

高速液压缸活塞式缓冲机构的研究

赵伟 黄钰璽 俞浙青 阮健

浙江工业大学特种装备制造与先进加工技术教育部/浙江省重点实验室,杭州,310014

摘要:对采用活塞式缓冲机构的高速液压缸的缓冲过程进行了理论分析和实验研究。将整个缓冲过程分为孔口节流缓冲、锥形缝隙节流缓冲两个阶段,建立了该过程的数学模型,利用数学模型,分析了结构参数对缓冲速度及缓冲腔压力的影响。对两组不同结构参数的样机的缓冲过程进行了试验,理论分析结果与试验结果基本一致。

关键词:液压系统;高速液压缸;缓冲机构;缓冲过程

中图分类号:TH137

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2014.08.008

Study on Piston Cushion Structure of High-speed Hydraulic Cylinder

Zhao Wei Huang Yuzhao Yu Zheqing Ruan Jian

Key Laboratory of E&M, Ministry of Education & Zhejiang Province,

Zhejiang University of Technology, Hangzhou, 310014

Abstract: The theoretical analysis and experimental research for the cushion process of a high-speed hydraulic cylinder with a piston cushion structure was introduced. The whole cushion process was divided into two stages, the orifice throttle cushion and the tapered gap throttle cushion. A mathematical model of the cushion process was established, based upon the mathematical model, the influence of the structural parameters on the cushion velocity and the pressure of cushion chamber was analyzed. The experiment for the cushion process of two sets of prototypes with different structural parameters was done. The theoretical and experimental results are consistent with each other basically.

Key words: hydraulic system; high-speed hydraulic cylinder; cushion structure; cushion process

0 引言

高速液压缸活塞的运动速度很高,会在活塞行程末端产生强烈的冲击、碰撞和振动,造成零部件损坏,必须进行适当的缓冲制动^[1-3]。目前,液压缸的缓冲方式主要有两种:一是液压缸外部缓冲,即在液压缸控制回路中增加节流控制装置,通过改变节流面积进行缓冲;另一种是液压缸内部缓冲,即在液压缸内部设置缓冲结构进行缓冲,具有结构简单、工作可靠、缓冲性能好等优点^[4]。文献[5-6]对高速液压缸圆锥型凸缘和短筒型缓冲结构进行了详细的研究;魏忠永等^[7]研究了台阶缓冲结构的高速液压缸缓冲过程;刘波等^[8]研究了平板节流缓冲结构的高速液压缸缓冲装置。上述缓冲结构均在液压缸活塞上设置缓冲柱塞,在缸盖上设置缓冲孔。缓冲过程中,柱塞进入缓冲孔使缓冲孔内油液受挤压,压力迅速升高以提供反向制动力。上述缓冲结构的主要缺点是缓冲孔与活塞或活塞杆密封件相连,高速缓冲时,柱塞对

缓冲孔内油液的挤压作用更强,造成油液压力过高,影响密封件的可靠性。活塞式缓冲结构的缓冲腔与密封件隔离,具有结构简单、耐高压冲击、制动距离短等优点。本文针对采用活塞式缓冲结构的高速液压缸的缓冲过程进行理论分析与实验研究。

1 活塞式缓冲结构

高速液压缸活塞式缓冲结构如图1所示,活塞、缓冲活塞和活塞杆之间形成缓冲容腔(缓冲腔),活塞和活塞杆刚性连接。液压缸工作过程中,活塞和缓冲活塞一起向前运动,活塞和缓冲活塞无相对运动,缓冲腔油液压力与回油腔油液压力相同。缓冲过程中,缓冲活塞首先与液压缸端盖碰撞而停止(由于缓冲活塞质量很小,故动能小,不会造成强烈振动和端盖损坏)。之后,活塞继续向前运动,缓冲腔内的油液受到活塞的挤压作用,从缓冲活塞锥型凸缘与活塞内壁之间的缝隙流出,形成节流效应,这导致缓冲腔内油液的压力急剧升高,并向活塞提供反向制动力。弹簧保证液压缸工作时缓冲活塞与活塞处于分离状态并

收稿日期:2012-12-05

基金项目:浙江省科技厅重大科技专项重点工业项目(2011C11059)

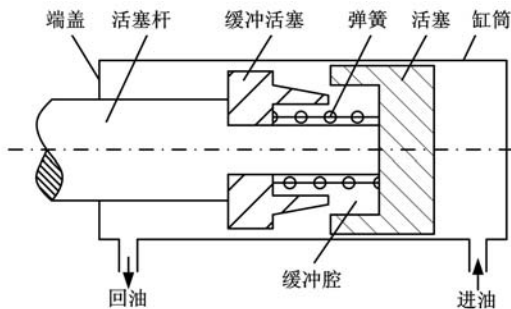


图 1 活塞式缓冲结构原理

起到辅助缓冲作用。

2 缓冲过程的理论分析

当缓冲活塞与端盖接触停止时，高速液压缸缓冲过程开始，活塞缓冲过程分为两个阶段：

(1) 孔口节流阶段。如图 2a 所示，缓冲腔内的油液从缓冲活塞的锥型凸缘与活塞内壁之间的间隙流出，此时，凸缘与活塞内壁的轴向重叠量较小，流动特性与薄壁孔口相近，油液流过间隙的流量方程为

$$q_v = \pi C_d d [\delta_2 + \frac{\delta_1 - \delta_2}{l_0} (l_0 - y)] \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (1)$$

式中， q_v 为缓冲流量，L/min； C_d 为流量系数，取 0.62； d 为缓冲活塞凸缘直径，mm； l_0 为缓冲活塞锥体长度，mm； δ_1 为凸缘前端与活塞间隙，mm； δ_2 为凸缘末端与活塞间隙，mm； y 为活塞位移，mm； Δp 为压差， $\Delta p = p_2 - p_3$ ，Pa； ρ 为油液密度，kg/m³。

(2) 圆锥环形缝隙节流阶段。如图 2b 所示。环形缝隙流动包括压差流动和剪切流动，但由于缝隙较大，故后者的影响甚微，基本不用考虑，压差流动流量方程为

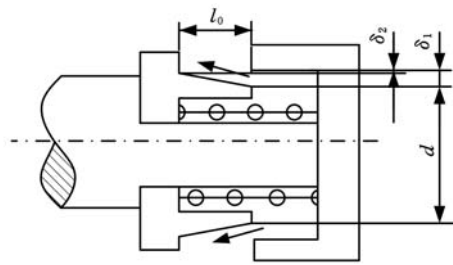
$$q_v = \frac{\pi d \delta_1^3 [\delta_2 l_0 + (\delta_1 - \delta_2)(l_0 - y)]^2}{6\mu y [(\delta_1 + \delta_2)l_0 + (\delta_1 - \delta_2)(l_0 - y)]} \Delta p \quad (2)$$

式中， μ 为油液动力黏度，Pa·s。

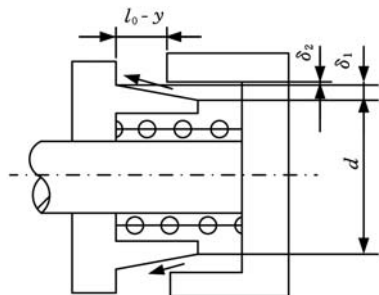
缓冲过程中，活塞的运动导致锥型缝隙长度不断增大，孔口节流由薄壁孔口逐渐向厚壁孔口过渡，如图 2 所示。由于厚壁孔口存在射流扩散附壁作用，故其流速系数与薄壁孔口的并不相同^[9]。此外，随着锥型缝隙长度的进一步增大和间隙 δ_1 的减小，孔口节流将由厚壁孔口向缝隙节流阶段过渡，厚壁孔口节流与缝隙节流之间的过渡点以及是否存在过渡区，还待作进一步的研究。本文中，若由式(2)计算的缝隙节流量小于由式(1)计算的孔口节流流量，即

$$\frac{\delta_1^3 [\delta_2 l_0 + (\delta_1 - \delta_2)(l_0 - y)]}{y [(\delta_1 + \delta_2)l_0 + (\delta_1 - \delta_2)(l_0 - y)]} \leq 6\mu C_d \sqrt{\frac{2}{\rho \Delta p}} \quad (3)$$

则认为缓冲过程从孔口节流阶段进入缝隙节流阶段。



(a) 孔口节流阶段



(b) 缝隙节流阶段

图 2 活塞缓冲过程

高速缓冲测试系统工作原理如图 3 所示，液压缸采用差动连接方式，依靠蓄能器提供活塞高速运动所需的大流量油液。蓄能器油液通过一个大流量高速开关阀进入液压缸进油腔。缓冲过程中，大流量开关阀阀口完全打开，相当于一个固定节流口。

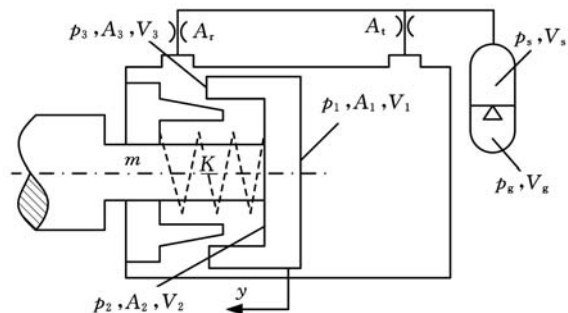


图 3 高速液压缸缓冲测试系统

缓冲过程中，蓄能器气体膨胀过程时间较短，可按绝热过程处理：

$$p_{g0} V_{g0}^k = p_g V_g^k \quad (4)$$

式中， p_g 为蓄能器气体压力，Pa；下标“0”表示初始值； V_g 为蓄能器气体体积，m³； k 为气体绝热系数，取 1.4。

不计蓄能器活塞摩擦力及惯性的影响，由式(4)及蓄能器液体压力 $p_s = p_g$ 可推导出缓冲过程中蓄能器油液压力变化率：

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{q_s k \beta_c}{k(V_{s0} + V_{g0} - V_{g0} \sqrt{\frac{p_{s0}}{p_s}}) - \beta_c (\frac{V_{g0}}{p_s} \sqrt{\frac{p_{s0}}{p_s}})} \quad (5)$$

$$q_s = C_d \sqrt{2/\rho} (A_t \sqrt{p_s - p_1} - A_r \sqrt{p_3 - p_s})$$

式中， t 为时间，s； V_s 为蓄能器液体体积，m³； β_c 为油液有效体积弹性模量， $\beta_c = 700$ MPa； q_s 为蓄能器排出油液流量； p_1 、 p_3 分别为液压缸进油腔和回油腔的压力，Pa； A_t

为进油节流面积(定值), m^2 ; A_r 为回油节流面积(定值), m^2 。

液压缸活塞的动力学平衡方程为

$$m \frac{d^2y}{dt^2} = p_1 A_1 - p_2 A_2 - p_3 A_3 - K(y_0 + y) - B_p \frac{dy}{dt} \quad (6)$$

式中, m 为活塞质量, kg; p_2 为缓冲腔的压力, Pa; A_1 、 A_2 、 A_3 分别为液压缸进油腔、缓冲腔及回油腔作用面积, m^2 ; K 为弹簧刚度, N/m; B_p 为黏性摩擦系数, $N \cdot s/m$ 。

液压缸进油腔、缓冲腔及回油腔容积大小随着活塞运动而变化, 其流量方程分别为

$$A_1 \frac{dy}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} = C_d A_1 \sqrt{\frac{2(p_s - p_1)}{\rho}} \quad (7)$$

$$A_2 \frac{dy}{dt} - \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dp_2}{dt} = q \quad (8)$$

$$A_3 \frac{dy}{dt} - \frac{V_3}{\beta_e} \frac{dp_3}{dt} + q = C_d A_r \sqrt{\frac{2(p_3 - p_s)}{\rho}} \quad (9)$$

式中, V_1 、 V_2 、 V_3 分别为液压缸进油腔、缓冲腔及回油腔体积, m^3 。

3 理论计算与实验

通过两组结构参数不同的样机对活塞式缓冲机构缓冲过程进行理论与实验研究。表 1 为两组样机的结构参数。

表 1 活塞缓冲结构参数

	第一组	第二组
d (mm)	56.8	69.6
l_0 (mm)	20	60
δ_1 (mm)	0.4/0.6	1.2
δ_2 (mm)	0.2/0.3	0.3
m (kg)	5	25
A_1 (m^2)	3.32×10^{-3}	6.36×10^{-3}
A_2 (m^2)	2.06×10^{-3}	3.52×10^{-3}
A_3 (m^2)	1.08×10^{-3}	2.29×10^{-3}
A_l (m^2)	0.94×10^{-3}	2.64×10^{-3}
A_r (m^2)	0.31×10^{-3}	0.31×10^{-3}

高速液压缸缓冲测试系统如图 4 所示, 液压缸测速装置是 MTS 磁致伸缩位移传感器, 其能够同时输出位移和速度, 分辨率分别为 $1 \mu m$ 和 $0.1 mm/s$ 。

图 5 所示为第一组样机($\delta_1 = 0.4 mm, \delta_2 = 0.2 mm$)的缓冲速度和压力曲线, 活塞初始速度(活塞速度 $v = dy/dt$)为 $5.5 m/s$, 缓冲腔初始压力约为 $3.5 MPa$, 峰值压力约为 $14 MPa$ 。由图 5 可见, 速度随活塞位移迅速下降, 其理论值与实测

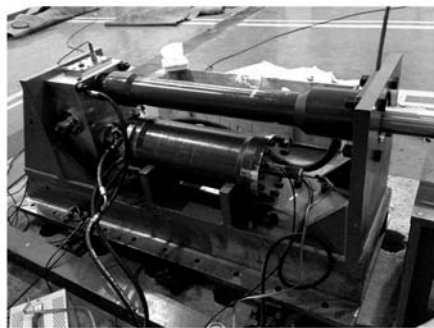


图 4 高速缓冲测试系统照片

值在前 $4 mm$ 的位移内基本一致, 在 $4 mm$ 后存在偏差, 这是由缓冲过程中缓冲活塞凸缘与活塞内壁发生机械碰撞造成的, 原因可能是缓冲活塞或活塞内壁存在加工安装误差以及振动等。

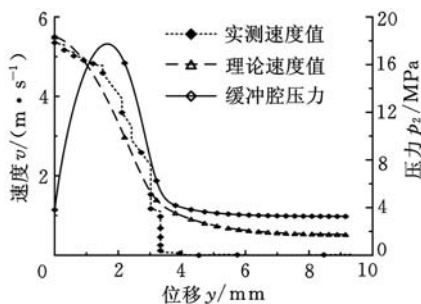


图 5 第一组样机缓冲过程($\delta_1 = 0.4, \delta_2 = 0.2$)

图 6 所示为第一组样机($\delta_1 = 0.6 mm, \delta_2 = 0.3 mm$)的缓冲速度和压力曲线, 活塞初始速度为 $8.2 m/s$, 缓冲腔初始压力约为 $6.8 MPa$, 峰值压力达到 $24 MPa$, 约为初始压力的 3.5 倍。理论值与实测值均较一致, 并在活塞位移 $16 mm$ 后基本保持不变, 分别为 $1.3 m/s$ 和 $0.7 m/s$ 。

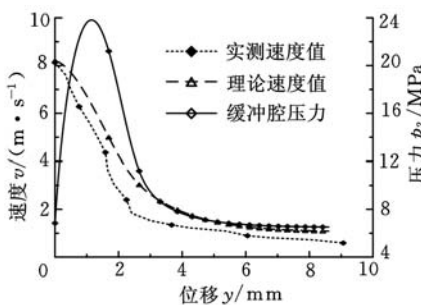


图 6 第一组样机缓冲过程($\delta_1 = 0.6, \delta_2 = 0.3$)

图 7 所示为第二组样机($\delta_1 = 1.2 mm, \delta_2 = 0.3 mm$)的位移和速度曲线, 动力系统将液压缸活塞加速到 $7 m/s$, 并在速度曲线上的 a 点进入缓冲阶段。整个减速过程可以分为两个阶段: 一是从 a 点的 $5.8 m/s$ 快速降至 b 点的 $0.6 m/s$, (减速时间约 $20 ms$, 位移约为 $45 mm$); 二是从 b 点到 c 点, 速度先有抖动再减速至 $0.1 m/s$ 以下, 时间较长。前一阶段应属孔口节流阶段, 活塞运动速度快, 缓冲腔体积变化率大, 压力上升快, 减

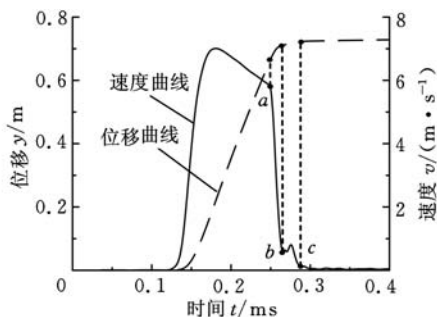
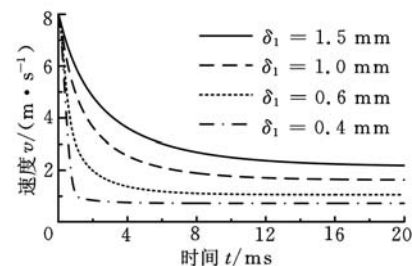


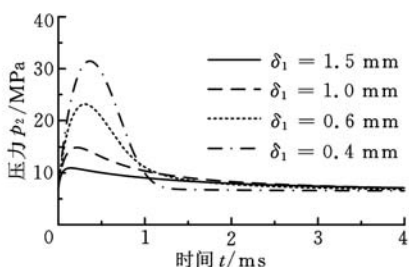
图 7 第二组样机缓冲过程

速效果显著;后一阶段是缝隙节流和黏性阻尼共同作用的结果,约 15 mm 的缓冲行程仅贡献 0.5 m/s 的减速值。可见,孔口节流起到主要减速作用,设计中应满足孔口节流过程所需缓冲行程。另外,通过与第一组样机实验曲线对比发现,第一组样机没有出现缝隙节流过程,这是由于其缓冲行程较短,间隙较大,难以形成缝隙。

以第一组样机为例,研究结构参数对活塞式缓冲机构缓冲性能的影响。缓冲过程中,缓冲末速度和缓冲腔峰值压力是重要的性能指标,初始间隙 δ_1 对两者的影响最为显著,如图 8 所示, δ_1 增大时,缓冲腔峰值压力大幅下降,但缓冲末速度增大; δ_1 减小时,缓冲末速度减小,但峰值压力上升。



(a) 对活塞末速度的影响



(b) 对缓冲腔峰值压力的影响

图 8 结构参数对缓冲性能的影响

4 结论

(1) 活塞式缓冲结构能够实现高速液压缸的缓冲制动,活塞初始速度(初始动能)越大,缓冲腔峰值压力越大,所需缓冲行程越长。

(2) 初始间隙 δ_1 对缓冲腔峰值压力及缓冲末

速度影响最为显著,增大 δ_1 会减小峰值压力,但未速度变大,缓冲效果变差;减小 δ_1 会降低末速度,但峰值压力变大。

(3) 活塞式缓冲机构缓冲过程中,孔口节流阶段起到主要的减速制动作用,设计中需保证足够的缓冲行程。

参考文献:

- [1] 谢英俊. 高速液压上抛系统的关键技术研究[D]. 杭州:浙江大学,1996.
- [2] Plummer A R. Highly Dynamic Servohydraulic Motion Control[C]//International Conference on Fluid Power Transmission and Control;ICFP 2009, Hangzhou, China, 2009; 23-27.
- [3] 马琳. 气液弹射机构设计及动态特性研究[D]. 杭州:浙江工业大学,2009.
- [4] 雷天觉. 液压工程手册[M]. 北京:机械工业出版社,1990.
- [5] 丁凡. 高速液压缸缓冲过程的研究[J]. 钢铁,1998, 33(8):54-57.
Ding Fan. Study on Cushion Process of High Speed Hydraulic Cylinder[J]. Iron and Steel, 1998, 33(8): 54-57.
- [6] 丁凡,路甬祥. 短筒型缓冲结构的高速液压缸缓冲过程的研究[J]. 中国机械工程,1998,9(10):52-54.
Ding Fan, Lu Yongxiang. Study on Cushion Process of High Speed Hydraulic Cylinder with Piccolo Type Cushion Structure[J]. China Mechanical Engineering, 1998, 9(10): 52-54.
- [7] 魏忠永,赵鸿飞,刘伟,等. 高压断路器液压操动机构油缸缓冲过程仿真与实验[J]. 农业机械学报, 2010, 41(6): 216-221.
Wei Zhongyong, Zhao Hongfei, Liu Wei, et al. Cushion Process of the Hydraulic Cylinder of Hydraulic Operating Mechanism for High Voltage Circuit Breaker[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(6): 216-221.
- [8] 刘波. 液压缸缓冲结构和缓冲过程的研究[D]. 杭州:浙江大学,2004.
- [9] 盛敬超. 液压流体力学[M]. 北京:机械工业出版社, 1980.

(编辑 张 洋)

作者简介:赵 伟,男,1986 年生。浙江工业大学机械工程学院博士研究生。主要研究方向为液压控制元件及系统。黄钰璿,男,1988 年生。浙江工业大学机械工程学院硕士研究生。俞浙青,男,1963 年生。浙江工业大学机械工程学院教授。阮 健,男,1963 年生。浙江工业大学机械工程学院教授、博士研究生导师。