

基于 SIMULINK 的阀控液压缸运行稳定性建模与仿真分析

韩晨升¹, 温少飞², 赖 成³

(1. 山西交通职业技术学院 工程机械系, 山西 太原 030031; 2. 巨龙钢管有限公司, 河北 青县 062658;
3. 太原理工大学 机械工程学院, 山西 太原 030024)

摘要: 在分析阀控液压缸系统工作原理的基础上, 应用流量和力平衡方程, 建立了锻压机构工作过程中阀控三位四通单活塞液压缸系统的数学模型, 在 MATLAB/SIMULINK 计算机软件平台上进行了仿真计算, 分析系统的稳态特性、动态特性以及频率特性。结果表明: 三位四通阀控液压缸在运行过程中出现振荡和超调, 并且随着时间的推移系统处于稳定状态, 稳态误差为 0, 系统的响应速度较快, 上升时间约为 0.4 s, 调节时间约为 0.55 s, 相位裕度约为 86.7°, 幅值裕度约为 29.2 dB, 为系统结构参数的优化提供了必要的理论依据; 冲击末速度约为 6.22 m·s⁻¹, 回程最大速度为 1.13 m·s⁻¹, 增加了阀控液压缸对活塞伸出的助推作用和对回缩的缓冲作用。

关键词: 阀控液压缸; 液压系统; 动态特性; 稳态特性; 频率特性; MATLAB/SIMULINK

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2017.01.017

中图分类号: TP39 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-3940 (2017) 01-0082-05

Modeling and simulation analysis on operation stability of valve controlled hydraulic cylinder based on SIMULINK

Han Chensheng¹, Wen Shaofei², Lai Cheng³

(1. Engineering Mechanics Department, Shanxi Traffic Vocational and Technical College, Taiyuan 030031, China; 2. Julong Steel Pipe Co., Ltd., Qingxian 062658, China; 3. College of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: Based on the analysis of valve-controlled hydraulic cylinder system, a mathematical model of single piston hydraulic cylinder (three position and four-way) system in the forging was established by flow and force balance equation and simulated by the MATLAB/SIMULINK software platform, and the stability characteristics, dynamic characteristics and frequency characteristics of the system were analyzed accordingly. The results show that the oscillation and overshoot of valve-controlled hydraulic cylinder appear in the running process, and the system is in stable state as time goes on. Therefore, the steady-state error is zero, and the system response speed is faster with the passing time about 0.4 s, adjusting time about 0.55 s, phase margin about 86.7° and amplitude margin about 29.2 dB to provide a necessary theoretical basis for the optimization of system structure parameters. Thus, the pushing effect of valve-controlled hydraulic cylinder on piston extension and the cushioning effect on piston retraction are improved by the valve-controlled hydraulic cylinder with the impact end speed at 6.22 m·s⁻¹ and the return maximum speed at 1.13 m·s⁻¹.

Key words: valve controlled hydraulic cylinder; hydraulic system; dynamic characteristics; stability characteristics; frequency characteristics; MATLAB/SIMULINK

在液压传动系统中, 阀控液压缸是比较常见并且运用比较广泛的动力传动系统。对于一个控制系统而言, 不仅要了解它的工作原理, 还要对它的动态特性进行分析研究^[1-2]。分析系统的结构参数对其动态特性的影响, 从而为系统结构参数的优化提

供必要的理论依据, 特别是在高速重载的情况下, 控制系统动态特性的好坏关系着设备的安全运行^[3-4]。

国内外已经有许多学者开展了阀控液压缸的相关研究并取得了不错的成果, 但其工作过程中动态特性复杂、不易控制的特点不好解决。谭琛等利用 AMESim 对阀控液压锁紧回路进行了仿真, 并在液压试验台上进行了测试^[5]; 苗玉刚等设计了一种阀控旋转作用下的直线运动液压缸, 满足了市场的需求^[6]; 针对针阀控制的液压缸, 李辉等对其不同阀

收稿日期: 2016-06-28; 修订日期: 2016-09-20

基金项目: 山西省自然科学基金资助项目 (20140321014-02)

作者简介: 韩晨升 (1971-), 男, 硕士, 讲师

E-mail: wswang222@126.com

芯参数的流量特性进行了数值仿真研究^[7]。

因此, 本文以锻压机构液压系统中的阀控单活塞液压缸作为研究对象, 建立锻压机构工作过程(有杆腔进油)的数学模型, 并通过 MATLAB/SIMULINK 软件对其进行动态特性分析, 为单活塞液压缸的运行稳定性提供了理论依据。

1 液压系统数学模型

1.1 模型的简化

该锻压机构采用三位四通对称换向阀控制单活塞液压缸, 系统原理图如图1所示。

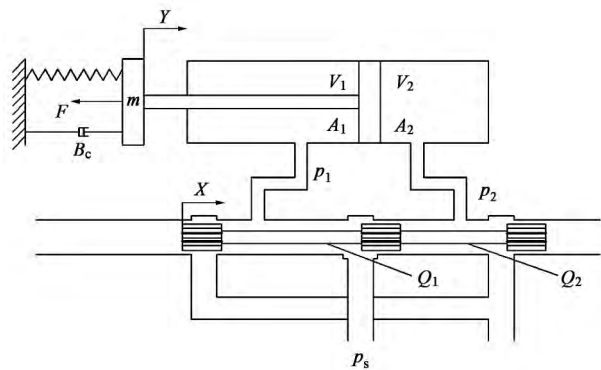


图1 阀控液压缸原理图

Fig. 1 Principle diagram of the valve controlled hydraulic cylinder

为了分析方便, 做如下简化: (1) 阀与液压缸之间用粗短管进行连接, 这样可以不计管道损失, 也可以忽略管路的动态影响; (2) 供油压力 p_s 恒定(恒压源), 并且换向阀的回油压力为零; (3) 换向阀是对称三位四通阀, 工作时, 换向阀的4个节流阀口处于紊流状态, 对称分布; (4) 油液的密度和温度均为常数。

1.2 液压缸的数学模型

液压缸的流量方程^[8]为:

$$Q_1 = C_{ip}(p_1 - p_2) + C_{ep}p_1 + \frac{V_1 \dot{p}_1}{\beta_e} + \dot{V}_1 \quad (1)$$

$$Q_2 = C_{ip}(p_1 - p_2) - C_{ep}p_2 - \frac{V_2 \dot{p}_2}{\beta_e} - \dot{V}_2 \quad (2)$$

式中: Q_1 为液压缸有杆腔的流量, m^3 ; Q_2 为液压缸无杆腔的流量, m^3 ; C_{ip} 为液压缸内部的泄漏系数, $(\text{m}^3 \cdot (\text{s} \cdot \text{Pa})^{-1})$; C_{ep} 为液压缸外部的泄漏系数, $(\text{m}^3 \cdot (\text{s} \cdot \text{Pa})^{-1})$; β_e 为系统的有效体积弹性模量(包括油液、连接管道以及工作腔的机械柔度), $(\text{N} \cdot \text{m}^{-2})$; p_1 为液压缸有杆腔的压力, Pa ; p_2 为液压缸无杆腔的压力, Pa ; V_1 为有杆腔的有效容积

(包括换向阀、连接管道以及工作腔的有效容积), m^3 ; V_2 为无杆腔的有效容积(包括换向阀、连接管道以及工作腔的有效容积), m^3 。令:

$$V_1 = V_{10} + A_1 Y, \quad V_2 = V_{20} - A_2 Y \quad (3)$$

式中: V_{10} 和 V_{20} 分别为有杆腔和无杆腔在平衡点的容积, m^3 ; A_1 和 A_2 分别为液压缸有杆腔和无杆腔的有效作用面积, m^2 ; Y 为活塞杆位移, mm 。

对公式(3)求导:

$$\dot{V}_1 = A_1 \dot{Y}, \quad \dot{V}_2 = -A_2 \dot{Y} \quad (4)$$

可知液压缸的流量方程为:

$$Q_L = C_{te} p_L + \frac{V_e}{4\beta_e} \dot{p}_L + A_1 \dot{Y} + Q_{lad} \quad (5)$$

式中: $C_{te} = \frac{(1 + \eta^2) C_{ip} + C_{ep}}{1 + \eta^3}$, 为液压缸的等效泄漏系数, $(\text{m}^3 \cdot (\text{s} \cdot \text{Pa})^{-1})$; p_L 为液压系统实际压力, MPa ; $V_e = \frac{4V_1}{1 + \eta^3}$, 为液压缸的等效容积, 很显然 V_e 是一个变化值, 一般来说 $V_e = A_2 L$, m^3 ; L 为液压缸的最大行程, mm ; η 为流量系数; $Q_{lad} = \frac{(\eta^3 - \eta^2) C_{ip} + \eta^3 C_{ep}}{1 + \eta^3} p_s$, 为液压缸附加泄漏流量, $(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$, 一般可以忽略不计。

液压缸的力平衡方程^[9]为:

$$p_L A_1 = A_1 p_1 - A_2 p_2 = m \frac{d^2 Y}{dt^2} + B_c \frac{dY}{dt} + kY + F \quad (6)$$

式中: m 为负载及活塞杆的等效总质量, kg ; B_c 为液压缸的粘性摩擦系数, $(\text{N} \cdot \text{m}^{-2})$; k 为负载弹簧刚度, $(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$; F 为作用在液压杆上的外载荷力, N ; t 为时间, s 。

对公式(5)和公式(6)进行拉氏变换后得:

$$Q_L(s) = A_1 s Y(s) + C_{te} p_L(s) + \frac{V_e}{4\beta_e} s p_L(s) \quad (7)$$

$$A_1 p_L(s) = m s^2 Y(s) + B_c s Y(s) + k Y(s) + F(s) \quad (8)$$

式中: s 为拉氏变换函数。

联立可得:

$$Y = \frac{\frac{K_q}{A_1} X - \frac{K_{ce}}{A_1^2} (\frac{V_e}{4\beta_e K_{ce}} s + 1) F}{\frac{m V_e}{4\beta_e A_1^2} s^3 + (\frac{m K_{ce}}{A_1^2} + \frac{V_e B_c}{4\beta_e A_1^2}) s^2 + (\frac{K_{ce} B_c}{A_1^2} + \frac{k V_e}{4\beta_e A_1^2} + 1) s + \frac{k K_{ce}}{A_1^2}} \quad (9)$$

式中: K_q 为阀芯流量增益, $(\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1})$; K_{ce} 为总流量-压力系数, $(\text{m}^3 \cdot (\text{s} \cdot \text{Pa})^{-1})$; X 为换向阀阀

芯位移, mm。

由公式 (9) 可知: 以换向阀阀芯位移 X 为输入、活塞杆位移 Y 为输出的传递函数为:

$$G_X(s) = \frac{\frac{K_q}{A_1}}{\frac{mV_e}{4\beta_e A_1^2} s^3 + (\frac{mK_{ce}}{A_1^2} + \frac{V_e B_c}{4\beta_e A_1^2}) s^2 + (\frac{K_{ce} B_c}{A_1^2} + \frac{kV_e}{4\beta_e A_1^2} + 1) s + \frac{kK_{ce}}{A_1^2}} \quad (10)$$

对于一般阀控缸系统而言, 负载弹簧刚度为零 (即 $k=0$), 因此, 公式 (10) 可以简化为:

$$G_X(s) = \frac{\frac{K_q}{A_1}}{\frac{mV_e}{4\beta_e A_1^2} s^3 + (\frac{mK_{ce}}{A_1^2} + \frac{V_e B_c}{4\beta_e A_1^2}) s^2 + (\frac{K_{ce} B_c}{A_1^2} + 1) s} \quad (11)$$

以上公式中各参数的取值见表 1。

表 1 阀控液压缸模型部分参数取值

Table 1 Part of the parameter values for valve controlled hydraulic cylinder model

参数	数值
流量系数 η	0.61
供油压力 p_s / MPa	10
液压缸有杆腔面积 A_1 / mm ²	1347
液压缸无杆腔面积 A_2 / mm ²	1963
液压缸内部泄漏系数 C_{ip} / (m ³ · (s · Pa) ⁻¹)	0
液压缸外部泄漏系数 C_{ep} / (m ³ · (s · Pa) ⁻¹)	3×10^{-10}
体积弹性模量 β_e / (N · m ⁻²)	7×10^8
阀芯流量增益 K_q / (m ² · s ⁻¹)	0.009
液压缸等效泄漏系数 C_{le} / (m ³ · (s · Pa) ⁻¹)	2.28×10^{-10}
液压缸的行程 L / mm	230
液压缸的等效容积 V_e / mm ³	4.5×10^5
负载及活塞杆的等效总质量 m / kg	500
总流量-压力系数 K_{ce} / (m ³ · (s · Pa) ⁻¹)	2.34×10^{-10}
液压缸的粘性摩擦系数 B_c / (N · m ⁻²)	3000

将表 1 中的各参数取值代入公式 (11) 可得:

$$G_X(s) = \frac{5.44}{s(\frac{1}{496^2} s^2 + \frac{2 \times 0.2}{496} s + 1)} \quad (12)$$

此系统的位移测量增益为 1 (单位反馈), 则换向阀阀芯位移 X 和活塞杆位移 Y 的开、闭环传递函数分别为:

$$G_{XK}(s) = \frac{5.44}{s(\frac{1}{496^2} s^2 + \frac{2 \times 0.2}{496} s + 1)} \quad (13)$$

$$G_{XB}(s) = \frac{5.44}{s(\frac{1}{496^2} s^2 + \frac{2 \times 0.2}{496} s + 1)} + 5.44 \quad (14)$$

2 仿真分析

运用 MATLAB 中的 SIMULINK 软件对阀控液压缸系统进行仿真分析。启动 SIMULINK, 点击“Simulink Library Browser”新建一个模型窗口。然后按照换向阀阀芯位移 X 和活塞杆位移 Y 的闭环传递函数来选择相应的模块, 创建系统框图模型并调整对应的模块参数, 如图 2 所示。

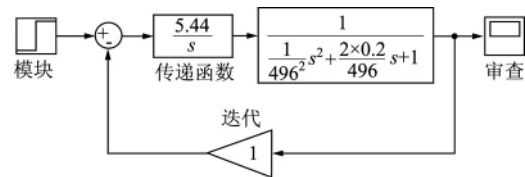


图 2 阀控液压缸仿真框图

Fig. 2 Simulation diagram of valve controlled hydraulic cylinder

启动仿真得到该系统的单位阶跃响应曲线, 如图 3 所示。从图 3 中可以看出, 此系统的平稳性很好, 没有出现振荡和超调, 并且随着时间的推移系统处于稳定状态, 稳态误差为 0, 系统的响应速度较快, 上升时间约为 0.4 s, 调节时间约为 0.55 s。

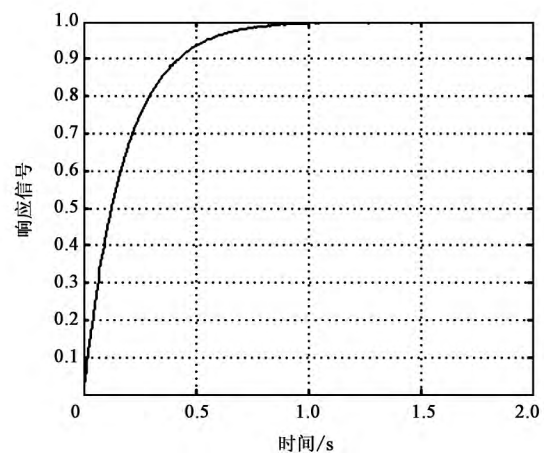


图 3 单位阶跃响应曲线

Fig. 3 Curve of unit step response

根据换向阀阀芯位移 X 和活塞杆位移 Y 的开环传递函数, 在 MATLAB 的命令窗口中输入如下命令行:

```
sys = tf([0 5.44],[1/496/496 2×0.2/496 1 0]);
w = logspace(0,3);
bode(sys,w);
```

按下回车键即可获得该系统的伯德图,如图 4 所示。从图 4 中可以看出,系统的截止频率为 50 Hz,相位裕度约为 86.7° ,系统的穿越频率为 494 Hz,幅值裕度约为 29.2 dB。

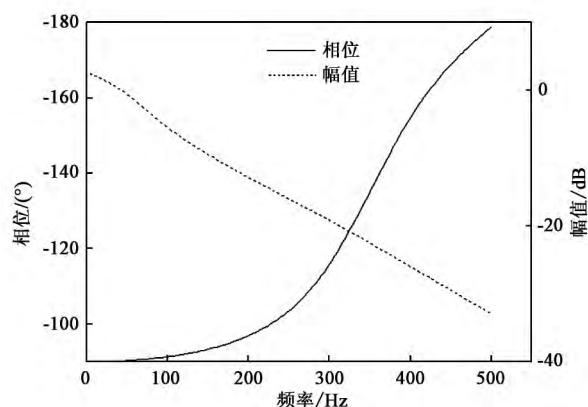


图 4 阀控液压缸系统伯德图

Fig. 4 Bode diagram of valve controlled hydraulic cylinder system

进一步研究不同系统压力下的阀控液压缸有杆腔和无杆腔压力峰值的变化情况,得到表 2 所示结果。可以看出,在液压系统其他参数确定的情况下,阀控液压缸有杆腔和无杆腔的压力峰值会逐渐增加,但是相对于无杆腔,有杆腔增加的幅度并不明显。这是因为无杆腔是推动油缸杆向外运动的动力,有杆腔是泄压回路。因此,在选择阀控液压缸类型时,应根据液压系统的布置情况和降低成本的原则,尽量选择阀控液压缸动态响应最快。

表 2 不同充液管路长度下的压力峰值 (MPa)

Table 2 Peak pressure under different liquid pipe lengths (MPa)

系统压力	3	6	9	12
有杆腔压力峰值	0.48	0.68	0.95	1.12
无杆腔压力峰值	2.85	5.54	8.31	11.12

取系统压力 9 MPa 的液压系统回路进行研究,利用 Simulink 软件分别对阀控液压缸的伸出、回缩进行仿真分析,得到速度变化曲线,分别如图 5 所示。

通过仿真计算得到冲击末速度约为 $6.22 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,回程最大速度为 $1.13 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。通过仿真分析,可以清楚直观地观察到,增加了阀控液压缸对活塞伸出

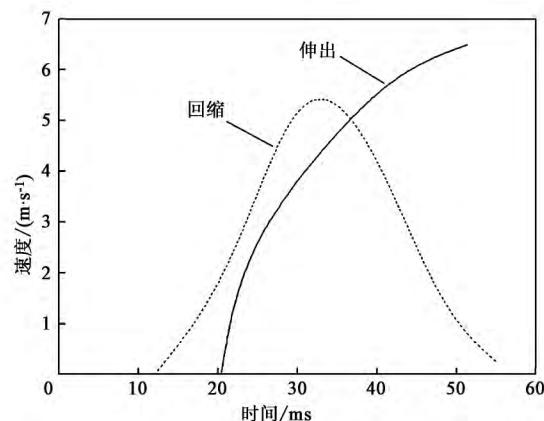


图 5 速度曲线

Fig. 5 Curve of speed

的助推作用以及对回缩的缓冲作用。

3 结语

本文对锻压机构的液压系统建立了数学模型,推导出锻压油缸工作过程中以换向阀阀芯位移为输入、以活塞杆位移为输出的开、闭环传递函数,运用 MATLAB/SIMULINK 软件对该系统的稳态特性、动态特性以及频率特性进行了仿真分析。研究结果表明,该系统在单位阶跃函数输入作用下,稳态误差为 0,没有振荡和超调,系统的响应速度较快,上升时间约为 0.4 s,调节时间约为 0.55 s,相位裕度约为 86.7° ,幅值裕度约为 29.2 dB,满足性能要求。

参考文献:

- [1] 袁立鹏,赵克定,李海金. 阀控液压缸统一流量方程的分析研究 [J]. 机床与液压, 2005, 12 (8): 97-99.
Yuan L P, Zhao K D, Li H J. Theory analysis of the general valve controlled hydraulic flow equation [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2005, 12 (8): 97-99.
- [2] 徐华超,顾道达. 基于 AMESim 的快速支护装备液压系统仿真研究 [J]. 煤炭技术, 2015, 34 (2): 250-251.
Xu H C, Gu D D. Simulation research on rapid supporting equipment hydraulic system based on AMESim [J]. Coal Technology, 2015, 34 (2): 250-251.
- [3] 马晓宏,陈冰冰,甘学辉. 电液比例阀控缸位置控制系统的建模与仿真研究 [J]. 机械设计与制造, 2008, 13 (4): 43-45.
Ma X H, Chen B B, Gan X H. The modeling and simulation of electro-hydraulic proportional valve-controlled cylinder position servo system [J]. Machinery Design & Manufacture, 2008, 13 (4): 43-45.

(下转第 91 页)

思路。

参考文献:

- [1] 国家自然科学基金委员会工程与材料科学部. 机械与制造科学——学科发展战略研究报告 [M]. 北京: 科学出版社, 2006.
Engineering and Materials Science Division of NSFC. Mechanical and Manufacturing Science - Discipline Development Strategy Research Report [M]. Beijing: Science Press, 2006.
 - [2] 赵勇, 林忠钦, 王皓. 重型锻造操作机的操作性能分析 [J]. 机械工程学报, 2010, 46 (11): 69-75.
Zhao Y, Lin Z Q, Wang H. Manipulation performance analysis of heavy manipulators [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46 (11): 69-75.
 - [3] 毛金城, 杨文玉. 重载工业夹持器约束建模与承载能力分析 [J]. 华中科技大学学报: 自然科学版, 2011, 39 (12): 1-5.
Mao J C, Yang W Y. Constraint modeling and loading capacity analysis of heavy-duty industrial grippers [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2011, 39 (12): 1-5.
 - [4] 李群明, 高丹, 邓华. 重载夹持装置接触力的封闭性 [J]. 机械工程学报, 2010, 46 (11): 36-42.
Li Q M, Gao D, Deng H. The contact force-closure of heavy duty gripping mechanisms [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46 (11): 36-42.
 - [5] 吴永宏, 李群明. 机械手夹持接触力及力封闭分析 [J]. 中南大学学报: 自然科学版, 2009, 40 (6): 1580-1586.
Wu Y H, Li Q M. Analysis of gripping contact force and force-closure of manipulator [J]. Journal of Central South University: Science and Technology, 2009, 40 (6): 1580-1586.
 - [6] 万胜狄, 王运赣, 沈元彬. 锻造机械化与自动化 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1983.
Wan S D, Wang Y G, Shen Y B. Forging Mechanization and Automation [M]. Beijing: China Machine Press, 1983.
 - [7] 杨晋, 张文波, 姜峰. 锻造操作机夹持状态分析与夹持力研究 [J]. 四川大学学报: 工程科学版, 2014, 46 (3): 187-192.
Yang J, Zhang W B, Jiang F. Analysis of clamping condition and research of clamping force about the forging manipulator [J]. Journal of Sichuan University: Engineering Science Edition, 2014, 46 (3): 187-192.
 - [8] 杨文玉. 力抓取的接触力建模与可行抓取力分析 [J]. 机械工程学报, 2010, 46 (11): 43-48.
Yang W Y. Contact force modeling and feasible grasp force analysis of power grasp [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46 (11): 43-48.
 - [9] 孟宪国, 冯长儒. 锻造操作机钳口夹紧力和夹紧缸能力的计算 [J]. 一重技术, 2006, (2): 1-3.
Meng X G, Feng C R. Jig jaw clamping force and cylinder clamping capacity calculation for forging manipulator [J]. CFHI Technology, 2006, (2): 1-3.
 - [10] Wang W R, Zhao K, Lin Z Q, et al. Evaluating interactions between the heavy forging process and the assisting manipulator combining FEM simulation and kinematics analysis [J]. The International Journal Advanced Manufacturing Technology, 2010, 48 (5): 481-491.
 - [11] He X M. Effects of manipulator compliant movements on the quality of free forgings based on FEM simulation [J]. The International Journal Advanced Manufacturing Technology, 2011, 56 (9): 905-913.
 - [12] 闻邦椿, 张义民, 鄂中凯, 等. 机械设计手册 [M]. 5版. 北京: 机械工业出版社, 2010.
Wen B C, Zhang Y M, E Z K, et al. Machine Design Handbook [M]. 5th Edition. Beijing: China Machine Press, 2010.
-
- (上接第85页)
- [4] 江桂云, 王勇勤, 严兴春. 液压伺服阀控缸动态特性数学建模及仿真分析 [J]. 四川大学学报: 工程科学版, 2008, 40 (5): 195-198.
Jiang G Y, Wang Y Q, Yan X C. Mathematics modeling and simulation analysis of dynamic characteristics for hydraulic cylinder controlled by servo-valve [J]. Journal of Sichuan University: Engineering Science Edition, 2008, 40 (5): 195-198.
 - [5] 谭琛, 宋伟奇, 冯美英. 基于 AMESim 的压力机锁紧回路仿真与试验研究 [J]. 锻压技术, 2016, 41 (7): 72-78.
Tan C, Song W Q, Feng M Y. Simulation and experiment study on locking circuit for press machine based on AMESim [J]. Forging & Stamping Technology, 2016, 41 (7): 72-78.
 - [6] 苗玉刚, 赵峰. 一种新型旋转直线组合式液压缸设计 [J]. 组合机床与自动化加工技术, 2014, 22 (10): 116-118, 123.
Miao Y G, Zhao F. Design of a new rotary motion and linear motion combined hydraulic cylinder [J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2014, 22 (10): 116-118, 123.
 - [7] 李辉, 柯坚, 刘晓红. 基于 CFD 的液压锥阀结构特性分析 [J]. 流体机械, 2009, 37 (9): 33-36.
Li H, Ke J, Liu X H. Analysis of structure characteristics of a hydraulic poppet valve based on CFD [J]. Fluid Machinery, 2009, 37 (9): 33-36.
 - [8] 王晓宇, 梁宏宝. 多腔液压缸新型液压抽油机的设计 [J]. 液压与气动, 2015, 21 (8): 87-90.
Wang X Y, Liang H B. Design of hydraulic pumping unit with multi-cavity cylinder [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2015, 21 (8): 87-90.
 - [9] 李俊文. 阀控液压缸机构的负载压力和流量 [J]. 机械设计与自动化, 2006, 33 (2): 152-153.
Li J W. Study on load pressure and flow capacity of hydro-cylinder mechanics controlled by hydro-valve [J]. Mechanical Engineering & Automation, 2006, 33 (2): 152-153.