

基于销轴传感器的挖掘阻力测量方法

陈欠根^{1,2}; 郭超¹; 胡鹏^{1,2}

(1.中南大学 高性能复杂制造国家重点实验室, 长沙 410083; 2.山河智能装备股份有限公司, 长沙 410100)

摘要: 针对反铲挖掘机挖掘阻力难以直接测量的问题, 提出了一种利用销轴传感器测量铲斗与斗杆之间的相互作用力, 从而反推挖掘阻力的间接测量方法。首先分析挖掘阻力的特性, 基于牛顿-欧拉方程建立铲斗动力学模型; 然后针对某反铲挖掘机的常态挖掘过程, 设计一种基于弯矩测量的销轴传感器, 搭建油压、位移、力同步采集测试平台; 再通过弹簧测力计在斗齿尖施加模拟载荷, 采集数据并计算挖掘阻力; 最后对比计算挖掘阻力与模拟挖掘阻力, 验证测量方法的有效性。对比结果表明, 计算挖掘阻力与模拟挖掘阻力之间的误差为 8.6%, 本测量方法能有效地测量斗齿尖挖掘阻力。

关键词: 挖掘阻力 牛顿-欧拉动力学方程 销轴传感器 液压挖掘机 模拟载荷

中图分类号: TH113

文献标识码: A

文章编号:

Method used to measure digging resistance with pin sensor

Chen Qian-gen^{1,2}, Guo Chao¹, Hu Peng^{1,2}

(1.State Key Laboratory of High Performance Complex Manufacturing, Central South University, Changsha 410083, China

2. SUNWARD Intelligent Equipment Co. Ltd, Changsha 410100, China)

Abstract: An indirect method was presented to measure the digging resistance of hydraulic excavator by sensing the interaction between the bucket and stick with a special pin sensor. With detailed analysis of digging resistance, a dynamic model of bucket based on Newton-Euler Dynamic Equation was established. Then based on the general excavation process, a synchronous acquisition test platform for measuring oil pressure, displacement and force was set up with a special pin sensor and other test devices. The simulation load performed on one bucket teeth through spring dynamometer and digging resistance could be drawn as a curve with the test data calculated by the dynamic model of bucket. Finally, the calculating result was compared with the simulation load to verify the test method. The result shows that the error of these two curves is 8.6% and this method is efficient in measuring the digging resistance.

Key words: Digging resistance; Newton-Euler dynamic equation; Pin sensor; Hydraulic excavator; Simulation load

液压挖掘机以其作业效率高、作业方式灵活、对工作环境适应性好等优点备受土方作业者的青睐。随着城镇化进程的不断推进, 人们对液压挖掘机的挖掘性能提出了更高要求^{[1][2][3]}。常态挖掘过程中的挖掘阻力是评价挖掘机挖掘性能的重要参考因素。它是编制挖掘机工作装置载荷谱、研究疲劳寿命、进行工作装置动强度分析、优化的重要基础, 也被用来研究液压挖掘机的智能化, 如土壤识别、挖掘轨迹控制等^[4~7]。

现有的研究中, 挖掘阻力的获取主要依赖对挖掘过程的建模和对挖掘对象的模拟^[8]。挖掘过程的建模包括楔形刃切削过程建模和斗形装置挖掘过程建模。针对楔形刃切削过程, Gill 和 Vanden Berg 考虑重力和惯性力, 建立了切削阻力水平分力的表达式。在此基础上, Swick 和 Perumpral 考虑更多

参数, 提出了更为复杂的切削阻力计算公式^[9]。针对斗形装置挖掘过程, Alekseeva 等将挖掘阻力分解为 3 个部分, 提出了比较简单的插入切削力计算公式。Hemai 考虑斗内土壤重力的作用, 将任意时刻的挖掘阻力分为 6 个部分^[10]。常采用离散单元法^{[11][12]}或者连续的方法^[13]建立土壤本构模型, 对挖掘对象进行模拟。上述模拟都基于试验, 需要大量的参数来预测可能的挖掘阻力, 而且模拟仿真仅针对理想状态, 而真实的挖掘过程具有高度的复杂性和随机性, 因而预测的准确性无法保障。针对挖掘阻力研究现状及其对挖掘性能的重要影响, 开展基于真实挖掘工况的挖掘阻力测量研究很有必要。

1. 挖掘阻力系的合成

挖掘阻力是液压挖掘机挖掘时土壤对铲斗的作用力, 包括作用在斗齿、唇刃上因土壤断层和流动

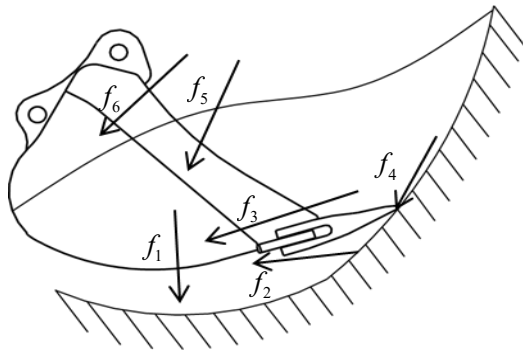
收稿日期: 2016-4-6

基金项目: 国家科技支撑计划 (2015BAF07B02)

作者简介: 陈欠根 (1958-), 男, 教授, 主要从事机电液一体化, 状态监测与故障诊断的研究与技术应用方面的研究,

E-mail: chenqg@sunward.com.cn

而产生的巨大破碎力,作用在铲斗内外接触面上摩擦力和挤压力。Hemai 的研究方法将铲斗挖掘阻力等效到铲斗中间对称面上,如图 1所示。图示中 $f_1 \sim f_6$ 分别表示斗内土壤重力、压缩阻力(斗外土壤)、摩擦力、插入切削阻力、惯性力(斗内土壤)和移动空斗所需要的力。该方法按作用机理很好地对挖掘阻力的来源做了分类,便于研究人员进一步对挖掘阻力进行定性分析,但是不利于定量计算。因此,考虑将挖掘阻力系向对称面内斗齿尖处进行等效简化。简化原则如下:如图 2所示,以铲斗、斗杆连接销轴处为坐标原点,铲斗上两个铰点所在直线为 x 轴方向,垂直 x 轴的直线为 y 轴建立铲斗随体坐标系, y 轴正方向指向斗尖;将挖掘阻力系向斗尖等效;将等效后的力沿坐标系分解,得到挖掘阻力在铲斗随体坐标上的分量 F_{Dx} 、 F_{Dy} 、 T_D 。



f_1 - 斗内土壤重力, N f_2 - 压缩阻力, N f_3 - 摩擦力, N
 f_4 - 插入切削阻力, N f_5 - 惯性力, N f_6 - 移动空斗作用力

图1 挖掘阻力系模型

Fig 1 Digging resistance model

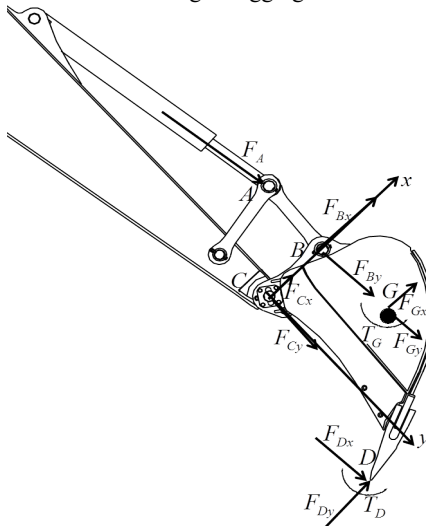


图2 铲斗受力模型

Fig 2 Bucket force model

2. 新型销轴传感器的工作原理

常用的销轴传感器是一根承受剪力作用的空心截面圆轴。空心圆轴内表面黏贴双剪型电阻应变片,通过应变片构成的惠斯通电桥测量作用在销轴上的剪力。与常用销轴传感器不同,本文中的销轴传感器利用应变片测量销轴应变的变化,经过转换,得到作用在销轴上的弯矩变化。销轴传感器既是信号检测装置,又是承力部件。如图 3所示为铲斗在铲斗、斗杆连接销轴(后简称连接销轴)处的受力模型,挖掘阻力在连接处的分力 F ,作用点与对称面距离 e ;连接销轴作用在铲斗上的力 F_1 、 F_2 。

在连接处,列出铲斗的力学平衡方程:

$$F_1 + F_2 = F \quad (1)$$

$$F_1 \frac{l}{2} + F e - F_2 \frac{l}{2} = 0 \quad (2)$$

图 4所示为连接销轴的受力模型,在销轴两端 l_1 的范围内分别作用着均布载荷 q_1 、 q_2 ,其等效载荷为 $-F_1$ 、 $-F_2$,斗杆作用在连接销轴上的力为均布载荷 q_3 、 q_4 ,其等效载荷为 F_3 、 F_4 。

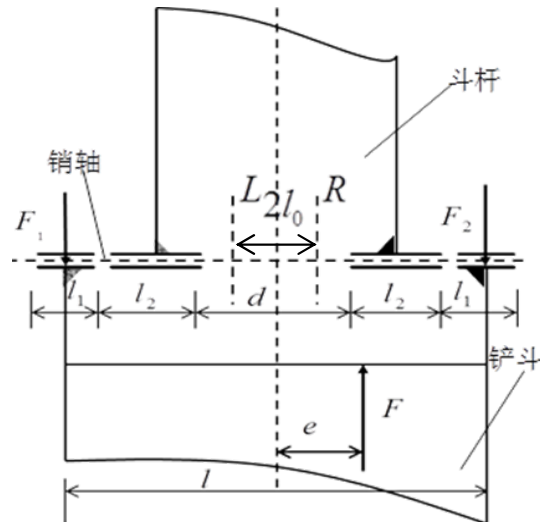


图3 铲斗、斗杆连接处局部受力模型

Fig 3 Partial force model on joint of bucket and stick

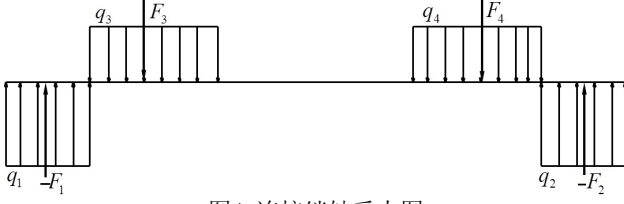


图4 连接销轴受力图

Fig 4 Forces on connect pin

连接销轴发生弯曲变形，其力学平衡方程为：

$$F_1 - F_3 - F_4 + F_2 = 0 \quad (3)$$

$$F_1 \frac{l}{2} - F_3 \frac{l_2 + d}{2} + F_4 \frac{l_2 + d}{2} - F_2 \frac{l}{2} = 0 \quad (4)$$

图3中，位于对称面两侧，距离为 l_0 的两个横截面 L 、 R 上的弯矩分别为：

$$M_L = (F_3 - F_1) \left(l_1 + l_2 + \frac{d}{2} - l_0 \right) + \frac{1}{2} F_1 l_1 - F_3 \left(l_1 + \frac{l_2}{2} \right)$$

$$M_R = (F_3 - F_1) \left(l_1 + l_2 + \frac{d}{2} + l_0 \right) + \frac{1}{2} F_1 l_1 - F_3 \left(l_1 + \frac{l_2}{2} \right)$$

对称面上的弯矩为：

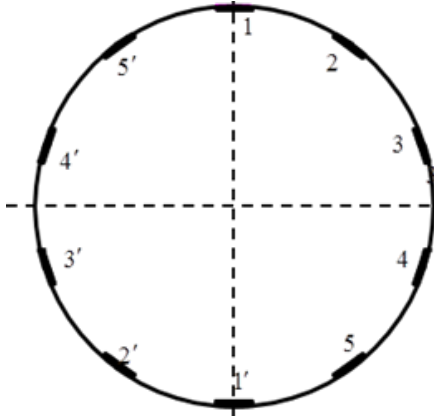


图5 应变片截面布置图

Fig 5 Distribution of strain gauges

3. 铲斗动力学模型

常态挖掘工况下，三组油缸活塞杆的伸出量决定了挖掘机工作装置在空间的运动状态。在获得三组油缸活塞杆位移曲线的前提下，在动臂根铰建立整体坐标系，通过工作装置 D-H 空间坐标转换得到铲斗重心 G 的位置变化，即 G 点的轨迹。再对轨迹曲线分别求一阶导数、二阶导数，得到铲斗重心的速度、加速度。

图2中，力 F_B 为斗杆油缸推力 F_A 作用在四连杆机构的效果，其在铲斗随体坐标中的分量为 F_{Bx} 、 F_{By} 。力 F_C 为销轴传感器所测得的铲斗在铰点 C 处的作用力，其在铲斗随体坐标中的分量为 F_{Cx} 、 F_{Cy} 。

如图2所示，铲斗在 B 、 C 铰点作用力、重力、惯性力及斗齿尖载荷共同作用下处于平衡状态。在铲斗

$$M = -\frac{F}{4}(l_1 + l_2) \quad (7)$$

$$M_L + M_R = 2M \quad (8)$$

在横截面 L 、 R 周向均布 10 块同型号的应变片，如图5所示。每个截面上相对的两块应变片构成应变片对。分别将 L 、 R 截面处对应的两组应变片接入测量电路，构成惠斯通全桥电路，如图6所示。其输出电压为：

$$u_o = -\frac{u_i}{4} S_g \frac{R}{EI} F(l_1 + l_2) \quad (9)$$

u_i 为测量电路输入电压； u_o 为测量电路输出电压； S_g 为应变片的灵敏度； R 、 E 、 I 分别为销轴的半径、弹性模量、惯性矩。

用销轴传感器连接铲斗和斗杆，并按要求将应变片接入惠斯通电桥，则输出电压 u_o 与作用载荷 F 满足式(9)的关系，从而可根据输出电压 u_o 得到作用载荷 F 。

(6)

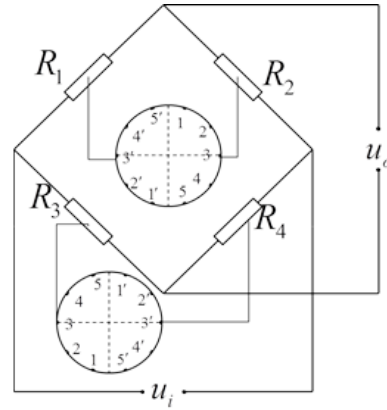


图6 截面应变片电桥连接示意图

Fig 6 Bridge connection diagram

随体坐标系下，基于牛顿-欧拉动力学平衡方程：
X 方向的合力为 0

$$F_{Bx} + F_{Cx} + F_{Gx} + F_{Dx} = 0 \quad (10)$$

Y 方向的合力为 0

$$F_{By} + F_{Cy} + F_{Gy} + F_{Dy} = 0 \quad (11)$$

对铲斗质心 G 取矩，合力矩为 0

$$F_{Bx}(y_G - y_B) + F_{By}(x_G - x_B) + F_{Cx}y_G - F_{Cy}x_G - T_G - T_D - F_{Dx}(x_G - x_D) - F_{Dy}(y_D - y_G) = 0 \quad (12)$$

在重力、惯性力作用下，铲斗所受的动载荷为 F_{Gx} 、 F_{Gy} 、 T_G ：

$$F_{Gx} = -m(a_x + g_x) \quad (13)$$

$$F_{Gy} = -m(a_y + g_y) \quad (14)$$

$$T_G = -J\alpha \quad (15)$$

式 (13) (14) (15) 中, a_x 、 a_y 分别为铲斗平动加速度在随体坐标系中的分量, α 为铲斗绕质心转动的加速度, g 为重力加速度, J 为铲斗绕质心转动的转动惯量。

由以上分析可知, 式 (10) (11) (12) 3 个独立方程对应斗尖载荷 F_{Dx} 、 F_{Dy} 、 T_D 三个未知量, 可通过解方程组运算得到斗尖挖掘阻力的数值大小。

4. 测试方案及结果分析

以某型 21t 挖掘机为测试对象, 利用位移传感

器、压力传感器、多通道数据采集仪搭建测量平台, 如图 7 (a) 所示。选用该型挖掘机常规挖掘工况为试验平台模拟工况, 通过弹簧测力计模拟铲斗切削土壤受到的反作用力。考虑到实际挖掘作业中偏载荷出现的工况及其给工作装置正常使用带来的不利影响, 模拟载荷作用在铲斗一个最外侧的斗齿上, 距铲斗对称面 280mm, 如图 7 (b) 所示, 弹簧测力计的刚度系数为 42.5kN/m。

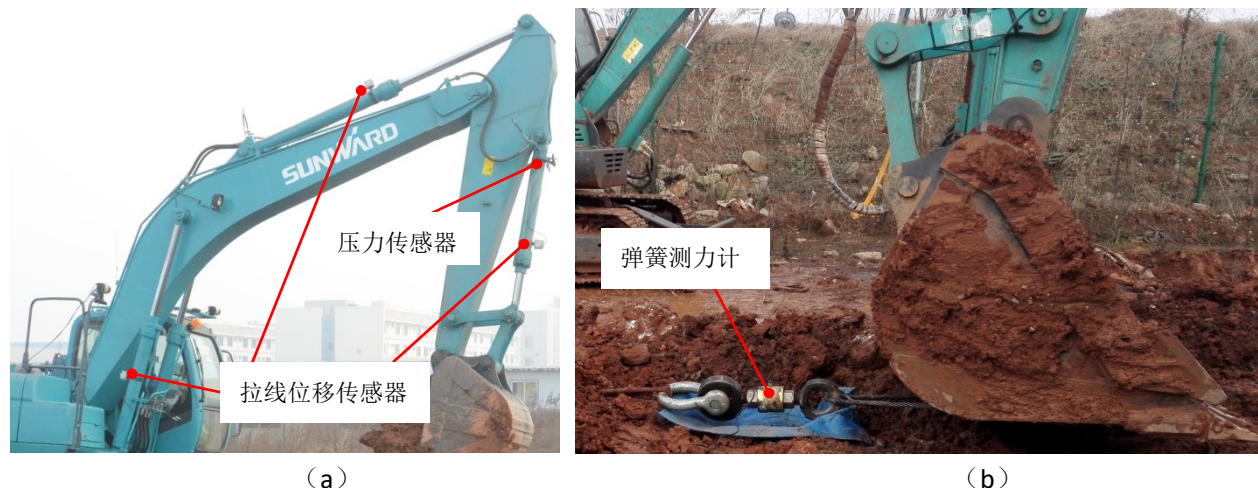


图7 测试平台
Fig 7 Test platform

试验过程进行了多次模拟挖掘, 其挖掘轨迹如图 8 所示。挖掘轨迹应能保证铲斗斗容得到充分发挥并尽量使斗齿尖在水平面附近。首先控制斗齿尖在水平挖掘面上, 再驱动三组液压缸控制斗齿尖沿挖掘轨迹运动, 由弹簧测力计采集模拟挖掘载荷数据, 并由其他传感器采集液压缸压力、位移数据。本文截取 3 组相邻模拟挖掘数据进行分析。

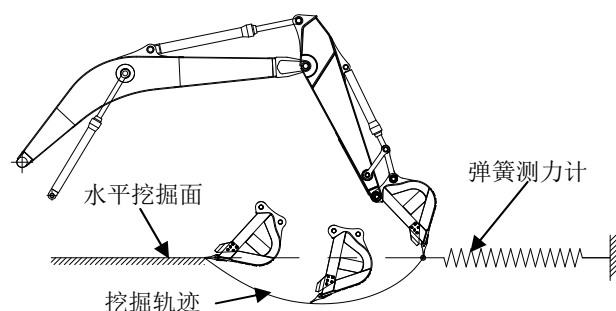


图8 模拟挖掘轨迹
Figure 8 Analog Mining Trajectory

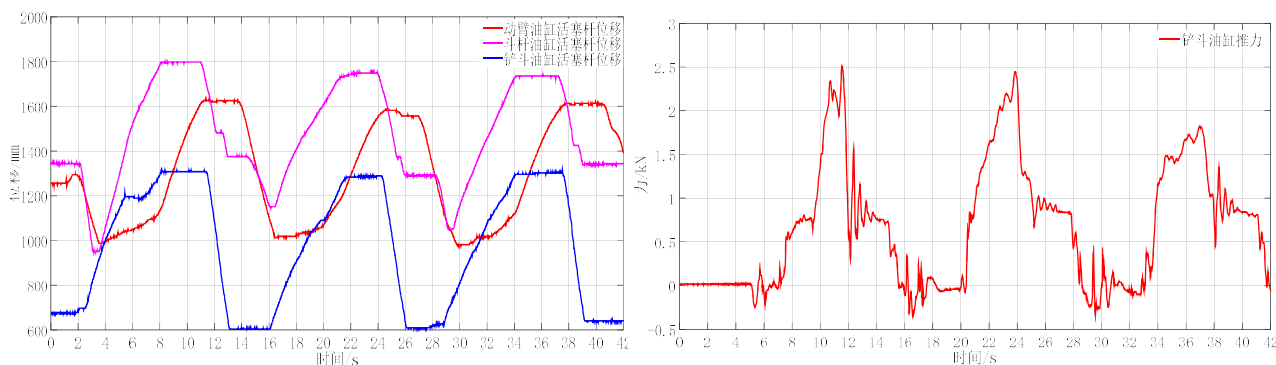


图9 油缸位移、压力曲线图
Figure 9 Displacement & Pressure Curve

3 组油缸活塞杆的位移曲线及由压力测量结果

计算得到的铲斗油缸推力曲线如图 9 所示。

销轴传感器的测量数据经式(9)转换得到铰点 C 的作用力,其变化曲线如图 10 所示,

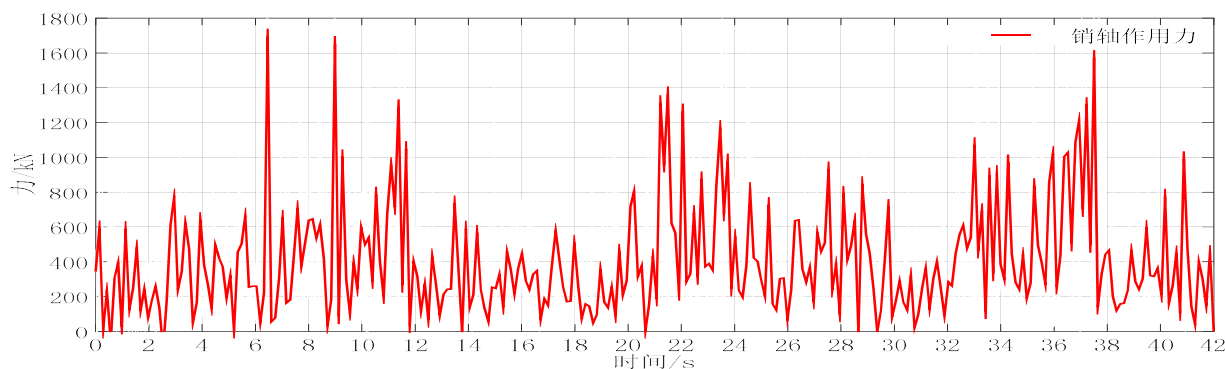


图10 销轴传感器测量曲线

Fig 10 Pin sensor measurement curve

作用在铲斗斗齿尖的模拟载荷由弹簧测力计测量,其变化曲线如所图 11 示,

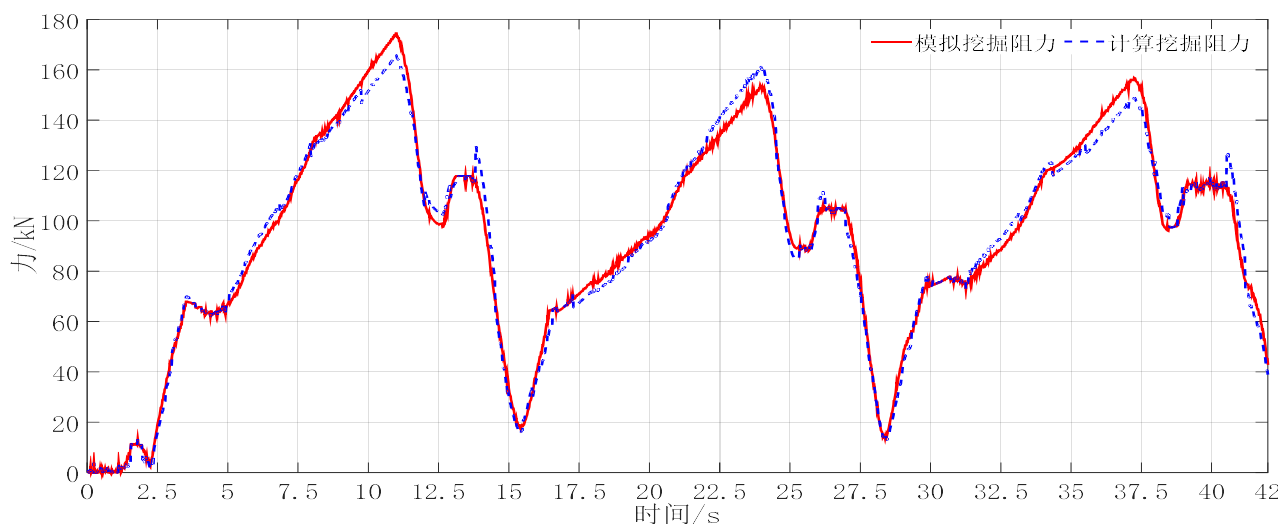


图11 挖掘阻力对比验证图

Fig 11 Digging resistance verification curve

将上述测量数据代入铲斗的动力学模型中,可得到铲斗斗尖的计算挖掘阻力,其变化曲线如图 11 所示。

结合图 9, 3 组油缸活塞杆的位移呈现明显的周期变化,分析可知 3 此模拟挖掘过程对应的时间段分别为 6~14 s、20~26 s、34~40 s。铲斗油缸推力曲线也呈现明显的周期变化,分别在 6s、20s、34s 时刻,曲线出现突变,表明模拟载荷开始加载,代表实际挖掘过程中铲斗斗齿开始切削土壤。3 次模拟挖掘中,铲斗油缸推力的极值分别出现在 11.8s、23.6s、36.8s,结合油缸活塞杆位移曲线,可知铲斗、斗杆油缸均处于挖掘闭锁状态,不能克服模拟载荷再进行切削,此刻能克服的极值模拟挖掘载荷对应各个模拟挖掘过程的最大挖掘阻力。

销轴传感器测量的铰点作用力曲线(图 10)在 6~14 s、20~24 s、34~40 s 呈现比较明显增大的变化趋势,与铲斗齿尖模拟载荷的变化规律同步,

表明销轴传感器能可靠地采集挖掘阻力的变化。

各工作循环模拟挖掘阻力的变化规律类似(图 11),且由于模拟载荷是通过弹簧施加在斗齿尖上的,所以单个循环中的变化呈近似线性的变化。通过基于牛顿-欧拉方程的铲斗动力学模型求解得到的计算挖掘阻力与模拟挖掘阻力的变化规律一致,最大误差为 8.6%,考虑到测量过程中拉线位移传感器拉绳抖动造成的测量误差及计算过程相邻点取舍的计算误差,可以认为本文的测量方法能有效测量挖掘机的挖掘阻力。

5. 结论

- 1) 基于新研制销轴传感器的挖掘阻力测量方法是有效的;
- 2) 由铲斗动力学模型得到的计算挖掘阻力与模拟挖掘阻力之间的误差为 8.6%;
- 3) 铲斗油缸推力与挖掘阻力的变化规律一致,可通过测量铲斗油缸推力的变化来预

测挖掘阻力的变化。

参考文献:

- [1] 任志贵, 陈进, 王树春, 等. 液压挖掘机挖掘阻力特性研究[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2015, 36(4): 551-556.
Ren Z G, Chen J, Wang S C, et al. Research on hydraulic excavator digging resistance[J]. Journal of Northeastern University(Science and Technology), 2015, 36(4): 551-556. (in Chinese)
- [2] Coetzee C J, Els D N J. The numerical modeling of excavator bucket filling using DEM[J]. Journal of Terramechanics, 2009, 46(5): 217-227
- [3] 陈进, 任志贵, 庞晓平, 等. 液压挖掘机挖掘力计算新方法[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2014, 42(4): 596-603.
Chen J, Ren Z G, Pang X P, et al. New method for calculating hydraulic excavator digging resistance[J]. Journal of Tongji University(Science and Technology), 2014, 42(4): 596-603. (in Chinese)
- [4] 张卫国, 权龙, 杨敬, 等. 基于真实载荷的挖掘机工作装置瞬态动力学分析[J]. 机械工程学报, 2011, 47(12): 144-149.
Zhang W G, Quan L, Yang J, et al. Transient dynamic analysis of hydraulic excavator working assembly based on real load[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(12): 144-149. (in Chinese)
- [5] 邱清盈, 魏振凯, 高宇, 等. 挖掘机工作装置疲劳分析方法[J]. 吉林大学学报(工学版), 2014, 44: 2-7.
Qiu Q Y, Wei Z K, Gao Y, et al. Fatigue analysis of hydraulic excavator working assembly[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2014, 44: 2-7. (in Chinese)
- [6] 姜涛, 刘雄斌, 周广萍. 实测载荷驱动下挖掘机动臂的疲劳寿命研究[J]. 中国工程机械学报, 2014, 12(3): 268-272.
Jiao T, Liu X B, Zhou G P. Research on fatigue life of hydraulic excavator boom driven by test load[J]. Chinese journal of mechanical engineering, 2014, 12(3): 268-272. (in Chinese)
- [7] Blouin S, Hemami A, Lipsell M. Review of resistive force models for earth moving process [J]. Journal of Aerospace Engineering, 2001, 14(3): 102-111
- [8] 任志贵. 反铲液压挖掘机挖掘性能实验及理论研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2014.
Ren Z G. Test and theoretical research on digging performance of backhoe hydraulic excavator[D]. Chongqing: Chongqing University, 2014.
- [9] Swick W C, Perumpral J V. A model for predicting soil-tool interaction [J]. Journal of Terramechanics, 1988, 25(1): 43-56.
- [10] Hemami A. Modelling, analysis and preliminary studies for automatic scooping [J]. Journal of Terramechanics, 1988, 25(1): 511-529.
- [11] 陈焱, 李爱峰, 李光, 等. 大型液压挖掘机斗杆挖掘阻力的离散元素法研究[J]. 机电工程, 2015, 32(6): 798-802.
Chen Y, Li A F, Li G, et al. DEM research for crowd force of large hydraulic excavator[J]. Journal of mechanical and electrical engineering, 2015, 32(6): 798-802. (in Chinese)
- [12] Tatsuya Yoshida, Takayuki Koizumi, Nobutaka Tsujiuchi, et al. Digging Trajectory Optimization by Soil Models and Dynamics Models of Excavator[J]. SAE International, 2013, 6(2): 429-440.
- [13] Tatsuya Yoshida, Takayuki Koizumi, Nobutaka Tsujiuchi, et al. Dynamic Analysis of an Excavator During Digging Operation[J]. SAE International, 2013, 6(2): 419-427.