DOI: 10.3901/JME.2020.08.257

新型流量自平衡泵控非对称液压缸 运行特性试验研究*

赵 斌^{1,2,3} 郭伟伟¹ 葛 磊^{1,2} 郝云晓^{1,2} 权 龙^{1,2}

(1. 太原理工大学机械与运载工程学院 太原 030024;

2. 太原理工大学新型传感器与智能控制教育部和山西省重点实验 太原 030024;

3. 浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室 杭州 310027)

摘要: 降低液压系统能耗, 最直接有效的方法是采用无节流损失的闭式泵控技术, 通过改变泵转速或排量, 使泵输出流量和压力与负载匹配。但对于应用面超 80% 的非对称液压缸, 存在液压泵两个油口流量与液压缸两腔流量不一致的问题, 必须增设复杂的补油回路, 并且当负载或运行速度方向发生变化时, 需要补油回路快速准确切换, 否则容易导致吸空和大的压力冲击, 尤其是轻载工况, 两腔压力接近时, 系统稳定性更差。为了解决泵控系统的这些问题, 创新设计出一种可平衡非对称液压缸流量的三配流窗口流量自平衡液压泵, 结构上实现液压泵与液压缸流量始终一致, 不需要增设复杂的补油回路即可实现液压缸平稳驱动。为验证新设计方案可行性, 首先从原理上分析流量自平衡液压泵的工作特性, 并设计制造出试验样机。在此基础上, 研究采用制造的液压泵驱动非对称液压缸的运行特性。结果表明, 采用新设计流量自平衡液压泵不需要增设复杂的大流量补油回路, 即可平稳驱动非对称液压缸; 当控制腔发生变化时, 液压缸速度与转速之比变化非常小。

关键词: 阀控系统; 闭式泵控; 补油回路; 节能

中图分类号: TH137

Experiment Study on Operation Characteristics of New Flow Self-balancing Pump Controlled Asymmetric Hydraulic Cylinder

ZHAO Bin^{1,2,3} GUO Weiwei¹ GE Lei^{1,2} HAO Yunxiao^{1,2} QUAN Long^{1,2}

(1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024;

2. Key Lab of Advanced Transducers and Intelligent Control System of Ministry of Education and Shanxi Province, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024;

3. State Key Laboratory of Fluid Power and Mechatronic Systems, Zhejiang University, Hangzhou 310027)

Abstract: The most direct and effective way to reduce the energy consumption of hydraulic system is to adopt closed pump control technology. By changing the speed or displacement of the pump, the output flow and pressure of the pump match the load. But for asymmetric hydraulic cylinders whose application area is more than 80%, there is the problem of inconsistency between the flow rate of two orifices of the hydraulic pump and that of two chambers of the hydraulic cylinder, which leads to the need to add complex oil-filling circuits. When the load or the direction of the running speed changes, the oil-compensation circuits need to be switched quickly and accurately. Otherwise, it is easy to lead to suction and large pressure shock. The stability of the system is worse when the pressure of the two chambers is close to each other. In order to solve these problems of pump control system, a flow self-balancing hydraulic pump with three distributing windows is designed, which can balance the flow of cylinder. The structure realizes that the flow of hydraulic pump is consistent with that of hydraulic cylinder all the time, and the stable driving of hydraulic cylinder can be realized without adding complex oil supply circuit outside. In order to verify the feasibility of the new design scheme, the working

* 国家自然科学基金(51605322)、山西省重点研发计划(201803D121098)、山西省回国留学人员科研(2017-033)和流体动力与机电系统国家重点实验室开放基金课题(GZKF-201815)资助项目。20190910 收到初稿, 20200110 收到修改稿

characteristics of the flow self-balancing hydraulic pump are analyzed in principle, and the test prototype is designed and manufactured. On this basis, the operation characteristics of asymmetric cylinders driven by manufactured hydraulic pumps are studied. The results show that the new designed flow self-balancing hydraulic pump can drive the asymmetrical hydraulic cylinder smoothly without adding complicated large flow oil supply circuit; when the control chamber changes, the ratio of velocity to rotational speed of the hydraulic cylinder changes very little.

Key words: valve controlled system; closed pump controlled; oil-compensation circuits; energy saving

0 前言

液压控制技术, 具有结构紧凑、功率密度高、输出力大和环境适应性强等技术优势, 在各类工程装备、矿山装备、海洋工程装备、航空航天装备、林业和农业机械等领域具有不可替代的地位。根据采用的控制元件不同, 液压系统可分为阀控系统和泵控系统。其中阀控系统易于实现单动力源多执行器复合动作, 目前应用最为广泛。但该系统常采用节流调速方式控制执行器, 不可避免存在节流损失, 尤其是控制具有四象限负载工况的执行器, 节流损失更大。以工程装备为例, 控制阀节流损失占到动力源输出能量的 30%~35%。这一问题是几乎所有液压驱动装备中的共性问题, 因此提高其能量效率一直是该领域的重点研究方向和前沿。

为了降低阀控系统节流损失, 研究者们提出了电液负载敏感系统^[1]、电液负载敏感匹配原理^[2-5]以及进出口独立控制系统^[6-9]等方法。这些技术方案虽然都不同程度降低了系统能量损失, 但节能效果有限。为了显著降低系统的能耗, 最直接的方法是采用无节流损失的泵控执行器技术代替阀控开式回路, 称为容积直接驱动技术。

闭式泵控技术, 闭式液压泵的吸排油腔与液压执行器的两油口直接相连, 通过改变液压泵的转速或排量控制执行器的速度。德国亚琛工业大学液压研究所的 Hahmann 和 Sprockhoff 较早开展了双向变排量泵控制对称液压缸系统的特性研究。哈尔滨工业大学的姜继海教授对泵控对称缸动态特性及控制策略进行了研究, 采用基于微分器的离散滑模控制方法, 提高了容积直驱电液系统的控制特性^[10-11]。北京航空航天大学 SHANG 等^[12]研究了液压泵脉动对泵控双出杆液压缸系统特性的影响, 根据系统性能要求给出了泵流量脉动的可接受范围。这种方案在飞机飞控系统控制上应用较多。由于安装空间和出力限制, 80%以上的电液控制系统采用非对称液压缸作为执行器, 但非对称缸两个运动方向流量不相等, 成为泵控技术必须解决的首要问题。

为解决这一问题, 德国亚琛工业大学液压研究

所的 LODEWYKS^[13]提出采用 2 台变排量液压泵通轴驱动和用液压变压器进行补偿的回路原理。2002 年, 权龙等^[14]对采用双变速泵控制单出杆液压缸系统开展了研究, 提出了多种液压缸两腔预压紧的原理。我国赵丁选等^[15-16]对采用通轴驱动双变排量泵控制液压挖掘机动臂单出杆液压缸系统做了研究, 并采用蓄能器存储动臂下降的重力势能, 有效降低了系统能耗。2017 年, 芬兰的 MINAV 等^[17]对三组双变转速定量液压泵闭式控制液压挖掘机工作装置特性进行了研究, 总的能量效率可达 73.3%。

但采用双泵控制一个执行器, 整体成本较高, 另一种简单的技术方案是采用单泵结合液控单向阀或电磁阀补偿单出杆液压缸流量差。德国德累斯顿工业大学 MICHEL^[18]对这种方案能耗特性和热力学预测方法进行了研究。美国普渡大学 HIPALGAONKAR 等^[19-20]在工程机械中采用直接泵控制技术的思想, 对采用单台变量液压泵, 液控单向阀配合补油的泵控单出杆缸回路原理开展了研究, 并将其用于液压挖掘机、装载机等。特别是用 4 台变排量泵组成的全泵控挖掘机, 获得较负载敏感控制降低能耗 49% 的显著效果, 通过对发动机和液压泵工作点的优化及匹配, 进一步降低燃油消耗 17%^[19-20]。韩国蔚山大学将这种方案用于驱动挖掘机动臂, 对势能进行回收^[21]。

采用液控单向阀或电磁阀补偿面积差的方案, 虽然在负载力方向不变的系统中获得了好的效果, 但当用于像挖掘机斗杆液压缸等负载力方向频繁变化的系统时, 仍存在液压缸速度和压力突变、系统平稳性差等问题^[22-23]。WILLIAMSON 等^[24]提出采用预测观测器对执行器的压力进行控制, 减小速度波动。LONGKE 等^[25]采用基于奇异点摄动理论的控制策略, 消除轻载时单泵控液压缸速度波动现象。CALISKAN 等^[26]分析了单泵控液压缸速度波动产生的原因, 设计了新的补油阀, 避免了速度波动。IMAM 等^[27]采用比例溢流阀提升补偿系统压力, 避免不必要的压力波动。但这样的回路仍然存在一定的节流损失。

为解决上述问题, 提出一种能够匹配非对称液压缸面积差的泵控缸闭式回路方案, 该系统仅采用一台新研制的具有三配流油口的液压泵^[22], 自动平衡非对称液压缸面积差, 不需要复杂的补油回路,

即可与常规闭式泵控对称液压缸一样, 平稳控制单出杆液压缸的位置和速度。

1 流量自平衡泵工作原理

图 1 所示为本研究提出的流量自平衡泵与常规闭式泵原理对比。由图可知, 新设计的液压泵在工作原理上与常规对称柱塞泵一致, 不同之处是在配流盘上设计了分布直径分别为 R_1 和 R_2 的四个配流窗口; 并改变缸体底部的进排油窗口为内环油槽和外环油槽的结构, 使每一组油槽分别对应配流盘中的外环配流窗口和内环配流窗口; 将现有奇数柱塞的泵增加一个柱塞成偶数柱塞, 然后分为两组, 每组 5 个。在缸体转动过程中, 标识为奇数的柱塞与配流盘的外环沟通, 标识为偶数的柱塞与配流盘的内环沟通。由此在工作过程中, 可将设计的流量自平衡泵抽象为两台柱塞分别为 5 个的液压泵, 如果将配流盘上 G_1 和 G_2 油槽并联, 即可构成具有三个油口的流量自平衡泵。

图 1 常规闭式泵与流量自平衡泵原理

根据上述分析可知, 将配流盘上 G_1 和 G_2 油槽并联, 则缸体旋转一周, 共有 10 个柱塞在此油口吸排油; 对于 G_3 油槽, 在其油口吸排油的柱塞分别为 1、3、5、7、9, 共计 5 个; 同理对于 G_4 油槽, 在其油口吸排油的柱塞分别为 2、4、6、8、10, 共计 5 个。由于每个柱塞均分布在缸体的同一直径上, 则旋转一周每个柱塞的行程变化一致, 因此可以推论新设计的流量自平衡闭式泵三个油口的排量比为 2:1:1。如果改变液压泵缸体柱塞孔与配流盘油槽之间的对应关系, 如可将缸体底部柱塞孔 2 调整成与 1 在同一直径上, 则可改变泵三个油口的排量比。

2 流量自平衡泵控非对称液压缸原理

采用闭式容积控制代替开式阀控方式可以有效提高液压系统能量效率, 是当前流体传动与控制技

术领域的研究热点和前沿方向。经过多年努力, 闭式泵控对称液压执行器方面已取得了较大的进展, 在多种类型飞机控制中获得了应用。本节通过理论分析探讨新设计流量自平衡泵控非对称液压缸的优势和特点。

2.1 常规闭式泵控非对称液压缸原理

图 2 所示为采用单向阀补偿液压缸面积差的对称泵控制非对称液压缸原理。图 2 中, 伺服电动机驱动定排量闭式泵, 泵两个油口与液压缸直接相连, 通过控制电动机的转速即可实现液压缸速度的控制。系统中, 为了补偿非对称液压缸两腔不平衡流量, 需要设置大流量的流量平衡系统, 由定量泵、辅助补油蓄能器和溢流阀组成, 通过液控单向阀使流量平衡系统与主油路低压腔交换油液, 溢流阀设定较小的压力, 工作过程中, 系统高压腔打开低压腔联接的单向阀, 系统中多余和缺少的油液通过该单向阀补充。

图 2 常规闭式泵控非对称液压缸系统原理

如图 2 所示, 假设液压缸在伸出阶段, 液压缸无杆腔压力大于有杆腔压力, 液压缸无杆腔与液压泵油口 A 在外力作用下压紧, 无杆腔的压力打开补油阀 B, 补油系统与液压缸有杆腔和液压泵油口 B 连通。此时, 液压泵排出的油液进入液压缸无杆腔, 推动液压缸伸出, 液压缸有杆腔油液在活塞作用下被推出液压缸, 进入油路 B。假设液压缸两腔面积比为 1:2, 则根据流量连续性方程, 流入液压缸无杆腔的流量是有杆腔排出油液的 2 倍, 而液压泵两油口是对称的, 吸排油流量一致, 则此时液压缸有杆腔排出的流量不满足液压泵吸油流量, 不足的流量由补油系统补足。根据上述分析和流量连续性方程可得, 液压泵转速、排量与液压缸速度的关系如式(1)~(3)所示

$$q_A = Dn = q_1 \quad (1)$$

$$q_B = Dn = q_2 + q_{Bfill} \quad (2)$$

$$v = \frac{Dn}{A_A} \quad (3)$$

根据式(1)~(3)可知,当液压缸无杆腔压力大于有杆腔压力时,控制进入液压缸无杆腔的油液即可控制其运行速度,因此,定义无杆腔为控制腔。

如图2所示,假设液压缸在伸出阶段,液压缸无杆腔压力小于有杆腔压力,即液压缸有杆腔与液压泵油口B在外力作用下压紧,有杆腔的压力打开补油阀A,补油系统与液压缸无杆腔和液压泵油口A连通。此时,在外力作用下,液压泵从液压缸有杆腔吸油,液压缸伸出,液压泵排出的油液进入液压缸无杆腔,由于流出液压缸有杆腔的流量是无杆腔吸入油液的一半,不足的流量由补油系统补足。根据流量连续性方程可得,液压泵转速、排量与液压缸速度的关系如式(4)~(6)所示

$$q_B = Dn = q_2 \quad (4)$$

$$q_A = Dn = q_1 + q_{A\text{fill}} \quad (5)$$

$$v = \frac{Dn}{A_B} \quad (6)$$

根据式(4)~(6)可知,当液压缸有杆腔压力大于无杆腔压力时,控制进入有杆腔的油液即可控制其运行速度,因此,定义液压缸有杆腔为控制腔。

根据式(3)和(6)分析可知,同样在伸出状态下,当液压缸两腔压力大小变化时,即负载方向变化时,液压泵转速与液压缸伸出速度关系也随之变化。

为了更好地反映常规闭式泵控非对称液压缸的工作特性,在多体动力学仿真软件 SimulationX 中构建图2所示原理的常规泵控非对称液压缸模型。系统中,液压泵排量为 40 mL/r, 液压缸活塞直径为 80 mm, 活塞杆直径为 56 mm, 补油泵流量为 35 L/min^[23]。采用建立的模型,对常规闭式泵控非对称液压缸进行仿真,获得了图3a所示的液压缸速度、压力和位移曲线,图3b为液压缸负载力。

如图3a所示,0~1.0 s、7.0~8.0 s及13.6~15.0 s时间段,控制信号为零,液压缸不动作。1.0 s时给泵转速 1 400 r/min, 液压缸工作在超越伸出工况,速度约为 150 mm/s, 3.5 s时负载力方向变化,存在一定的压力冲击。3.5 s之后,液压缸工作在阻力伸出工况,液压缸速度降为 79.0 mm/s。8.0 s时给定泵转速 1 400 r/min, 液压缸工作在超越回缩工况,速度约为 75.2 mm/s, 随后 9.5 s时出现大的压力和速度波动,速度逐渐稳定到 152.7 mm/s。

综上所述,采用对称泵闭式控制非对称液压缸,由于闭式泵油口排量与液压缸油腔面积比不同,负载方向发生变化时,执行器速度会发生较大变化。

设液压缸有杆腔和无杆腔有效作用面积比为 α 为 0.5, 以液压缸伸出为例,并且初始状态为超越伸出,在伸出过程中,如果负载方向发生改变,变成阻力伸出工况,若泵的速度和排量不变,则液压缸速度会变为原来的 50%。如果液压缸从超越回缩工况变成阻力回缩工况,则液压缸速度会变成原来的 200%。

(a) 液压缸压力与速度

(b) 液压缸负载力

图3 常规闭式泵驱动非对称液压缸工作特性

并且根据式(2)和(5)可知,若液压缸两腔面积比为 1:2, 则补油系统至少需要提供闭式泵最大流量的一半,即需要大流量的补油系统。

2.2 流量自平衡泵控非对称液压缸原理

为解决上述问题,将新设计的流量自平衡泵用于控制非对称液压缸,图4给出了新设计的流量自平衡闭式泵控制非对称液压缸原理图。

图4 流量自平衡泵控制非对称液压缸原理

图4中,采用图1所示流量自平衡泵控制非对称液压缸,泵的油口A₁对应图1中G₁和G₂油槽,

与液压缸无杆腔相连; 泵的油口 B_1 对应图 1 中 G_3 油槽, 与液压缸有杆腔相连; 泵的油口 C_1 对应图 1 中 G_4 油槽, 与低压蓄能器或油箱连接。

为了更好地与常规闭式泵控非对称缸特性对比, 按第 2.1 节分析的内容对新设计的闭式泵控系统进行分析。

如图 4 所示, 假设液压缸在伸出阶段, 液压缸无杆腔压力大于有杆腔压力, 即液压缸无杆腔与液压泵油口 A_1 在外力作用下压紧, 电动机带动液压泵转动, 此时, 液压泵 A_1 口排出的油液进入液压缸无杆腔, 推动液压缸伸出, 液压缸有杆腔油液在活塞作用下被推出液压缸, 进入油路 B。假设液压缸两腔面积比为 1:2、液压泵三个油口的排量为 1:1:2, 则根据流量连续性方程, 流入液压缸无杆腔的流量是有杆腔排出油液的 2 倍。此时, 液压泵 B_1 口从油路 B 吸油, 液压泵 C_1 口从油箱或蓄能器吸油。由于与液压缸两腔连接的液压泵两油口排量比和液压缸两腔面积比一致, 系统流量完全平衡。根据上述分析和流量连续性方程可得, 液压泵转速、排量与液压缸速度的关系如式(7)~(10)所示

$$q_A = Dn = q_1 \quad (7)$$

$$q_B = 0.5Dn = q_2 \quad (8)$$

$$q_C = 0.5Dn \quad (9)$$

$$v = \frac{Dn}{A_A} \quad (10)$$

如图 4 所示, 假设液压缸在伸出阶段, 液压缸无杆腔压力小于有杆腔压力, 即液压缸有杆腔与液压泵油口 B_1 在外力作用下压紧。此时, 在外力作用下, 液压缸有杆腔吸油被压入液压泵 B_1 口, 同时通过 C_1 口从业余蓄能器或油箱吸油, 液压缸伸出, 液压泵排出的油液通过油口 A_1 进入液压缸无杆腔。根据流量连续性方程可得, 液压泵转速、排量与液压缸速度的关系如式(11)~(14)所示

$$q_B = 0.5Dn = q_2 \quad (11)$$

$$q_A = Dn = q_1 \quad (12)$$

$$q_C = 0.5Dn \quad (13)$$

$$v = \frac{0.5Dn}{A_B} \quad (14)$$

根据式(10)和(14)分析可知, 同样在伸出状态下, 当液压缸两腔压力大小变化时, 即负载方向变化时, 液压泵转速与液压缸伸出速度关系不变, 即不受负载方向变化而变化。

在多体动力学仿真软件 SimulationX 中构建图 4 所示流量自平衡泵控制非对称液压缸仿真模型。系统中, 液压泵 A_1 、 B_1 和 C_1 口排量分别为 40 mL/r、

20 mL/r、20 mL/r, 液压缸活塞直径为 80 mm, 活塞杆直径为 56 mm。采用建立的仿真模型, 驱动与常规闭式泵控非对称液压缸仿真模型一致的负载, 获得了如图 5a 所示的液压缸速度、压力和位移曲线, 图 5b 为液压缸两腔压力变化。0~1 s、5.5~8.0 s 及 8.75~12.40 s 时间段, 控制信号为零, 液压缸不动作。1 s 时给泵转速 1 400 r/min, 液压缸伸出, 3.5 s 时液压缸负载力方向变化。8 s 时给泵转速 -1 400 r/min, 液压缸回缩, 9.1 s 左右液压缸负载力方向变化。

由图 5 可知, 采用设计的流量自平衡泵驱动控制四象限运行液压缸, 当液压缸负载方向发生变化时, 其运行速度相对平稳, 未发生突变。从液压缸无杆腔和有杆腔压力曲线易知, 在 1.0~3.5 s, 液压缸工作在超越伸出工况, 无杆腔压力为补油系统压力, 有杆腔为工作压力, 并随液压缸伸出逐渐减小; 在 3.5~5.5 s, 液压缸工作在阻力伸出工况, 有杆腔压力为补油系统压力。液压缸回缩时, 与之相反。

(a) 位移和速度

(b) 液压缸压力

图 5 新设计闭式泵驱动非对称液压缸特性

综上所述, 采用新设计的流量自平衡泵控制非对称液压缸, 不需要额外的补油系统, 液压缸运行速度与液压泵转速成正比, 不受负载大小和方向影响。而常规闭式泵控系统, 在控制非对称液压缸时, 需要增加额外的补油系统, 并且液压缸运行速度与液压泵转速关系受负载方向变化影响, 并且在负载方向变化时, 存在非常大的速度和压力波动。

3 流量自平衡泵控液压缸试验台

根据图1所述流量自平衡液压泵原理,设计并制作了该泵的原理样机,根据图4所示流量自平衡泵控非对称液压缸原理,搭建了图6所示试验系统。系统中,流量自平衡液压泵由一个伺服电动机驱动,液压泵的A₁和B₁油口与液压缸无杆腔和有杆腔直接相连,液压泵的C₁油口与蓄能器相连并通过单向阀与油箱联接。由于液压缸速度始终与伺服电动机转速成正比,因此只需要通过控制伺服电动机转速即可控制液压缸的运行速度。

图6 流量自平衡液压泵控非对称液压缸试验系统

系统中,非对称三个油口的排量分别为45 mL/r、22.5 mL/r和22.5 mL/r,液压缸两腔面积比为1:2,伺服电动机额定转速为2 000 r/min,额定功率为15 kW。

4 试验分析

采用如图6所示试验系统对设计的流量自平衡泵控非对称液压缸开展研究。根据第2节分析结果可知,常规对称泵控非对称液压缸系统工作时,当控制腔发生变化时,液压缸速度与电动机转速比例关系发生相应变化。因此,本文分别对液压缸无杆腔和有杆腔作为控制腔时,系统运行特性进行研究。

4.1 无杆腔作为控制腔

试验中,令加载缸的控制阀工作在左位,控制伺服电机转速驱动流量自平衡液压泵,控制液压缸运动。分别采集图6中液压缸压力、位移、电动机转速等数据获得图7所示系统压力曲线。

如图7所示,液压缸无杆腔压力大于有杆腔压力,液压缸无杆腔是控制腔,控制无杆腔的流量即可实现液压缸速度控制。在整个运行过程中,两腔压力比较平稳,不存在大的波动。

图8所示为液压缸速度、位移与电动机转速曲线。

图7 液压缸两腔压力与位移

如图8所示,1~2 s,液压缸伸出,电动机转速为982.6 r/min,对应液压缸速度为270.5 mm/s;4~5 s,液压缸回缩,电动机转速为983.7 r/min,对应液压缸速度为274.5 mm/s。由图8可知,在液压缸伸出和回缩阶段,液压缸速度运行平稳,不存在大的波动。在整个运行阶段,液压缸速度与电动机转速之比为0.275。

图8 液压缸速度、位移与转速

4.2 有杆腔作为控制腔

试验中,令加载缸的控制阀工作在右位,控制伺服电动机转速驱动流量自平衡液压泵,控制液压缸运动。分别采集图6中液压缸压力、位移、电动机转速等数据,获得图9所示结果。

如图9所示,液压缸有杆腔压力大于无杆腔压力,液压缸有杆腔是控制腔,控制有杆腔的流量即可实现液压缸速度控制。在整个运行过程中,两腔压力比较平稳,不存在大的波动。尤其是在液压缸伸出阶段,液压缸两腔压力十分接近,并且较低,此时整个伸出阶段,液压缸两腔压力仍然比较平稳。而这种工况下,采用常规对称泵控非对称液压缸,由于两腔压力一致,补油单向阀的开启状态不定,系统稳定性非常差。

图10所示为液压缸速度、位移与电动机转速曲线。如图10所示,1~2 s,液压缸伸出,电机转速为1 333.1 r/min,对应液压缸速度为368.1 mm/s,液压缸两腔压力比较接近;3~4 s,液压缸回缩,

电动机转速为 1 413.1 r/min, 对应液压缸速度为 413.9 mm/s。由图可知, 在液压缸伸出和回缩阶段, 液压缸速度运行平稳, 不存在大的波动。伸出阶段, 液压缸速度与电动机转速为 0.276, 回缩阶段, 液压缸速度与电动机转速为 0.292, 这两个阶段比值存在差异的主要原因是液压泵三个油口之间泄漏、油液压缩性等。

图 9 液压缸两腔压力与位移

图 10 液压缸速度、位移与转速

综上所述, 采用设计的流量自平衡泵控制非对称液压缸, 控制腔发生变化时, 液压缸速度与电动机转速之间的比例关系变化较小, 与第 2 节理论分析一致。

5 结论

本文针对常规闭式泵控系统控制非对称液压缸时存在的系统结构复杂、单泵驱动需要增加大流量补偿回路、负载方向发生变化时冲击大等国际制约闭式泵控技术发展的问題开展研究, 创新设计了采用非对称配流技术的流量自平衡液压泵, 并将其用于驱动非对称液压缸。采用新设计的流量自平衡液压泵控非对称液压缸, 仅需要一台泵即可平稳驱动非对称液压缸; 在控制腔发生变化时, 液压缸速度与电动机转速之比十分接近, 而常规闭式泵控系统

统控制腔发生变化时速度与转速之比变化甚至高达 200%。

参 考 文 献

- [1] XU B, CHENG M, YANG H, et al. A hybrid displacement/pressure control scheme for an electrohydraulic flow matching system[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2015, 20(6): 2771-2782.
- [2] 权龙. 工程机械多执行器电液控制技术现状及最新进展[J]. 液压气动与密封, 2010, 30(1): 40-43, 46. QUAN Long. The present status and latest progress of electro-hydraulic control technology of multi-actuators used in construction machinery[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2010, 30(1), 40-43, 46.
- [3] 杨华勇, 刘伟, 徐兵, 等. 挖掘机电液流量匹配控制系统特性分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(14): 156-163. YANG Huayong, LIU Wei, XU Bing, et al. Characteristic analysis of electro-hydraulic flow matching control system in hydraulic excavator[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(14): 156-163.
- [4] 黄伟男, 权龙, 黄家海, 等. 进出口独立控制液压挖掘机回转系统运行特性[J]. 机械工程学报, 2016, 52(20): 159-167. HUANG Weinan, QUAN Long, HUANG Jiahai, et al. Excavator swing system controlled with separate meter-in and meter-out method[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(20): 159-167.
- [5] 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.
- [6] NIELSEN B K. Controller development for a separate meter-in separate meter-out fluid power valve for mobile applications[D]. Aalborg: Aalborg University, 2005.
- [7] LYU L, CHEN Z, YAO B. Energy saving motion control of independent metering valves and pump combined hydraulic system[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2019: 1-11.
- [8] LU L, YAO B. Energy-saving adaptive robust control of a hydraulic manipulator using five cartridge valves with an accumulator[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2014, 61(12): 7046-7054.
- [9] LIU K, GAO Y, TU Z, et al. Energy-saving analysis of the independent metering system with pressure compensation for excavator's manipulator[J]. Proc IMechE Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2016,

- 230(9): 905-920.
- [10] 刘军龙, 姜继海, 欧进萍, 等. 直驱容积控制电液伺服系统模型与动态特性[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2011, 43(7): 61-65.
LIU Junlong, JIANG Jihai, OU Jinping, et al. Theoretical model and dynamic performance of direct drive volume control electro-hydraulic servo system[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2011, 43(7): 61-65.
- [11] 姜继海, 葛泽华, 杨晨, 等. 基于微分器的直驱电液伺服系统离散滑模控制[J]. 吉林大学学报, 2012, 48(5): 1492-1499.
JIANG Jihai, GE Zehua, YANG Chen, et al. Differentiator-based discrete variable structure controller for direct drive electro-hydraulic servo system[J]. Journal of Jilin University, 2012, 48(5): 1492-1499.
- [12] SHANG Y X, ZHANG X S, JIAO Z X, et al. Research on pulsation demand of pump used in electro-hydrostatic actuator[C]//The Fourteenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, 2015, May: 1-11.
- [13] LODEWYKS J. Differentialzylinder im geschlossenen hydrostatischen Getriebe[D]. Aachen: RWTH Aachen, 1994.
- [14] 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(3): 144-148.
QUAN Long, NEUBERT T, HELDUSER S. Research on the static performance of electro-hydraulic servo system with speed variable pumps[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2002(3): 144-148.
- [15] 赵丁选, 陈明东, 戴群亮. 油液混合动力液压挖掘机动臂势能回收系统[J]. 吉林大学学报, 2011, 41(13): 150-154.
ZHAO Dingxuan, CHEN Mingdong, DAI Qunliang. System of arm potential energy recovery in hybrid hydraulic excavators[J]. Journal of Jilin University, 2011, 41(13): 150-154.
- [16] CHEN M, ZHAO D. The gravitational potential energy regeneration system with closed-circuit of boom of hydraulic excavator[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 82: 178-192.
- [17] MINAV T, HEIKKINEN J, PIETOLA M, et al. Direct driven hydraulic drive for new powertrain topologies for non-road mobile machinery[J]. Electric Power Systems Research, 2017, 152: 390-400.
- [18] MICHEL S. Prediction of the thermo-energetic behaviour of an electrohydraulic compact drive[C]//10th International Fluid Power Conference, Dresden, German, 2016, March 13-16: 222-234.
- [19] HIPPALGAONKAR R, IVANTYSYNOVA M. Optimal power management of hydraulic hybrid mobile machines—part I: Theoretical studies, modeling and simulation[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2016, 138(5): 1-23.
- [20] HIPPALGAONKAR R, IVANTYSYNOVA M. Optimal power management of hydraulic hybrid mobile machines—part II: machine implementation and measurements[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2016, 138(5): 1-24.
- [21] JONG I Y, DINH Q T, KYOUNG K A. A generation step for an electric excavator with a control strategy and verifications of energy consumption[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2013, 14(5): 755-766.
- [22] 葛磊, 张晓刚, 权龙, 等. 变转速非对称泵直驱液压挖掘机斗杆试验研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(16): 210-216.
GE Lei, ZHANG Xiaogang, QUAN Long, et al. Experiment study on the characteristics of speed-variable asymmetric pump driven excavator arm[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(16): 210-216.
- [23] 葛磊. 分布式变转速容积驱动液压挖掘机控制原理及其特性研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2018.
GE Lei. Research on the control principle and characteristic of volume controlled hydraulic excavator driven by distributed speed variable power source[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2018.
- [24] WILLIAMSON C, IVANTYSYNOVA M. Pump mode prediction for four-quadrant velocity control of valveless hydraulic actuators[C]//Proceedings of 7th the International Symposium on Fluid Power, Toyama, Japan, 2008, September: 323-328.
- [25] LONGKE W, BOOK W, HUGGINS J. A hydraulic circuit for single rod cylinders[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement & Control, 2011, 134(1): 335-339.
- [26] ÇALIŞKAN H, BALKAN T, PLATIN B E. A complete analysis and a novel solution for instability in pump controlled asymmetric actuators[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement & Control, 2015, 137(9): 1-14.
- [27] IMAM A, RAFIQ M, JALAYERI E, et al. A pump-controlled circuit for single-rod cylinders that incorporates limited throttling compensating valves[J]. Actuators, 2018, 7(2): 1-21.

作者简介: 赵斌, 男, 1981年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为工程装备电液节能系统、液压元件等。

E-mail: zbyut@126.com

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