

双通道气液压力机设计与仿真

范伟军¹ 张俊鑫¹ 王学影¹ 赵 静²

(1. 中国计量学院计量测试工程学院, 杭州 310018;

2. 杭州沃镭智能科技股份有限公司, 杭州 310018)

摘要: 针对现有气液压力机单通道供气控制模式存在输出力过冲量大、控制精度低等技术问题, 设计了基于气液增压技术的双通道、双通径控制模式的气液压力机, 大通径控制压力机供气速度, 小通径控制压力精度。结合气路控制系统, 建立了气液压力机气体质量流量模型和增压过程力学模型, 在 Matlab/Simulink 仿真平台下实现压力机在不同气压、不同主通道节流孔截面积条件下的仿真, 得出辅助通道截止压力以及压力机输出力最大偏差。仿真结果表明: 辅助通道截止压力不变, 主通道节流孔截面积相同时, 气源压力越大, 输出力最大偏差越大; 气源压力相同, 主通道节流孔截面积越小, 输出力最大偏差越小。搭建了压力机实验平台, 实验数据表明: 输出力最大偏差小于 100 N, 与仿真数据吻合; 辅助通道截止压力仿真数据可以作为压力机实际应用时双通道供气模式切换的控制依据。

关键词: 压力机; 气液增压; 双通道

中图分类号: TH138 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)01-0391-06

Simulation and Design of Dual-channel Gas-liquid Press Machine

Fan Weijun¹ Zhang Junxin¹ Wang Xueying¹ Zhao Jing²

(1. Institute of Precision Measurement and Control, China Jiliang University, Hangzhou 310018, China

2. Hangzhou Wolei Intelligent Technology Co., Ltd., Hangzhou 310018, China)

Abstract: To solve the high output press overshoot and low control accuracy problem existed in gas-liquid press machine of single channel controlled mode, a gas-liquid press machine equipped with dual-channel and dual-aperture modes was designed based on the gas-liquid pressure technology, while the speed of press was controlled by the bigger aperture channel and the accuracy was controlled by the smaller one. In order to study the dual-channel gas-liquid press machine's features, the gas mass flow model and boost process mechanical model were established on basis of gas-liquid control system. For the sake of obtaining the cut-off pressure of auxiliary channel and the maximum deviation of output pressure, the models were simulated with different air pressures and various main channel orifice areas under Matlab/Simulink. The simulation results show that with the invariable cut-off pressure of auxiliary channel and the same main channel orifice area, the higher the air pressure goes, the greater the maximum deviation is; with the same air pressure, the smaller of main channel orifice area's size is, the smaller of maximum deviation is. To verify the feasibility of the cut-off pressure of auxiliary channel and the maximum deviation of output pressure, a testing platform was set up. The test result shows that the maximum deviation of output pressure is consistent with simulation result. The cut-off pressure of auxiliary channel from the simulation can be used as a basis for designing the dual-channel gas-liquid press machine in practical applications.

Key words: press machine; gas-liquid pressurized; dual-channel

收稿日期: 2015-06-08 修回日期: 2015-07-10

基金项目: 国家自然科学基金项目(51405463)、国家质检总局公益行业科研专项项目(201310284)和浙江省仪器科学与技术重中之重学科科研创新活动计划项目

作者简介: 范伟军(1973—), 男, 副教授, 博士, 主要从事汽车零部件检测及仿真研究, E-mail: zhjxsm@163.com

引言

在工业领域中,压力机得到了广泛的应用,尤其在汽车、五金、机械、仪器等行业的成型、压装、铆接、压印等工序中。通常,压装工序要求压力机工作节拍快、输出力大、精度高。气动压力机动作迅速,可做往复直线运动,但其动作稳定性差,出力相对较小^[1-2],不适用于对输出力要求高且稳定的压装工序中;液压机输出力稳定,被广泛应用于压装机中,但其存在噪声大、油温需要冷却、污染环境、价格昂贵等缺点^[3-5]。由电动机驱动的机械压力机,控制精度高,可实现柔性化,但是输出力一般较小,工作频率较低。

以气液增压缸为核心的气液压力机综合了以上气动压力机和液压机的部分优点,有较大的输出力和较高的工作频率^[6],在制造业中得到广泛的应用,符合工业自动化生产高效、节能、环保的趋势^[7]。

目前气液压力机多采用单通道供气,通径大,供气速度快,但输出力过冲量大,稳定精度差,不满足控制精度要求高的压装工序。采用 PWM 控制高速开关阀供气可减小输出力过冲量,提高稳定精度^[8-9],但会减慢供气速度,增加压装时间,影响压装效率。为解决供气速度和控制精度的矛盾,本文设计大通径、小通径组合供气控制的双通道气液压力机,大通径可实现快速供气,提高压力机工作节拍,小通径可有效提高输出压力的控制精度。

1 气液压力机系统设计

气液压力机核心部件气液增压缸有 4 个运动过程:预压过程、增压过程、保压过程、返回过程,其结构简图如图 1 所示。

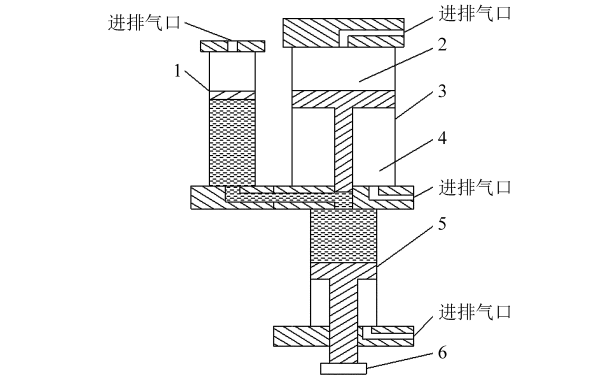


图 1 气液增压缸结构简图

Fig. 1 Structure diagram of gas-liquid pressurized cylinder

1. 气液转换器 2. 无杆腔 3. 增压气缸 4. 有杆腔 5. 液压缸 6. 压头

1.1 气液压力机系统要求

本气液压力机使用领域为汽车零部件装配,如汽车转向节、盘式制动器中轴承压装等,该气液压力机设计要求如表 1 所示。

表 1 压力机设计参数	
Tab.1 Design parameters of press machine	
参数	取值
输出力/kN	40
输出力最大偏差/N	100
最大行程/mm	150
增压行程/mm	20
增压比	20
行程公差/mm	1
工作频率/(次·min ⁻¹)	10
油缸缸径/mm	80
气缸缸径/mm	100

1.2 双通道气液压力机控制管路设计

根据设计要求并结合气液增压缸运动过程以及增压原理^[10-11],设计气液压力机双通道气路控制系统,系统原理图如图 2 所示。

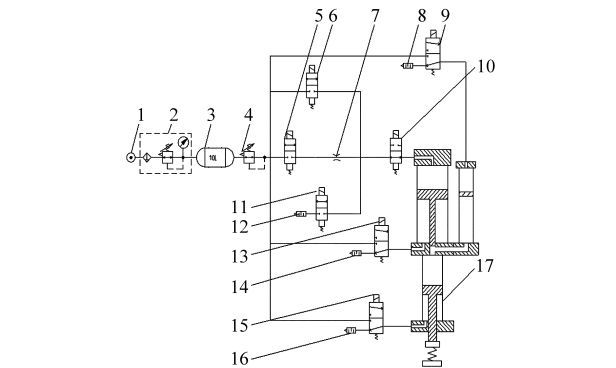


图 2 气路系统原理图

Fig. 2 Schematic of pneumatic system

1. 气源 2. 二联件 3. 储气罐(10 L) 4. 调压阀 9、13、15. 二位三通电磁阀 5、6、10、11. 二位二通电磁阀 8、12、14、16. 消声器 7. 节流孔 17. 气液增压缸

气路控制系统采用双通道气路控制模式,包括主通道和辅助通道。主通道由电磁阀 5 和节流孔 7 控制,为小通径通道,有较高的输出力控制精度,在设定输出力下,通过调节节流孔的截面积,可调节输出力的最大偏差;辅助通道由电磁阀 6 控制,为大通径通道,确保压力机快速供气,快速压装,以满足压力机工作节拍要求。

增压过程两通道全部打开,压力机双通道通气,快速增压,输出力达到辅助通道设定的截止压力时,电磁阀 6 断开,系统仅由小通径主通道供气,压力机进入输出力精确控制阶段;输出力达到压力机预定值时,电磁阀 5、10 断开,11 开启,进入保压过程。

在压力机增压过程中,双通道供气模式向单通

道小通径供气模式切换的辅助通道截止压力,直接影响到压力机的工作节拍和输出力精度。截止压力过小,导致增压时间过长,压装节拍太慢;截止压力过大,会增大输出力的最大偏差以及输出力的稳态误差,导致零部件的压损。满足气液压力机技术要求的最大截止压力即为辅助通道截止压力。

在双通道压力机实际应用中,辅助通道截止压力的确定需要通过大量工程实验得到,工作量大。因此研究双通道压力机的数学模型并进行仿真实验,以确定辅助通道截止压力有重要的实际意义。

2 增压过程数学模型

预压过程、保压过程和返回过程,不涉及到压力机对工件的具体压装,不需建模,因此只对增压过程进行数学建模。根据气液增压缸运动过程和压力机气路系统,在增压过程,电磁阀 5、6、10 开启,11 关闭,增压气缸 A 腔气体推动活塞向下运动,活塞杆挤压液压油推动压头压装工件。

根据气路系统和气液增压结构可建立压力机增压过程的气体质量流量模型和力学模型。增压过程建模假设如下:气液增压缸中活塞与缸体之间的摩擦力,相对增压过程的输出力很小,可忽略不计;忽略压力机工作时的气体泄漏;压力机使用的压缩气体为理想气体;在气液增压缸腔内的温度场和压力场是均匀的,且认为腔内的温度与气源温度、环境温度都相同^[12];气源压力、温度和大气压力恒定;气体流经电磁阀阀口和节流孔时的流动状态为等熵绝热流动过程;油液的刚性足够大,忽略液压油的压缩性^[13]。

2.1 增压气缸气体质量流量模型

根据气体状态方程和质量守恒定律可得增压气缸无杆腔气体质量流量连续性方程^[14]。

$$q_m = \frac{1}{RT} \left(p_1 \frac{dV}{dt} + \frac{V dp_1}{\kappa dt} \right) \tag{1}$$

式中 q_m ——无杆腔进气口的气体质量流量
 T ——无杆腔温度 p_1 ——无杆腔气压
 V ——无杆腔容积 R ——理想气体常数
 κ ——等熵系数,为 1.4

假设增压气缸活塞在完全返回状态的位置位移为零,活塞向下运动位移为正,向上运动位移为负,则由式(1)可得增压气缸无杆腔气压微分方程

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\kappa}{A_1(h+y)} \left(RTq_m - A_1 p_1 \frac{dy}{dt} \right) \tag{2}$$

式中 A_1 ——无杆腔活塞面积
 y ——增压气缸活塞位移
 h ——增压气缸无杆腔高度

2.2 电磁阀和节流孔质量流量模型

压力机气路控制系统中,控制增压气缸无杆腔进气口的电磁阀 5 和节流孔 7 在通过压缩气体时,可近似为气体通过收缩喷嘴。根据气体动力学和热力学基本理论,可得到流经收缩喷嘴即电磁阀 5 和节流孔 7 的气体质量流量方程^[15]

$$q_m = \begin{cases} p_0 A_T \sqrt{\frac{\kappa}{RT}} \sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} & \left(1 \geq \frac{p_1}{p_0} > 0.528 \right) \\ 0.58 p_0 A_T \sqrt{\frac{\kappa}{RT}} & \left(\frac{p_1}{p_0} \leq 0.528 \right) \end{cases} \tag{3}$$

式中 p_0 ——电磁阀 5 和节流孔 7 进气压
 A_T ——电磁阀 5 或节流孔 7 有效截面积

2.3 增压过程运动力学模型

根据牛顿第二定律,得到增压过程力平衡方程

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = p_1 \frac{A_1 A_3}{A_2} + G - kx \tag{4}$$

式中 M ——系统等效惯性质量
 A_2 ——增压气缸中活塞杆面积
 G ——系统等效重力 x ——压头位移
 A_3 ——液压缸活塞面积
 k ——被压碟簧的弹性模量

在增压过程中,忽略了液压油的压缩性,因此增压气缸活塞杆进入液压缸的体积,等于压头位移 x 与液压缸活塞面积 A_3 的乘积,即

$$A_2 y = A_3 x \tag{5}$$

弹性模量与压头位移的乘积为压力机输出力,即

$$F = kx \tag{6}$$

3 增压过程模型仿真

3.1 仿真模型

式(2)~(6)联立,得到系统的数学模型,从方程式中可知系统具有非线性。利用 Matlab/Simulink 可以有效解决这种非线性问题,仿真框图如图 3 所示。通过测量气液增压缸的尺寸和活塞、活塞杆的质量并进行计算,得到模型系统参数如表 2 所示。

3.2 模型仿真

供气气源压力、主通道节流孔的有效截面积直接影响压力机的供气流量,从而影响供气模式切换的辅助通道截止压力,现根据仿真模型研究多种气源压力、多种主通道节流孔截面积下的辅助通道截止压力。

节流孔 7 通径小,起调节流量的作用,电磁阀 5 的有效截面积为 2.7 mm^2 ,现设有 1.5 mm^2 、 1.2 mm^2 、

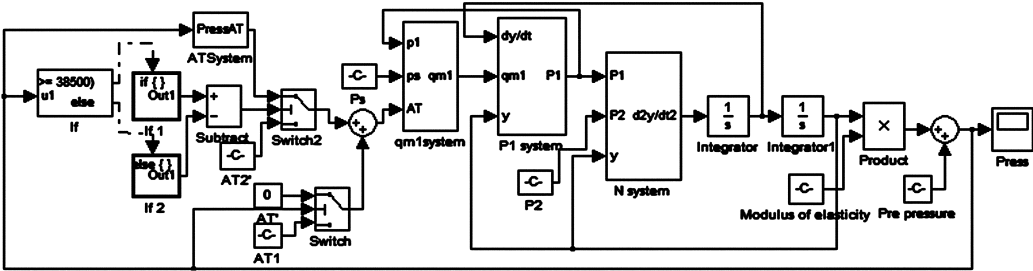


图 3 模型仿真框图

Fig. 3 Model simulation diagram

表 2 系统参数

Tab.2 System parameters

参数	数值
环境温度 T/K	293.15
增压气缸无杆腔高度 h/m	0.04
增压气缸无杆腔活塞面积 A_1/m^2	0.00785
增压气缸活塞杆面积 A_2/m^2	0.000393
液压缸活塞面积 A_3/m^2	0.005024
系统等效惯性质量 M/kg	492.5
系统等效重力 G/N	661.7
电磁阀 5 有效截面积 A_T/m^2	0.0000027
弹性模量 $k/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	2888
理想气体常数 $R/(\text{J}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1})$	187

1 mm²、0.8 mm² 等 4 种节流孔截面积。压力机输入气压 400 kPa 时输出力约为 40kN,考虑到气液增压缸对气源气压不能超过 650 kPa,现设置 450 kPa、500 kPa、550 kPa、600 kPa 等 4 种气源压力。在上述条件下进行模型仿真,以得到辅助通道截止压力。在气源压力为 550 kPa、节流孔截面积为 1 mm² 时,输出力仿真曲线如图 4 所示。从图 4 中可看出,由于预压过程产生了输出力,增压过程的起点输出力不为零。

截止压力在 39 000 N、38 750 N、38 500 N、38 250 N、38 000 N、37 750 N 时输出力的最大偏差为 140 N、106 N、91 N、90 N、90 N、89 N。

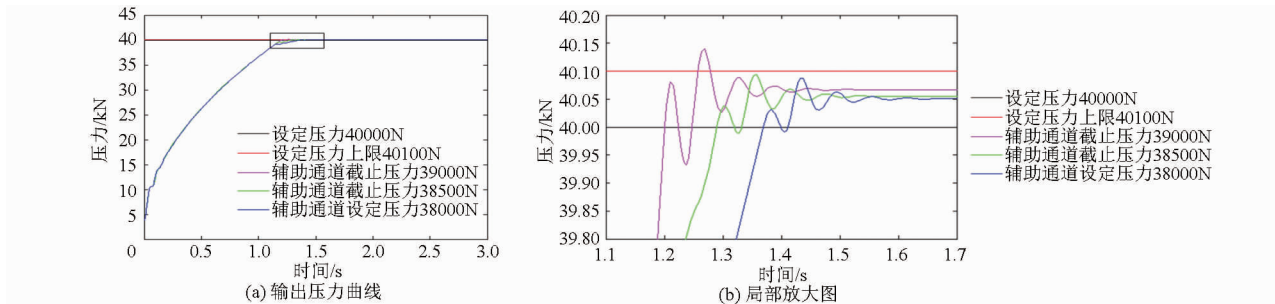


图 4 输出力曲线

Fig. 4 Output pressure curves

由此可知,随着供气模式切换截止压力的减小,输出力最大偏差随着减小,之后趋于不变;截止压力为 38 500 N 时,最大偏差为 91 N,小于压力机要求的 100 N,可作为气源压力为 550 kPa、节流孔 7 截面积为 1 mm² 的辅助通道截止压力。同理,通过仿真可得到不同气源压力和节流孔截面积的辅助通道截止压力,如表 3 所示,输出力最大偏差如表 4 所示。

在表 3、4 中,表中空白处表示在其对应的气源压力和节流孔 7 截面积条件下,无论辅助通道关闭的截止压力多大,输出最大偏差始终大于 100 N,即无辅助通道截止压力,不满足技术要求,不能应用于工业实践。

从不同截止压力对应输出力的最大偏差可知,节流孔 7 截面积不变,随着气源压力减小,辅助通道截止压力呈增加趋势;由表 3、4 可知,辅助通道截止

压力不变,主通道节流孔截面积相同时,气源压力越大,输出力最大偏差越大;气源压力相同,主通道节流孔截面积越小,输出力最大偏差越小。

表 3 辅助通道截止压力

Tab.3 Cut-off pressure of auxiliary channel kN

气源压力 /kPa	截面积/mm ²			
	0.8	1.0	1.2	1.5
600	38.5	38.5		
550	39.0	38.5		
500	39.0	39.0	38.5	
450	39.0	39.0	39.0	38.5

4 实验验证

为验证仿真所得辅助通道截止压力能够应用于实际气路系统控制,搭建压力机实验台,压力机实验

表 4 表 3 情况下的输出力最大偏差

Tab. 4 Maximum deviation of output pressure
in the case of Table 3

气源压力 /kPa	截面积/mm ²			
	0.8	1.0	1.2	1.5
600	84	92		
550	93	91		
500	67	88	94	
450	48	65	73	91

台如图 5 所示,气液增压缸型号为 MPT-80-150-20-5T。系统硬件结构框图如图 6 所示。实验条件如下:表 2 中系统参数作为实验条件和参数,预定输出压力为 40 kN,不失一般性,选择气源气压分别为 550 kPa、500 kPa,节流孔 7 截面积为 1 mm^2 。根据以上所述气液压力机控制方法,编写控制软件,由数据采集卡采集气液压力机输出力信号,并显示在该软件图表上。

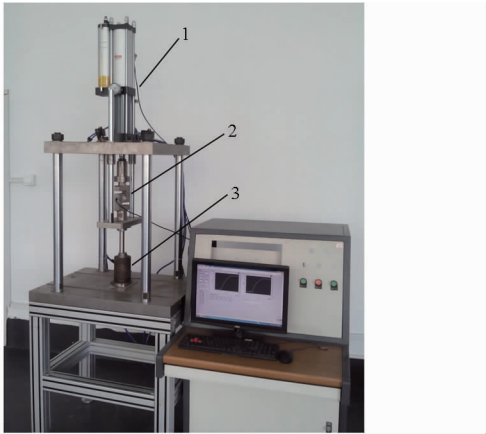


图 5 压力机实验台

Fig. 5 Press experiment platform

1. 气液增压缸 2. 压力传感器 3. 被压工件

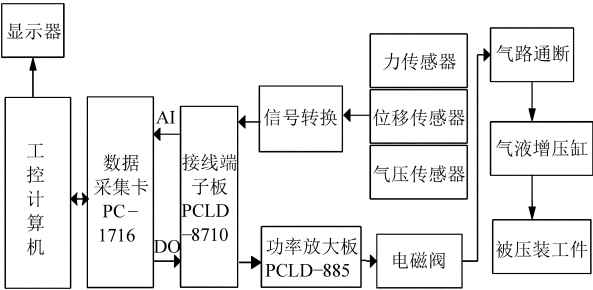


图 6 系统硬件结构框图

Fig. 6 System hardware block diagram

在气源压力为 550 kPa、节流孔 7 截面积为 1 mm^2 、辅助通道截止压力为 38 500 N 时,实验结果输出力与时间曲线如图 7 所示。

进行多次实验,得到气源压力为 550 kPa、节流孔 7 截面积为 1 mm^2 的实际工况下,辅助通道截止压力为 38 500 N;气源压力为 500 kPa、节流孔 7 截面

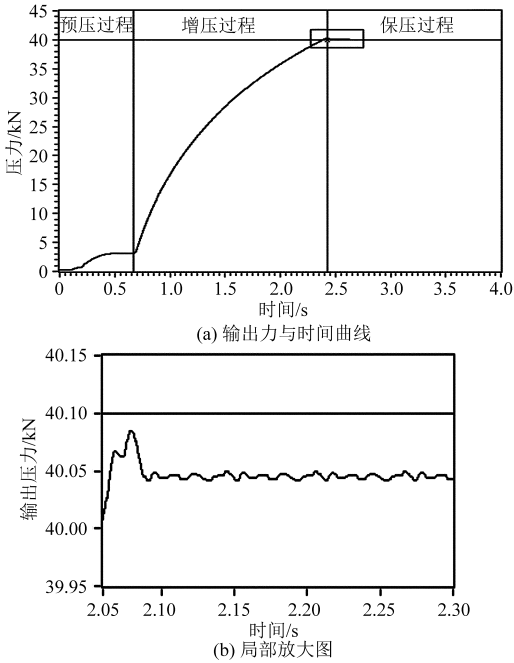


图 7 输出力与时间曲线

Fig. 7 Output pressure *vs* time

积为 1 mm^2 的实际工况下,辅助通道截止压力为 $39\ 000 \text{ N}$ 的输出力最大偏差,如表 5 所示。

表 5 输出力最大偏差实验结果

Tab.5 Maximum deviation of experimental data output pressure

实验序号	气源压力/kPa	
	550	500
1	90	89
2	88	88
3	94	90
⋮	⋮	⋮
19	89	86
20	91	88
平均值	90.4	88.2
仿真值	91	88

由图7、表5可知,节流孔7截面积为 1 mm^2 时,气源压力为 550 kPa 、辅助通道截止压力为 $38\,500\text{ N}$,输出力的最大偏差平均值为 90.4 N ,与仿真结果 91 N 相近;气源压力为 500 kPa 、辅助通道截止压力为 $39\,000\text{ N}$,输出力最大偏差为 88.2 N ,与仿真结果 88 N 相近。实验结果显示输出力最大偏差与仿真结果吻合,仿真所得辅助通道截止压力可以作为气液压力机气路系统控制的依据。

5 结束语

根据气液增压缸的运动过程,设计了气液压力机的气路控制系统,建立了增压过程的气体质量流量模型和力学模型。在不同气源压力和主通道节流

孔截面积下进行仿真,得到压力机辅助通道截止压力。搭建压力机实验台,在气源压力为 550 kPa、主通道节流孔截面积为 1 mm²、辅助通道截止压力为 38 500 N 时,实验系统输出力的最大偏差平均值为 90.4 N;在气源压力为 500 kPa、主通道节流孔截面

积为 1 mm²、辅助通道截止压力为 39 000 N 时,实验系统输出力的最大偏差平均值为 88.2 N,与仿真结果吻合。实验结果表明,双通道气液压力机的数学模型正确,辅助通道截止压力仿真数据可信,可作为双通道气液压力机实际应用中的理论依据。

参 考 文 献

1 郭楠. 气液增压系统的动态性能分析与优化研究[D]. 北京:北京印刷学院,2013.
Guo Nan. Study on dynamic performance analysis and optimization of gas-liquid pressurization system[D]. Beijing:Beijing Institute of Graphic Communication,2013. (in Chinese)

2 孟德远,陶国良,朱笑丛,等. 气动位置伺服系统运动轨迹跟踪控制[J]. 农业机械学报,2013,44(4):268-274.
Meng Deyuan, Tao Guoliang, Zhu Xiaocong, et al. Motion trajectory tracking control of pneumatic position servo systems[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2013,44(4):268-274. (in Chinese)

3 张保松,曾韬,张合明,等. 气液增压器在机床夹具中的应用[J]. 液压与气动,2006(12):61-62.
Zhang Baosong, Zeng Tao, Zhang Heming, et al. The application of air-hydraulic booster in the jig of machine tool[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics,2006(12):61-62. (in Chinese)

4 Burrows C R. Fluid power servomechanisms[M]. New York: Van Nostrand Reinhold Company,1976:1-22.

5 高俊峰. 我国快锻液压机的发展与现状[J]. 锻压技术,2008,33(8):1-5.
Gao Junfeng. Resent status and development of high-speed forging hydraulic press in our country [J]. Forging & Stamping Technology,2008,33(8):1-5. (in Chiense)

6 李雪梅,丁峰. 节能式气液增压缸的设计与应用[J]. 液压与气动,2006(9):40-41.
Li Xuemei, Ding Feng. Design and application of energy-saving gas-liquid pressurized cylinder [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics,2006(9):40-41. (in Chinese)

7 Barth Eric J,Goldfarb Michael. A control design method for switching systems with application to pneumatic servo systems[C]// ASME 2002 International Mechanical Engineering Congress and Exposition,2002:463-469.

8 Barth Eric J,Zhang Jianlong, Goldfarb Michael. A method for the frequency domain design of PWM controlled pneumatic systems [C]// ASME 2002 International Mechanical Engineering Congress and Exposition,2002: 539-545.

9 李万德. 快速气液增压缸的设计与应用[J]. 机床与液压,2004(2):102,162.
Li Wande. The design and application of speediness pneumohydraulic pressure-cylinder[J]. Machine Tool & Hydraulics,2004(2): 102,162. (in Chinese)

10 肖秦梁,李更生,乔宇,等. 电气比例阀在在液压夹具中的应用研究[J]. 机床与液压,2014,42(1):31-33.
Xiao Qinliang, Li Gengsheng, Qiao Yu ,et al. Application of electrical proportional value in hydraulic fixture[J]. Machine Tool & Hydraulics,2014,42(1):31-33. (in Chinese)

11 汪大鹏,夏卿坤. 对增压缸控制回路的改进[J]. 组合机床与自动化加工技术,2002(8):13-16.
Wang Dapeng, Xia Qingkun. Improvement of increasing pressure cylinder's control circuit [J]. Modular Machine Tool and Automatic Manufacturing Technique,2002(8):13-16. (in Chinese)

12 许宏,赵克定,吴盛林. 对称式气液联控伺服系统动力机构特性分析[J]. 中国机械工程,2001,12(10):1125-1128.
Xu Hong, Zhao Keding, Wu Shenglin. Characteristic analysis of PHCC servo system power mechanism [J]. China Mechanical Enigneering,2001,12(10):1125-1128. (in Chinese)

13 胡晓峰. 气制动阀综合性能检测系统的研制[D]. 杭州:中国计量学院,2012.
Hu Xiaofeng. The development of comprehensive performance detection system for air brake valve [D]. Hangzhou: China Jiliang University,2012. (in Chinese)

14 牟晓勇. 基于气液增压的内高压成形设备控制系统的分析与设计[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2010.
Mou Xiaoyong. Analysis and design of the control system of the internal high-pressure forming equipment based on the gas and liquid pressurization[D]. Harbin:Harbin Institute of Technology,2010. (in Chinese)

15 SMC (中国)有限公司. 现代实用气动技术[M]. 北京:机械工业出版社,2003:38-42.