

# 真实载荷驱动下挖掘机工作装置疲劳寿命研究\*

张卫国 权龙 程珩 杨敬

(太原理工大学机械电子工程研究所, 太原 030024)

**【摘要】** 由于挖掘机挖掘作业过程中真实载荷非常复杂,提出采用试验与动力学仿真相结合的方法进行分析,以实验室现有6 t小型挖掘机为研究对象,用压力传感器和位移传感器测试挖掘过程中各液压缸压力随位移的变化情况,然后把各液压缸的位移变化过程作为驱动,用ADMAS软件对挖掘过程进行动力学仿真,获得挖掘过程中工作装置各铰销点的工作载荷,再应用MSC.Fatigue软件对工作装置进行疲劳分析,获得工作装置大臂和斗杆的寿命云图,分析表明,大臂和斗杆的应力集中区域疲劳寿命最短,最小寿命计算值为13年,研究结果为工作装置结构设计提供了理论依据。

**关键词:** 挖掘机 工作装置 真实载荷 动力学仿真 疲劳分析

**中图分类号:** TU621; O346.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)05-0035-04

## Fatigue Analysis on Working Device of Excavator Driven by Practical Load

Zhang Weiguo Quan Long Cheng Hang Yang Jing

(Institute of Mechatronics Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

### Abstract

As the practical load is very complicated during the digging process of excavator, an analysis method of combining experiment with the dynamics simulation was suggested. With laboratory 6 t mini excavator as the research object, pressure sensors and displacement sensors were used to measure the changing of pressures by hydraulic cylinders displacement during digging. With each cylinder displacement curve as the driving element, ADMAS software was used to simulate the dynamics performance of digging process. The working loads of articulated points of the working device were obtained through simulation. The life contours of boom and arm were obtained by the fatigue analysis of the working device with software MSC.Fatigue. It showed that the fatigue life was the shortest in the stress concentration area of boom and arm, and the calculating value was 13 years. The research results can provide theory basis for the structural design of working device.

**Key words** Excavator, Working device, Practical load, Dynamics simulation, Fatigue analysis

### 引言

疲劳破坏是挖掘机工作装置失效的主要原因之一,实际上引起结构疲劳失效的循环应力远小于根据静态分析计算出的结构许用应力,因此对工程结构件进行疲劳分析,确定实际载荷下的工件寿命有着重要的意义。

由于挖掘机挖掘过程中工作装置各铰销点的工

作载荷非常复杂,现有研究<sup>[1~12]</sup>主要是采用有限元方法对挖掘机结构进行疲劳分析,试验验证也只是根据各液压缸的最大工作压力,计算得出各铰销点的最大受力,然后人为给定特定激励得出挖掘过程中各铰销点力的变化过程,这种方法所得结果与真实载荷的变化过程存在一定的差距,影响结果的准确性。未见有研究工作采用真实载荷驱动下对大臂和斗杆进行全寿命分析的报道。

收稿日期: 2010-06-28 修回日期: 2010-08-16

\* 国家自然科学基金资助项目(950775156)和浙江大学流体及控制国家重点实验室开放基金资助项目(GIKF-2008006)

作者简介: 张卫国,硕士生,主要从事工程机械电液控制技术 & 机械系统动力学分析研究, E-mail: zhangweiguo2003@163.com

通讯作者: 权龙,教授,博士生导师,主要从事电液伺服技术及生产过程智能控制研究, E-mail: quanlong@tyut.edu.cn

为了获得真实的工作载荷,需知道挖掘过程中各液压缸工作压力随位移的变化过程。本文以6 t 液压挖掘机为研究对象,用压力传感器和位移传感器实测挖掘过程中各液压缸工作腔压力和位移变化过程,以此为依据,结合 ADMAS 软件得出各铰销点在挖掘过程中所承载荷的变化曲线,然后应用 MSC. Fatigue 软件对工作装置进行疲劳分析,得出工作装置大臂和斗杆的寿命云图。

## 1 挖掘过程载荷测试与分析

以挖掘机复合挖掘为研究过程,用压力传感器和位移传感器记录挖掘过程中各液压缸的工作压力随液压缸位移的变化。通过对测试数据的处理得到挖掘过程中各液压缸位移和工作压力的变化过程,如图1所示。

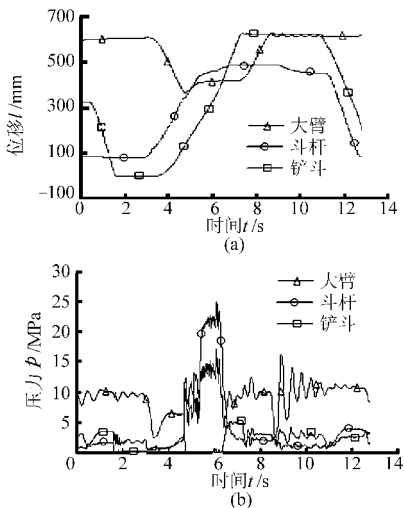


图1 各液压缸位移和推力随时间变化曲线

Fig. 1 Displacement and thrust changes of hydraulic cylinders

(a) 各液压缸位移 (b) 各液压缸推力

由图1可知,挖掘机复合挖掘过程中,大臂液压缸在挖掘时位移基本不变,斗杆液压缸与铲斗液压缸的位移线性增大,此时斗杆液压缸和铲斗液压缸的压力也随之增大到25 MPa和17 MPa;大臂液压缸由于不承受整个工作装置的质量,压力迅速减小至油箱压力。在此过程中,由于斗杆液压缸的工作压力最大,铲斗液压缸的工作压力相对较小,因此在计算齿尖挖掘阻力时,可将斗杆液压缸工作压力和位移变化情况作为已知条件。由各液压缸在挖掘时的位置可知,整个工作装置的工作姿态如图2所示。

在计算齿尖挖掘载荷时,以斗杆、连杆机构、铲斗整体为研究对象,对D点取矩得

$$F_d = \frac{p_2 S_2 l_1 + G_2 l_2 + G_3 l_3}{l_{DS}} \quad (1)$$

式中  $F_d$ ——齿尖挖掘载荷

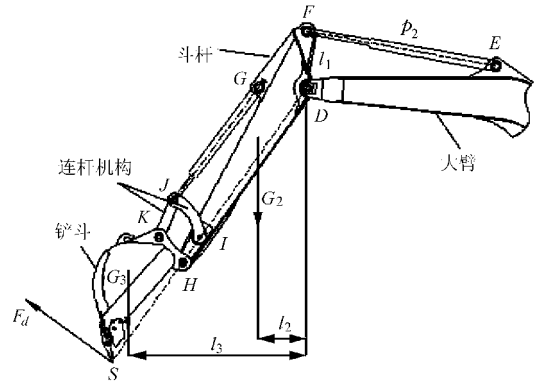


图2 挖掘时挖掘机工作装置的姿态

Fig. 2 Position of working device in excavating

$p_2$ ——斗杆液压缸最大压力

$S_2$ ——斗杆液压缸工作腔面积

$l_{DS}$ ——铰点D到S点的距离

$l_i (i=1, 2, 3)$  分别为D点到斗杆液压缸、斗杆重心、铲斗重心的距离。

经计算得出撞击过程中齿尖受到的最大理论挖掘载荷为  $F_d = 280$  kN。

## 2 挖掘过程动力学仿真

从图1b所示各液压缸压力曲线可知,在挖掘过程中,斗杆液压缸推力最大,即斗杆液压缸作为主动力推动铲斗进行挖掘,其余各液压缸起辅助作用。另外,从液压缸位移随时间的变化曲线可以看出,挖掘机在挖掘过程中,各液压缸的位移随时间的变化曲线波动不大,可用 ADMAS 软件中提供的 STEP 函数来近似模拟。将各液压缸在挖掘过程中的位移变化和计算得出的齿尖最大阻力分别作为挖掘机工作装置的位移和力驱动参数,在 ADMAS 软件中进行动力学仿真,通过仿真可得出工作装置各铰销点受力在挖掘过程中随时间的变化曲线如图3所示。

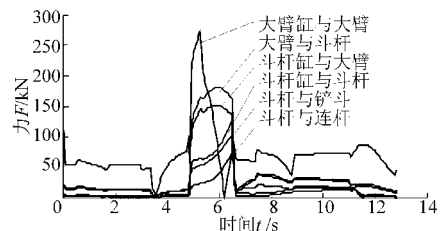


图3 挖掘过程中工作装置各铰销点受力

Fig. 3 Force of working device hinge point under excavating

由图3可知,挖掘机在挖掘过程中,齿尖挖掘力最大时,各铰销点受力最大。其中大臂上,大臂液压缸与大臂铰销点处受力最大,最大受力为280 kN,大臂与斗杆铰接点和斗杆与大臂铰接点受力分别为180 kN和150 kN;斗杆上,斗杆与铲斗液压缸铰接点处受力较大,最大受力为140 kN,斗杆与连杆机构铰接点和斗杆与铲斗铰接点处受力较小,

其最大受力分别为 90 kN 和 110 kN, 这些力都远小于构件的许用应力值。

由于在此次挖掘过程中斗杆液压缸起主动作用, 大臂液压缸和铲斗液压缸起辅助作用, 再加上液压缸的自锁功能, 在斗杆液压缸被动受压时液压缸承受的力要比液压缸的推力大很多, 从而使得与大臂和斗杆液压缸相连的铰接点所受实际载荷与各自液压缸的推力不符。因此只需要比较斗杆液压缸的实际推力与仿真得出的大臂与斗杆液压缸以及大臂与斗杆液压缸铰接点受力。对比图 1a 中斗杆液压缸工作压力推算得出的推力和图 3 中大臂与斗杆液压缸铰接点受力如图 4 所示。

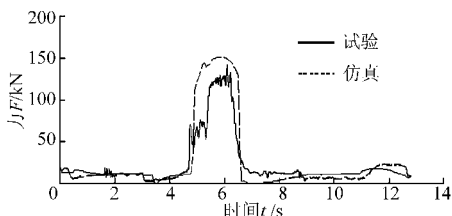


图 4 斗杆液压缸推力试验与仿真曲线比较

Fig. 4 Comparison of testing and simulation with hydraulic cylinders thrust

通过对比可知, 挖掘机挖掘过程中, 斗杆液压缸的实际推力与仿真结果中斗杆液压缸的推力变化趋势是一致的, 只是在数值大小上存在一定误差, 其中仿真结果偏大, 斗杆液压缸在最大推力时仿真结果与试验结果的误差约为 8.6%, 小于 10%, 因此可以将工作装置各铰销点受力的仿真结果作为已知条件对挖掘机工作装置进行疲劳分析。

### 3 工作装置有限元模型

大臂和斗杆均由 16Mn 钢板焊接而成, 划分网格时可采用整体网格划分的方法。首先用 Pro/E 软件对大臂和斗杆进行三维实体建模, 然后将建好的模型以 .igs 格式导入 MSC. Patran 软件中, 用 10 节点 TETRA 单元进行网格划分, 划分网格后的有限元模型如图 5 所示。大臂节点数为 41 515, 单元数 21 258; 斗杆节点数为 48 269, 单元数 25 592, 划分中对各铰销点处的网格进行细化, 其他部位则相对疏松, 符合网格划分的基本要求。

### 4 工作装置静力学分析

将图 3 挖掘过程中各铰销点所受最大力施加在工作装置有限元模型对应铰销点内测面上, 经过计算得出挖掘过程中工作装置大臂和斗杆所受最大应力分布云图如图 6 所示。

由图 6 可知: 大臂上, 大臂与大臂液压缸活塞杆铰接处产生应力集中, 最大应力为 258 MPa, 该铰销

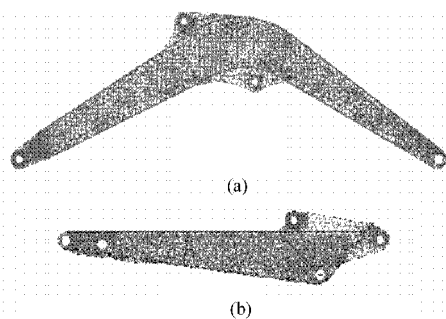


图 5 大臂和斗杆的有限元模型

Fig. 5 Finite element models of boom and arm

(a) 大臂 (b) 斗杆

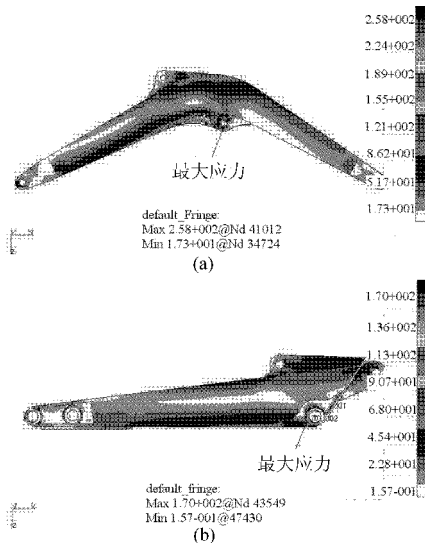


图 6 大臂和斗杆应力分布云图

Fig. 6 Stress contours of boom and arm

(a) 大臂 (b) 斗杆

点所在的支撑板上应力相对较大, 最大应力可达 200 MPa, 其他各铰销点、上板、两侧板及下板的应力分布比较平缓, 最大应力为 120 MPa; 斗杆上, 斗杆与大臂铰销点处出现应力集中, 最大应力为 170 MPa, 斗杆下板、斗杆与斗杆液压缸铰销点、铲斗液压缸的支撑板与铲斗液压缸铰销点及与斗杆上板焊接处应力较大, 最大应力为 100 MPa, 其余各处的应力均在 100 MPa 以下。

### 5 工作装置疲劳分析

#### 5.1 确定材料 S-N 曲线

通过查阅《机械工程材料性能手册》得出材料 16Mn 的疲劳属性如表 1 所示。

为了挖掘机工作装置的安全, 取可靠度 50% 的疲劳寿命曲线, 得到材料 16Mn 的 S-N 曲线如图 7 所示。

#### 5.2 疲劳分析

确定了挖掘机工作装置所用材料的 S-N 曲线及工作载荷谱后, 即可采用 MSC. Fatigue 软件, 对挖

表1 16Mn 钢的疲劳属性及疲劳寿命

Tab.1 Fatigue attributes of 16Mn

可靠度/%	应力/MPa				
	$\sigma_1 = 294$	$\sigma_2 = 255$	$\sigma_3 = 216$	$\sigma_4 = 191$	$\Sigma_5 = 177$
50	$6.16 \times 10^4$	$1.883 \times 10^5$	$6.936 \times 10^5$	$1.778 \times 10^6$	$3.322 \times 10^6$
90	$5.59 \times 10^4$	$1.494 \times 10^5$	$4.707 \times 10^5$	$1.078 \times 10^6$	$1.868 \times 10^6$
95	$5.44 \times 10^4$	$1.399 \times 10^5$	$4.217 \times 10^5$	$9.356 \times 10^5$	$1.587 \times 10^6$
99.9	$4.87 \times 10^4$	$1.078 \times 10^5$	$2.724 \times 10^5$	$5.322 \times 10^5$	$8.298 \times 10^5$

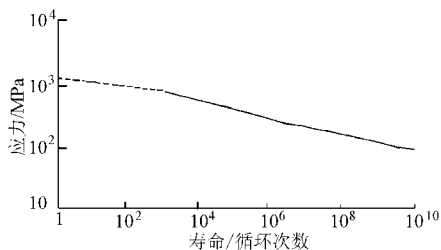


图7 16Mn 钢的 S-N 曲线

Fig.7 S-N curve of 16Mn

掘机工作装置进行疲劳寿命分析。通过分析得出大臂和斗杆在正常挖掘工作下的疲劳寿命如图8所示。

由图8可知,挖掘机在正常挖掘过程中,大臂构件中,大臂与大臂液压缸铰接的支撑板容易疲劳受损破坏,这与应力集中位置一致,其最小疲劳寿命为  $9.12 \times 10^6$  循环次数,大臂距离平台远端下板与大臂上板与侧板拐角处疲劳寿命相对较长,循环次数达  $7.9 \times 10^9 \sim 3.2 \times 10^{12}$  次,其余各处的疲劳寿命则更长,循环次数在  $10^{13} \sim 10^{20}$  次之间;斗杆构件上,斗杆箱形结构的边缘、斗杆与大臂铰接轴附近、斗杆与斗杆液压缸铰接轴轴孔内测边缘及铲斗液压缸支撑板属于易疲劳破坏部位,同样是应力集中引起,最小疲劳寿命为  $1.78 \times 10^7$  次,上板、下板及侧板的上下部,疲劳寿命相对较长,循环次数在  $7.9 \times 10^9 \sim 3.2 \times 10^{12}$  次之间,其余各处的疲劳寿命则更长,循

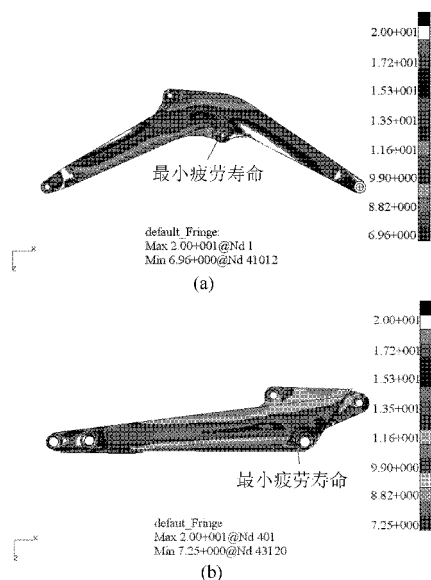


图8 大臂和斗杆全寿命分析云图

Fig.8 Life-cycle analysis contours of boom and arm

(a) 大臂 (b) 斗杆

环次数在  $10^{13} \sim 10^{20}$  次之间。由挖掘机循环完成一次挖掘的时间为 15 s,一天按挖掘机工作 8 h 计算,挖掘机工作装置正常工作下的疲劳寿命为  $(9.12 \times 10^6 \times 15) / (60 \times 60 \times 8 \times 365) = 13$  年,满足工作装置的疲劳寿命。

## 6 结束语

通过实测挖掘机挖掘过程中各液压缸的位移和压力变化曲线,将该曲线导入 ADMAS 软件中进行仿真得出挖掘机工作过程中各铰销点的工作载荷时域谱,然后用 MSC. Fatigue 软件对工作装置大臂和斗杆进行全寿命分析。通过分析得出,在工作过程中大臂和斗杆在应力集中区域疲劳寿命最短,最小寿命为 13 年,满足工程结构件的疲劳寿命要求,但大臂和斗杆的大部分区域疲劳寿命为无限寿命,为大臂和斗杆的优化设计提供了很大空间。

## 参考文献

- 王长武,张幼安. 随机疲劳分析在机载设备疲劳寿命预测中的应用[J]. 中国机械工程,2004, 15(21): 1906~1908. Wang Changwu, Zhang Youan. Applications of fatigue analysis on random vibration for fatigue life forecast of airborne equipment [J]. Chinese Mechanical Engineering, 2004, 15 (21): 1906~1908. (in Chinese)
- 吴光强,李云超,盛云. 基于虚拟试验场的后悬架疲劳分析[J]. 同济大学学报:自然科学版,2009, 37(10): 1379~1382. Wu Guangqiang, Li Yunchao, Sheng Yun. Virtual proving ground-based rear suspension fatigue analysis [J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2009, 37(10): 1379~1382. (in Chinese)
- 王彦伟,罗继伟,叶军,等. 基于有限元的疲劳分析方法及实践[J]. 机械设计与制造, 2008, 7(1): 22~24. Wang Yanwei, Luo Jiwei, Ye Jun, et al. FEA based fatigue analysis and its application [J]. Machinery Design & Manufacture, 2008, 7(1): 22~24. (in Chinese)
- Srdan Bosnjak, Zoran Petkovic, Nenad Zrnica. Cracks repair and reconstruction of bucket wheel excavator slewing platform [J]. Engineering Failure Analysis, 2009, 16(5): 1631~1642.

- 6 Lehrs G A, Sojka R E, Westermann D T. Nitrogen placement, row spacing, and furrow irrigation water positioning effects on corn yield [J]. *Agron Journal*, 2000, 92 (6): 1266 ~ 1275.
- 7 Skinner R H, Hanson J D, Benjamin J G. Root distribution following spatial of water and nitrogen supply in furrow irrigated corn [J]. *Plant and Soil*, 1998, 199(2): 187 ~ 194.
- 8 Benjamin J G, Porter L K, Duke H R, et al. Corn growth and nitrogen uptake with furrow irrigation and fertilizer bands [J]. *Agronomy Journal*, 1997, 89(4): 609 ~ 612.
- 9 高明霞. 不同灌水方式下玉米根际硝态氮的分布 [D]. 杨凌: 西北农林科技大学, 2004.  
Gao Mingxia. Distribution of  $\text{NO}_3^-$ -N in maize rhizosphere soil under style of different irrigation [D]. Yangling: Northwest A & F University, 2004. (in Chinese)
- 10 韩艳丽, 康绍忠. 控制性分根交替灌溉对玉米养分吸收的影响 [J]. *灌溉排水*, 2001, 20(2): 5 ~ 7.  
Han Yanli, Kang Shaozhong. Effects of controlled roots-divided alternative irrigation on nutrient uptake in maize [J]. *Irrigation and Drainage*, 2001, 20(2): 5 ~ 7. (in Chinese)
- 11 刘小刚, 张富仓, 田育丰, 等. 交替隔沟灌溉和施氮对玉米根区水氮迁移的影响 [J]. *中国农业科学*, 2008, 41(7): 2025 ~ 2032.  
Liu Xiaogang, Zhang Fucang, Tian Yufeng, et al. Effects of alternative furrow irrigation on transport of water and nitrogen in maize root zone [J]. *Scientia Agricultura Sinica*, 2008, 41(7): 2025 ~ 2032. (in Chinese)
- 12 刘小刚, 张富仓, 田育丰, 等. 水氮处理对玉米根区水氮迁移和利用的影响 [J]. *农业工程学报*, 2008, 24(11): 19 ~ 24.
- 13 鲍士旦. 土壤农化分析 [M]. 北京: 中国农业出版社, 2000: 49 ~ 60.
- 14 杜太生, 康绍忠, 张雯, 等. 不同沟灌模式对沙漠绿洲区葡萄生长和水分利用的效应 [J]. *应用生态学报*, 2006, 17(5): 805 ~ 810.  
Du Taisheng, Kang Shaozhong, Zhang Wen, et al. Effects of different furrow irrigation modes on grape growth and water use in oasis region [J]. *Chinese Journal of Applied Ecology*, 2006, 17(5): 805 ~ 810. (in Chinese)
- 15 李平, 齐学斌, 樊向阳, 等. 分根区交替灌溉对马铃薯水氮利用效率的影响 [J]. *农业工程学报*, 2009, 25(6): 92 ~ 95.  
Li Ping, Qi Xuebin, Fan Xiangyang, et al. Effect of alternate partial root-zone irrigation on nitrogen and water use efficiency of potato [J]. *Transactions of the CSAE*, 2009, 25(6): 92 ~ 95. (in Chinese)

~~~~~

(上接第 38 页)

- 5 Triantafyllidis G K, Kazantzis A V, Drambi E K. Fracture characteristics of torsion-bending fatigue and impact fatigue failure of two steel pins in a crawler excavator [J]. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, 2009, 9(1): 23 ~ 27.
- 6 Stojan Sedmak, Aleksander Sedmak, Miodrag Arsic. An experimental verification of numerical models for the fracture and fatigue of welded structures [J]. *Material in Technology*, 2007, 41(4): 173 ~ 178.
- 7 John E Pearson, Robert Hannen, Erik Soderberg W. Development of fatigue monitoring system for a hydraulic excavator [J]. *Practice Periodical on Structural Design and Construction*, 2004, 9(4): 221 ~ 226.
- 8 孟宪红, 柳春图. A633D 斗杆的疲劳裂纹形成寿命 [J]. *应用力学学报*, 2001, 18(2): 128 ~ 133.  
Meng Xianhong, Liu Chuntu. The initiation life of the fatigue crack of the dipper-handle made of A633D steel [J]. *Chinese Journal of Applied Mechanics*, 2001, 18(2): 128 ~ 133. (in Chinese)
- 9 弯勇, 王兰省. 元宝山露天矿斗轮挖掘机斗轮驱动电机支承梁寿命评估 [J]. *中国机械工程*, 1998, 9(11): 48 ~ 50.  
Wan Yong, Wang Lansheng. Fatigue life estimation to the counter moment beam on bucket wheel reclaimer working at Yuan Bao Shan Coalfield [J]. *Chinese Mechanical Engineering*, 1998, 9(11): 48 ~ 50. (in Chinese)
- 10 苏猛, 张万山. 液压挖掘机工作装置断裂分析 [J]. *煤矿机械*, 2006, 27(6): 975 ~ 976.  
Su Meng, Zhang Wanshan. Fracture analysis of hydraulic excavator working mechanism [J]. *Coal Mine Machinery*, 2006, 27(6): 975 ~ 976. (in Chinese)
- 11 杜文靖, 崔国华, 刘小光. 液压挖掘机工作装置整体集成有限元分析 [J]. *农业机械学报*, 2007, 38(10): 20 ~ 24.  
Du Wenjing, Cui Guohua, Liu Xiaoguang. Integration finite element analysis on whole working equipment of hydraulic excavator [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2007, 38(10): 20 ~ 24. (in Chinese)
- 12 成凯, 李山辉, 刘述学, 等. 装载机工作装置的有限元分析 [J]. *农业机械学报*, 2001, 32(6): 18 ~ 21.  
Cheng Kai, Li Shanhuai, Liu Shuxue, et al. Finite element analysis of loader working equipment [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2001, 32(6): 18 ~ 21. (in Chinese)