

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2014.03.002

# 基于 SimulationX 的挖掘机高压斗杆缸缓冲装置的仿真与试验研究

陈 勋<sup>1</sup>, 周 军<sup>1\*</sup>, 盖丽红<sup>2</sup>, 张延良<sup>1</sup>, 李 卫<sup>1</sup>

(1. 山东大学 机械工程学院, 山东 济南 250061; 2. 山东省环科院环境工程有限公司, 山东 济南 250013)

**摘要:**为研究高压油缸的行程末端缓冲装置的缓冲性能,获得油缸缓冲行程阶段的压力、流量等参数,以一款国产挖掘机高压斗杆缸作为研究对象,将计算机仿真技术应用到实际工程研究中。基于 SimulationX 仿真软件搭建了挖掘机工作装置液压系统的仿真模型(特别是缓冲模型),开展了液压-机械多体动力学联合仿真;在典型工况下对液压挖掘机斗杆缸的压力、流量等参数进行了试验,通过比对仿真结果,对挖掘机液压系统仿真的准确性进行了评价。结果表明,所建立的仿真模型是合理的、科学的,该仿真技术在工程领域更进一步的推广是可行的。

**关键词:**高压斗杆缸;缓冲装置;仿真技术;试验;SimulationX

中图分类号:TH122;TH137.51

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2014)03-0270-07

## SimulationX-based study on cushion devices of excavator high pressure arm cylinder and tests

CHEN Xun<sup>1</sup>, ZHOU Jun<sup>1</sup>, GAI Li-hong<sup>2</sup>, ZHANG Yan-liang<sup>1</sup>, LI Wei<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China;

2. Shandong Academy of Environment Science Environmental Engineering Co., Ltd., Jinan 250013, China)

**Abstract:** In order to study the cushion performance of cushion devices in the ends of high pressure cylinder and obtain the parameters of flow and pressure during cylinder cushion stroke, high pressure arm cylinder of excavator(a domestic brand) was regarded as research object, applying computer simulation technology to engineering research. The whole simulation model (especially cushion model of the arm cylinder) of excavator hydraulic system was built based on simulation software SimulationX, multi-domain co-simulation of mechanism, hydraulic and multi-body dynamics was carried out. Meanwhile, tests were run on real excavator under typical operating conditions to record pressure and flow parameters of the high pressure cylinder. The accuracy of simulation results were evaluated by comparing with the test ones. The comparison results show that the simulation model is scientific and reasonable, further popularizing of computer simulation technology in engineering field is feasible.

**Key words:** high pressure arm cylinder, cushion devices, simulation technology; tests; SimulationX

## 0 引 言

液压缸是液压传动的主要元件之一,在动力作用下液压缸可以发挥很大的作用,动力型油缸可以用来

推动非常重的部件移动。随着油缸拖动质量的增加,油缸所承受的惯性力也越来越大,这时在油缸末端会引起较大的冲击和振动,因此,缓冲装置的设置就显得十分有必要<sup>[1-2]</sup>。

收稿日期:2013-11-04

作者简介:陈 勋(1989-),男,江西高安人,主要从事工程机械液压系统、液压和流体仿真方面的研究。E-mail:sunger2009@qq.com

通信联系人:周 军,男,副教授,硕士生导师。E-mail:zhoujun@sdu.edu.cn&zhoujunpl@qq.com

缓冲装置主要分为两类<sup>[3]</sup>:一种是液压缸外部,通过在液压回路中安装节流装置实现;一种是通过内置在液压缸内部的缓冲装置实现。当活塞速度  $V < 0.1 \text{ m/s}$  时,可以不采用缓冲装置;当活塞速度  $0.1 \text{ m/s} < V \leq 1 \text{ m/s}$ ,使用缓冲装置;当速度  $V > 1 \text{ m/s}$ ,还需要添加外部缓冲制动装置<sup>[4]</sup>。内部缓冲装置设计的主流是变节流缓冲理论,大部分带缓冲装置的油缸都采用这种结构。变节流缓冲设计形式包括矩形式、凸台式、梯形式、三角槽式、抛物线式等。国外经常采用一种通过弹簧实现的缓冲结构,这种结构的特点是可靠性强、使用寿命长<sup>[5]</sup>。还有研究者提出了一种自适应缓冲原理,实现利用反馈量调节控制量,进而影响缓冲能力,实现总体能量的平衡<sup>[6-7]</sup>。本研究中的斗杆缸采用的是内部缓冲原理缓和冲击和振动。

液压仿真技术作为一种重要的研究途径,对于我国液压技术的提升有非常重要的作用。目前,液压仿真技术呈现如下几个特点:①仿真自动化趋势明显;②仿真软件都趋向于模块化设计,都是通过元件标准库的形式简化仿真的过程;③多领域联合仿真。在仿真中,笔者将机械-液压-电气等多方面因素考虑进来,实现最大限度地贴近实际工作情况<sup>[8]</sup>。

本研究针对挖掘机高压斗杆缸的缓冲装置进行研究,分析缓冲装置的作用原理,并将其放置于整个挖掘机的液压系统中,利用 SimulationX 多学科仿真软件建模,将动力学仿真和机械部分仿真结合起来进行联合仿真,将整个系统的耦合性和关联性都考虑在内<sup>[9-10]</sup>。

1 挖掘机斗杆缸缓冲装置及其原理

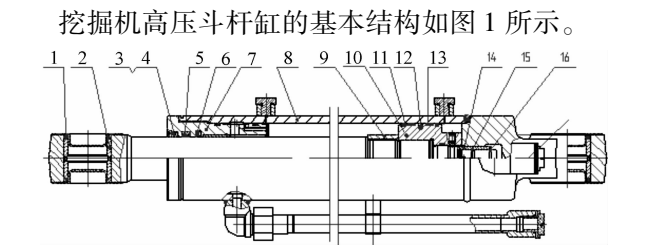


图1 挖掘机高压斗杆缸结构

1—活塞杆;2—衬套;3—钢丝挡圈;4—防尘圈;5—U形圈;6—缓冲环;7—缸盖;8—缸体;9—缓冲套;10—活塞;11—纳污环;12—组合密封圈;13—导向环;14—缓冲套;15—缓冲环;16—固定挡环

1.1 有杆腔缓冲装置及其原理分析

斗杆缸有杆腔缓冲装置如图2所示。缓冲套的外径与端盖孔内径为间隙配合,缓冲套的内孔与活塞杆之间也为间隙配合,缓冲套可以沿着活塞杆径向做小

范围的移动。

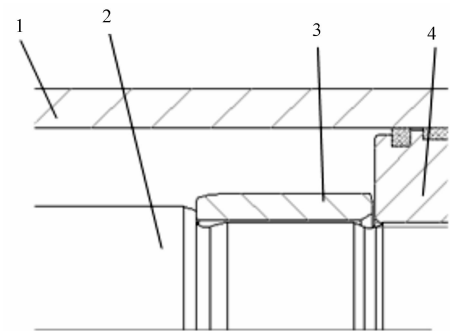


图2 有杆腔缓冲装置结构图

1—缸筒;2—活塞杆;3—有杆腔缓冲套;4—活塞

缓冲套在有杆腔缓冲中起主要缓冲作用,其基本结构如图3所示。缓冲套外圆上开有3个均布的斜切面,斜切角为  $1^\circ$ ,这是其缓冲作用的关键部位之一。

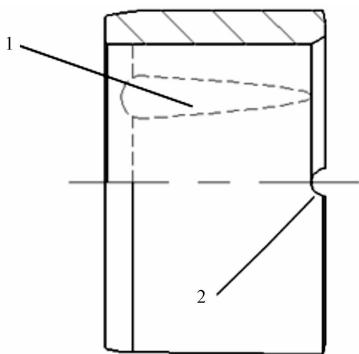


图3 有杆腔缓冲套结构示意图

1—斜切面;2—通油槽

缓冲套左端面是光整平面,有一个斜度为  $15^\circ$  的倒角。有杆腔缓冲中另一个重要的结构是缓冲节流小孔,有杆腔节流小孔结构示意图如图4所示。当缓冲套进入缸盖的缓冲孔后,节流小孔就起到明显的节流缓冲效果。

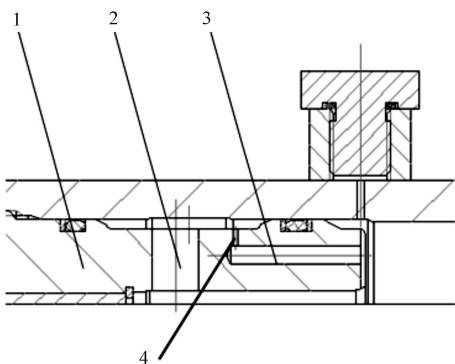


图4 有杆腔节流小孔结构示意图

1—缸盖;2—圆形油孔;3—细长孔;4—节流小孔

活塞向左移,缓冲套进入缓冲孔之前的阶段,油液流动路径如图5所示。在非缓冲行程内,缓冲套都处于悬浮的状态,基本不起作用。当液压缸刚开始有缓

冲压力作用时,缓冲套在液压力作用下自动对中,同时缓冲套向左移动靠在相应的轴肩上,切断有杆腔缓冲套与活塞杆形成的环形间隙。此时,油液有两条路径:一是通过缸盖节流小孔流出有杆腔,一是通过缓冲套与缸盖缓冲孔之间的间隙流出有杆腔。

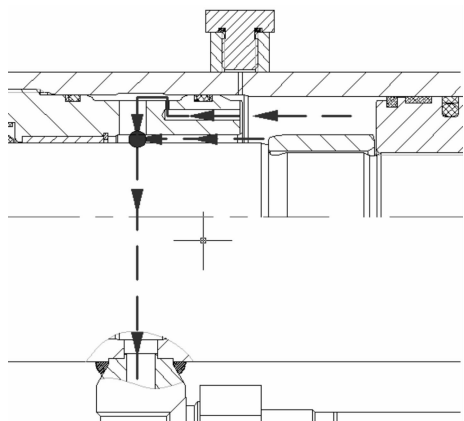


图 5 有杆腔缓冲锐缘节流油液路径示意图

当缓冲套开始进入缸盖内孔时,有杆腔油液只能通过缓冲间隙排出,油液短时间内大量积聚,使有杆腔的压力上升,开始对活塞产生阻力,形成一个与活塞运动方向相反的力,使活塞的运动速度减慢,达到缓冲的目的。由于缓冲套外圆上开有 3 个均布的斜切面,这样缓冲节流面积就可随缓冲行程的增加逐渐缩小,缓冲压力由小变大,以达到平稳的缓冲效果。缸盖上的并联缓冲小孔起到节流缓冲的作用,加速缓冲腔的油液排出,缩短缓冲时间。活塞继续左移,节流小孔起到明显的节流缓冲作用。行程末端,油液就只通过缸盖缓冲小孔一条路径流出有杆腔。

油液流动路径如图 6 所示。

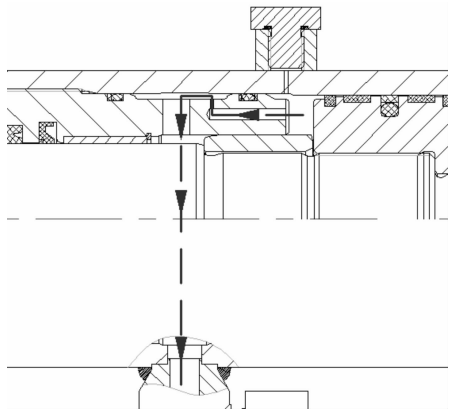


图 6 有杆腔缓冲小孔节流油液路径示意图

## 1.2 无杆腔缓冲装置及其原理分析

无杆腔缓冲结构相对比较复杂。无杆腔缓冲装置结构示意图如图 7 所示。除缓冲套外,该装置中还设计了一个缓冲环。

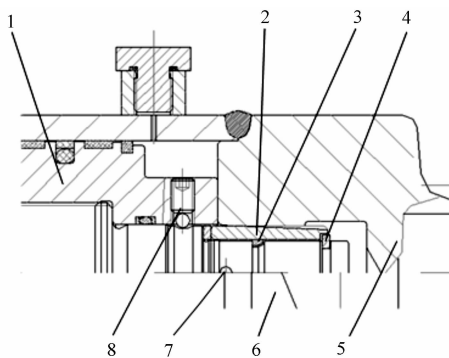


图 7 无杆腔缓冲装置结构示意图

1—活塞;2—无杆腔缓冲套;3—缓冲环;4—挡环;5—缸头;6—柱塞;7—缓冲套通油孔;8—销轴

无杆腔缓冲套的一侧端部也径向布置了两个圆形孔,主要起到通油作用;和有杆腔缓冲套不同,无杆腔缓冲套只有两个斜切面,呈  $180^\circ$  均布。在缓冲套右侧有一个圆形的倒角,利于部件进入缓冲孔时对中。无杆腔缓冲套与活塞杆之间存在一个环形缝隙,起到环形节流作用。

缓冲环的基本结构如图 8 所示。缓冲环是无杆腔缓冲装置中最重要的一个部件,缓冲环安装在缓冲套内壁之后,会形成一个近似矩形的小孔。缓冲环一侧端面有两个径向布置的梯形孔槽,可以起到缓冲和加速反向启动的作用。

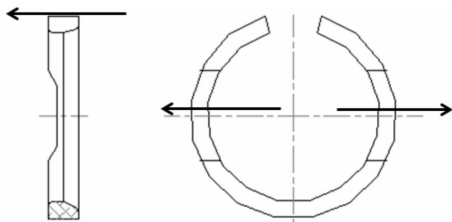


图 8 缓冲环结构及反向启动缓冲环油液路径示意图

无杆腔断面收缩节流油液路径示意图如图 9 所示。当缓冲柱塞右端近似抛物线圆锥部分进入缓冲孔前,缓冲孔便开始实现端面收缩节流;随着缓冲行程的深入,节流面积逐渐减小,流道断面突然收缩引起局部压力损失,活塞速度逐渐降低。

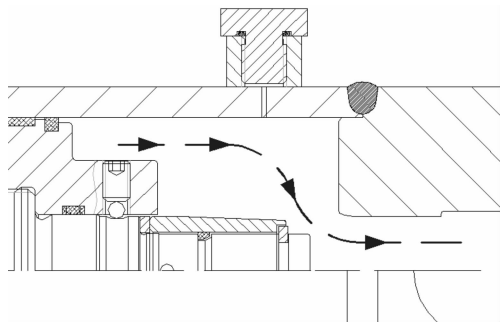


图 9 无杆腔断面收缩节流油液路径示意图

缓冲柱塞外径与缓冲孔内径为小间隙配合,当柱塞完全进入缓冲孔之后,缝隙节流开始发挥作用,压力油路径如图 10 所示。回程时压力油路径与图 9 所示相反,唯一不同的是缓冲环被推到左侧,缓冲环径向的梯形槽打开,加快反向启动速度,如图 8 中箭头所示。

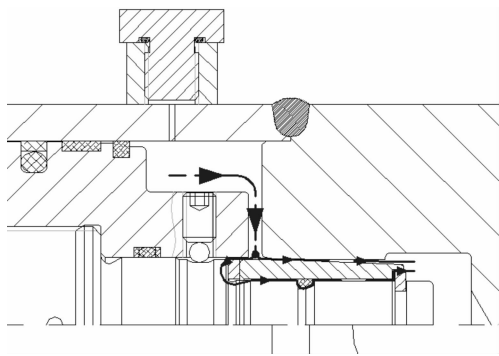


图 10 无杆腔缝隙节流油液路径示意图

## 2 液压缓冲理论与 SimulationX 建模仿真

### 2.1 液压缸缓冲理论

进行系统化方针的先决条件是建立准确的系统模型和数学模型,以及系统中各个元件准确的参数<sup>[11]</sup>。

#### 2.1.1 面积节流缓冲理论分析

根据丁凡教授柱塞缓冲三段式理论<sup>[12]</sup>,以圆锥形缓冲柱塞为研究对象,将缓冲过程分为局部压力损失、锐缘节流和缝隙节流 3 个阶段。

第一阶段:当圆锥形缓冲柱塞离缓冲孔较远时,油液断面突然收缩,产生局部压力损失,其流量方程如下<sup>[13]</sup>:

$$Q = c_f \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (1)$$

式中: $Q$ —缓冲的油液流量, $c_f$ —断面收缩流量因数, $\rho$ —油液密度, $\Delta p$ —油液压差。

第二阶段:当缓冲柱塞离缓冲孔较近时,缓冲柱塞的边缘和缓冲孔的边缘形成锐缘,其流量方程为:

$$Q = c_d \pi \sqrt{(l_0 - x)^2 + (\delta_1 + \delta)^2} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (2)$$

式中: $c_d$ —锐缘节流的流量因数, $l_0$ —初始缓冲的距离, $\delta$ —缓冲柱塞与缓冲小孔的间隙, $\delta_1$ —缓冲柱塞锥体斜面与缓冲孔孔之间的间隙, $x$ —活塞的位移。

第三阶段:当缓冲柱塞进入缓冲孔中,形成缝隙节

流,流量方程为:

$$Q = \frac{\pi d \Delta p (\delta_1 + \delta)^2 \left( \delta_1 - \delta_1 \frac{x - l_0}{l} + \delta \right)^2}{6 \mu (x - l_0) \left( 2 \delta_1 + 2 \delta - \delta_1 \frac{x - l_0}{l} \right)} \quad (3)$$

式中: $\mu$ —油的动力粘度, $l$ —缓冲行程。

#### 2.1.2 短孔 (Short throttles) 节流缓冲理论分析

斗杆缸无杆腔缓冲结构最重要的结构之一就是缓冲环上的缓冲小口,通过这个小口实现了短孔节流缓冲。小孔节流形式如图 11 所示。油液通过较短的小孔表现出非线性流动的特性,这种结构容易发生湍流能量损失的情况。

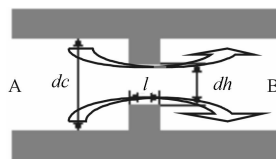


图 11 短孔节流模型

$dh$ —水力直径; $l$ —小孔的长度; $dc$ —进油孔上游和下游的水力直径

假设进口为 A,出口为 B,通过小孔的流量计算公式为:

$$Q = a_d A_0 \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \quad (4)$$

式中: $a_d$ —流量系数; $A_0$ —小孔节流面积; $\Delta p$ —A、B 口压降; $\rho$ —油液密度。

#### 2.1.3 环形缝隙节流缓冲理论分析

无杆腔缓冲套与活塞杆之间的间隙实现斗杆缸的环形缝隙节流。环形缝隙中的流体状态受到流体粘度、缝隙大小以及压力差的影响。理想情况下,一般按照定常流动的形式处理,柱塞和缓冲之间的流量差值在静压状态下一般依照以下公式计算<sup>[14]</sup>:

$$Q = \frac{\pi d h^3 \Delta p}{12 \mu l} \pm \frac{\pi d h v}{2} \quad (5)$$

式中: $Q$ —间隙流量, $d$ —柱塞直径, $h$ —单边间隙值, $\Delta p$ —压力差, $\mu$ —流体动力粘度, $l$ —密封长度, $v$ —柱塞与孔的相对运动速度。

当然,在实际情况下,柱塞进入缓冲之后会有偏心情况的存在,偏心对柱塞的受力以及流量会有一定的影响。但在本研究中将该过程理想化,即假定不存在偏心现象。

### 2.2 建模

本研究依托的仿真软件是 SimulationX,它是 ITI 公司的非线性动力仿真软件,主要特点是集成了机械、液压、气动、热、电和磁等各个专业的技术,不同领域的

模块之间可进行物理耦合连接,从而可以实现一体化建模仿真。

有杆腔缓冲模型如图 12 所示(粗黑虚线框内),图中几个元件代表有杆腔缓冲中的几条通路。

通路 A 代表缓冲套与活塞杆之间的环形间隙 1,单向阀 2 用以控制环形间隙的单向导通。

通路 B 模拟缓冲套外部带有 3 个斜切面和圆形倒角的变节流缓冲结构,将该复杂的结构转化为位移—通流面积控制曲线与位移—水力直径控制曲线,用数学方式实现缓冲结构的转换,降低仿真斜切面结构的难度。

通路 C 代表缓冲孔与缓冲套之间的加工间隙 4,简化为环形间隙。

通路 D 所在的通路依次为四个圆形通油孔 5、缸盖并联节流小孔 6 和缸盖细长孔 7。

元件 8 代表有杆腔出油管。该模型已经被大大简化,在建模过程有研究忽略了一些不确定因素,如振动、温度变化、缓冲套的偏心等。另外,在仿真中将液压油看成理想的非压缩流体,有恒定的密度和粘度。

有杆腔缓冲模型建立完毕,机械、无杆腔缓冲模型和液压系统模型的建模方法基本相似,这里不再一一赘述。完整的仿真模型如图 12 所示。

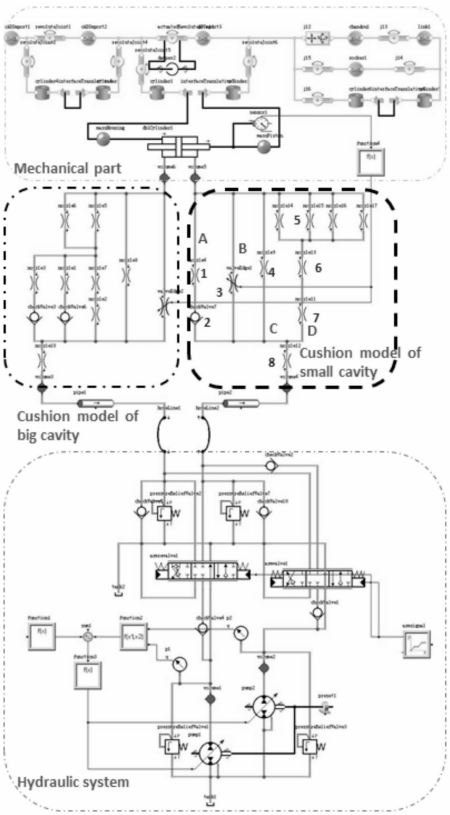


图 12 仿真模型

有杆腔建模中需要用到的参数如表 1~3 所示。

表 1 有杆腔结构参数

| 序号 | 参数名称                    | 参数值                |
|----|-------------------------|--------------------|
| 1  | 有杆腔缓冲套内径/mm             | 50                 |
| 2  | 有杆腔缓冲套外径/mm             | 60                 |
| 3  | 缓冲套通油孔直径/mm             | 4                  |
| 4  | 缓冲套斜切面起点/mm             | 36                 |
| 5  | 缸盖缓冲孔直径/mm              | 60                 |
| 6  | 缸盖节流小孔直径/mm             | $\Phi 4 \times 30$ |
| 7  | 缓冲套段活塞杆直径/mm            | 49                 |
| 8  | 缓冲套斜切面角度/( $^{\circ}$ ) | 3~1                |

表 2 油液特性参数

| 序号 | 参数名称                                     | 参数值     |
|----|------------------------------------------|---------|
| 1  | 油液密度/( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ) | 850     |
| 2  | 油液动力粘度/( $\text{Pa} \cdot \text{S}$ )    | 0.111 5 |
| 3  | 油液体积弹性模量/MPa                             | 710     |

表 3 活塞杆总成结构参数

| 序号 | 参数名称                                       | 参数值    |
|----|--------------------------------------------|--------|
| 1  | 活塞直径/mm                                    | 90     |
| 2  | 活塞杆直径/mm                                   | 54     |
| 3  | 活塞最大冲程/mm                                  | 816    |
| 4  | 无杆腔死区容积/ml                                 | 210    |
| 5  | 有杆腔死区容积                                    | 0      |
| 6  | 最大静摩擦力/N                                   | 1 488  |
| 7  | 库仑摩擦力/N                                    | 1 360  |
| 8  | 粘性阻尼系数/( $\text{Ns} \cdot \text{m}^{-1}$ ) | 15 260 |
| 9  | 缸筒外径/mm                                    | 105    |

2.3 仿真

笔者运行仿真模型,仿真运行完毕之后,得到斗杆缸的仿真结果。

2.3.1 活塞运动参数、油缸无杆腔和有杆腔体积仿真结果分析

活塞速度变化曲线、油缸无杆腔和有杆腔油液体积随活塞移动变化曲线如图 13 所示。

0~0.6 s 为油缸反向启动阶段;0.6 s~2.6 s 为油缸回缩阶段;2.6 s~3.1 s 为无杆腔缓冲阶段;3.1 s~3.4 s 为油缸外伸启动阶段;3.4 s~5.8 s 为油缸外伸阶段;5.8 s~6.2 s 为有杆腔缓冲阶段。每 6 s 为一个工作循环。

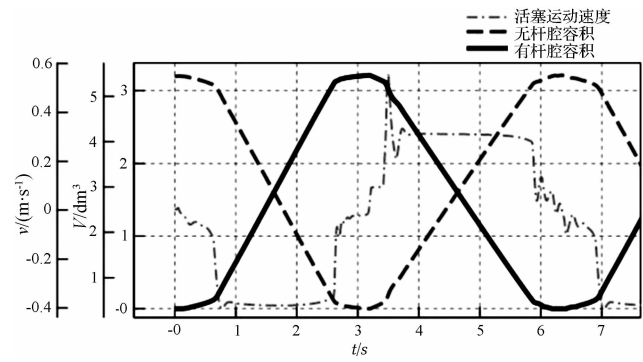


图 13 活塞速度、无杆腔和有杆腔体积变化曲线

2.3.2 无杆腔和有杆腔压力仿真结果分析

斗杆缸无杆腔和有杆腔压力变化曲线(仿真结果)如图 14 所示。和无杆腔压力变化曲线相比,有杆腔的压力整体均值较高。油缸回缩时,无杆腔压力出现压力波动,峰值压力可达 20.1 MPa,随后压力逐步上升,无杆腔开始断面收缩节流,2.7 s 时无杆腔缓冲装置开始起主要作用,无杆腔缓冲套开始进入缓冲孔。整个循环无杆腔最大压力约为 21 MPa。

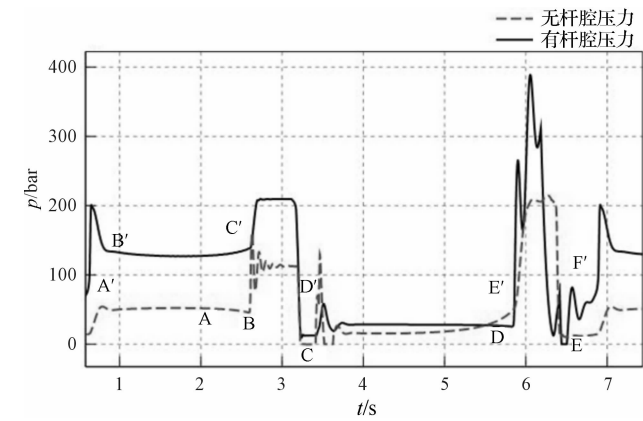


图 14 斗杆缸无杆腔和有杆腔压力变化曲线(仿真结果)

斗杆缸完全回缩时,有杆腔压力急剧下降到约 3.2 MPa。油缸开始外伸时,无杆腔压力出现小幅上升。进入有杆腔缓冲行程时,有杆腔压力瞬时剧烈波动,最大峰值压力可达到 38.9 MPa。

3 试验及分析

该试验所用挖掘机如图 15 所示,本研究主要测试斗杆缸动作中的主要参数。测试仪器为 Strain book/616。

试验条件为空载,设定发动机转速为2 000 r/min。测试参数主要包括斗杆缸无杆腔缓冲压力和有杆腔缓冲压力,每 6 s 为一个工作循环,每一个工作循环斗杆



图 15 试验挖掘机

缸伸缩一次。根据测试要求,本研究在斗杆缸上连接压力传感器,记录无杆腔和有杆腔液压油压力变化。

试验结果如图 16 所示。

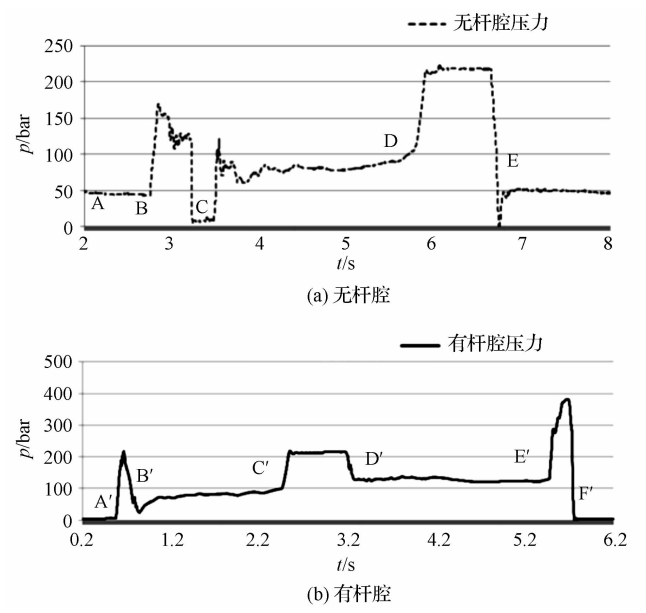


图 16 压力变化曲线(试验结果)

试验结果与仿真结果对比如下:

比较图 14 和图 16 中无杆腔压力曲线(虚线标示),两个曲线的趋势大体相同。无杆腔缓冲阶段(两条曲线中的 BC 段),缓冲时间的试验值为 0.45 s 左右,仿真值为 0.4 s;缓冲阶段压力峰值试验值为 16 MPa,仿真值为 15.6 MPa,结果表明缓冲阶段的试验和仿真之间只存在微小差异,说明无杆腔缓冲模型的合理性。无杆腔压力曲线其他部分,起始段 AB 的起始压力均在 5 MPa 左右,无杆腔峰值压力 DE 段分别为 21.8 MPa 和 21.4 MPa 左右。差别在于:①无杆腔压力峰值压力调整时间(DE 段),实验值为 0.81 s,而仿真值为 0.7 s;②CD 段压力差距最大,实验值为 7.5 MPa 左右,而仿真值为 2.5 MPa 左右。分析原因:仿

真模型比较理想化,没有考虑系统的泄露、发热、摩擦、密封等因素的影响,尤其泄露对于缓冲时间的影响比较大,因此对误差的影响比较明显。

比较图 14、图 16 中有杆腔压力曲线(实线标示)发现,两个曲线的趋势大体相同。两曲线的 E'F'段为有杆腔缓冲阶段,试验结果显示缓冲峰值压力为 38.2 MPa 左右,缓冲时间约为 0.35 s;而仿真结果缓冲峰值压力为 38.9 MPa 左右,缓冲时间约为 0.4 s,二者比较相近,说明有杆腔缓冲仿真模型具有合理性。

有杆腔压力曲线其他部分的差别在于:①B'C'段压力试验值大约在 9 MPa 左右,而仿真值却在 12.5 MPa 左右;②D'E'段试验值大约在 11 MPa 左右,而仿真值却在 3 MPa 左右。产生差别的主要因素包括泄露、部件摩擦、油液升温等。

## 4 结束语

(1)本研究针对挖掘机斗杆缸的缓冲装置进行了原理上的分析,建立了基于缓冲理论和 SimulationX 的仿真模型。

(2)通过进行了科学合理的试验,得到了可靠的试验数据。

(3)本研究对缓冲压力峰值和缓冲时间进行了详细的分析,对比了仿真结果和实验结果,发现两者的趋势是一致的,其中无杆腔和有杆腔仿真值相对实验值的差别都在 3% 以内,说明了仿真模型的合理性。

(4)通过借助计算机仿真技术,进行挖掘机缓冲性能的模拟,可以大大地缩短挖掘机的开发周期,降低劳动强度和开发成本。

(5)仿真模型有待进一步完善,应将泄露、部件摩擦、油液升温等因素进一步在模型中加以体现,从而能够使仿真更加贴近实际工程应用情况。

## 参考文献(References):

- [1] 李良福. 动力液压缸缓冲装置新结构[J]. 液压与气动, 2000(2):44-45.
- [2] 徐广红,姜志宏,卢 宏. 变节流型液压缓冲装置的优化计算[J]. 江西冶金,2001,21(3):102-105.
- [3] 刘金榕,易文颖,夏 魁. 新型高速液压缸内缓冲装置及其特性的研究[J]. 机电工程,2010,27(3):33-37.
- [4] 李 哲,王祖温,包 钢. 高速气缸自适应缓冲原理研究[J]. 机械工程学报,2005,4(7):221-224.
- [5] 郑金生,罗飞霆. 浅析液压缸内置式缓冲装置[J]. 工程机械,2002(9):37-38.
- [6] 刘 波,吴 嵩,丁 凡,等. 高速液压缸平板节流缓冲过程的研究[J]. 机床与液压,2004(9):40-41.
- [7] 陈振堂,李昕涛. 单作用空心液压缸的设计建模及分析[J]. 液压气动与密封,2013(11):17-19.
- [8] 程安宁. 液压仿真技术的应用与发展[J]. 机床与液压, 2004(5):9-10.
- [9] 张卫华,李承颖. 液压缸的一种缓冲装置[J]. 液压与气动,2008(9):70-71.
- [10] 刘志乔. 液压缓冲的动力特性[J]. 液压与气动,1978(3):1-9.
- [11] LEI H, GENFU Y, XUEHUI C. Simulation analysis of certain hydraulic lifting appliance under different working conditions[J]. **Physics Procedia**,2012(25):2268-2275.
- [12] 丁 凡. 高速液压缸缓冲过程的研究[J]. 钢铁,1998,33(8):54-57.
- [13] 陈冰冰,寿松乔. 液压缸缓冲结构的分析与计算[J]. 机电工程,1999,16(5):239-241.
- [14] 周梓荣,李夕兵,刘迎春. 环形缝隙中压力水的流动规律研究与试验[J]. 中国机械工程,2005,16(11):1009-1012.

[编辑:罗向阳]

## 本文引用格式:

陈 勋,周 军,盖丽红,等. 基于 SimulationX 的挖掘机高压斗杆缸缓冲装置的仿真与试验研究[J]. 机电工程,2014,31(3):270-276.

CHEN Xun, ZHOU Jun, GAI Li-hong, et al. SimulationX-based study on cushion devices of excavator high pressure arm cylinder and tests[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2014,31(3):270-276.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>