

流量振动控制在挖掘特性分析中的应用^{*}

韩 军, 徐 亮, 肖 伟, 庄静伟, 顾 俊

(总装工程兵科研一所 无锡, 214035)

摘要 建立了挖掘工作装置坐标变换、振动驱动机构和求解振动挖掘力的理论模型,在铲斗驱动油缸上施加静力挖掘和振动挖掘流量复合控制信号,分析了不同频率、波形和流量控制比例条件下,振动挖掘作业的挖掘力特性、轨迹分布以及作业效率。在流量振动控制信号中,利用傅里叶级数方法解决了方波、三角波信号在常规条件不能求导的技术难题,并用数值计算方法和试验对流量振动控制模型进行了验证、分析。结果表明,基于铲斗油缸驱动的振动挖掘作业为一维振动挖掘,方波流量振动控制信号可获得较大的振动挖掘力,增加振动频率和流量控制比例可增加振动挖掘力。研究为振动挖掘控制参数的选择提供了理论依据。

关键词 振动挖掘; 挖掘力; 动力学分析; 流量振动控制

中图分类号 TH113.1; O311

引 言

振动挖掘作业系统是在普通液压挖掘机的基础上,嵌入了振动挖掘驱动控制模块,通过液压驱动挖掘作业装置的机构产生高速往复运动,使挖掘铲斗在常规静力挖掘力上叠加了振动冲击力,作用于挖掘土壤,以降低挖掘切削阻力,提高作业效率^[1-2]。在液压挖掘机振动挖掘作业控制试验研究中,液压驱动振动机构运动表现为很强的流量振动控制特征,流量振动控制是振动挖掘机构动力学研究的一个重要方面。

目前,对于振动挖掘方面的研究主要集中于振动切削机理方面^[3-7]。Saqib 等^[3]研究了在甜薯收获机上利用振动挖掘铲的作业方法,研究了振动频率、幅值和前进速度对土块大小、密度和破碎方面的影响,得出了当振动铲相对于静力挖掘,可有效地降低土块的密度,当振动铲的振动加速度值达到 $3g$ 时,可有效降低土壤密度(打碎)。Niyamapa 等^[4]研究了振动耕作工具与土壤的破碎机理之间的关系,试验表明由于振动作用,土壤出现脆性破坏时具有月牙形状的破坏面,随着振动速度增加,土块尺寸将减小。Muro 等^[5]针对凝灰岩材料,研究了振动切削频率、幅值和切削速度,以及获得最大挖掘力的振动波形,结果表明,振动时水平切削阻力与无振动时的

水平切削阻力比,呈双曲线下下降趋势,切削能量随着切削速度的增加呈双曲线下下降趋势,正弦波振动相对于三角波振动所需的能耗较小。文献[6]研究了振动掘削岩土的减阻机理,结果表明,振动载荷能够使土壤的内摩擦角变小,抗剪强度下降,最大主应力值减小,从而导致挖掘阻力降低,振动掘削最大掘削阻力可降低 50%。文献[7]提出了基于最小二乘支持向量机(least squares support vector machines, 简称 LS-SVM)的液压挖掘机振动掘削过程土壤参数在线辨识算法,进行了土壤固有频率等参数的在线辨识仿真和试验研究。

目前,随着液压振动技术^[8]的发展,通过液压多路换向阀双阀芯控制技术实现振动挖掘的参数化控制成为可能。双阀芯控制模式提供了换向阀控制的灵活性,通过软件编程可对执行机构出口进行压力、流量或压力流量组合控制^[9],其控制频率、波形和振动与静力挖掘流量控制比例参数,对振动挖掘特性具有重要的影响。笔者建立了振动挖掘装置的理论模型,给出了流量振动控制信号模型,对某型液压挖掘机利用数值计算方法分析了不同频率、波形和流量控制比例条件下,振动挖掘力的特性、轨迹分布和作业效率,为振动挖掘控制参数选择提供理论基础,并利用试验对理论计算模型和部分仿真计算结果进行了验证。

^{*} 总装“十二五”预研资助项目(ZLY2011415)

收稿日期:2014-05-01;修回日期:2014-12-17

1 振动挖掘装置理论模型

1.1 挖掘装置平面坐标变换

图 1 为某型液压挖掘机作业装置运动学模型,以回转平台支承中心点 O 为坐标原点,建立基 $\{A\}$ 坐标系 $O-x_1y_1z_1$;以动臂回转点 O_1 为坐标原点建立基 $\{B\}$ 坐标系 $O_1-x_2y_2z_2$;以斗杆回转点 O_2 为坐标原点建立 $\{C\}$ 坐标系 $O_2-x_3y_3z_3$;以铲斗回转点 O_3 为坐标原点建立 $\{D\}$ 坐标系 $O_3-x_4y_4z_4$ 。 α_1 为 $\{B\}$ 坐标系相对 $\{A\}$ 坐标系旋转角度, α_2 为 $\{C\}$ 坐标系相对 $\{B\}$ 坐标系旋转角度, α_3 为 $\{D\}$ 坐标系相对 $\{C\}$ 坐标系旋转角度。

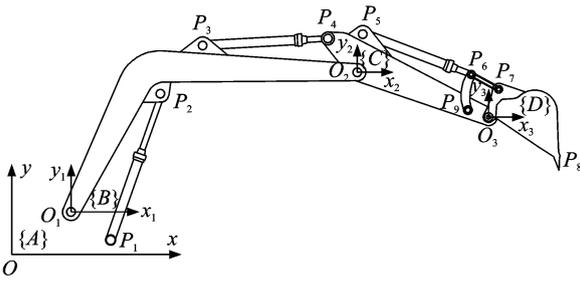


图 1 挖掘作业装置运动学模型

Fig.1 Kinematics model of excavating device

利用 Denavit 和 Hartenberg 坐标变换法^[10],得到如下变换矩阵

$${}^A_B T = \begin{bmatrix} \cos\alpha_1 & -\sin\alpha_1 & 0 & {}^A O_{1x} \\ \sin\alpha_1 & \cos\alpha_1 & 0 & {}^A O_{1y} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

$${}^B_C T = \begin{bmatrix} \cos\alpha_2 & -\sin\alpha_2 & 0 & {}^B O_{2x} \\ \sin\alpha_2 & \cos\alpha_2 & 0 & {}^B O_{2y} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$${}^C_D T = \begin{bmatrix} \cos\alpha_3 & -\sin\alpha_3 & 0 & {}^C O_{3x} \\ \sin\alpha_3 & \cos\alpha_3 & 0 & {}^C O_{3y} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

式(1)~(3)中, ${}^A O_{1x}$, ${}^A O_{1y}$ 分别为 O_1 点相对于 $\{A\}$ 坐标系的坐标; ${}^B O_{2x}$, ${}^B O_{2y}$ 分别为 O_2 点相对于 $\{B\}$ 坐标系的坐标; ${}^C O_{3x}$, ${}^C O_{3y}$ 分别为 O_3 点相对于 $\{C\}$ 坐标系的坐标。这样,可以得到 P_i 点在 $\{A\}$ 坐标系内的表达 ${}^A P_i (i = 2, 3, \dots, 9)$,分别为

$${}^A P_i = {}^A_B T {}^B P_i \quad (4)$$

其中: ${}^B P_i (i=2,3)$ 为 P_i 点在 $\{B\}$ 坐标系内的表达。

$${}^A P_i = {}^A_B T {}^B_C T {}^C P_i \quad (5)$$

其中: ${}^C P_i (i=4,5,9)$ 为 P_i 点在 $\{C\}$ 坐标系内的表达。

$${}^A P_i = {}^A_B T {}^B_C T {}^C_D T {}^D P_i \quad (6)$$

其中: ${}^D P_i (i=7,8)$ 为 P_i 点在 $\{D\}$ 坐标系内的表达。

另外,点 ${}^A O_2$ 和 ${}^A O_3$ 的变换关系分别为

$${}^A O_2 = {}^A_B T {}^B O_2 \quad (7)$$

$${}^A O_3 = {}^A_B T {}^B_C T {}^C O_3 \quad (8)$$

利用式(1)~(8)可以得到铲斗斗齿点 P_8 的相对于基坐标系 $\{A_0\}$ 的坐标,即在回转、动臂油缸、斗杆油缸和铲斗油缸变量作用下的运动轨迹。

1.2 振动驱动机构运动学模型

挖掘机振动挖掘作业是通过铲斗油缸产生振动,首先驱动三角形机构 $P_5 P_6 P_9$,然后再驱动四连杆机构 $P_6 P_7 P_9 O_3$,使铲斗产生振动,进行振动挖掘作业。首先分析三角形 $P_5 P_6 P_9$ 驱动机构关系,如图 2 所示。

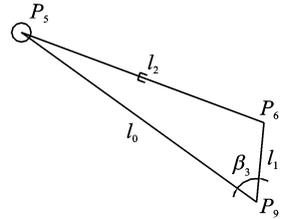


图 2 三角形驱动机构

Fig.2 Kinematics model of bucket's cylinder rod

设作用于铲斗液压油缸 $P_5 P_6$ 大腔液压油的静力分力流量和振动挖掘分力流量分别为 $q_s(t)$ 和 $q_v(t)$,液压油作用于铲斗油缸,在某一时间 t ,铲斗油缸的位移 $P_5 P_6$ 表示为

$$l_2(t) = l_{20} + l_{2x}(t) + \Delta l_2(t) \quad (9)$$

其中: l_{20} 为油缸未伸缩时的长度,即 $|P_5 P_6|$; $l_{2x}(t)$ 为手动控制时油缸的伸长量, $l_{2x}(t) = q_s(t)/S_0$, S_0 为铲斗油缸的大腔截面积; $\Delta l_2(t)$ 为油缸输入液压振动信号时的位移量, $\Delta l_2(t) = q_v(t)/S_0$, $q_v(t)$ 可以是三角波、正弦或方波函数。

对式(9)求 t 的 1 阶和 2 阶导数,有

$$\dot{l}_2(t) = \dot{l}_{2x}(t) + \dot{\Delta l}_2(t) \quad (10)$$

$$\ddot{l}_2(t) = \ddot{l}_{2x}(t) + \ddot{\Delta l}_2(t) \quad (11)$$

式中的 1 阶、2 阶导数分别表示液压油缸手动控制与自动控制振动时的速度、加速度值。

对于图 2 中的三角形机构,有

$$l_2^2(t) = l_0^2 + l_1^2 - 2l_0 l_1 \cos\beta_3 \quad (12)$$

$$\text{得到 } \beta_3 = \arccos\left(\frac{l_0^2 + l_1^2 - l_2^2(t)}{2l_0l_1}\right) \quad (13)$$

$$\dot{\beta}_3 = \frac{2l_2(t)\dot{l}_2(t)}{\sqrt{4l_0^2l_1^2 - (l_0^2 + l_1^2 - l_2^2(t))^2}} \quad (14)$$

式(13)两边分别对时间函数 t 求 1 次、2 次导

$$\ddot{\beta}_3 = \frac{2(\dot{l}_2^2(t) + l_2(t)\ddot{l}_2(t))\sqrt{4l_0^2l_1^2 - (l_0^2 + l_1^2 - l_2^2(t))^2} - 2l_2(t)\dot{l}_2(t)C_t}{4l_0^2l_1^2 - (l_0^2 + l_1^2 - l_2^2(t))^2} \quad (15)$$

其中: $C_t = 2(4l_0^2l_1^2 - (l_0^2 + l_1^2 - l_2^2(t))^2)^{-0.5}(l_0^2 + l_1^2 - l_2^2(t))l_2(t)\dot{l}_2(t)$; $\dot{\beta}_3, \ddot{\beta}_3$ 分别为摇杆 P_6P_9 的角速度、角加速度, 令 $\omega_2 = \dot{\beta}_3, \epsilon_2 = \ddot{\beta}_3$ 。

利用矢量法^[11] 建立双摇杆四连杆机构 $P_6P_7P_9O_3$ 的运动学方程, 如图 3 所示, 有

$$\begin{cases} l_1 \cos\theta_2 + l_3 \cos\theta_3 - l_5 \cos\theta_1 - l_4 \cos\theta_4 = 0 \\ l_1 \sin\theta_2 + l_3 \sin\theta_3 - l_5 \sin\theta_1 - l_4 \sin\theta_4 = 0 \end{cases} \quad (16)$$

对式(16)两边分别求 t 的 1 阶和 2 阶导数, 并已知 P_9O_3 为连接架, $\omega_1 = 0, \epsilon_1 = 0$, 有

$$\begin{bmatrix} \omega_3 \\ \omega_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{l_1\omega_2 \sin(\theta_4 - \theta_2)}{l_3 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \\ \frac{l_1\omega_2 \sin(\theta_3 - \theta_2)}{l_4 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$\begin{bmatrix} \epsilon_3 \\ \epsilon_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{C \cos\theta_4 + D \sin\theta_4}{l_3 \sin(\theta_4 - \theta_3)} \\ \frac{C \cos\theta_3 + D \sin\theta_3}{l_4 \sin(\theta_4 - \theta_3)} \end{bmatrix} \quad (18)$$

其中: $C = l_1\epsilon_2 \sin\theta_2 + l_1\omega_2^2 \cos\theta_2 + l_3\omega_3^2 \cos\theta_3 - l_4\omega_4^2 \cos\theta_4$; $D = -l_1\epsilon_2 \cos\theta_2 + l_1\omega_2^2 \sin\theta_2 + l_3\omega_3^2 \sin\theta_3 - l_4\omega_4^2 \sin\theta_4$ 。

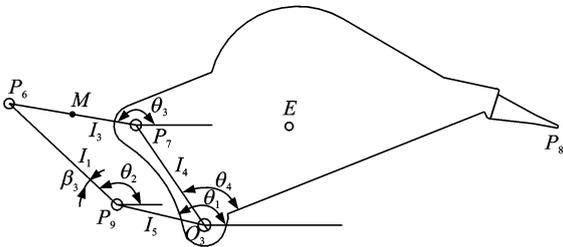


图 3 铲斗四连杆机构运动模型

Fig. 3 Kinematics model of bucket's four connecting bar

1.3 求解振动挖掘力模型

为了得到挖掘斗齿点的振动挖掘力, 首先利用动能原理求解铲斗相对于其铰点的等效转动惯量。由上述分析, 容易得到 ω_2, ω_3 和 ω_4 值、连杆 P_6P_9 和 P_7O_3 的空间位置、 P_6P_7 的运动瞬心 F 与其质量中心点的距离等参数, 这样, 可得到四连杆机构的转动惯量。设定摇杆 l_1 对点 P_9, l_4 对点 O_3, P_6P_7 对其质心及其运动瞬心 F 的转动惯量分别为 J_1, J_4, J_3 和 J'_3 , 根据动能定理, 振动机构的总动能为

$$T = T_0 + T_1 + T_4 + T_3 \quad (19)$$

其中: $T_0 = 0.5m_{22}\dot{l}_2^2(t), m_{22}$ 为活塞杆的质量; $T_1 =$

$$0.5J_1\omega_2^2; T_3 = 0.5(J_3 + J'_3)\omega_3^2; T_4 = 0.5m |O_3E|^2\omega_4^2, m \text{ 为铲斗质量。}$$

由式(14)可得到

$$\dot{l}_2(t) = c_3\omega_2 \quad (20)$$

其中: $c_1 = \sqrt{4l_0^2l_1^2 - (l_0^2 + l_1^2 - l_2^2(t))^2}/2l_2(t)$ 。

得到 $T_0 = 0.5m_{22}c_1^2\omega_2^2$, 设 J_V 为转换到铲斗上的系统等效转动惯量, 则有

$$0.5J_V\omega_4^2 = 0.5m_{22}c_1^2\omega_2^2 + 0.5J_1\omega_2^2 + 0.5(J_3 + J'_3)\omega_3^2 + 0.5J_4\omega_4^2 \quad (21)$$

化简上式, 得到

$$J_V = (m_{22}c_1^2 + J_1)\left(\frac{\omega_2}{\omega_4}\right)^2 + (J_3 + J'_3)\left(\frac{\omega_3}{\omega_4}\right)^2 + J_4 \quad (22)$$

根据平衡轴定理, 对于连杆 P_6P_7 , 有

$$J'_3 = J_3 + m_{67} |FM_3|^2 \quad (23)$$

其中: m_{67} 为杆 P_6P_7 的质量; FM_3 长度的可根据几何运算获得。

将式(23)带入式(22), 即可得到铲斗上系统的等效转动惯量。利用动量矩平衡原理可求得作用于挖掘斗斗齿上的振动挖掘力

$$F_{\text{tooth}} = M_{\text{bucket}} |O_3P_8| = J_V\epsilon_4 |O_3P_8| \quad (24)$$

其中: M_{bucket} 为铲斗上系统等效转动惯量。

2 流量振动控制信号模型

设铲斗振动挖掘时, 其振动挖掘流量 $q_V(t)$ 与手动控制流量 $q_S(t)$ 之比为 λ , 即

$$\lambda = q_V(t)/q_S(t) \quad (25)$$

容易知道, 手动控制铲斗液压缸运动(匀速)、静态挖掘部分铲斗油缸位移、速度和加速度信号分别为 $l_{2x}(t) = \frac{q_S(t)}{S_0}, \dot{l}_{2x}(t) = \frac{\dot{q}_S(t)}{S_0}$ 和 $\ddot{l}_{2x}(t) = 0$, 其中 S_0 为铲斗油缸大腔的截面积。

当振动挖掘输入正弦控制信号时, 铲斗油缸的位移信号为

$$\Delta l_2(t) = \frac{q_V(t)}{S_0} = \frac{q_{V\max} \sin(2\pi ft)}{S_0} \quad (26)$$

其中: $q_{V\max}$ 为铲斗振动时产生的最大流量; f 为液压流量的振动频率, 单位为 Hz。

容易得到其振动速度、加速度信号分别为

$$\dot{\Delta l}_2(t) = \frac{2\pi f q_{V\max} \sin(2\pi ft + \frac{\pi}{2})}{S_0}$$

$$\Delta \dot{l}_2(t) = \frac{-4\pi^2 f^2 q_{V\max} \sin(2\pi ft)}{S_0}$$

当振动挖掘输入方波控制信号时,铲斗油缸的位移信号为

$$\Delta l_2(t) = \frac{q_V(t)}{S_0} = \begin{cases} -\frac{q_{V\max}}{2S_0} & (-T/2 \leq t < 0) \\ \frac{q_{V\max}}{2S_0} & (0 \leq t \leq T/2) \end{cases} \quad (27)$$

其中: T 为振动周期。

由于方波信号的 1 阶、2 阶导数非连续,用傅里叶级数将其展开,得到

$$\Delta l_2(t) = \frac{2q_{V\max}}{\pi S_0} (\sin\omega_0 t + \frac{1}{3}\sin3\omega_0 t + \frac{1}{5}\sin5\omega_0 t + \dots + \frac{1}{n}\sin n\omega_0 t) \quad (28)$$

其中: $n=1,3,5,\dots$, 为奇次波分量; $\omega_0 = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f$ 。

式(28)两边对时间 t 求 1 阶和 2 阶导数,得到输入信号的速度、加速度信号,分别为

$$\Delta \dot{l}_2(t) = \frac{2\omega_0 q_{V\max}}{\pi S_0} (\cos\omega_0 t + \cos3\omega_0 t + \cos5\omega_0 t + \dots + \cos n\omega_0 t) \quad (29)$$

$$\Delta \ddot{l}_2(t) = \frac{-2\omega_0^2 q_{V\max}}{\pi S_0} (\sin\omega_0 t + 3\sin3\omega_0 t + 5\sin5\omega_0 t + \dots + n\sin n\omega_0 t) \quad (30)$$

同理,可获得三角波振动控制信号的位移、速度和加速度。

3 数值计算分析

以某型挖掘机为例,已知 $l_0 = 1\ 511\ \text{mm}$, $l_1 = 420\ \text{mm}$, $l_3 = 365\ \text{mm}$, $l_4 = 345\ \text{mm}$, $l_5 = 254\ \text{mm}$, 铲斗质量 $m_4 = 213\ \text{kg}$; 动臂的摆动范围为 $[0, 127^\circ]$, 斗杆摆动范围为 $[0, 119^\circ]$, 铲斗摆动范围为 $[0, 152^\circ]$; $P_i (i=1,2,\dots,9)$ 的局部坐标均为已知。挖掘作业装置的初始状态为动臂油缸伸展最大、铲斗和斗杆油缸最短位置。

3.1 振动挖掘铲斗斗齿的运动轨迹(包络图)

当动臂和斗杆确定在某一位置时 ($\alpha_1 = 35^\circ$, $\alpha_2 = 50^\circ$), 铲斗油缸产生振动,进行振动挖掘作业,挖掘轨迹如图 4 所示。在图 4 中,基本上看不到振动挖掘和静力挖掘斗齿时轨迹有什么差别,实际上,铲斗斗齿在静力挖掘上叠加了振动挖掘的运动。将图 4 局部放大可以看出,斗齿运动是振动挖掘和静力挖掘的叠加。图 5 为局部放大视图,部分视图由

2 根或多根轨迹曲线组成,说明基于铲斗油缸驱动的振动挖掘是在静力挖掘的基础上叠加了振动挖掘,其振动方向与斗齿的运动方向一致,是一种一维振动挖掘。

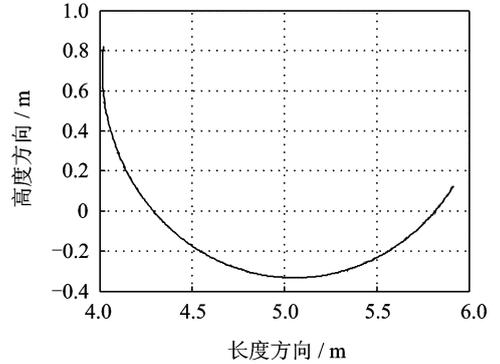


图 4 铲斗斗齿振动挖掘轨迹

Fig. 4 Vibration excavating trace of bucket tooth

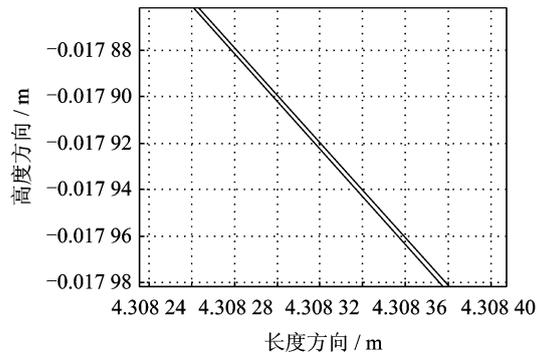


图 5 铲斗斗齿振动挖掘轨迹局部放大视图

Fig. 5 Local amplifying view for vibration excavating trace of bucket tooth

3.2 正弦、方波和三角波振动控制信号产生的振动挖掘力对比分析

振动挖掘控制信号输入分别为正弦、方波和三角波信号,振动频率为 $10\ \text{Hz}$, $\lambda = 0.2$, 动臂和斗杆位置分别为 $\alpha_1 = 35^\circ$, $\alpha_2 = 50^\circ$, 计算可得到铲斗斗齿点的振动挖掘力,挖掘力分布分别如图 6~图 8 所示。可以看出,其共同的特点是振动挖掘力的分布随时间的变化而变化,较大的振动挖掘力出现在两端,呈“浴盆”状分布,正弦波输入振动控制信号产生的最大振动挖掘力约为 $1.9\ \text{kN}$, 三角波信号约为 $26\ \text{kN}$, 方波产生的最大振动挖掘力约为 $58\ \text{kN}$ 。这是由于方波信号可以产生较大的加速值,可获得较大的振动挖掘力;而正弦信号过渡较为平缓,加速值较小,得到的振动挖掘力值也较小;三角波振动效果位于两者之间,这对于振动挖掘控制波形的选择具有重要意义。

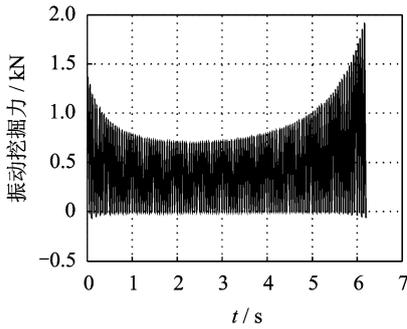


图6 正弦输入信号斗齿振动挖掘力

Fig. 6 Vibration excavating force of sine wave signal

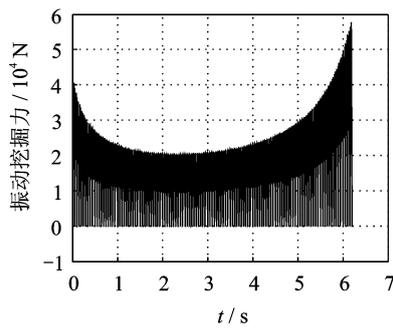


图7 方波输入信号斗齿振动挖掘力

Fig. 7 Vibration excavating force of square wave signal

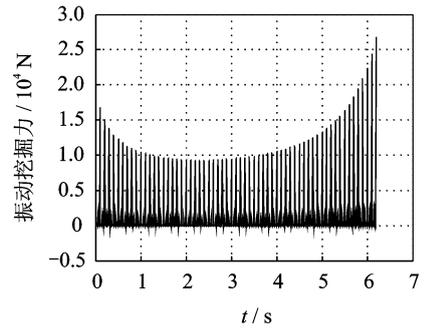


图8 三角波输入信号斗齿振动挖掘力

Fig. 8 Vibration excavating force of triangular wave signal

另外,对于用傅里叶级数表示的方波和三角波信号,通过数值分析表明,当傅里叶级数取10阶以上时,级数截断对数值分析结果影响较小。

3.3 同一输入振动控制信号、不同振动频率时的振动挖掘力分布情况

以三角波输入信号为例,不同频率的三角波信号与最大振动挖掘力分布情况如图9所示。从图9可以看出,随着频率的增加,最大振动挖掘力呈指数级增加,如振动频率为25 Hz时,最大振动挖掘力达到600 kN。可见,对于采取流量控制方式,可以通过增加振动频率的方式增加振动挖掘力。

3.4 同一输入振动控制信号、不同振动流量控制比例 λ 时的振动挖掘力分布情况

以三角波输入信号为例,不同振动流量控制比例 λ 与最大振动挖掘力分布情况如图10所示。从图10可以看出,随着流量控制比例的增加,最大振

动挖掘力也呈指数级增加。如振动流量控制比例 $\lambda=0.3$ 时,最大振动挖掘力达到30 kN。可见,对于采取流量控制方式,可以通过增加振动流量控制比例的方式来增加振动挖掘力。

3.5 振动挖掘作业效率分析

从上述分析可知,在振动挖掘作业时,通过振动流量控制,将铲斗大腔的液压动力源分成了两个部分,一部分用于驱动铲斗油缸实现静态挖掘,一部分用于振动挖掘。当 λ 值变大时,意味着用于振动挖掘的流量增大,而用于静态挖掘的流量会减小,在一定条件下,油缸走完完全行程的时间就会增加,其作业效率会降低。图11为铲斗油缸的作业时间与振动流量的关系图。从图11可以看出,当流量控制比例增加时,作业时间呈指数关系增加,导致作业效率下降。在实际作业中,需要根据作业对象的具体力学特征,来决定振动流量控制比例系数。在振动挖掘能够克服挖掘阻力的情况下,应尽量减少振动流量

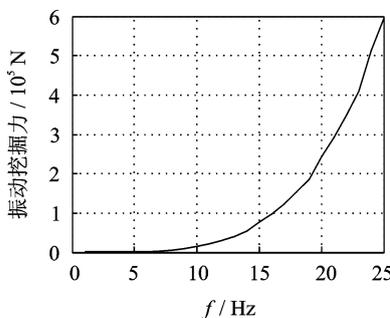


图9 不同频率的三角波信号最大振动挖掘力分布

Fig. 9 Maximum vibratory excavating force under different frequency of triangular wave signal

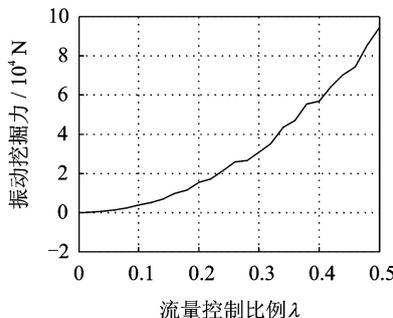


图10 不同 λ 三角波信号最大振动挖掘力分布情况

Fig. 10 Maximum vibratory excavating force under different λ of triangular wave signal

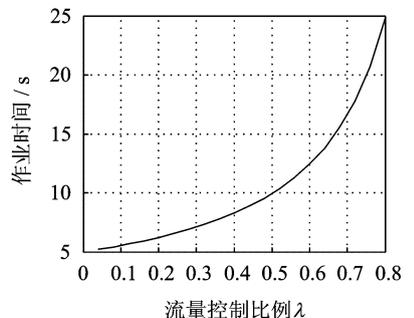


图11 铲斗油缸振动流量控制比例 λ 与作业时间关系

Fig. 11 Relationship of vibratory flow control ratio λ with operation time

控制比例系数,以提高振动挖掘作业效率。

4 试验验证

为了验证流量振动控制的数值分析结果,对液压挖掘机样机进行空载振动试验。对双阀芯控制阀分别输入方波、三角波和正弦波信号,频率均为 10 Hz,铲斗驱动总流量为 70 L/min,振动流量控制比例为 20%,同时测试双阀芯阀(通过控制器)和铲斗油缸大腔压力和流量,得到的测试数据如图 12~17 所示。其中:图 13,15,17 分别为铲斗在某一位 置状态下连续空载振动的测试数据;图 18 为同等条件下,输入正弦波时,计算模型得到的铲斗在一个作 业周期内大腔压力变化情况。

从图 12,14,16 可以看出,双阀芯阀可实现不同 输入波形的振动控制,控制波形较精确。由图 13, 15,17 可以看出,方波、三角波和正弦波在大腔产生 的最大振动压力分别为 3.5,2.6 和 2.2 MPa,结果 与 3.1 节数值仿真分析一致,即方波输入信号的振 动挖掘力较大,正弦波最小,三角波介于两者之间。 已知铲斗大腔直径和活塞杆直径分别为 0.085 和 0.055 m,其液压油有效作用面积分别为 S_1 和 S_2 , 由铲斗油缸大腔压力传感器和双阀芯内部接铲斗油

缸大腔压力传感器,可得到双阀芯至铲斗油缸油管 的压力损失 Δp 。根据油缸力平衡条件,已知铲斗油

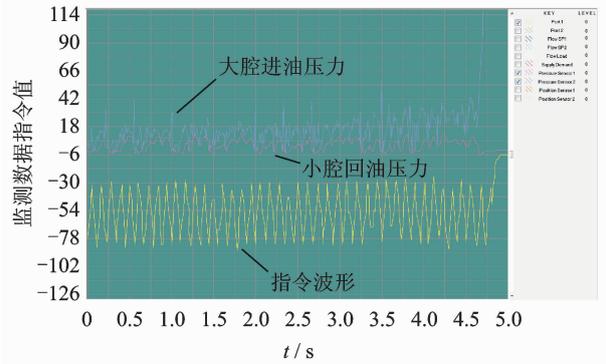


图 14 双阀芯阀三角波输入信号监测数据
Fig. 14 Monitoring data of dual-spool (triangular wave)

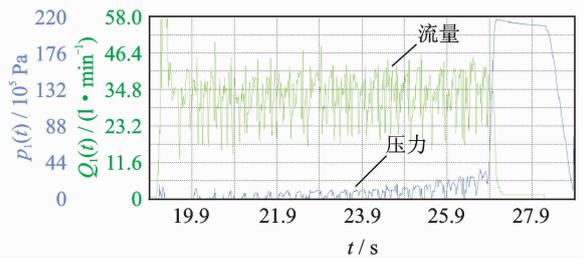


图 15 三角波信号铲斗油缸压力和流量测试数据
Fig. 15 Flow and pressure measurement data of bucket cylinder (triangular wave)

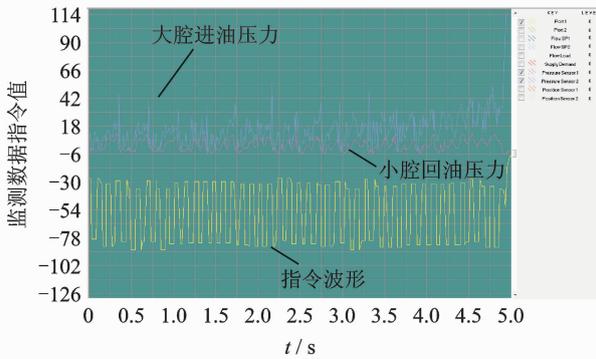


图 12 双阀芯阀方波输入信号监测数据
Fig. 12 Monitoring data of dual-spool (square wave)

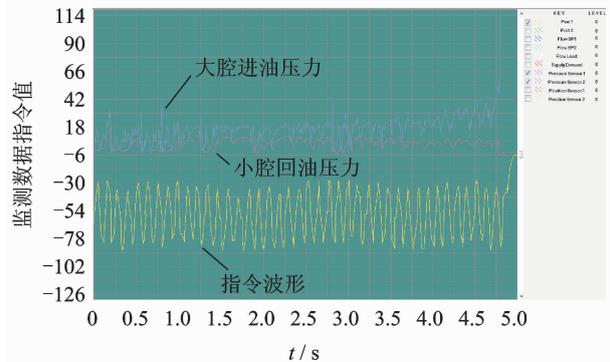


图 16 双阀芯阀正弦波输入信号监测数据
Fig. 16 Monitoring data of dual-spool (sine wave)

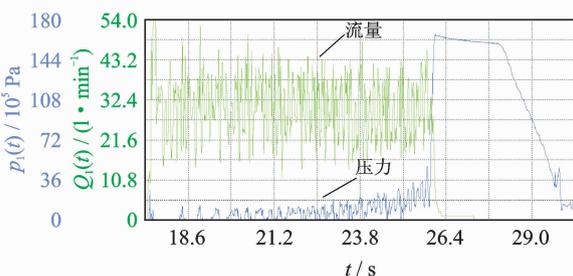


图 13 方波信号铲斗油缸压力和流量测试数据
Fig. 13 Flow and pressure measurement data of bucket cylinder (square wave)

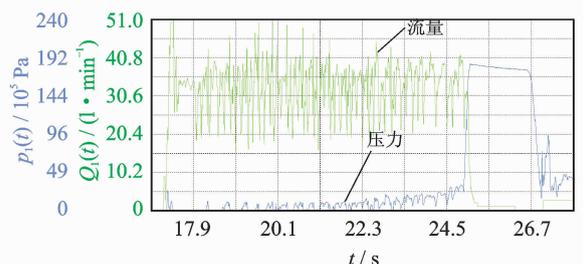


图 17 正弦波信号铲斗油缸压力和流量测试数据
Fig. 17 Flow and pressure measurement data of bucket cylinder (sine wave)

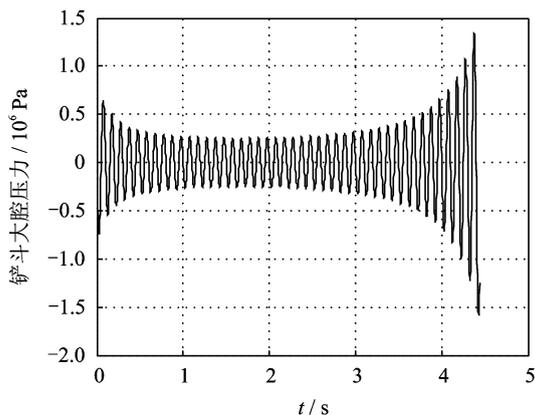


图 18 正弦、 $f=10\text{ Hz}$ 、 $\lambda=0.2$ 时铲斗油缸大腔一个周期内压力计算数据

Fig. 18 Bucket cylinder pressure in one periodic under sine wave, $f=10\text{ Hz}$, and $\lambda=0.2$

缸的测试压力 p_c 、双阀芯测试的小腔压力即背压 p_b ，可得到使铲斗油缸的有效振动压力为 $p_a = p_c - (p_b + \Delta p) \frac{S_2}{S_1}$ 。由上述方法，以正弦波为例，用平均压力进行验算。由图 16, 17 可知， $p_c \approx 1.0\text{ MPa}$ ， $p_b \approx 0.5\text{ MPa}$ ， $\Delta p \approx 0.6\text{ MPa}$ ，可得到铲斗油缸的有效振动压力为 0.58 MPa ，该数值与图 18 计算的某一位置状态的理论振动平均压力 (0.35 MPa) 基本一致 (测试值较大是由于铲斗连杆机构中的间隙、摩擦等因素所产生)，说明了理论计算模型的正确性。

5 结论

- 1) 用傅里叶级数表示三角波、方波振动控制信号，解决了原始信号 1 阶、2 阶导数不连续的问题。
- 2) 基于铲斗油缸驱动的振动挖掘，其振动方向与斗齿的运动方向一致，为一维振动挖掘。
- 3) 输入方波流量振动控制信号，可获得较大的振动挖掘力，而正弦信号的振动挖掘力最小，三角波介于两者之间。
- 4) 对于流量振动控制方式，可以通过增加振动频率、振动流量控制比例的方式，增加振动挖掘力。
- 5) 在振动挖掘能够克服挖掘阻力的情况下，尽量减少振动流量控制比例系数，以提高振动挖掘作业效率。

参 考 文 献

[1] 朱建新, 郭鑫, 邹湘伏, 等. 岩土振动掘削技术研究现状

及其发展趋势[J], 工程机械, 2006, 37(1): 33-38.

Zhu Jianxin, Guo Xin, Zu Xiangfu, et al. Research situation of vibratory excavation technology for rock and soil and its developing trend[J]. Construction Machinery and Equipment, 2006, 37(1): 33-38. (in Chinese)

[2] 夏振远, 陈学永. 振动挖掘机的研究综述[J]. 机电技术, 2014(3): 134-137.

Xia Zhenyuan, Chen Xueyong. A review on the studies of vibratory excavator[J]. Mechanical & Electrical Technology, 2014(3): 134-137. (in Chinese)

[3] Saqib G S, Wright M E. Vibratory diggers for harvesting sweet potatoes in cloddy soils[J]. Journal of Agricultural Engineering Research, 1986, 34(1): 53-61.

[4] Niyamapa T, Salokhe V M. Laboratory investigations into soil failure under vibratory tillage tools[J]. Journal of Terramechanics, 1993, 30(6): 395-403.

[5] Muro T, Tran D T. Regression analysis of the characteristics of vibro-cutting blade for tuffaceous rock[J]. Journal of Terramechanics, 2003, 40(3): 191-219.

[6] 朱建新, 赵崇友, 郭鑫. 液压挖掘机振动掘削减阻机理研究[J]. 岩土力学, 2007, 28(8): 1605-1608.

Zhu Jianxin, Zhao Chongyou, Guo Xin. Research on mechanism of vibratory excavation of hydraulic excavators[J]. Rock and Soil Mechanics, 2007, 28(8): 1605-1608. (in Chinese)

[7] 朱建新. 液压挖掘机振动掘削机理及其过程优化建模与智能控制策略研究[D]. 长沙: 中南大学, 2008.

[8] 朱文华. 液压振动技术[M]. 福建: 福建科学技术出版社, 1983: 1-12.

[9] 李安良. 液压多路换向阀双阀芯控制技术的研究[J]. 工程机械, 2005(2): 54-56.

Li Anliang. Application of hydraulic multiplex reversing valve two-spool control technology [J]. Construction Machinery and Equipment, 2005(2): 54-56. (in Chinese)

[10] John J C. 机器人学导论[M]. 负超, 译. 北京: 机械工业出版社, 2006: 14-40.

[11] 孙桓. 机械原理[M]. 3 版. 北京: 人民教育出版社, 1986: 61-72.



第一作者简介: 韩军, 男, 1966 年 8 月生, 研究员、博士。主要研究方向为工程机械研发、机械振动与控制等。曾发表《一种计算步行式底盘局部结构载荷的优化方法》(《机械工程学报》2007 年第 43 卷 10 期) 等论文。

E-mail: hanjun1107@163.com

