z / \left[ \omega \sqrt{\rho} \left( A_p + \frac{V_t K_L}{4E_h A_p} \right) \right]$ , 在前

半周期, 由式(5)、(7)、(9)可得

$$C y_v d\theta = \frac{1}{\sqrt{p_s - K_L y / A_p}} dy \quad (10)$$

在后半周期, 由式(6)、(7)、(9)可得

$$-C y_v d\theta = \frac{1}{\sqrt{p_s + K_L y / A_p}} dy \quad (11)$$

## 3 振动波形解析

### 3.1 阀芯与阀套接触边弧长的求解

假设液压缸活塞位移波形为一相位差  $\alpha$  的正弦波  $y = y_{\max} \sin(\theta - \alpha)$ , 式中  $y_{\max}$  为最大位移, 这与初始条件一致, 即活塞杆伸出位置为负, 缩进位置为正。将振动波形分别代入式(10)和式(11), 进行求导, 并令  $b_v = \text{sign}(2\alpha - \theta) y_v$ , 综合前后半个周期的求解, 得到阀芯沟槽与阀套窗口接触边弧长表达式为

$$b_v = \frac{y_{\max} \sqrt{A_p} \sin\theta}{C \sqrt{p_s A_p - \text{sign}(\theta - 2\alpha) K_L y_{\max} \cos\theta}} \quad (12)$$

其中当负功压力等于系统压力, 即  $p_s = p_L$ , 活塞运动到最大的位移处,  $y_{\max} = p_s A_p / K_L$ , 可求得最大弧长为

$$|b_{vc}| = A_p \sqrt{p_s} / (C K_L) \quad (13)$$

由式(12)可知, 得到正弦振动波形时, 输入波形并不是一个正弦波, 但随着振幅的减小, 越趋于正弦波, 如图3所示。图中弧长波形表现出来的斜偏, 是由于活塞若按照正弦波形往复运动, 那么阀口开大或减小的速率不应相同, 在“超越负载”过程中,

阀口应以较小速率增大,而在正常负载过程中,应以较快速度关闭阀口。

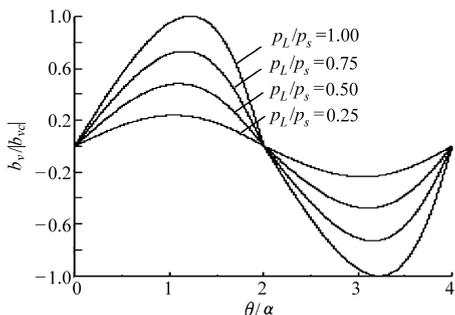


图3 阀芯与阀套接触边弧长波形

Fig.3 Peripheral width variation of the valve port

输入波形不是一个单一频率的正弦波,其中含有许多高频分量,对于传统的电液伺服阀,由于频宽有限,常常采用闭环控制,但仍难于满足条件,使得振动波形即使在低频段的较高频率范围内也很难得到正弦波形。

### 3.2 活塞位移波形解析解

2D 阀阀芯旋转角位移  $\theta$  从零增大到  $2\alpha$ , II、IV 阀口打开,  $b_v$  取正;  $\theta$  从  $2\alpha$  增大到  $4\alpha$ , 阀口 I、III 打开,  $b_v$  取负。由于阀芯匀速转动,  $y_v$  呈线性变化, 所以  $b_v$  呈一上升与下降过程斜率变化几乎相等的三角波, 如图 4 所示。假设含有符号函数的阀芯与阀套接触边弧长表达式为

$$b_v = \begin{cases} \frac{\pi r \theta}{16\omega\alpha} & (\theta \in [0, \alpha]) \\ \frac{\pi r}{8\omega} - \frac{\pi r \theta}{16\omega\alpha} & (\theta \in [\alpha, 2\alpha]) \\ \frac{\pi r}{8\omega} - \frac{\pi r \theta}{16\omega\alpha} & (\theta \in [2\alpha, 3\alpha]) \\ -\frac{\pi r}{4\omega} + \frac{\pi r \theta}{16\omega\alpha} & (\theta \in [3\alpha, 4\alpha]) \end{cases} \quad (14)$$

式中  $r$ ——阀芯半径

$\omega$ ——阀芯旋转角速度

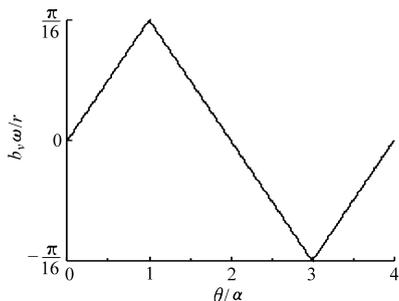


图4 2D 阀阀芯与阀套接触边弧长波形

Fig.4 Peripheral width variation of the 2D valve ports

将第一、二段函数代入式(10), 第三、四段函数代入式(11), 分六段积分解得活塞位移表达式为

$$y =$$

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{A_p}{K_L} \left\{ p_s - \left[ \sqrt{p_s - \frac{K_L y_{\max}}{A_p} - \frac{\pi r K_L C}{64\omega\alpha A_p} \theta^2} \right]^2 \right\} \\ & \quad (\theta \in [0, \theta_1]) \\ & \frac{A_p}{K_L} \left\{ p_s - \left[ \sqrt{p_s - \frac{\pi r K_L C}{64\omega\alpha A_p}} (\theta^2 - \theta_1^2) \right]^2 \right\} \\ & \quad (\theta \in [\theta_1, \alpha]) \\ & \frac{A_p}{K_L} \left\{ p_s - \left[ \sqrt{p_s - \frac{K_L y_a}{A_p} - \frac{\pi r C K_L}{16\omega A_p} \left( \theta - \frac{\theta^2}{4\alpha} - \frac{3\alpha}{4} \right)} \right]^2 \right\} \\ & \quad (\theta \in [\alpha, 2\alpha]) \\ & -\frac{A_p}{K_L} \left\{ p_s - \left[ \sqrt{p_s + \frac{K_L y_{\max}}{A_p} + \frac{\pi r C K_L}{16\omega A_p} \left( \theta - \frac{\theta^2}{4\alpha} - \alpha \right)} \right]^2 \right\} \\ & \quad (\theta \in [2\alpha, \theta_2]) \\ & -\frac{A_p}{K_L} \left\{ p_s - \left[ \sqrt{p_s + \frac{\pi r C K_L}{16\omega A_p} \left( \theta - \frac{\theta^2}{4\alpha} - \theta_2 + \frac{\theta_2^2}{4\alpha} \right)} \right]^2 \right\} \\ & \quad (\theta \in [\theta_2, 3\alpha]) \\ & -\frac{A_p}{K_L} \left\{ p_s - \left[ \sqrt{p_s + \frac{K_L y_b}{A_p} - \frac{\pi r C K_L}{8\omega A_p} \left( \theta - \frac{\theta^2}{8\alpha} - \frac{15\alpha}{8} \right)} \right]^2 \right\} \\ & \quad (\theta \in [3\alpha, 4\alpha]) \end{aligned} \right. \quad (15)$$

活塞向右运动, 处于中位时, II、IV 阀口角位移为

$$\theta_1 = \left[ \frac{64\alpha\omega A_p}{\pi r C K_L} \left( \sqrt{p_s - \frac{K_L y_{\max}}{A_p}} - \sqrt{p_s} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (16)$$

活塞运动过中位后, 在  $\theta = \alpha$  时, 活塞过中点处于液压缸右腔的位置为

$$y_a = \frac{A_p}{K_L} \left\{ p_s - \left[ \sqrt{p_s - \frac{\pi r C K_L}{64\omega\alpha A_p}} (\alpha^2 - \theta_1^2) \right]^2 \right\} \quad (17)$$

活塞向左运动, 处于中位时, I、III 阀口角位移为

$$\theta_2 = \left[ \frac{64\alpha A_p \omega}{\pi r C K_L} \left( \sqrt{p_s + \frac{K_L y_{\max}}{A_p}} - \sqrt{p_s} \right) \right]^{\frac{1}{2}} + 2\alpha \quad (18)$$

当  $\theta = 3\alpha$  时, 活塞过中点处于液压缸左腔的位置为

$$y_b = \frac{A_p}{K_L} \left\{ -p_s + \left[ \sqrt{p_s + \frac{\pi r C K_L}{16\omega A_p}} \left( 3\alpha - \frac{9\alpha}{4} - \theta_2 + \frac{\theta_2^2}{4\alpha} \right) \right]^2 \right\} \quad (19)$$

由方程初始条件可知振动波形与输入波形相差  $\alpha$  相位角, 由于负载力方向的改变, 活塞速度变化规律在前后半个周期不对称, 导致激振波形呈现上升过程与下降过程不对称, 这种不对称度取决于 2D 阀轴向开口, 如图 5 所示。

当 II、IV ( I、III ) 阀口变化到  $2\alpha$  ( $4\alpha$ ) 处时, 负载压力恰好等于系统压力, 即  $p_s = p_L$ , 活塞运动到最大的位移处,  $y_{\max} = p_s A_p / K_L$ , 此时波形为临界饱和状

态。由于临界状态时  $\theta_1$  可求知,进而  $y_a$  可求,将其代入分段函数的第三段,可推导出此时阀芯轴向位移为临界值  $x_{vc}$ ,其表达式为

$$x_{vc} = \frac{32\omega^2 A_p \sqrt{2\rho} [A_p + V_i K_L / (4E_h A_p)]}{\pi r \alpha Z C_d K_L} \quad (20)$$

当阀芯轴向开口小于临界值时,随着  $x_v$  的减小,波形振幅越小,振动波形为非饱和状态,波形越趋于对称,由式(7)或推出,振动波形越趋于阀口输入三角波的积分波形。当阀芯轴向开口大于临界值时,波形出现饱和。振动波形现出两段直线,对应着两个饱和值,随着  $x_v$  的继续增大,饱和现象越明显,逐渐趋近方波。这是由于液压缸一腔压力上升为系统压力,另一腔压力降为零,两腔压力差等于系统压力,出现压力饱和,所以尽管阀口打开,但没有油液流过阀口,这使得活塞在这个过程中一直处于最大位移处。

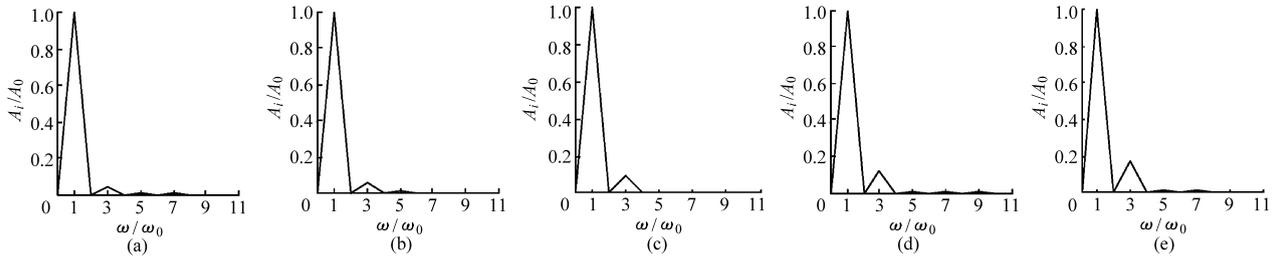


图5 解析的振动波形

Fig. 5 Analytical excited waveforms

### 3.3 波形频谱分析

对图5各波形进行傅氏变换<sup>[8]</sup>,如图6所示,频谱图中只含有偶对称项的奇次谐波分量,由此可知振动波是周期奇函数,其中波形主频为  $\omega_0$ ,基波幅值为  $A_0$ ,随着波形的饱和,谐波分量也逐渐增大。

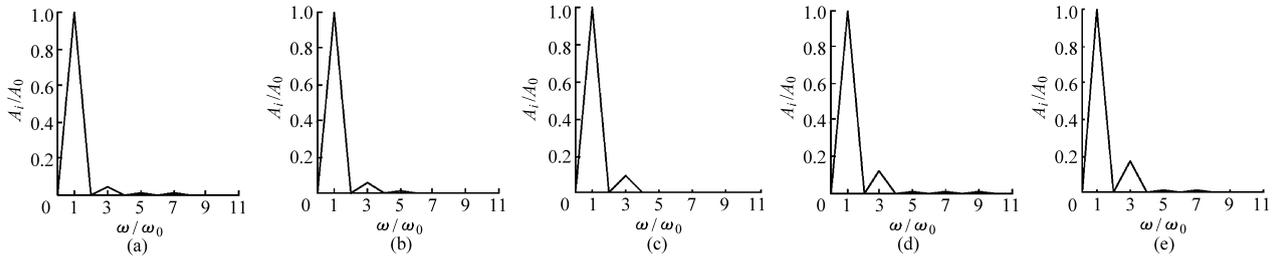


图6 振动波形的频谱图

Fig. 6 Spectrum analysis of excited waveforms

(a)  $x_v/x_{vc} = 0.2$  (b)  $x_v/x_{vc} = 0.6$  (c)  $x_v/x_{vc} = 1.0$  (d)  $x_v/x_{vc} = 1.2$  (e)  $x_v/x_{vc} = 1.6$

## 4 激振器振动实验

2D 阀控电液激振器实验系统主要由液压源系统、2D 阀、台面以及控制系统等组成,其原理图如图7所示。通过所设计的上位机通讯软件对激振控制箱内的前置计算机发出指令信号,前置计算机将指令发送给步进电动机控制器,由步进电动机驱动2D 阀阀芯作匀速旋转,另一步进电动机带动连在阀

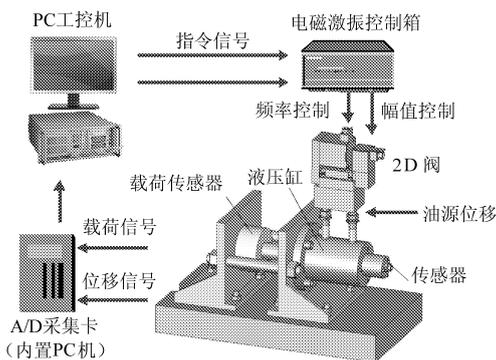


图7 2D 阀控电液激振台系统原理图

Fig. 7 Principle of the electro-hydraulic vibration system controlled with by a 2D valve

芯上的凸轮机构使其产生轴向位移。载荷传感器与位移传感器分别测量液压缸的输出力和活塞位移,通过内置工控机 PCI 插槽的高速 A/D 采集卡获得载荷信号和位移信号,波形在 PC 工控机的上显示并保存。

图8给出振动频率为 40 Hz 时,解析结果和实际波形的对比,波形表现出上升与下降过程的不对称,其不对称程度取决于 2D 阀轴向开口的大小。当轴向开口达到临界值时,振动波形处于临界饱和,不对称表现最为显著;随着轴向开口处于临界值以

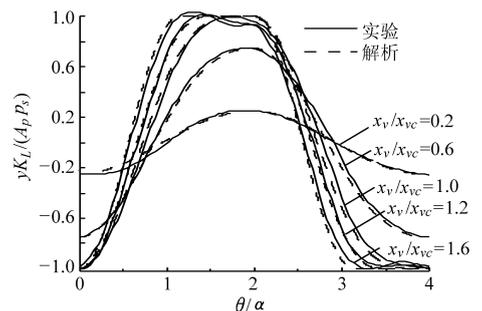


图8  $f = 40$  Hz 时不同轴向开口振动波形

Fig. 8 Waveforms of the different valve opening area ratios at 40 Hz

下并继续减小,振动波形趋于对称的类正弦波;当超过临界值时,波形饱和,并随着其开口的增大,饱和趋于明显,这与解析分析的结果一致。只是饱和值并非直线,这是由于压力饱和使运动中的活塞的速

度突降为零,活塞对油液造成液压冲击所致。

在实验中将振动波形偏置设为零,对图8波形进行傅氏变换后如图9所示,波形中依然含有直流分量,由于分量较小,所以对频率的抽取影响较小。

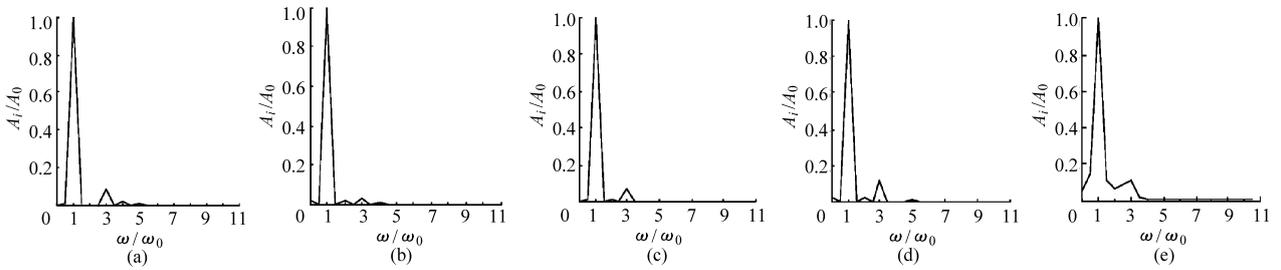


图9  $f = 40$  Hz 时不同轴向开口下振动波形频谱图

Fig. 9 Spectrum analysis of excited waveforms as the linear opening changed at 40 Hz

(a)  $x_v/x_{vc} = 0.2$  (b)  $x_v/x_{vc} = 0.6$  (c)  $x_v/x_{vc} = 1.0$  (d)  $x_v/x_{vc} = 1.2$  (e)  $x_v/x_{vc} = 1.6$

当振动频率为 200 Hz 时,解析结果和实际波形的对比如图 10 所示,随着频率的提高,由式(20)可知阀芯轴向位移的临界值会以平方关系增大,由于机械设计加工已成型,所以波形不会饱和。

移  $x_v$  与临界值  $x_{vc}$  比值的增大,波形失真度越大。理论上,当  $x_v$  与  $x_{vc}$  的比值趋近零时,三角波积分得到的波形失真度为 3.7%;当  $x_v$  与  $x_{vc}$  的比值趋近无限大时,饱和波形渐进于方波,失真度为 43.8%。虽然解析结果表明,在低频段,振动波形规律和失真度与频率关系很小,几乎可不予考虑,但是实验结果是随激振频率提高到 200 Hz,波形失真度较其他低频振动波形大,这是由于本实验中,液压固有频率为 1 000 Hz,振动波形的 5 次谐波的频率等于液压固有频率,这样 5 次谐波分量被放大,由于液压机构欠阻尼特性,使得振动波形失真较明显,并且出现的谐振点离主频较近,产生的影响也就较明显,但理论和实验表明只要 2D 阀的轴向开口小于临界值,其波形失真度就不大于 9.5%。

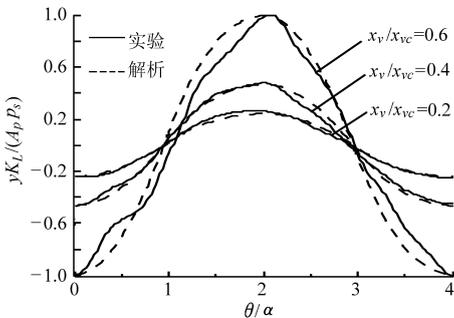


图 10  $f = 200$  Hz 时不同轴向开口振动波形

Fig. 10 Waveforms of the different valve opening area ratios at 200 Hz

对图 10 实际波形进行频谱分析,如图 11 所示,频谱中含有明显的高频分量。

### 5 结论

(1) 由于液压系统的非线性,若获得正弦波的振动波形,阀口面积变化并非单一频率波形,由于电液伺服阀频宽有限,阀口面积变化难于满足此条件。

(2) 2D 阀控电液激振器输入波形近似为一上升与下降过程对称的三角波,在低频段,由于主要受负载力方向改变的影响,激振波形表现出上升与下

根据频谱图图 6、图 9 和图 11,计算解析解与实验得到振动波形的失真度,如图 12 所示。失真度  $d = \frac{1}{A_0} \sqrt{A_1^2 + A_2^2 + A_3^2 + A_4^2 + A_5^2 + \dots} \times 100\%$ , 其中  $A_0$  为基波分量,  $A_i$  为各次谐波分量。随着阀芯轴向位

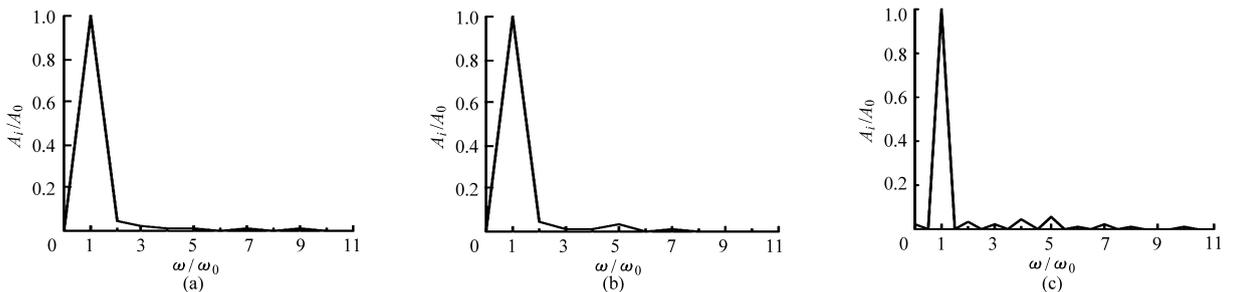


图 11  $f = 200$  Hz 时不同轴向开口下振动波形频谱图

Fig. 11 Spectrum analysis of excited waveforms as the linear opening changed at 200 Hz

(a)  $x_v/x_{vc} = 0.2$  (b)  $x_v/x_{vc} = 0.4$  (c)  $x_v/x_{vc} = 0.6$

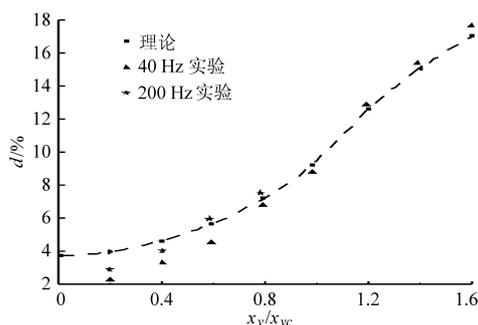


图 12 理论与实际振动波形失真度对比

Fig. 12 Comparison of the waveform distortions of tests measured and calculated values

降过程的不对称,其不对称度取决于阀芯轴向开

口的大小。

(3) 当 2D 阀芯轴向开口达到某一临界值时,振动波形处于临界饱和状态;随着阀芯轴向开口的减小,振动波形非饱和,趋于三角波的积分波形;当超过临界值时,波形饱和,并随着轴向开口的增大波形趋近于方波。

(4) 失真度随阀芯轴向开口的变化与理论分析一致,在低频段,虽然解析的振动波形失真度几乎与频率无关,但是随着频率提高到 200 Hz 或者更高,要考虑到液压谐振对波形以及失真度的影响,但理论和实验表明只要 2D 阀的轴向开口小于临界值,其波形失真度就不大于 9.5%。

### 参 考 文 献

- Ruan J, Burton R T. An electrohydraulic vibration exciter using a two-dimensional valve[J]. Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers Part 1—Journal of Systems and Control Engineering, 2009, 223(12): 135~147.
- Camp J D. Random load fatigue test on automotive components and structures[C]//Advanced Testing Techniques, ASTM 72nd Annual Meeting, 1970: 46~58.
- Kusner D A, Rood J D, Burton G B. Signal reproduction fidelity of servohydraulic testing equipment[C]//Proceedings of the 10th World Conference on Earthquake Engineering, Rotterdam, Netherland. 1992: 2 683~2 688.
- Kazuyoshi Ueno, Yoshikado Yamauchi. Measuring system for transfer function matrix of a system to be controlled in multi-degree of freedom vibration control: US, 6377900[P]. 2002-04-23.
- Suzuki Mikio, Miyahara Shinobu, Kitagawa Toru, et al. Effect of mold oscillation curves on heat transfer and lubrication behaviour in mold at high speed continuous casting of steel slabs[J]. 鐵と鋼, 1992, 78(1): 113~120.
- 李宪奎, 吴晓明, 方一鸣, 等. 构造结晶器非正弦振动波形函数的方法[J]. 机械工程学报, 2000, 36(1): 67~70.  
Li Xiankui, Wu Xiaoming, Fang Yiming, et al. Method to construct waviness function of mold non-sinusoidal oscillation[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(1): 67~70. (in Chinese)
- 王考, 陶俊勇, 陈循. 气动式振动台激励信号及其影响因素分析[J]. 振动工程学报, 2007, 20(3): 249~254.  
Wang Kao, Tao Junyong, Chen Xun. Analysis of exciting signals and their affecting factors of repetitive shock machines[J]. Journal of Vibration Engineering, 2007, 20(3): 249~254. (in Chinese)
- 宫福昌, 左曙光, 张友坤. 激振式扭转疲劳试验台载荷波形畸变分析[J]. 农业机械学报, 1993, 24(3): 70~75.  
Gong Fuchang, Zuo Shuguang, Zhang Youkun. An analysis on the deformity torque waves occurring in torque-fatigue test on the centrifugal stimulated vibratory torque-fatigue testing stand[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1993, 24(3): 70~75. (in Chinese)

(上接第 209 页)

- 郑小军, 陶薇. 基于 AMESim 的液压挖掘机运动及控制仿真[J]. 液压气动与密封, 2009, 29(2): 24~26.  
Zheng Xiaojun, Tao Wei. Motion simulation and control parameters of hydraulic excavator based on AMESim software[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2009, 29(2): 24~26. (in Chinese)
- 于淼, 石博强. 基于 AMESim 的铰接式卸车液压制动系统建模与仿真[J]. 机床与液压, 2009, 37(3): 152~154.  
Yu Miao, Shi Boqiang. Modeling and simulation of ADT hydraulic brake system using AMESim[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2009, 37(3): 152~154. (in Chinese)
- 赵韩, 钱德猛. 基于 ANSYS 的汽车结构轻量化设计[J]. 农业机械学报, 2005, 36(6): 12~15.  
Zhao Han, Qian Demeng. Research on lightweight design of automobile structure based on ANSYS[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(6): 12~15. (in Chinese)
- 刘大维, 孙海霞, 董振国, 等. 半挂牵引车车架异常断裂原因分析[J]. 农业机械学报, 2007, 38(6): 30~33.  
Liu Dawei, Sun Haixia, Dong Zhenguo, et al. Analysis on the causes of frame abnormal rupture in semi-trailer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(6): 30~33. (in Chinese)