DOI: 10.3901/JME.2020.18.235

分腔独立变转速泵控电液伺服系统特性研究*

王波 郝云晓 权龙 王翔宇 葛磊 赵斌
(太原理工大学机械与运载工程学院 太原 030024)

摘要: 阀控伺服系统动态响应快、控制精度高,但始终存在大的节流损失。泵控差动缸系统消除了节流损失,需要解决差动缸面积差造成的不对称流量问题。其中,单泵控差动缸系统,结构简单,使用辅助油源平衡不对称流量,但存在压力控制难、系统刚度差等问题;双泵控差动缸系统,匹配双泵排量比和缸两腔面积比平衡不对称流量,需要设计双液压泵协同控制算法。针对上述问题,提出了分腔独立变转速泵控差动缸电液伺服系统,采用两台变转速开式泵分别驱动差动缸两腔,自动适应差动缸不对称流量,不需要额外辅助油源和节流元件。借鉴阀控系统的静压平衡特性,设计了双泵协同控制的总压力策略,使液压缸在动、静态时两腔压力和保持定值,实现系统的预压紧和泄漏补偿,提高了系统刚度。为提高位置阻尼比和稳定性,进一步引入了加速度反馈对系统校正。理论分析和试验结果表明,系统具有好的动、静态特性,在四个象限内具有相同的速度增益,能够四象限驱动负载,仅采用简单的比例控制就能获得高的定位精度,控制特性与阀控系统类似,适用于液压电梯、压力机、注塑成型机等大功率工业设备。

关键词: 变转速泵;分腔独立;总压力控制;泵控差动缸;电液伺服系统

中图分类号: TH137

Research on Characteristics of Electro-hydraulic Servo System by Sub-chamber Independent Variable-speed Pumps Control

WANG Bo HAO Yunxiao QUAN Long WANG Xiangyu GE Lei ZHAO Bin
(College of Mechanical and Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024)

Abstract: The valve-controlled servo system has fast dynamic response and high control accuracy, but there is always a large throttling loss. The pump-controlled differential cylinder system eliminates throttling losses and needs to solve the problem of asymmetric flow caused by the area difference of differential cylinder. Among them, the single-pump-controlled differential cylinder system has a simple structure and uses an auxiliary oil source to balance asymmetrical flow, but it has problems such as difficult pressure control and poor system stiffness. The double-pump-controlled differential cylinder system matches the displacement of the double pump to balance the asymmetric flow, and a double-pump coordinated control algorithm needs to be designed. For the above problems, the sub-chamber independent variable speed-pumps control differential cylinder principle is proposed. Two variable-speed open-type pumps are used to directly drive the two chambers of the differential cylinder without additional auxiliary oil source and throttling elements. It can adapt to the asymmetric flow caused by any area ratio of differential cylinder automatically. With reference to the static pressure balance characteristics of the valve control system, the sum pressure strategy of dual-pump cooperative control is designed to make the two chambers pressure sum of the hydraulic cylinder keep a constant value in the dynamic and static state, realizing the system pre-compression and leakage compensation, and improving the system stiffness. Further, the acceleration feedback is adopted to enhance system damping ratio and stability. Theoretical analysis and experimental results show that the system has good dynamic and static characteristics and the same speed gain in four quadrants, which can drive loads in four quadrants. Only a simple proportional control is used to achieve high positioning accuracy, and the control characteristics are similar to valve control systems. It's suitable for hydraulic elevator, press, injection molding machine and other high-power industrial equipment.

Key words: variable-speed pump; sub-chamber independent control; total pressure strategy; pump-controlled differential cylinder; electro-hydraulic servo system

* 国家自然科学基金(51575374, 51775363)和山西省重点研发计划(201803D121003)资助项目。20191230收到初稿,20200406收到修改稿

0 前言

电液控制技术有阀控和泵控两大类。阀控系统动态响应快、控制精度高,在航空航天和工业自动化等领域获得广泛应用,不足是节流损失大、能量效率低,定量泵供油系统能量效率不足40%^[1]。

为了提高阀控系统能效,主要有减小溢流损失和降低节流损失两种方式。为了减小溢流损失,可采用恒压泵供油方式。为了减小节流损失,一种方法是采用两个比例换向阀或多个二通阀分别控制液压缸两腔的流量和压力^[2-3],称为进出口独立控制技术。

进出口独立控制技术虽降低系统能耗,但仍存在节流损失。要想从根本上解决上述问题,理想方案是采用泵控系统,相较阀控系统可提高能效40%以上^[4-5]。其中,泵控对称缸系统较为成熟,已广泛用于航空航天等领域^[6]。对于泵控差动缸系统,首先需要解决差动缸面积差造成的不对称流量问题。LODEWYKS^[7]对采用液压变压器来补偿液压缸面积差造成的不对称流量的方案进行了研究。IVANTYSYNOVA^[8]提出了采用液控单向阀补偿来平衡差动缸的不对称流量,并将其用于液压挖掘机,与负载敏感系统相比,可节能50%以上^[9-10]。WANG等^[11]对采用三位三通梭阀补偿差动缸不对称流量的方案进行了研究,增加两个电控二通阀消除了系统压力振荡,改善了控制特性。

上述方案采用单液压泵驱动差动缸,需要额外的辅助回路和元件。另一种方案是匹配泵排量/流量和缸两腔的面积来平衡不对称流量,需要使用两个液压泵。最早在2002年,权龙等^[12-13]结合进出口独立控制技术和泵控容积直驱原理,提出了多种变转速泵控制差动缸方案,采用两个变转速泵分别控制液压缸两腔,控制泵转速自动补偿差动缸面积差造成的不对称流量,无需额外的节流元件和辅助油源,并获得了整机的相关发明专利授权^[14]。CHEN等^[15]和ZHANG等^[16]分别对电机并联驱动和同轴驱动两个定量泵控制液压缸两腔的变转速方案进行了研究,为了匹配缸两腔流量,泵排量比需要与液压缸面积比具有好的一致性。景健等^[17-18]进一步设计了三配流窗口轴向柱塞泵,通过设置配流盘窗口面积,使两个油口的油液分别与液压缸两腔的流量相匹配,第三个油口完全平衡系统的流量差。该方案本质上与同轴驱动的双定量泵控原理相同,简化了系统回路,将其用于控制挖掘机动臂和斗杆液压缸,取得好的效果。但该方案仍需要小流量的辅助回路

补充^[19-20]泄漏和预压紧,目前也没有商业化元件。YAO等对同轴驱动的两个变排量泵分别控制液压缸的两腔的开式泵控系统进行了研究。

综上所述,单液压泵控差动缸方案结构简单,需要额外的辅助回路和元件平衡不对流量,已知的问题是無法控制非驱动腔压力,导致低压腔接近蓄能器/油箱的压力,系统整体驱动刚度较低、动态特性差^[21];双液压泵控差动缸方案通过设置两泵排量比平衡不对流量,而伺服电机串、并联驱动双液压泵方案由于控制自由度单一,也存在上述问题。为此,权龙等^[22-23]研究了双变转速泵腔压控制策略,将其用于注塑机,取得了好的动、静态特性和节能效果。YAO等^[19]设计了双变排量开式泵控系统压力位置复合控制策略,分别控制两变量泵斜盘摆角控制缸的运行速度和方向。

在课题组前期工作的基础上,本文对双变转速开式泵分别控制液压缸两腔的分腔独立变转速泵控差动缸电液伺服系统进行了研究。借鉴阀控系统零位时液压缸两腔压力和等于溢流阀压力的静压平衡特性,设计了双变转速泵协同控制的总压力策略,使液压缸两腔压力和和在动、静态时始终保持设定值,实现缸两腔预压紧和补充油液泄漏,提高了系统刚度和动、静态特性,具有与阀控系统相同的控制特性。

研究中,首先对分腔独立变转速泵控系统的回路原理和总压力控制策略进行介绍,进一步对系统的动、静态特性进行理论分析,最后构建分腔独立变转速泵控系统试验平台,验证所提系统和总压力控制策略的可行性。

1 系统回路原理和控制策略

1.1 基本回路原理

图1所示为分腔独立变转速泵控差动缸电液伺服系统的基本回路原理,采用两个相互独立的伺服电机驱动两个双向旋转的定量泵组成变转速泵,分

图1 分腔独立变转速泵控伺服系统原理

别控制液压缸进、出油口的压力和流量,通过改变电机转速自动适应差动缸面积差产生的不对称流量。整个回路没有任何节流元件,相较阀控系统,极大地提高了系统能量效率,而且具有转速 n_1 、 n_2 两个控制自由度,通过设计合理的控制策略,可自动消除系统泄漏和油液压缩,实现预压紧,提高控制特性。

1.2 总压力控制策略

阀控伺服系统工作时,为满足大刚度和四象限工作要求,缸两腔在初始平衡位置时要具有一定压力,实现预压紧;在运动过程中,还要具有高背压阻力,实现高响应制动和抵抗超越负载。

为提高系统特性,借鉴上述阀控系统特性,设计总压力控制策略,控制液压缸两腔压力和始终保持设定值,自动补偿系统泄漏和油液压缩性。静态时,在总压力控制策略下,液压缸处于压紧状态,提高了系统刚性和固有频率。动态或外负载突变时,液压缸两腔压力和不变,两腔压力反向变化,产生压力差驱动液压缸运动和平衡外负载,实现四象限驱动。

在总压力控制回路下,缸两腔压力和 p_Σ 等于总压力给定值 U_{ps} ,并满足力平衡关系

$$p_\Sigma = U_{ps} = p_1 + p_2 \quad (1)$$

$$p_L = \frac{F_L}{A_1} = p_1 - \alpha p_2 \quad (2)$$

式中,液压缸两腔面积比 $\alpha = A_2/A_1$, p_L 为负载压力, F_L 为外负载力, p_1 为液压缸无杆腔压力, p_2 为液压缸有杆腔压力。

对于主泵 1,总压力控制回路产生的转速 n_{1p} 为

$$n_{1p} = K_{pp}(U_{ps} - p_\Sigma) \quad (3)$$

式中, K_{pp} 为总压力控制比例系数。

对于主泵 2 转速,为保证无外负载工况、液压缸两腔压力和为设定值,两泵转速之间应存在一个与系统泄漏特性有关的系数 β ,使得两泵转速关系如式(4)所示,以补偿系统泄漏、避免液压缸位置发生零漂,提高位置控制精度。

$$n_{2p} = n_{1p}\beta \quad (4)$$

式中,系数 β 可由负载压力 $p_L=0$ 和液压缸速度 $v=0$ 时,两腔的流量连续方程确定。

无杆腔流量连续方程为

$$n_{1p}V_{p1} = C_{v1}p_1 \quad (5)$$

有杆腔流量连续方程为

$$n_{2p}V_{p2} = C_{v2}p_2 \quad (6)$$

式中, C_{v1} 、 C_{v2} 分别为泵 1、泵 2 的泄漏系数。

联立式(1)和(2),可得总压力控制下液压缸两腔压力 p_1 、 p_2 分别为

$$\begin{cases} p_1 = \frac{\alpha p_\Sigma + p_L}{\alpha + 1} \\ p_2 = \frac{p_\Sigma - p_L}{\alpha + 1} \end{cases} \quad (7)$$

进一步,由式(5)~(7)可确定系数 β 为

$$\beta = \frac{n_{2p}}{n_{1p}} = \frac{\gamma}{\alpha} \frac{C_{v2}}{C_{v1}} \quad (8)$$

式中,液压泵排量比 $\gamma = V_{p1}/V_{p2}$ 。

从上式可以看出,总压力控制系数 β 不仅泵的泄漏特性有关,还与液压缸的两腔面积、泵排量有关。

1.3 总控制策略

对于液压缸位置,采用工业上常用的比例控制器,并行叠加在总压力控制回路之外,则泵 1 的转速 n_{1x} 为

$$n_{1x} = K_{px}(x_r - x_{rel}) \quad (9)$$

式中, x_r 为给定位置, x_{rel} 为反馈位置, K_{px} 为位置控制比例系数。

对于泵 2 转速 n_{2x} ,根据液压缸速度流量平衡方程式(10),可由泵 1 的转速 n_{1x} 计算确定

$$v = \frac{n_{1x}V_{p1}}{A_1} = \frac{n_{2x}V_{p2}}{A_2} \quad (10)$$

$$n_{2x} = \alpha \gamma n_{1x} \quad (11)$$

式中, v 为液压缸速度, A_1 、 A_2 分别为液压缸无杆腔、有杆腔面积, V_{p1} 、 V_{p2} 分别为液压泵 1、液压泵 2 排量。

如图 1 所示,伺服电机的转速信号由两部分组成,如式(12)所示,一部分来自位置控制回路,另一部分来自总压力控制回路。

$$\begin{cases} n_1 = n_{1x} + n_{1p} \\ n_2 = n_{2x} + n_{2p} = \alpha \gamma n_{1x} + \beta n_{1p} \end{cases} \quad (12)$$

2 静态特性研究

2.1 压力-流量特性

阀控系统的压力-流量特性是指阀芯位移一定时,负载流量与阀口压降之间的关系,描述了系统的工作范围和能力。本文所研究的分腔独立变转速泵系统,主要靠泵的转速控制缸两腔的压力和流量。因此,系统的压力-流量特性可定义为泵转速 n_x 、缸速度 v 和负载压力 p_L 三者之间的关系,即 $v = f(n_x, p_L)$ 。

液压缸伸出速度

$$v = \frac{1}{A_1} \left(n_{1x} V_{p1} - \frac{\alpha C_{v1}}{\alpha+1} p_{\Sigma} - \frac{C_{v1}}{\alpha+1} p_L \right) \quad (13)$$

液压缸收回速度

$$-v = \frac{1}{A_2} \left(n_{2x} V_{p2} - \frac{C_{v2}}{\alpha+1} p_{\Sigma} + \frac{C_{v2}}{\alpha+1} p_L \right) \quad (14)$$

取两个伺服电机的最高转速相同, 即 $n_{\max} = n_{1\max} = n_{2\max} = 2\ 000\ \text{r/min}$, 则缸的最大运行速度为 $v_{\max} = n_{\max} V_{p1} / A_1$, 对式(13)、(14)进行归一化处理, 并定义伸出时液压缸的速度为正, 可得

$$\frac{v}{v_{\max}} = \begin{cases} \frac{n_{1x}}{n_{\max}} - \frac{\alpha C_{v1}}{(\alpha+1)n_{\max} V_{p1}} p_{\Sigma} - \frac{C_{v1}}{(\alpha+1)n_{\max} V_{p1}} p_L & v \geq 0 \\ \frac{n_{1x}}{n_{\max}} + \frac{C_{v2}}{\alpha(\alpha+1)n_{\max} V_{p1}} p_{\Sigma} - \frac{C_{v2}}{\alpha(\alpha+1)n_{\max} V_{p1}} p_L & v < 0 \end{cases} \quad (15)$$

从式(15)中可以看出, 液压缸速度 v 和负载压力 p_L 的关系是一条斜率为负的直线。该直线的斜率与缸两腔面积比、泵最大转速、泄漏系数以及泵 1 的排量有关, 与泵 2 的排量无关, 并且伸出和收回时直线的斜率也不相同。取液压缸两腔压力和 $p_{\Sigma} = 20\ \text{MPa}$, 代入式(15), 可计算系统的压力-流量特性曲线如图 2 所示。

图2 分腔独立变转速泵控系统压力-流量特性

从图 2 可以看出, 相较阀控系统的非线性压力流量特性, 本系统具有近乎水平的压力流量特性, 表明系统具有较高的动态刚度, 缸的运行速度受负载压力变化影响较小; 还表明系统具有较好的工作特性, 在四个象限内速度增益基本相同。液压缸伸出时所能驱动的最大负载压力为 $20\ \text{MPa}$, 能抵抗的负载压力为 $10\ \text{MPa}$; 液压缸收回时能驱动的最大负载压力为 $10\ \text{MPa}$, 能抵抗的负载压力为 $20\ \text{MPa}$ 。而当系统各元件参数确定后, 能够影响系

统压力流量特性的参数只有泵的泄漏系数, 斜率值非常小。因此, 系统具有优化的动、静态特性。

2.2 压力增益特性

压力增益特性作为描述电液伺服系统性能的重要指标, 其大小直接影响着系统驱动大摩擦、大惯性负载的能力。同样, 类比阀控系统的压力增益函数 $p_L / q_L = 0 = f(x_v)$, 本系统的压力增益特性可定义为, 在总压力 p_{Σ} 为定值、液压缸速度 $v=0$ 时, 负载压力与泵转速之间的关系, 即 $p_L = f(n_1)$ 。

联立式(2)、(5)、(6)和(11)可得压力增益函数为

$$p_L = V_{p1} \left(\frac{1}{C_{v1}} - \frac{\alpha^2}{C_{v2}} \right) \times \left[n_1 - \frac{\alpha p_{\Sigma} C_{v1}}{(\alpha+1)V_{p1}} \times \left(1 + \frac{(1-\gamma)C_{v1}}{C_{v2} - \alpha^2 C_{v1}} \right) \right] \quad (16)$$

进一步, 结合总压力控制策略, 将式(7)代入式(16)中可得缸两腔压力与转速的关系, 如式(17)和(18)所示。取两腔压力和 $p_{\Sigma} = 20\ \text{MPa}$, 得液压缸两腔压力随转速变化的曲线, 如图 3 所示。

$$p_1 = \frac{\alpha p_{\Sigma}}{1+\alpha} + \frac{V_{p1}}{1+\alpha} \left(\frac{1}{C_{v1}} - \frac{\alpha^2}{C_{v2}} \right) \times \left[n_1 - \frac{\alpha p_{\Sigma} C_{v1}}{(\alpha+1)V_{p1}} \times \left(1 + \frac{(1-\gamma)C_{v1}}{C_{v2} - \alpha^2 C_{v1}} \right) \right] \quad (17)$$

$$p_2 = \frac{p_{\Sigma}}{1+\alpha} - \frac{V_{p1}}{1+\alpha} \left(\frac{1}{C_{v1}} - \frac{\alpha^2}{C_{v2}} \right) \times \left[n_1 - \frac{\alpha p_{\Sigma} C_{v1}}{(\alpha+1)V_{p1}} \times \left(1 + \frac{(1-\gamma)C_{v1}}{C_{v2} - \alpha^2 C_{v1}} \right) \right] \quad (18)$$

从图 3 中可以看出, 在总压力控制原理下, 缸两腔压力以相同的幅值朝着相反的方向变化。图中曲线的斜率即为系统的压力增益, 斜率越大, 表明系统抵抗外负载的能力越强。这一斜率不仅与液压泵泄漏有关, 也与缸两腔面积比有关, 并随着液压泵泄漏增大, 斜率逐渐减小; 随着液压缸面积比增大, 斜率逐渐减小。

图3 分腔独立变转速泵控系统压力增益

3 系统动态特性研究

3.1 总压力控制回路动态特性

对于系统的压力动态特性,实际工作中,总压力控制回路首先工作,在液压缸两腔压力和达到设定值后,位置回路才工作。位置回路工作时,液压缸两腔压力和保持不变,两腔压力以相同的幅值反向变化,建立克服负载所需的压力差,驱动液压缸伸出或收回。结合图1所示的总压力控制策略和压力梯度公式 $\frac{dp}{dt} = E \frac{q}{V}$,可得总压力控制下液压缸两腔压力连续方程如式(19)、(20)所示

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{E}{V_1} [n_1 k_d V_{p1} - C_{v1} p_1 - C_{ip} (p_1 - p_2)] \quad (19)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{E}{V_2} [n_2 k_d V_{p2} - C_{v2} p_2 - C_{ep} p_2 + C_{ip} (p_1 - p_2)] \quad (20)$$

式中, E 为液压油弹性模量, k_d 为伺服电机转速增益, V_1 为液压缸无杆腔容腔体积, V_2 为液压缸有杆腔容腔体积, C_{ep} 为液压缸外泄漏系数, C_{ip} 为液压缸内泄漏系数。

进一步,可得缸两腔压力 p_1 和 p_2 动态变化的传递函数为

$$p_1(s) = \frac{n_{1p} k_d V_{p1} - \frac{C_{ip}}{\alpha} p_L}{\frac{V_1}{E} s + C_{v1} + C_{ep} + \frac{\alpha - 1}{\alpha} C_{ip}} \quad (21)$$

$$p_2(s) = \frac{n_{2p} k_d V_{p2} + \frac{\gamma}{\beta} C_{ip} p_L}{\frac{\gamma V_2}{\beta E} s + \frac{\gamma}{\beta} [C_{v2} + C_{ep} + (\alpha - 1) C_{ip}]} \quad (22)$$

从式(22)可以看出,液压缸两腔压力的动态响

$$X_{ref}(s) = \frac{\frac{(\alpha + 1) V_{p1} A_1}{(\alpha + 1) A_1^2 + 2 B C_3} N_{1x}(s) - \left[\frac{V_1 s - 2 C_3 E}{2 C_3 B E + (\alpha + 1) E A_1^2} \right] F_L}{s \left\{ \left[\frac{m V_1}{2 C_3 B E + (\alpha + 1) E A_1^2} \right] s^2 + \left[\frac{B V_1 + 2 C_3 m E}{2 C_3 B E + (\alpha + 1) E A_1^2} \right] s + 1 \right\}} \quad (27)$$

式中, $C_3 = \frac{2 C_{ip} + C_{ep}}{\alpha + 1}$;系统的固有频率 ω_h 、阻尼比 ξ_h 和开环速度增益 K_v 分别为

$$\omega_h = \sqrt{\frac{2 C_3 B E + (\alpha + 1) E A_1^2}{m V_1}} \quad (28)$$

$$\xi_h = \frac{B V_1 + 2 C_3 m E}{2 m V_1} \sqrt{\frac{m V_1}{2 C_3 B E + (\alpha + 1) E A_1^2}} \quad (29)$$

$$K_v = \frac{(\alpha + 1) V_{p1} A_1}{(\alpha + 1) A_1^2 + 2 B C_3} \quad (30)$$

应过程为一阶惯性环节,时间常数分别为 $\frac{V_1}{E}$ 和 $\frac{V_2}{E}$,

与液压缸两腔容腔体积有关。而总压力回路的动态响应时间则由两腔压力时间常数中较大的一项决定。如果两腔压力要以相同幅值变化,缸两腔的容腔体积需满足 $\frac{\beta}{\gamma} V_1 = V_2$ 。实际工作中,总压力的响应特性还与两腔伺服电机的响应时间有关。

3.2 位置回路动态特性

对于位置控制回路,为了研究其动态特性,首先需要做出如下假设:①系统采用总压力控制策略;②液压油弹性模量为常数,不随容腔体积和压力大小改变;③液压缸摩擦力在工作点视为常数。进一步,由下列公式推导传递函数。

无杆腔流量连续方程

$$n_{1x} V_{p1} = A_1 \frac{dx_{rel}}{dt} + C_{ip} (p_1 - p_2) + C_{ep} p_1 + \frac{V_1}{E} \frac{dp_1}{dt} \quad (23)$$

有杆腔流量连续方程

$$n_{2x} V_{p2} = A_2 \frac{dx_{rel}}{dt} + C_{ip} (p_1 - p_2) - C_{ep} p_2 - \frac{V_2}{E} \frac{dp_2}{dt} \quad (24)$$

液压缸力平衡方程

$$A_1 p_1 - A_2 p_2 = m \frac{d^2 x_{rel}}{dt^2} + B \frac{dx_{rel}}{dt} + F_L \quad (25)$$

负载压力微分方程

$$\frac{dp_L}{dt} = \frac{dp_1}{dt} - \alpha \frac{dp_2}{dt} \quad (26)$$

式中, B 为活塞及负载的黏性阻尼系数, m 为负载及活塞质量。

不计总压力引起的液压缸泄漏,位置控制回路的传递函数可由式(23)~(26)的拉氏变换求解获得,如式(27)所示

从式(28)、(29)中可以看出,系统的固有频率主要与泄漏系数、液压缸容腔和油液弹性模量有关,并跟随液压缸的位置变化。受泄漏系数影响,系统的阻尼比也非常小,这意味着系统稳定性较差。因此,必须对系统进行校正。

3.3 电液系统校正

图4给出了引入加速度、速度反馈后,系统的位置控制回路传递函数框图, K_{fa} 、 K_{fv} 为加速度、速度反馈系数。由传递函数框图进一步,可得整个位置伺服系统的开环传递函数如式(31)所示

图4 引入加速度、速度反馈的位置控制传递函数框图

$$\frac{X_{\text{ref}}(s)}{N_{1x}(s)} = \frac{K_v / (1 + K_1)}{s \left[\frac{s^2}{\omega_h^2 (1 + K_1)} + \frac{2\xi_h + K_2 \omega_h}{\omega_h (1 + K_1)} s + 1 \right]} \quad (31)$$

式中, K_1 为只有速度反馈校正时的开环增益, $K_1 = K_v K_{fv}$, K_2 为只有加速度反馈校正时的开环增益, $K_2 = K_v K_{fa}$ 。

从式(31)可以看出, 引入速度反馈, 可增大系统的固有频率, 但这是以降低开环增益和阻尼比为代价。当速度反馈增益 $K_1 = 0$, 仅引入加速度反馈, 不仅可以保持系统的开环增益和固有频率不变, 还

能增大阻尼比, 使系统的稳定性得到提高。综合计算所研究系统的电液动力源频率和液压系统的固有频率相差不是很大, 没有必要引入速度反馈。因此, 仅引入加速度反馈提高稳定性, 并通过选择期望的阻尼比, 计算加速度反馈系数 K_{fa} 。

4 试验研究

4.1 试验平台

为验证理论分析正确性, 参照图1系统原理构建分腔独立变转速泵控试验平台。图5给出了试验平台的测试原理和实物照片。整个系统采用硬件在环控制系统 Dspace1103 进行信号采集和控制, 采用上位软件 Control Desk 进行实时监控和参数调试, 采用比例恒压泵和比例减压阀模拟加载。其中, 伺服电机1和伺服电机2的驱动功率分别为15 kW和8 kW, 额定转速2000 r/min, 液压泵和液压缸参数如图5所示。

图5 变转速泵分腔独立控制测试原理和试验台

1. 伺服电机1 2. 液压泵1~45 cm³/r 3. 伺服电机2 4. 液压泵2~28 cm³/r 5. 安全阀 6. 试验缸 63 mm×45 mm×400 mm
7. 质量块 8. 加载系统 9. 加载缸 63 mm×45 mm×400 mm 10. 比例换向阀 11. 比例减压阀 12. 比例恒压泵 13. 电机驱动器

4.2 总压力特性

图6给出了系统的总压力阶跃响应特性曲线, 保持缸位置不变, 在0.5 s时给定不同的总压力阶跃信号, 伺服电机迅速旋转建立压力, 缸两腔压力和达到设定值, 整个过程总压力响应时间不超过0.3 s, 最大偏差约为1.3 MPa。由于总压力回路仅采用了比例控制, 偏差较大, 若进一步增加积分控制, 可提高总压力控制精度。

图6 总压力阶跃响应特性

4.3 位置控制特性

图7为20 MPa总压力控制下, 液压缸不同位移的阶跃特性曲线, 设定缸初始位置为50 mm, 分别给定不同位移阶跃信号, 采用比例控制, 在位置闭环作用下, 液压缸位移达到设定值, 稳态误差小于0.8 mm, 具有高的定位精度。

图7 液压缸不同位移的阶跃特性

图8为200 mm位置阶跃时缸两腔压力和总压

力特性曲线, 设定总压力为 20 MPa。刚启动时, 液压缸伸出速度较大, 最大速度为 300 mm/s, 液压缸两腔压力存在一个扰动, 导致总压力降低, 约为 3 MPa。随后液压缸位置达到设定值, 在总压力回路在作用下, 缸两腔压力和迅速恢复设定值, 保持系统刚度。液压缸收回时, 压力变化过程类似。在引入加速度反馈后, 缸的运行速度振荡减小, 提高了系统的稳定性, 证实了前面的理论分析。

图 8 位置阶跃腔压力和总压力特性

图 9 为不同控制总压力下, 液压缸的位置阶跃特性。给定相同的总压力比例系数和位置比例系数, 设定不同的控制总压力, 测试液压缸的位置阶跃特性。从图中可以看出, 总压力控制回路对液压缸的动态响应几乎没有影响, 由于不同压力下泵的泄漏特性发生变化, 稳态时存在 1 mm 的定位偏差。

图 9 不同总压力控制下液压缸位置阶跃特性

4.4 负载特性

图 10 为液压缸位置、压力对负载阶跃扰动的响应特性曲线。测试时, 保持液压缸位置为 200 mm, 总压力为 18 MPa, 加载系统恒压泵保持一个大的压力, 通过控制比例减压阀的输出压力, 实现系统的阶跃加载, 阶跃负载力分别为 19 kN 和 8.5 kN。从图中可以看出, 阶跃加载和总压力控制下, 缸两腔压力能够及时随动反向变化, 保持缸受力平衡, 系统的压力变化和控制特性与阀控回路一样, 整个过程总压力基本保持恒定, 验证了前面的理论分析。而负载阶跃变化时, 由于油液压缩和泵泄漏特性变

化, 缸位置存在最大 3 mm 的动态偏差和 1 mm 左右的稳态偏差。对于该稳态偏差, 可通过增大总压力比例系数或选取泄漏量小的泵来降低。

图 10 液压缸位置负载扰动特性

取液压缸收回方向为正, 可通过对液压缸进行正、负加载来模拟四象限工况。图 11 和图 12 给出了液压缸在四个象限的运动特性, 正、负加载力分别为 19 kN 和 6 kN。图 11 中, 液压缸阻抗伸出、超越收回, 分别工作在第一、第四象限。图 12 中, 液压缸超越伸出、阻抗收回, 分别工作在第二、第三象限。从图中可以看出, 四个象限内, 液压缸都具有好的控制特性和定位精度。由于采用比例恒压泵和减压阀加载, 液压缸运行速度较快, 恒压泵响应慢, 液压缸伸出和收回时, 加载力存在一个大的动态波动, 导致缸两腔压力扰动变大, 但总压力仅有一个小的波动, 并能迅速恢复设定值。

图 11 正加载下缸的运动特性

图 12 负加载下缸的运动特性

5 结论

(1) 分腔独立变转速泵控伺服系统, 应用两台变转速开式泵直接驱动液压缸两腔, 自动适应差动缸面积差产生的不对称流量, 不需要额外的辅助油源和节流元件。经理论分析, 系统具有好的动、静态特性, 在四个象限内都具有近乎相同的速度增益。

(2) 借鉴阀控系统静压平衡特性, 设计双泵协同总压力控制策略, 系统在静态时保持预压紧、自动补偿泄漏, 动态时缸两腔压力反向变化、平衡负载变化。进一步引入加速度校正, 提高系统阻尼比、改善稳定性。试验结果表明, 系统具有阀控系统相似的控制特性, 能够四象限驱动负载, 仅采用工业上常用的比例控制器就能获得好的控制特性和定位精度, 适用于液压电梯、压力机、注塑成型机等大功率工业设备, 应用前景光明。

(3) 系统总压力回路和位置控制回路均采用简单的比例控制, 定位误差约为 1 mm。为满足更高要求的应用场合, 可进一步对位置控制回路应用先进算法提高定位精度。此外, 设计的总压力控制策略, 改善了系统动静态特性, 但某些工况下存在液压缸高背压造成的电机制动能耗大的问题。而采用双伺服电机则可通过公共直流母线, 直接共享利用制动能量, 或者回收在超级电容中再利用, 这也是下一阶段的研究重点。

参 考 文 献

- [1] STELSON K A. Saving the world's energy with fluid power[C]// Proceedings of the 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, Okinawa, Japan, 2011. 2011: 1-7.
- [2] 董致新, 黄伟男, 葛磊, 等. 泵阀复合进出口独立控制液压挖掘机特性研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(12): 173-180.
DONG Zhixin, HUANG Weinan, GE Lei, et al. Research on the performance of hydraulic excavator with pump and valve combined separate meter in and meter out circuits[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(12): 173-180.
- [3] HUANG Weinan, QUAN Long, GE Lei, et al. Combined velocity and position control of large inertial hydraulic swing mechanism considering energy balance of supply and demand[J]. Automation in Construction, 2019, 106: 102899.
- [4] 权龙. 泵控缸电液技术研究现状、存在问题及创新解决方案[J]. 机械工程学报, 2008, 44(11): 87-92.
QUAN Long. Current state, problems and the innovation solution of electro-hydraulic technology of pump controlled cylinder[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(11): 87-92.
- [5] QUAN Zhongyi, QUAN Long, ZHANG Jinman. Review of energy efficient direct pump controlled cylinder electro-hydraulic technology[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, 35: 336-346.
- [6] KANG Rongjie, JIAO Zongxia, WANG Shaoping, et al. Design and simulation of electro-hydrostatic actuator with a built-in power regulator. Chin. J. Aeronaut., 2009, 22(6): 700-706.
- [7] LODIEWYKS J. Variable displacement pump closed loop controlled differential cylinder system[D]. Aachen: RWTH, 1994.
- [8] IVANTYSYNOVA M. Displacement controlled linear and rotary drives for mobile machines with automatic motion control[J]. SAE Transactions, 2000(109): 125-132.
- [9] ZIMMERMAN J, IVANTYSYNOVA M. The effect of system pressure level on the energy consumption of displacement controlled actuator systems[C]// Proceedings of the 5th FPNI PhD Symposium. Krakow, Poland, 1-5 July, 2008. 2008: 77-92.
- [10] BUSQUETS E, IVANTYSYNOVA M. Toward supervisory-level control for the energy consumption and performance optimization of displacement-controlled hydraulic hybrid machines[C]// Proceedings of 10th IFK International Conference on Fluid Power, 2016.
- [11] WANG Longke, BOOK W J, HUGGINS J D. A hydraulic circuit for single rod cylinders[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2012, 134(1): 011019.
- [12] 权龙, NEUBERT T, HELDUSER S. 转速可调泵直接闭环控制差动缸伺服系统静特性[J]. 机械工程学报, 2002, 38(3): 144-148.
QUAN Long, NEUBERT T, HELDUSER S. Speed-controlled pump direct closed-loop control differential cylinder servo system static characteristics[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(3): 144-148.
- [13] 权龙, NEUBERT T, HELDUSER S. 转速可调泵直接闭环控制差动缸伺服系统的动特性[J]. 机械工程学报, 2003, 39(2): 13-17.

- QUAN Long, NEUBERT T, HELDUSER S. Speed-controlled pump direct closed-loop control differential cylinder servo system dynamic characteristics[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2003, 39(2): 13-17.
- [14] 权龙, 郝慧敏, 黄家海, 等. 变转速容积直驱纯液压挖掘机驱动及能量回收系统: 中国, 201410476502.1[P]. 2016-02-03.
- QUAN Long, HAO Huimin, HUANG Jiahai, et al. Variable speed volume direct drive pure electric hydraulic excavator drive and energy recovery system: China, 201410476502.1[P]. 2016-02-03.
- [15] CHEN Mingdong, ZHAO Dingxuan. The gravitational potential energy regeneration system with closed-circuit of boom of hydraulic excavator[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2017, 82: 178-192.
- [16] ZHANG Shuzhong, MINAV T, PIETOLA M, et al. The effects of control methods on energy efficiency and position tracking of an electro-hydraulic excavator equipped with zonal hydraulics[J]. *Automation in Construction*, 2019, 100: 129-144.
- [17] 景健, 权龙, 黄家海, 等. 非对称泵直驱液压挖掘机斗杆特性研究[J]. *机械工程学报*, 2016, 52(6): 188-196.
- JING Jian, QUAN Long, HUANG Jiahai, et al. Research on the characteristics of asymmetric pump directed controlled arm cylinder of excavator[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(6): 188-196.
- [18] GE Lei, QUAN Long, LI Yunwei, et al. A novel hydraulic excavator boom driving system with high efficiency and potential energy regeneration capability[J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 166: 308-317.
- [19] YAO Jing, WANG Pei, CAO Xiaoming, et al. Independent volume-in and volume-out control of an open circuit pump-controlled asymmetric cylinder system[J]. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, 2018, 19(3): 203-210.
- [20] 姚静, 蒋东廷, 张伟, 等. 开式泵控非对称缸系统一阶轨迹灵敏度分析[J]. *机械工程学报*, 2019, 55(2): 223-232.
- YAO Jing, JIANG Dongting, ZHANG Wei, et al. First-order trajectory sensitivity analysis of open circuit pump-controlled asymmetric cylinder systems[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2019, 55(2): 223-232.
- [21] KETELSEN S, PADOVANI D, ANDERSEN T O, et al. Classification and review of pump-controlled differential cylinder drives[J]. *Energies*, 2019, 12(7): 1293.
- [22] 权龙, 廉自生. 应用进出油口独立控制原理改善泵控差动缸系统效率[J]. *机械工程学报*, 2005, 41(3): 123-127.
- QUAN Long, LIAN Zisheng. Improve the efficiency of the pump-controlled differential cylinder system by applying the meter in and meter out independent control principle[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2005, 41(3): 123-127.
- [23] 权龙, 李凤兰, 王祥. 伺服电机定量泵驱动差动液压缸系统效率的研究[J]. *中国电机工程学报*, 2006(8): 93-98.
- QUAN Long, LI Fenglan, WANG Xiang. Study on the efficiency of differential cylinder system driven with servo motor and constant pump[J]. *Proceedings of The Chinese Society for Electrical Engineering*, 2006(8): 93-98.

作者简介: 王波, 男, 1994 年出生, 博士研究生。主要研究方向为流体传动与控制、机电装备电液智能与节能控制。

E-mail: wangbo0018@link.tyut.edu.cn

权龙(通信作者), 男, 1959 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为电液伺服及比例控制技术。

E-mail: quanlong@tyut.edu.cn