DOI: 10.3901/JME.2021.07.185

变速变排量液压驱动系统的动态过程能效优化^{*}

黄海鸿^{1,2} 唐运先^{1,2} 金 瑞^{1,2} 李 磊^{1,2} 李大成³ 刘志峰^{1,2}

(1. 合肥工业大学机械工程学院 合肥 230009;
2. 机械工业绿色设计与制造重点实验室 合肥 230009;
3. 安徽源典科技有限公司 合肥 230051)

摘要: 液压系统广泛应用于工程机械与液压成形装备等领域,但液压驱动单元输出功率与负载需求功率不匹配造成的低能效问题一直不可忽视。变速变排量驱动单元可协调控制电动机转速和泵排量,实现液压系统在各稳定工况下驱动单元输出功率与负载需求功率的匹配,提高液压系统能量效率。为进一步提高变速变排量驱动单元在复杂多变工况下的能效,对其动态过程中的能效进行深入研究。建立了动态过程能耗优化模型,通过优化模型并结合试验分析得出动态过程最小能耗对应的电动机加速度。通过试验研究了不同加速度下的系统稳定性,分析得出液压缸推杆振动与电动机转速波动有关,可通过调整电动机加速度以限制电动机转速波动从而保证系统稳定性。最后,以液压拉深成形过程为例,在保证系统稳定性的前提下分析拉深成形过程的动态能耗,当电动机采用最佳加速度时,整个动态过程的能效平均提高了 8.0%、转速波动量平均降低了 14.9%。

关键词: 功率匹配; 动态过程; 能效; 稳定性; 电动机加速度

中图分类号: TH137

Energy Efficiency Optimized in the Dynamic Process of a Variable-speed Variable-displacement Pump Unit

HUANG Haihong^{1,2} TANG Yunxian^{1,2} JIN Rui^{1,2} LI Lei^{1,2} LI Dacheng³ LIU Zhifeng^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009;
2. Key Laboratory of Green Design and Manufacturing for Machinery Industry, Hefei 230009;
3. Anhui Yuandian Technology Co., Ltd., Hefei 230051)

Abstract: Hydraulic systems are widely used in construction machinery and hydroforming equipment, but the low energy efficiency caused by the power mismatch between output power of the drive unit and demand power of the actuators cannot be ignored. By cooperatively adjusting the motor speed and pump displacement of a variable-speed variable-displacement pump unit, the power match degree can be improved under the stable operating conditions. In order to further improve energy efficiency of the variable-speed variable-displacement pump unit under complex and variable working conditions, energy consumption model of the drive unit during the dynamic process is established. The relationship between energy consumption and motor acceleration is obtained to acquire the optimum motor accelerations and the minimum energy consumption during dynamic process. Moreover, the stability with different motor accelerations of the hydraulic system is investigated by experiments, and the motor accelerations are selected according to the required working conditions for the preferable energy efficiency and stability. The results indicate that energy efficiency and speed fluctuation of the preferable motor acceleration can be improved by 8.0% and 14.9% respectively, compared with that of the default motor acceleration.

Key words: power matching; dynamic process; energy efficiency; stability; motor acceleration

0 前言

液压系统具有功率密度大、反应快和易控制

输出力(或力矩)等诸多优点,在各领域中有着广泛应用,但系统在运行过程中也存在较高的能量损失。降低液压系统运行过程能量损失的方法主要包括能量回收再利用和液压系统功率匹配。能量回收再利用主要是利用蓄能器^[1]、飞轮^[2]和超级电容^[3]等回收液压系统惯性能量并用于其他工

^{*} 国家自然科学基金资助项目(U20A20295, 51722502)。20200405 收到初稿,20201204 收到修改稿

作周期。此外,一种新型双执行器节能系统直接将其中一个执行器下降的重力势能转换用于另一执行器上升的能量,降低了能量转换次数,实现了能量回收的直接利用^[4]。

液压系统在运行过程中,各工况负载需求功率不同,驱动单元的装机功率需要按照最高功率配置,造成了一些工况下负载需求功率与驱动单元输出功率的不匹配。采用液压驱动单元分区控制节能方法可提高液压系统驱动单元输出功率和负载需求功率的匹配程度,使驱动单元的输出功率和该动作的消耗功率相匹配^[5]。随着变排量泵和变速电动机控制技术的发展,很多学者采用变排量泵或变速电动机调节液压驱动单元的输出流量,实现驱动单元的输出流量与执行器的需求流量匹配^[6-7]。在对比变频电动机驱动定量泵、工频电动机驱动变量泵等驱动方式时,发现成形过程中变速电动机驱动变量泵驱动方式更节能。HUANG 等^[8]利用变速变排量液压驱动系统解决了液压系统功率不匹配的问题,并通过查表方式得到各静态工况最佳效率对应的电动机转速和泵排量,但未考虑静态工况切换过程的动态能耗。为降低变速变排量液压驱动系统的能耗,WILLKOMM 等以能耗最低为优化目标,通过同时控制电动机转速和泵排量两个变量,得到注塑过程各静态工况的电动机转速和泵排量^[9]。针对静态工况(电动机转速和泵排量组合)的切换过程,WILLKOMM 等^[9]通过试验对比分析了不同电动机加速度下的动态能耗特性,但动态能量损失与电动机加速度的理论关系仍不明晰。

变速变排量液压驱动单元具有较高的节能潜力,通过对电动机转速和泵排量的优化,可在实现液压系统输出功率与需求功率匹配的同时,实现驱动单元能效最优。但目前关于变速变排量液压驱动系统在静态工况(电动机转速和泵排量组合)切换过程中的动态能耗研究较少。对于工况频繁切换的液压设备,如频繁升降的挖掘机动臂^[10]和频繁启停的装载机^[11],由于其负载一直变化,在运行过程中存在大量动态切换过程。文献[10]中挖掘机一个工作周期为 10~15 s,存在 5 个不同工作阶段(回转、下降、挖掘、提升和卸料)、4 次动态切换过程,因此,研究静态工况点频繁切换的一类变速变排量液压驱动系统的动态能耗具有理论意义与工程价值。

同时,在变速变排量液压驱动系统的动态切

换过程中,由于电动机转速波动造成的系统稳定性问题也不可忽略^[12-13]。例如,针对液压机等成形装备,电动机转速波动导致的液压系统不稳定会造成工件的成形质量问题^[14-15]。目前,针对运行参数配置不当造成的液压系统稳定性问题,主要利用相关控制器抑制^[16]或采用蓄能器吸收^[1]系统产生的振动,通过优化运行参数等主动减振手段的研究较少^[14]。

本文针对工况频繁切换的变速变排量液压驱动系统的动态过程,基于能量流对驱动系统的动态过程进行建模分析,在保证系统稳定性的前提下建立变速变排量液压驱动系统动态过程能耗优化模型。搭建伺服电动机驱动比例变量泵试验平台,分析动态过程能量损失与电动机加速度的关系,验证理论模型的合理性;通过试验分析电动机加速度对系统稳定性的影响。最后以液压拉深成形过程为例,分析系统动态过程能耗优化模型的效果。

1 变速变排量驱动系统动态能耗模型

1.1 系统动态过程分析

变速变排量液压驱动系统主要由变速电动机、变量泵及相关驱动器组成。系统从电网获取电能,由电动机转换成机械能,再由泵转换成液压能,从而驱动液压设备工作。在液压系统运行过程中,驱动单元输出功率 P_{out} 与负载需求功率 P_{req} 的关系如式(1)。

$$P_{\text{req}} = F(t) \cdot v(t) = P_{\text{out}} \cdot \eta_s = p(t) \cdot Q(t) \cdot \eta_s \quad (1)$$

式中, $p(t)$ 、 $Q(t)$ 分别为驱动单元的输出压力、输出流量; η_s 为驱动单元与执行器间液压系统的能量效率; $F(t)$ 和 $v(t)$ 分别是活塞所受负载力和运动速度。

实际上,液压系统功率不匹配的主要原因是各工况下液压驱动单元输出流量与执行器需求流量不匹配。变速变排量液压驱动系统通过调整各工况下的电动机转速和泵排量以实现流量匹配,并通过对每个静态工况的电动机转速和泵排量进行优化,得到所有工况驱动单元最佳效率下的电动机转速和泵排量组合^[8]。因此,在变速变排量液压驱动系统运行过程中,就会存在工况 i 下的电动机转速 n_i 和泵排量 V_i 组合向工况 $i+1$ 下的电动机转速 n_{i+1} 和泵排量 V_{i+1} 组合切换的动态过程。变速变排量液压驱动系统的动态过程如图 1 所示。

图1 变速变排量液压驱动系统动态过程示意图

1.2 系统动态能耗优化模型

变速变排量液压驱动系统的动态过程是电动机转速和泵排量组合从一个工况向另一个工况变化并达到稳定的过程，即工况切换过程。对于动态过程，驱动单元的能量流及功率损失如图2所示。

图2 变速变排量驱动单元动态过程能量流及功率损失

根据能量流得电动机驱动器的功率损失 P_c 主要包括通态损耗 P_{con} 和开关损耗 P_{sw} ^[17]

$$P_{con} = f(I_s) \quad (2)$$

$$P_{sw} = g(I_s) \quad (3)$$

式中, I_s 为通过定子线圈的电流。

电动机的功率损失包括消耗于电动机定子绕组的铁损 P_{Fe} 、定子铜损 P_{Cus} 、转子铜损 P_{Cur} 、机械损耗和杂散损耗等。由于机械损耗和杂散损耗占总损耗的比例较少, 一般分析中可忽略^[18]。

$$P_{Fe} = K_f \cdot n \quad (4)$$

$$P_{Cu} = P_{Cus} + P_{Cur} = 3(I_s^2 + I_r^2)R \quad (5)$$

式中, K_f 为常数; I_r 为转子电流; R 为线圈电阻^[9]。

泵的功率损失包括容积损失 P_{pv} 和机械损失 P_{pm} 。其表达式如下^[8]

$$P_{pv} + P_{pm} = \frac{\Delta p V n}{60} \left(\frac{1}{\eta_{pm}} - \eta_{pv} \right) \quad (6)$$

式中, Δp 为泵进出口压力差; V 为泵排量; n 为电动机转速; η_{pm} 和 η_{pv} 分别为泵的容积效率和机械效率。

电动机的定子电流与励磁转矩的关系为

$$I_s = \frac{M_e}{K_2 \cdot \psi_\delta} \quad (7)$$

式中, M_e 为电动机的励磁转矩; K_2 为常数; ψ_δ 为气隙磁链。

根据动力学原理可得到式(8)

$$M_e - M_L = J_t \cdot \alpha \quad (8)$$

式中, M_L 为电动机受到的负载转矩; J_t 为换算至电动机轴的等效转动惯量; α 为电动机的加速度。由上述联立可得

$$I_s = \frac{M_L + J_t \cdot \alpha}{K_2 \cdot \psi_\delta} \quad (9)$$

$$P_{con} = f \left(\frac{M_L + J_t \cdot \alpha}{K_2 \cdot \psi_\delta} \right) \quad (10)$$

$$P_{sw} = g \left(\frac{M_L + J_t \cdot \alpha}{K_2 \cdot \psi_\delta} \right) \quad (11)$$

$$P_{Cu} = 3 \left[\left(\frac{M_L + J_t \cdot \alpha}{K_2 \cdot \psi_\delta} \right)^2 + I_r^2 \right] R \quad (12)$$

联立式(2)~(12)可得驱动单元动态过程的功率损失 P

$$P = P_{con} + P_{sw} + P_{Cu} + P_{Fe} + P_{pv} + P_{pm} = \varphi(M_L, J_t, K_2, \psi_\delta, I_r, \alpha, \Delta p, n, V) \quad (13)$$

在工况切换过程中, 变量泵能在较短时间内达到目标排量并稳定, 可忽略泵加速过程的能量损失^[6]。由式(13)知, 当电动机加速度 α 不等于 0 时, 视为加(减)速过程; 当电动机加速度 α 等于 0 时, 视为匀速过程。驱动单元加速过程的能量损失 E_a 和匀速过程的能量损失 E_n 分别如式(14)和式(15)所示

$$E_a = \int_0^{t_a} \varphi(M_L, J_t, K_2, \psi_\delta, I_r, \alpha, \Delta p, n, V) dt \quad \alpha \neq 0 \quad (14)$$

$$E_n = \int_0^{t_b} \varphi(M_L, J_t, K_2, \psi_\delta, I_r, \Delta p, n, V) dt \quad \alpha = 0 \quad (15)$$

式中, t_a 为加(减)速时间; t_b 为匀速时间。整个动态过程的能量损失为

$$E_{\text{loss}} = E_a + E_n = \int_0^{t_a} \varphi(M_L, J_t, K_2, \psi_\delta, I_r, \alpha, \Delta p, n, V) dt + \int_{t_a}^t \varphi(M_L, J_t, K_2, \psi_\delta, I_r, \Delta p, n, V) dt \quad (16)$$

当一组电动机转速和泵排量组合切换至另一组电动机转速和泵排量组合时, 可视为某一具体的切换过程。其中 Δp 由系统运行特性确定, 可认为其和静态工况下的 n 、 V 均为定值^[8]。因此, 在某一具体的切换过程中, 可认为系统的 Δp 、 n 和 V 的变化与电动机加速度无关, 故可忽略它们对不同加速度下动态过程能量损失的影响。结合式(16)知, 影响变速变排量液压驱动系统动态过程能量损失的因素包括电动机加速度 α 和动态过程的时间 $t(t = t_a + t_b)$ 。通过合理调整电动机加速度 α 和动态过程的时间 t , 可减少动态过程能量损失 E_{loss} , 结合式(17)知, 即可提高整个动态过程的能效 η 。

$$\eta = \frac{E_{\text{in}} - E_{\text{loss}}}{E_{\text{in}}} = 1 - \frac{E_{\text{loss}}}{E_{\text{in}}} \quad (17)$$

式中, E_{in} 为动态过程的输入能耗, 针对某一具体的切换过程, 其值视为恒定。

对于动态过程, 系统的稳定性是前提, 将电动机转速波动 Δn 作为衡量系统稳定性的指标^[13]。根据系统稳定性要求设置系统所允许的最大转速波动为 Δn_{max} , 在保证实际最大转速波动 $\Delta n_a \leq \Delta n_{\text{max}}$ 前提下, 降低动态过程的能量损失。故采用如下优化模型

$$\begin{aligned} \min \quad & E_{\text{loss}} \\ \text{s.t.} \quad & \Delta n_a \leq \Delta n_{\text{max}} \\ & 0 \leq \alpha \leq \alpha_{\text{max}} \\ & 0 \leq t \leq t_{\text{max}} \end{aligned} \quad (18)$$

式中, 实际最大转速波动 Δn_a 为整个动态过程最大(小)转速与稳定转速之差的绝对值。

由式(18)知, 先根据系统稳定性要求设置 Δn_{max} , 在保证 $\Delta n_a \leq \Delta n_{\text{max}}$ 的前提下, 通过调整电动机加速度 α 和 t 可得到动态过程的最小能量损失对应的电动机加速度 α , 即完成动态过程的优化。

2 变速变排量驱动系统动态能耗结果与讨论

2.1 试验平台

为进一步探究变速变排量液压驱动系统动态过程的能量损失与加速度的关系, 搭建伺服电动机驱动比例变量泵组成的液压驱动单元试验平台, 其原理图 3a 和实物图 3b 如下所示。液压试验台包括油箱、比例变量泵(A37-F-R-04E-16M-60-42, 日本油研)、伺服电动机(SMH180D-0350-15AAk-4HKC, 步进科技)、电磁比例溢流阀(TDBET6E, 山东泰丰)。利用运行在上位机的 LabVIEW 建立与 PLC(S7-200SMART, 西门子)的通信, 从而控制变量泵排量和系统压力。通过 PLC 控制伺服驱动器(JD630-LA-000, 步进科技)从而控制电动机速度, 伺服电动机、比例变量泵和电磁比例溢流阀主要参数见表 1。

(a) 原理图

(b) 实物图

图 3 伺服电动机驱动比例变量泵试验台

表 1 伺服电动机、比例变量泵和先导式比例溢流阀主要参数

伺服电动机			比例变量泵			溢流阀
功率 P_N/kW	加速度 $\alpha_{\max}/(\text{rad/s}^2)$	转速 $n_{\max}/(\text{r/min})$	压力 $p_{\max}/\text{MPa}$	排量 $V_{\max}/(\text{mL/r})$	转速 $n_{\min} \sim n_{\max}/(\text{r/min})$	压力 $p_{\max}/\text{MPa}$
3.5	2 000	1 500	21	36.9	600~1 800	31.5

系统的实时输入功率 P_{in} 通过三相功率分析仪(AWS2103, 爱特)获取, 并通过 Modbus-RTU 协议传入上位机。电动机的实时转速 n 、泵的实时排量 V 、驱动系统的输出流量 q 和压力值 p_{out} 分别采用转矩转速传感器(ZH07, 北京中航)、变量泵自带的排量传感器、流量传感器(FH-LWGY-15GA, 合肥丰杭)和压力传感器(KS-N-E-E-B25D-M-V, 意大利杰佛伦)通过数据采集卡(USB-6009, NI)转换后传入上位机。

假定油箱液压油的压力为零, 则泵进出口压力差 Δp 与泵出口压力 p_{out} 相等, 系统的实际输出功率 P_{out} 可由式(19)得出。

$$P_{\text{out}} = \Delta p \cdot q = p_{\text{out}} \cdot q \quad (19)$$

式中, q 为驱动系统输出流量。

假定动态过程的时间是 t_1 到 t_2 , 则驱动系统动态过程的实际能量损失可由式(20)得出。

$$E_{\text{loss}} = E_{\text{in}} - E_{\text{out}} = \int_{t_1}^{t_2} P_{\text{in}} dt - \int_{t_1}^{t_2} p_{\text{out}} \cdot q dt \quad (20)$$

为模拟变速变排量液压驱动系统的实际动态过程, 设置 3 组电动机转速和泵排量的切换过程, 其参数设定见表 2。

表 2 各切换过程电动机转速和泵排量参数设置

阶段	电动机转速/(r/min)	泵排量/(mL/r)
初始参数	600	14.0
目标参数 1	1 050	8.5
目标参数 2	1 450	7.0
目标参数 3	950	6.5

按照动态过程分析, 设置三组具体的切换过程为: D_1 : 初始参数向目标参数 1 切换; D_2 : 目标参数 1 向目标参数 2 切换; D_3 : 目标参数 2 向目标参数 3 切换。对于任意具体的切换过程, 通过调整电动机加速度从 0 rad/s^2 至 $2\,000 \text{ rad/s}^2$ 变化, 均可由式(20)得出该切换过程不同加速度下的能量损失 E_{loss} 。

2.2 动态能量损失与电动机加速度的关系

在某一具体切换过程中, 以液压缸推杆运行相同位移为标准, 保证切换过程液压缸推杆所做有用

功相同。相对于电动机, 变量泵的动态性能较佳, 故忽略泵排量影响^[6]。易得液压缸推杆的位移与电动机角位移成正相关。

电动机角位移 s 与加速度 α 的关系满足式(21)

$$s = \frac{n_t^2 - n_0^2}{2\alpha} \quad (21)$$

式中, n_0 和 n_t 分别表示某一具体切换过程中电动机的始、末速度。

由式(21)可知, 当电动机加速度趋于最小值时, 相对于其他加速度, 最小加速度(本试验最小加速度设置 $\alpha_{\min} = 5 \text{ rad/s}^2$)对应的角位移最大。为保证动态过程电动机各加速度下的角位移相同, 设置电动机最小加速度对应的最大角位移 $s_{\max}$ 作为某一具体切换过程中液压缸推杆所做有用功相同的基准位移。假定电动机在某一具体切换过程所有加速度下均达到 $s_{\max}$ 时, 则最小加速度下的切换过程只存在加(减)速过程, 而其他加速度下的切换过程均存在加(减)速过程和匀速过程。

由第 1.2 节可知, 影响加(减)速过程能量损失 E_a 的因素主要是驱动器的功率损失 P_c 和电动机的定子铜损 P_{Cus} (对于伺服电动机, 转子是永磁体, 其损耗主要为磁滞损耗和涡流损耗, 一般忽略不计^[18])。功率损失 P_c 、 P_{Cus} 与电动机加速度的关系如式(22)。

$$P_c \propto \alpha, P_{\text{Cus}} \propto k + \alpha^2 \quad (22)$$

式中, k 为常量。

假定加(减)速过程电动机转速从 n_0 变化到 n_t , 时间为 t_a , 加(减)速过程能量损失 E_a 与电动机加速度 α 满足式(23)

$$\begin{aligned} E_a &\propto P_c + P_{\text{Cus}} = (k + \alpha + \alpha^2) \cdot t_a = \\ &(k + \alpha + \alpha^2) \cdot \left(\frac{n_t - n_0}{\alpha} \right) = \\ &(n_t - n_0) \cdot \left(\frac{k}{\alpha} + 1 + \alpha \right) \end{aligned} \quad (23)$$

由式(23)可知, E_a 随 α 的增大呈先急剧减小后增大的趋势。

由试验分析得到加(减)速过程能量损失 E_a 与电动机加速度 α 关系如图 4 所示, E_a 随 α 的增大呈先减小再增大的趋势。

图4 三组不同动态加速过程 E_{α} - α 曲线

对于匀速过程, 式(15)中 $K=\varphi(M_L, K_2, \psi_{\delta}, \Delta p, n, V)$ 为定值, 匀速过程的能量损失 E_n 与只与匀速过程的时间 t_b 有关, 其中 E_n 满足式(24)

$$E_n = K \cdot t_b = K \cdot \frac{s_{\max} - \frac{n_t^2 - n_0^2}{2\alpha}}{n_t} \quad (24)$$

由式(24)可知, E_n 随电动机加速度 α 的增大呈先增大后稳定的趋势。

由试验分析得到匀速过程能量损失 E_n 与电动机的加速度 α 关系如图5所示, E_n 随 α 的增大呈先急剧增大后稳定的趋势。

图5 三组不同动态匀速过程 E_n - α 曲线

联立式(23)和(24)得到任意具体切换过程的能量损失 E_{loss} 如式(25)所示

$$E_{\text{loss}} = E_{\alpha} + E_n \propto \frac{k_1}{\alpha} + k_2\alpha + k_3 \quad (25)$$

$$k_1 = (n_t - n_0)[2kn_t - K(n_t + n_0)]/2an_t$$

$$k_2 = n_t - n_0 \quad k_3 = (n_t - n_0)/k + Ks_{\max}/(n_t k)$$

由式(25)得, 对于任意具体切换过程能量损失随电动机加速度的增大呈先减小后增大的趋势。

任意具体切换过程的能量损失 E_{loss} 包括加速过程能量损失 E_{α} 和匀速过程的能量损失 E_n , 由试验分析得到 E_{loss} 与电动机加速度 α 的关系如图6所示, E_{loss} 随 α 的增大呈先减小后增大的趋势。

由上述理论与试验对照分析可知, 在任意工况切换过程中, 存在最佳加速度使整个切换过程的能量损失最小。故工况切换过程能效优化的目的是得出切换过程最低能量损失的电动机加速度 α_{opt} 。

图6 三组具体切换过程 E_{loss} - α 曲线

2.3 动态过程稳定性分析

由图6知, 阴影部分对应的电动机加速度区间为 $(125 \text{ rad/s}^2, 375 \text{ rad/s}^2)$ 。当电动机加速度 $\alpha=150 \text{ rad/s}^2$ 时, 动态切换过程 n - t 和 V - t 曲线分别如图7a、7b所示。针对变速变排量液压驱动系统的动态过程, 电动机的转速波动将会造成流量脉动并影响系统的稳定性^[12]。对于试验所设置的伺服电动机驱动比例变量泵系统, 系统输出流量是电动机和泵共同作用的结果。在电动机加速度 $\alpha=150 \text{ rad/s}^2$ 时的动态过程中, 如图7a所示, 电动机转速存在较大的波动, 且存在较长的调整时间(在某一工况切换过程中, 电动机转速首次达到目标值 $\pm 2\%$ 时的对应时间与其开始变化时的对应时间之差); 如图7b所示, 泵的动态特性较佳, 在考虑驱动系统动态过程时, 忽略其对动态过程系统稳定性的影响。

图7 伺服电动机 $\alpha=150 \text{ rad/s}^2$ 时三组切换过程和曲线

在第 2.1 节设置的三组具体切换过程(D_1 、 D_2 、 D_3)中,不同电动机加速度 α 与转速波动量 Δn (Δn 表示转速最大波动量与目标转速之差的绝对值)、调整

时间 t_s 之间的关系见表 3。由表 3 知,电动机转速波动 Δn 随着电动机加速度 α 的增大而增大,且加速度越大,调整时间 t_s 越长。

表 3 三组切换过程不同电动机加速度下时间 t_s 和 Δn 关系对照表

加速度 $\alpha/(\text{rad/s}^2)$		25	100	300	1 000	1 500	2 000
D_1	时间 t_{s1}/s	0.5	0.65	0.8	0.95	1.15	1.35
	转速波动量 $\Delta n_1/(\text{r/min})$	22.10	136.63	350.96	429.34	485.13	470.63
D_2	时间 t_{s2}/s	0.5	0.6	0.75	0.9	1.1	1.25
	转速波动量 $\Delta n_2/(\text{r/min})$	21.51	136.184	182.27	236.96	280.65	327.58
D_3	时间 t_{s3}/s	0.55	0.75	0.85	0.95	1.15	1.3
	转速波动量 $\Delta n_3/(\text{r/min})$	25.07	86.93	270.64	397.86	436.60	445.17

电动机转速波动导致流量波动,流量的波动会导致液压缸推杆振动并影响系统的稳定性^[14]。因此液压缸推杆的振动与电动机转速的波动有关,可通过调整电动机加速度对电动机转速波动进行限制从而保证系统稳定性。

3 应用实例

为分析液压驱动系统动态能耗优化效果,以圆筒拉深成形过程为例,分析优化后系统动态过程的能效。液压系统成形过程主要包括快降(FF)、压制(PF)、保压(PM)、卸荷(UD)、快回(FR)和慢回(SR)6 个动作,其中快降(FF)、压制(PF)、快回(FR)和慢回(SR)是成形过程所必需存在的,其他过程则根据工艺需求确定是否保留^[5]。位移、需求压力和需求流量工艺曲线如图 8 所示,各工况的压力、转速和排量见如表 4 所示。

图 8 滑块的位移、需求压力和需求流量工艺曲线

表 4 液压成形过程各工况工艺参数

工况		电动机转速/(r/min)	泵排量/(mL/r)
FF	工况 1	1 050	10.0
PF, PM	工况 2	700	8.5
FR	工况 3	1 450	7.0
SR	工况 4	900	7.5

在液压成形过程中,由上述分析并结合式(26)可知,电动机加速度过大导致液压缸推杆振动,并易造成液压滑块振动。对于圆筒的拉伸成形过程而言,首先应保证系统的稳定性,防止滑块振动。在工况切换过程中,逐渐增大电动机加速度并利用位移传感器采集滑块在稳定工况(流量无波动)下的实时位移 s ,当 $d^2s/dt^2 \neq 0$ 时,记录此时的电动机加速度 $\alpha_{\max}$ 。为防止滑块产生振动而造成的系统不稳定,取成形过程的电动机加速度 $\alpha < \alpha_{\max}$ 。对于圆筒拉深成形的压制(PF)过程,由式(27)知^[15],根据已知工艺参数(极限拉深比 LDR 、模具与板料实际接触面积 A_r^* 、模具尺寸 d_p 、板料厚度 t)求得滑块的极限速度 $v_{\max}$,以保证工件的成形质量。根据极限速度 $v_{\max}$ 并结合式(26)求得系统所允许的最大流量波动 $Q_{\max}$ 以确定电动机最大转速 $n_{\max}$,结合试验得出的转速波动 Δn 与电动机加速度 α 的对照表,选择出合理的电动机加速度以保证工件的成形质量和系统稳定性。按上述分析,该案例中保证电动机加速度 $\alpha \leq 500 \text{ rad/s}^2$ 。

$$\ln LDR < 0.74 - \frac{3A_r^* + 0.011\,118P(v - 0.1)}{\pi d_p^t} \tag{26}$$

$$P = 534\,888.9A_r^{*0.85} - 437\,657.4A_r^{*0.3} \tag{27}$$

该案例的拉深成形过程中,相邻工况切换形成三组具体的切换过程 d_1 、 d_2 和 d_3 。在保证工件成形质量和系统稳定性的前提下,调整电动机加速度,

由式(20)获得 d_1 、 d_2 和 d_3 不同加速度对应下的能量损失。对比任一具体的切换过程不同加速度对应下的能量损失, 得出该切换过程最低能量损失对应的电动机最佳加速度。进而得出: 三组具体切换过程电动机采用默认加速度($\alpha=610 \text{ rad/s}^2$)对应的输入能耗 E_{in} 、能量损失 E_{def} 和电动机转速波动

量 Δn_{def} ; 三组具体切换过程的电动机最佳加速度对应的能量损失 E_{min} 和转速波动量 Δn_{min} ; 使用最佳加速度比默认加速度节省的能量 ΔE_{loss} ; ΔE_{loss} 与 E_{in} 之比 λ ; 降低的转速波动量 $\Delta n_{def}-\Delta n_{min}$ 与采用默认加速度时电动机转速波动量 Δn_{def} 之比 δ 。其对应关系如表 5 所示。

表 5 能量损失(E_{def})、动态能量损失(ΔE_{loss})、能耗比(λ)关系对照表

	能量 E_{in}/J	能量 E_{def}/J	能量 E_{min}/J	能量 $\Delta E_{loss}/J$	能耗比 $\lambda(\%)$	转速 $\Delta n_{def}/(r/min)$	转速 $\Delta n_{min}/(r/min)$	能效 $\delta(\%)$
d_1	2827.9	905.1	712.6	192.5	6.8	384.3	341.4	11.1
d_2	3166.3	1121.5	874.3	247.2	7.8	236.0	192.6	18.5
d_3	2112.0	963.4	765.1	198.3	9.3	342.4	290.2	15.1

由表 5 可知, 在拉深成形的三组具体切换过程中, 与使用默认加速度相比, 使用最佳电动机加速度使整个动态过程的能效平均提高了 8.0%, 平均节省能量 221.1 J, 转速波动量平均降低了 14.9%。假定有 20 台此类液压机的车间工作 8 h, 在动态切换过程中每天可节约 26.5 kW·h 左右电量。

4 结论

(1) 介绍了变速变排量液压驱动系统的动态过程, 建立了动态过程优化模型。根据优化模型得出动态能量损失与电动机加速度的关系, 并结合试验分析得到动态过程最低能量损失对应的电动机加速度。

(2) 对变速变排量驱动系统动态过程的稳定性进行了试验分析, 得出液压缸推杆振动与电动机转速波动有关, 选择合理的电动机加速度以限制电动机转速波动, 保证系统稳定性。

(3) 以液压拉深成形过程为例, 结合系统稳定性和工艺要求提出一种电动机加速度的优化方法。通过分析成形过程的动态能耗, 得出电动机采用最佳电动机加速度比默认加速度使整个动态切换过程的能效平均提高了 8.0%, 电动机转速波动量平均降低了 14.9%。对于工况频繁切换的变速变排量液压驱动系统, 研究其动态能耗具有一定意义。

参 考 文 献

- [1] HO T H, AHN K K. Modeling and simulation of hydrostatic transmission system with energy regeneration using hydraulic accumulator[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2010, 24(5): 1163-1175.
- [2] WANG Tao, WANG Qingfeng, LIN Tianliang. Improvement of boom control performance for hybrid hydraulic excavator with potential energy recovery[J]. Automation in Construction, 2013, 30: 161-169.
- [3] KWON T S, LEE S W, SUL S K, et al. Power control algorithm for hybrid excavator with supercapacitor [J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2008, 46(4): 1447-55.
- [4] LI Lei, HUANG Haihong, ZHAO Fu, et al. Analysis of a novel energy-efficient system with double-actuator for hydraulic press [J]. Mechatronics, 2017, 47: 77-87.
- [5] LI Lei, HUANG Haihong, LIU Zhifeng, et al. An energy-saving method to solve the mismatch between installed and demanded power in hydraulic press[J]. Journal of Cleaner Production, 2016, 139: 636-45.
- [6] GE Lei, QUAN Long, ZHANG Xiaogang, et al. Power matching and energy efficiency improvement of hydraulic excavator driven with speed and displacement variable power source[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2019, 32(1): 100.
- [7] SHI Hu, YANG Huayong, GONG Guofang, et al. Energy saving of cutterhead hydraulic drive system of shield tunneling machine [J]. Automation in Construction, 2014, 37(1): 11-21.
- [8] HUANG Haihong, JIN Rui, LI Lei, et al. Improving the energy efficiency of a hydraulic press via variable-speed variable-displacement pump unit[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2018, 140(11).
- [9] WILLKOMM J, WAHLER M, WEBER J. Quadratic programming to optimize energy efficiency of speed-and displacement-variable pumps[C]// 8th FPNI Ph.D. Symposium on Fluid Power, Lappeenranta, Finland. June 11-13, 2014.
- [10] 李泽鹏, 权龙, 葛磊, 等. 液电混合驱动液压挖掘机动臂特性及能效研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(20): 235-241.
- LI Zepeng, QUAN Long, GE Lei, et al. Research on

- characteristics and energy efficiency of hydraulic-electric combined driving hydraulic excavator boom[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(20): 235-241.
- [11] SUN Hui, JING Junqing. Research on the system configuration and energy control strategy for parallel hydraulic hybrid loader[J]. Automation in Construction, 2010, 19(2): 213-220.
- [12] 闫政, 权龙. 变转速变排量双控轴向柱塞泵脉动特性及噪声的研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(16): 176-184. YAN Zheng, QUAN Long. Characteristics of pulsation and noise in the axial piston pump with displacement and speed compound control[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(16): 176-184.
- [13] 胡东明. 液压电梯变转速闭式电液系统速度控制特性研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2009. HU Dongming. Research on speed control characteristics of hydraulic elevator variable speed closed electrohydraulic system [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2009.
- [14] 刘艳. 液压机冲裁主动减振技术研究[D]. 广州: 广东工业大学, 2008. LIU Yan. Research on active vibration reducing method of blanking[D]. Guangzhou: Guangdong University of Technology, 2008.
- [15] 付秀娟. 变速/变载条件下板料冲压成形性能及其变形机理研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2012. FU Xiujuan. A dissertation submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree of doctor of philosophy in engineering[D]. Wuhan: Huazhong University of Science & Technology, 2012.
- [16] GUO Qing, QIANG Wang, LI Xiaochai. Finite-time convergent control of electrohydraulic velocity servo system under uncertain parameter and external load[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2018, 66(6): 4513-4523.
- [17] BAI Baodong, CHEN Dezhi. Inverter IGBT loss analysis and calculation[C]//2013 IEEE International Conference on Industrial Technology (ICIT). IEEE, Cape Town, South Africa 2013: 563-569.
- [18] CAVALLARO C, DITOMMASO A O, MICELI R, et al. Efficiency enhancement of permanent-magnet synchronous motor drives by online loss minimization approaches[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2005, 52(4): 1153-1160.
-
- 作者简介:** 黄海鸿(通信作者), 男, 1980 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为绿色制造、再制造与回收再资源化等。
E-mail: huanghailong@hfut.edu.cn
唐运先, 男, 1994 年出生, 硕士研究生。主要研究方向为机电系统绿色设计。
E-mail: tangyunxian1234@163.com