

液压变压器控制挖掘机动臂油缸动态分析*

沈伟 姜继海 王克龙

(哈尔滨工业大学机电工程学院, 哈尔滨 150080)

摘要: 采用液压摆动马达直接控制配流盘旋转的斜盘柱塞式新型液压变压器构造了挖掘机动臂液压系统。针对挖掘机的液压油缸在实际工况中要承受2个方向的负载且负载变化频繁剧烈的问题,将动臂油缸无杆腔与压力共轨高压端相连通,建立了所提出系统的数学模型,并将试验中采集到的挖掘机实际工作过程中动臂油缸的负载数据作为模型的输入;在分析了液压变压器控制角的合理工作范围并提出增加压力反馈回路的控制策略后,对系统的速度响应进行了分析。结果表明提出的动臂系统可以较好地跟踪速度目标信号,在变负载情况下鲁棒性强,从而可以满足工程实际需要。

关键词: 液压变压器 压力共轨 动臂油缸 动态分析

中图分类号: TU621 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)04-0027-06

Dynamic Analysis of Boom System Based on Hydraulic Transformer

Shen Wei Jiang Jihai Wang Kelong

(School of Mechatronics, Harbin Institute of Technology, Harbin 150080, China)

Abstract: To enhance the hydraulic system efficiency of excavator, one system which adopted the novel hydraulic transformer (NHT) was proposed to control boom cylinder due to the great recoverable energy of boom. Firstly, according to the tough working period, especially for the load fluctuates frequently and violently, the rod side of the boom cylinder was connected to the high pressure line of common pressure rail (CPR). Moreover, the proposed system was analyzed by using of mathematical method and the model was constructed. Measurement data about the boom load change of one excavator was input into the simulation model. Finally, the valid angle range of NHT was studied and the pressure feedback loop was applied. Results showed that the proposed system possessed good servo performance under great fluctuating load.

Key words: Hydraulic transformer Common pressure rail Boom cylinder Dynamic analysis

引言

基于压力共轨(Common pressure rail, CPR)的液压混合动力技术为挖掘机的节能研究提供了一条新的途径^[1-3]。构造基于CPR的混合动力挖掘机是通过液压变量泵/马达驱动旋转负载,对于驱动直线负载且不能变量的液压缸则需通过液压变压器控制^[4],前者的原理与二次调节理论基本相似^[5],可应用于挖掘机系统中。但是将液压变压器应用到挖

掘机领域的相关研究较少。文献[6~7]通过仿真指出利用液压变压器控制液压缸的液压混合动力挖掘机可比常用的基于负载敏感技术的挖掘机节能37%;张树忠等分析了利用传统液压变压器控制动臂油缸的系统^[8]。但是,这些研究主要是从能耗角度且基于理想负载分析的。由于挖掘机有多个液压缸协调动作,在实际工况中负载变化频繁而且剧烈,所以构造能够适合挖掘机实际工况且满足动态要求的系统是节能的前提条件。本文采用液压摆动马达

收稿日期: 2012-05-23 修回日期: 2012-06-04

* 国家自然科学基金资助项目(50875054,51275123)和哈尔滨工业大学博士生国外访学资助项目

作者简介: 沈伟,博士生,主要从事液压混合动力技术研究,E-mail: shenw@hit.edu.cn

通讯作者: 姜继海,教授,博士生导师,主要从事液压混合动力技术以及新型液压元件研究,E-mail: jjhlxw@hit.edu.cn

直接控制配流盘旋转的斜盘柱塞式新型液压变压器控制挖掘机动臂油缸,通过分析液压变压器控制角的合理工作范围并提出增加压力反馈回路的控制策略,研究系统的速度响应。

1 液压变压器控制动臂油缸系统分析

1.1 液压变压器的基本原理

新型液压变压器是将两个同轴连接的液压泵/马达合并成一个元件,一般为轴向柱塞结构,其最大的特点是配流盘具有 3 个端口^[9~11],如图 1 所示的 A 口、B 口和 T 口,对应的角度分别为 α 、 β 和 γ 。这 3 个端口分别与 CPR 高压管路、负载以及油箱连接。液压变压器缸体的转动方向以及转速是由 3 个端口的压力通过柱塞作用到斜盘上所产生的转矩和决定的,所以通过调整配流盘的角度 δ (液压变压器 A 口中心点 P 相对于上死点 TDC 的角位置,即液压变压器的控制角)就可改变变压器的输出压力以达到对负载的适应。

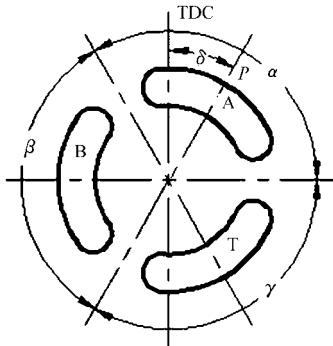


图 1 液压变压器配流盘截面图
Fig. 1 Sectional view of hydraulic transformer port plate

液压摆动马达控制的斜盘柱塞式液压变压器如图 2 所示,配流盘与摆动马达的转子固定在一起,利用摆动马达直接带动配流盘转动,而摆动马达是通过伺服阀实现其角位移的精确控制^[12],这种控制方式动态响应快且更容易在现有的液压挖掘机上实现改造。

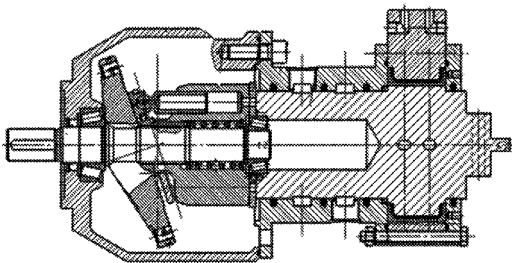


图 2 液压摆动马达控制的斜盘柱塞式液压变压器
Fig. 2 Swash plate type hydraulic transformer controlled by swing motor

1.2 挖掘机动臂油缸实际工况测试及新系统的提出
为了获取挖掘机在典型工况下动臂油缸的位

移、速度以及所承受的力负载等参数以便使提出的新型液压变压器控制动臂油缸系统更接近实际情况,对一台 5 t 的基于负载敏感控制的挖掘机进行了数据采集。提出的新系统采用同样的执行元件完成同样的工作循环,因此不管液压系统的配置和控制方式,在典型工况下其外负载是相似的,所以利用测量出的动臂油缸外负载数据并作为所提出新系统的输入负载进行仿真可以真实地模拟系统的动态特性。

首先对挖掘机的动臂油缸的两腔加装压力传感器,在油缸内加装位移传感器;将传感器与数据采集卡相连,利用 LabView 软件构造了数据采集系统,主要硬件包括压力传感器(IQAN-SP500)、位移传感器(LA)、数据采集卡(9201)、机箱(cDAQ-9188)和工业计算机(Toughbook)。数据采集过程为挖掘机作挖掘—回转—放土—回转动作,数据从第 6 秒开始采集,66 s 结束,共进行了 6 次。图 3 所示为动臂油缸在 6 个周期内的负载变化情况,由于测试由人工操作且土壤状况以及环境的影响,很难保证每个周期严格统一,但整体趋势相同,即负载变化频繁剧烈且需承受 2 个方向的负载;出现剧烈颤动的原因主要是在挖掘机挖掘回转过程中,惯性大且处于悬臂梁状态的机械臂直接作用于动臂油缸,造成负载的剧烈波动。负载变化频繁且方向变化主要是由于工作环境恶劣以及多执行机构的协调动作互相干扰,工作过程的大部分时间动臂油缸由于机械臂的重力作用承受正负载,但当动臂油缸没有动作,而斗杆和铲斗进行复合动作作用时会使动臂油缸的负载方向发生改变。

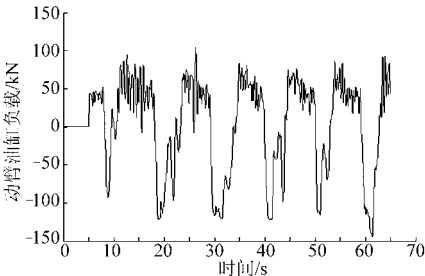


图 3 动臂油缸负载变化
Fig. 3 Load change of boom cylinder

图 4 所示为液压变压器控制动臂油缸示意图,相对于传统的液压变压器控制垂直负载将油缸有杆腔直接与油箱连通不同的是,本系统将动臂油缸的有杆腔与 CPR 的高压端相连,从而使得动臂油缸可以承受 2 个方向的负载,实现 2 个方向的能量回收,使其更适应动臂油缸的实际工况。系统中加装液控单向阀的目的是,利用锥阀的泄漏小特性使系统停机状态下保持动臂油缸位置不变。

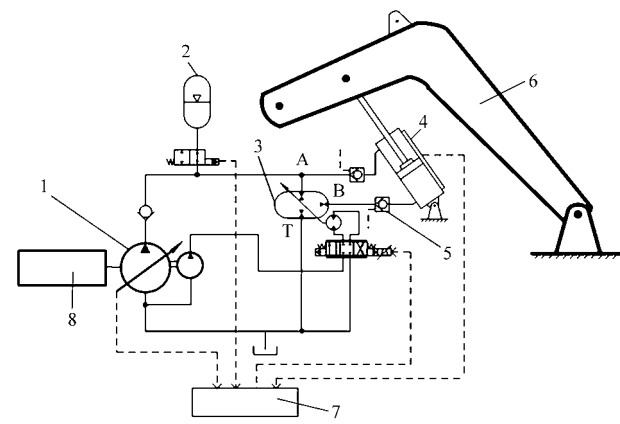


图 4 新型液压缸控制动臂油缸系统(略去了液控单向阀的控制油路)

Fig. 4 Boom cylinder controlled by hydraulic transformer (pilot check valve control circuit is omitted)

1. 恒压变量泵 2. 液压蓄能器 3. 新型液压变压器 4. 位移传感器 5. 液控单向阀 6. 动臂 7. 控制器 8. 发动机

2 动臂系统的数学建模

液压变压器的 3 个油口的转矩模型为^[4]

$$T_A = \frac{p_A V_{HT}}{2\pi} \sin \frac{\alpha}{2} \sin \delta \quad (1)$$

$$T_B = \frac{p_B V_{HT}}{2\pi} \sin \frac{\beta}{2} \sin \left(\delta - \frac{\alpha}{2} - \frac{\beta}{2} \right) \quad (2)$$

$$T_T = \frac{p_T V_{HT}}{2\pi} \sin \frac{\gamma}{2} \sin \left(\delta + \frac{\alpha}{2} + \frac{\gamma}{2} \right) \quad (3)$$

式中 V_{HT} ——液压变压器轴向柱塞部件的排量

p_A ——液压变压器 A 端口的压力

p_B ——液压变压器 B 端口的压力

p_T ——液压变压器 T 端口的压力

液压变压器配流盘 A 端口对应的柱塞对缸体及旋转部件产生转矩,液压变压器缸体加速旋转,配流盘 B 端口对应的柱塞对缸体及旋转部件产生反向力矩。当液压变压器 B 端口的输出压力满足负载要求时,液压变压器的缸体及旋转部件处于匀速旋转,其 3 个端口产生的合转矩满足

$$\Delta T = J_{HT} \dot{\omega}_{HT} = T_A + T_B + T_T \quad (4)$$

式中 J_{HT} ——液压变压器缸体及旋转部件的转动惯量

$\dot{\omega}_{HT}$ ——液压变压器缸体的角加速度

伺服阀控制摆动马达的动态方程为^[13~14]

$$K_q i - K_p p_k = D_m \dot{\delta} + C_m p_k + \frac{V_m}{4\beta_e} \dot{p}_k \quad (5)$$

$$D_m p_k = J_m \ddot{\delta} + B_m \dot{\delta} + K_m \delta + T_t \quad (6)$$

式中 K_q ——伺服阀流量增益系数

i ——伺服阀控制电流

K_p ——压力增益系数

p_k ——控制油路压力(设回油路压力为零)

D_m ——摆动马达排量

B_m ——粘性阻尼系数

K_m ——弹性系数 T_t ——外负载转矩

δ ——摆动马达转角

J_m ——配流盘转动惯量

β_e ——体积弹性模量 C_m ——泄漏系数

V_m ——摆动马达两腔及连接管道总容积

由图 4 可得出动臂油缸的受力方程为

$$p_B A_2 - p_A A_1 - mg - F_f - F_L = m \ddot{l} + B_v \dot{l} + Kl \quad (7)$$

式中 A_1 ——动臂油缸有杆腔面积

A_2 ——动臂油缸无杆腔面积

m ——负载质量 l ——动臂油缸位移

F_f ——动臂油缸活塞与缸体的摩擦力

B_v ——动臂油缸活塞和负载的粘性阻尼系数

K ——弹性系数 F_L ——外负载力

流入动臂油缸的无杆腔流量 q_{D_b} 和流出有杆腔流量 q_{D_r} 分别为

$$q_{D_b} = A_2 \dot{l} + L_{ic} (p_B - p_A) \quad (8)$$

$$q_{D_r} = A_1 \dot{l} + L_{ic} (p_B - p_A) \quad (9)$$

式中 L_{ic} ——液压缸的内泄漏系数

流入液压变压器 A 端口和流出 B 端口的流量分别为

$$q_A = \frac{\omega_{HT} V_{HT}}{2\pi} \sin \frac{\alpha}{2} \sin \delta + L_{im} (p_A - p_B) + L_{im} (p_A - p_T) + L_{em} p_A \quad (10)$$

$$q_B = \frac{\omega_{HT} V_{HT}}{2\pi} \sin \frac{\beta}{2} \sin \left(\delta - \frac{\alpha}{2} - \frac{\beta}{2} \right) - L_{im} (p_B - p_A) - L_{im} (p_B - p_T) - L_{em} p_B \quad (11)$$

式中 L_{im} ——液压变压器的内泄漏系数

L_{em} ——液压变压器的外泄漏系数

联立方程(8)和(11),忽略液压变压器 B 端口容积的影响,可得液压变压器 B 端口以及动臂油缸无杆腔间的压力为

$$\dot{p}_B = \frac{1}{\frac{1}{\beta_e} (V_{l_b} + A_2 l)} (q_B - q_{D_b}) \quad (12)$$

式中 V_{l_b} ——液压变压器 B 端口到动臂油缸无杆腔管道容积

CPR 高压端包括恒压变量泵、液压蓄能器和动臂油缸的有杆腔,其中液压蓄能器的液容定义为多变指数(假定为 1.25),以及预充气压力和当前压力的函数^[15]

$$C_{accu} = \frac{V_0}{n} \left(\frac{p_0}{p_A} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (13)$$

忽略液压变压器 B 端口容积的影响,从而可以得出 CPR 高压端的压力动态方程为

$$\dot{p}_A = \frac{1}{\beta_e [V_{l_a} + A_1(H-l)] + C_{accu}} (q_p - q_A + q_{D_r})$$

(14)

式中 V_{l_a} ——CPR 高压端管道容积,包括液压变压器 A 端口的容积以及动臂油缸有杆腔的容积
 H ——动臂油缸的最大行程

$$q_p \text{——恒压变量泵的输出流量,其值按样本提供的压力流量曲线拟合}$$

忽略液压缸的外泄漏以及假设液压变压器 T 端口压力为零。选取状态变量为

$$\mathbf{x} = [x_1 \quad x_2 \quad x_3 \quad x_4 \quad x_5]^T =$$
$$[\omega_{HT} \quad p_A \quad p_B \quad l \quad \dot{l}]^T$$

(15)

经过简化可得到以控制角为输入量,动臂油缸速度为输出量的系统状态方程为

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{x_2 V_{HT}}{2\pi J_{HT}} \sin \frac{\alpha}{2} \sin \delta + \frac{x_3 V_{HT}}{2\pi J_{HT}} \sin \frac{\beta}{2} \sin \left(\delta - \frac{\alpha}{2} - \frac{\beta}{2} \right) \\ - \frac{x_1 V_{HT}}{2\pi} \sin \frac{\alpha}{2} \sin \delta - (2L_{im} + L_{em} + L_{ic})x_2 + (L_{im} + L_{ic})x_3 + A_1x_5 + q_p \\ \frac{V_0}{n} \left(\frac{p_0}{x_2^{n+1}} \right)^{\frac{1}{n}} + \frac{1}{\beta_e} [V_{l_a} + A_1(H-x_4)] \\ \frac{x_1 V_{HT}}{2\pi} \sin \frac{\beta}{2} \sin \left(\delta - \frac{\alpha}{2} - \frac{\beta}{2} \right) + (L_{im} + L_{ic})x_2 - (2L_{im} + L_{em} + L_{ic})x_3 - A_2x_5 \\ \frac{1}{\beta_e} (V_{l_b} + A_2x_4) \\ x_5 \\ \frac{-x_2A_1 + x_3A_2 - Kx_4 - B_vx_5 - mg - F_f - F_L}{m} \end{bmatrix}$$

(16)

3 控制策略及系统仿真

3.1 液压变压器的饱和控制策略

根据液压变压器的压力比和流量公式^[4],在假定 p_r 为零且液压变压器处于转速最高的情况下,可作出液压变压器的变压比以及输出流量与最大输出流量的比值随控制角变化的曲线(图 5)。

图 5 为假设变压器转速一定时变压比以及输出流量比值的变化。可以看出随着控制角 δ 的增加,变压比增大,输出流量减少。但是这个图是在液压变压器缸体转速不变的前提下做出的,在实际应用中必须考虑缸体转速动态的影响。

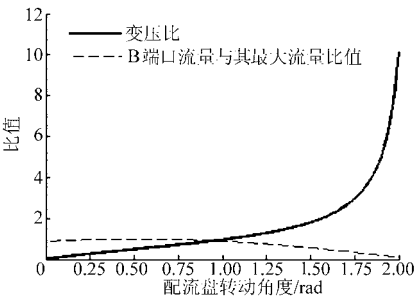


图 5 变压比和输出流量在转速一定时随控制角变化曲线
Fig. 5 Transformer and flow rate ration under assumption of constant speed

为了得出液压变压器的控制角变化范围对 B 端口压力的影响,作如下分析。根据状态方程(16),假设 B 端口直接与溢流阀连接,A 端口只与 CPR 的高压端连接并假设 A 端口压力恒定。简化所有常数后可得控制角 δ 、 p_B 和 ω_{HT} 之间的关系为

$$\begin{cases} \dot{p}_B = C_1 \omega_{HT} \sin \left(\delta - \frac{\alpha}{2} - \frac{\beta}{2} \right) \\ \dot{\omega}_{HT} = C_2 p_B \sin \left(\delta - \frac{\alpha}{2} - \frac{\beta}{2} \right) - C_3 \sin \delta \end{cases}$$

(17)

式中 C_1 、 C_2 、 C_3 ——常数

方程表明变量间是互相耦合的,在同样负载条件下,通过设定不同的控制角 δ 可得到一组与控制角相对应的压力建立的时间和缸体转速的变化曲线,如图 6 所示。可以看出,随着控制角的增大,压力建立时间减少,然后进入变化较小的阶段,但是在 1.75 rad 后快速增加。对于缸体转速也是在控制角超过 1.75 rad 后快速增加。这表明在控制角超过一定值时,为了在满足动态特性的前提下实现更高的变压比,需要通过加大液压变压器的整体排量来弥补 B 端口相对排量的减少,但是增大液压变压器整体排量的同时还得提高 CPR 高压端油源的功率,这些都会引起成本的大幅提高。过大的控制角同时意味着高转速,由于过高转速时泄漏和摩擦等

因素的影响,会使效率急剧降低,所以应该限定控制角的变化范围。综合考虑后通过饱和函数设定摆角最大值为 1.75 rad,最小值为零。另外,不设定配流盘反向旋转(即控制角负值)的原因是动臂系统具备惯性大的特点,在控制角为负时,CPR 高压端和动臂油缸作用在缸体旋转的转矩方向相同,液压变压器可能会出现超速旋转而造成动臂油缸不可控。

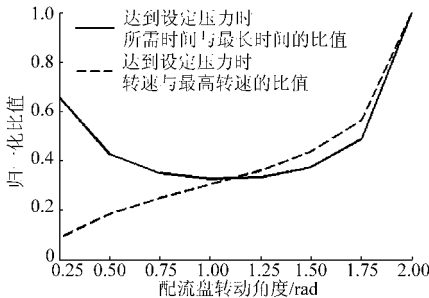


图 6 变压比和输出流量在考虑转速动态时随控制角变化

Fig. 6 Transformer and flow rate ratio after considering speed dynamic

3.2 增加压力反馈回路

由方程(16)可以看出,提出的基于液压变压器的挖掘机动臂液压系统是一种强耦合的单输入单输出非线性系统。本文选择图 3 中负载变化最为剧烈的第一个周期作为仿真模型的负载输入,如图 7 所示。同时,以数据采集过程中速度的输入信号作为目标速度进行仿真分析。前 4 s 模拟系统开机状态,此过程为恒压变量泵对液压蓄能器的主动冲压过程,这段过程中液控单向阀未打开,防止系统压力未建立到设定值时液压缸位移变化。此过程不作为本文的重点,主要关注动臂油缸速度动态过程。4 s 时液控单向阀打开,从 6 s 到 18 s 为操作者控制手柄完成的一个周期的工况。由于实际测试中并没有 4 s 到 6 s 的负载数据,此段都用 6 s 时的负载力来模拟。在实际工况中,由于 4 s 到 6 s 内挖掘机并未进行工作,所以这样模拟是合理的。

采用 PID 对液压变压器配流盘摆角进行闭环控制。按照上述仿真过程得出系统的速度响应曲线如

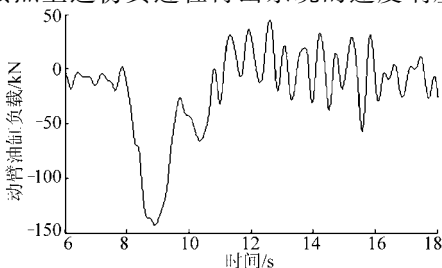


图 7 一个工作循环内的动臂油缸负载变化

Fig. 7 Load change of boom cylinder during one cycle

图 8 所示。可以看出提出的速度控制系统基本可以跟踪速度信号,但存在两个问题:①在第 4 秒处即液控单向阀打开时,动臂油缸有向下的速度,这是由于液压变压器 B 端口至液压缸无杆腔在初期由于压力尚未建立而导致动臂油缸有向下的位移,此值应该尽量小。②通过与输入的实际负载相对应可看出,系统可以承受双向负载而且在负载变化较小时跟踪效果较好。但系统刚度差,随着负载的剧烈波动,跟踪效果变差。

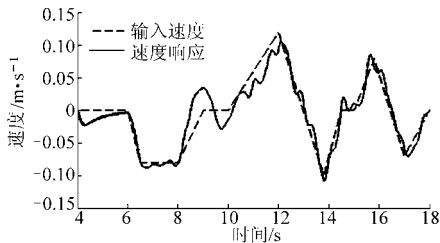


图 8 动臂油缸速度响应曲线

Fig. 8 Speed response of boom cylinder

速度动态刚度差的主要原因是系统阻尼小,如果将外负载压力加以反馈,可以使负载压力的变化直接作用于液压变压器配流盘角度的调整过程中,使得系统对负载有较强的适应性。对于液控单向阀打开初期阶段的动臂油缸下移问题,采用预先增大控制角策略,即在液控单向阀打开时,通过反馈的压力信号计算出控制角的初始值作为 PID 控制器的积分初始值,可以减小压力建立时间,达到减小动臂油缸下降位移的目的。

3.3 仿真结果分析

改变控制策略后的速度响应曲线以及速度跟踪误差对比如图 9 所示。从图 9 中可以看出系统的抗干扰能力得到加强,动臂油缸的速度跟踪误差显著

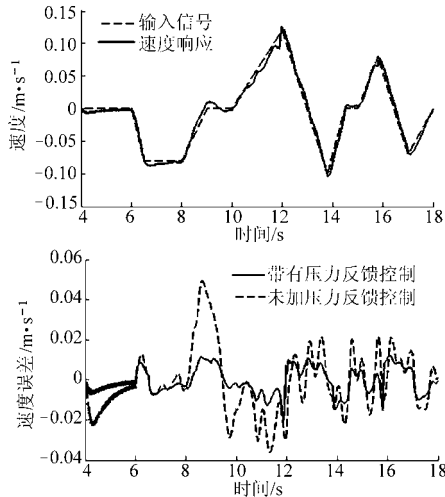


图 9 改变控制策略后的速度响应曲线以及速度跟踪误差对比

Fig. 9 Speed response and error comparison after integrating pressure feedback control

减小。另外,通过采用压力反馈计算了PID控制器中积分控制器的初始值来调整配流盘初始角度,使得在4 s时液控单向阀打开后,系统向下的速度较小。图10为位移对比曲线,通过对比可计算出在4~6 s内减少了31 mm的下降位移,避免了机械臂的过度下移。由于采用控制策略后动臂油缸的速度变化波动较小,整个过程中动臂油缸的位移变化平缓,相对于未采用控制策略时9 s处的速度波动也起到了很好的抑制作用。

4 结束语

利用提出的摆动马达控制配流盘转动的液压变压器构造了挖掘机动臂液压系统,通过将CPR高压端与动臂油缸有杆腔相连的方式使得动臂油缸可以承受两个方向的负载。对新型液压变压器控制角与缸体转速以及输出压力的分析表明控制角的最大值应处于1.75 rad附近,在变压器排量不变且同一工

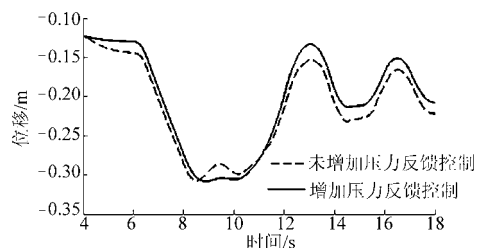


图10 动臂油缸位移对比

Fig. 10 Displacement comparison of boom cylinder

况下,过大的控制角会引起输出流量的急剧减少,从而导致动态响应变慢以及效率低下的问题。对一台5 t的挖掘机进行实测得到动臂油缸的受力谱后,针对负载变化剧烈频繁的特点,在提出的系统中增加压力反馈回路使得动臂油缸的速度刚度得到了增强,速度跟踪误差显著减小,并且在系统进入工作状态(液控单向阀打开)时减少了建立压力时间,使动臂油缸减少了31 mm的下降位移,从而增加了系统的安全性。

参考文献

- 1 Rob A H van Malsen, Peter A J Achten, Georges E M Vael. Design of dynamic and efficient hydraulic systems around a simple hydraulic grid[C]. SAE Paper 2002-01-1432, 2002.
- 2 石荣玲,赵继云,孙辉. 液压混合动力轮式装载机节能影响因素分析与优化[J]. 农业机械学报, 2011, 42(3): 31~35.
Shi Rongling, Zhao Jiyun, Sun Hui. Energy-saving potential and influencing factors for hydraulic hybrid wheel loader[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(3): 31~35. (in Chinese)
- 3 Shen Wei, Jiang Jihai. Analysis and development of the hydraulic secondary regulation system based on the CPR[C] // International Conference on Fluid Power and Mechatronics, Beijing, China, 2011: 117~122.
- 4 Achten P A J, Vael G E M, Zhao Fu. The innas hydraulic transformer-the key to the hydrostatic common pressure rail[C]. SAE Paper 2000-01-2561, 2000.
- 5 Celestine N Okoye, Jiang Jihai, Liu Yuhui. Design and development of secondary controlled industrial palm kernel nut vegetable oil expeller plant for energy saving and recuperation[J]. Journal of Food Engineering, 2008, 87(4): 578~590.
- 6 Sgro Sebastian, Inderelst Martin, Murrenhoff Hubertus. Energy efficiency of mobile working machines[C] // Efficiency Through Fluid Power; 7th International Fluid Power Conference, 2010, 3: 201~212.
- 7 Inderelst Martin, Losse Stephan, Sgro Sebastian, et al. Energy efficient system layout for work hydraulics of excavators[C] // Proceedings of the Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power, 2011, 1: 177~191.
- 8 张树忠,邓斌,柯坚. 基于液压变压器的挖掘机动臂势能再生系统[J]. 中国机械工程, 2010, 21(10): 1161~1166.
- 9 Achten P A J, Titus van den Brink, Johan van den Oever. Dedicated design of the hydraulic transformer[C] // The 3rd International Fluid Power Conference, 2002, 2: 233~248.
- 10 Peter Achten, Titus van den Brink, Jeroen Potma, et al. A four-quadrant hydraulic transformer for hybrid vehicles[C] // The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, 2009.
- 11 卢红影. 电控斜轴柱塞式液压变压器的理论分析与实验研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2008: 12~25.
- 12 刘成强,姜继海. 斜盘柱塞式液压变压器的流量特性[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2012, 42(1): 85~90.
Liu Chengqiang, Jiang Jihai. Flow characteristic of inclined plate and axial plunger type hydraulic transformer[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2012, 42(1): 85~90. (in Chinese)
- 13 朱小晶,权龙,王新中,等. 大型液压挖掘机工作特性联合仿真研究[J]. 农业机械学报, 2011, 42(4): 27~32.
Zhu Xiaojing, Quan Long, Wang Xinzong, et al. Co-simulation analysis of working characteristic for large hydraulic excavator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(4): 27~32. (in Chinese)
- 14 李胜,宋大风,曾小华,等. 重型卡车轮毂马达液压驱动系统建模与仿真[J]. 农业机械学报, 2012, 43(4): 10~14.
Li Sheng, Song Dafeng, Zeng Xiaohua, et al. Modeling and simulation of hydraulic wheel motor propulsion system for heavy truck[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(4): 10~14. (in Chinese)
- 15 Rohit Hippalgaonkar, Monika Ivantysynova, Josh Zimmerman. Fuel saving of mini-excavator through a hydraulic hybrid displacement controlled system[C] // 8th International Fluid Power Conference, 2012: 139~153.