

直驱泵控式液压机液压系统的动态特性仿真及优化

魏树国^{1,2}, 赵升吨¹, 张立军¹, 韩耀鹏³

(1. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安; 2. 安徽铜陵学院机械工程系, 244000, 安徽铜陵; 3. 西北机电工程研究所, 712009, 陕西咸阳)

摘要: 为了更好地表达液压系统各变量的输入、输出关系, 以及更全面地考虑液压系统中的非线性, 采用功率键合图建立了直驱泵控式液压机液压系统的数学模型, 探讨了直驱泵控式液压机液压系统的负载、管路直径及泵的阻尼对液压系统动态特性的影响规律。同时, 以液压缸的出口压力动态响应作为优化目标, 用 ODE 变换法对仿真模型进行了参数优化。研究结果表明: 液压系统的管路直径对系统的动态响应有较大的影响, 泵的阻尼对液压系统的输出压力及输出速度影响很大。通过参数优化, 得出当泵的阻尼为 0.031 1 时, 该液压系统具有较为理想的动态响应。

关键词: 液压机; 直驱泵控式液压系统; 动态特性; 仿真及优化

中图分类号: TG385.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2009)07-0079-05

Dynamic Simulation and Optimization of Hydraulic System for New Directly-Driven Pump Controlling Hydraulic Press

WEI Shuguo^{1,2}, ZHAO Shengdun¹, ZHANG Lijun¹, HAN Yaopeng³

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Department of Mechanical Engineering, Tongling University, Tongling, Anhui 244000, China; 3. Northwest Electromechanical Engineering Institute, Xianyang, Shaanxi 712099, China)

Abstract: A dynamic mathematic model of the directly-driven hydraulic press hydraulic system is constructed by means of power bond graphs to describe the relationship between input and output and completely consider nonlinearity in hydraulic system. The influences of load, pipe line diameter and pump damping of the hydraulic system on the dynamic characteristics are revealed. Some primary parameters are optimized by means of ODE converter technique based on optimization of dynamic pressure response to outlet of hydraulic cylinder. The results show that hydraulic pipe diameter has great influence on dynamic response of the directly-driven hydraulic system, and pump damping obviously affects output pressure and velocity of the hydraulic system. When the optimized pump damping gets 0.031 1, the hydraulic system performs with better dynamic response.

Keywords: hydraulic press; directly-driven pump controlling hydraulic system; dynamic characteristic; simulation and optimization

由于传统液压机液压控制系统的元件多、结构复杂、能耗大、使用不便、维护成本高且不方便, 同时又对工作液压油的要求较为严格, 并受到寿命的限制, 因此增加了工作成本。在进入 20 世纪 90 年代以

后, 随着世界各国在环境保护, 如能耗、噪声、泄漏等控制方面日益严格的要求, 节能已成为电液系统的主要研究方向和研究重点^[1]。

1 新型直驱泵控式液压机

由于电液伺服系统需要一套连续运转的泵站系统提供油源,因此增大了系统的体积,增加了系统的复杂程度,提高了系统的成本.同时,电液伺服阀对油液特别敏感,需要提高液压油的清洁度,也增加了电液伺服系统的成本^[2].如图1所示,新型直驱泵控式液压机由调速电动机、双向定量泵、单向阀及液压缸组成,由开关磁阻电机(或交流伺服电动机)提供动力,驱动双向定量泵来实现液压缸的换向及速度、压力的改变.它的特点是通过开关磁阻电动机速度的改变来实现泵的输出流量变化,达到调节执行元件速度的目的.与传统液压机相比,其结构简单紧凑、可靠性好、机械效率高,由于采用可变速电机驱动定量油泵进行容积调速,因此没有节流和溢流损失.本文对系统进行了优化和改进,使其动态特性更趋于完善.

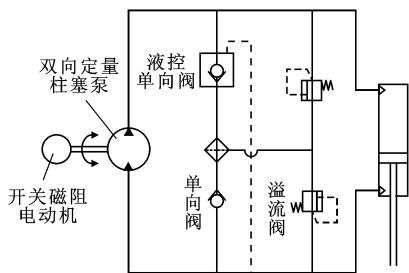


图1 直驱泵控式液压系统原理图

2 系统数学模型的建立及简化

如图1所示,系统中开关磁阻电动机作为动力源驱动定量泵,通过调节电机的转速来调节定量泵的转速,从而达到调节泵输出的流量.

2.1 开关磁阻电动机及液压泵模型的简化

假设忽略铁损,不计涡流和磁滞损耗,不考虑频率和温度变化对绕组的影响,开关磁阻电动机的功率开关器件为理想开关,则开关磁阻电动机的角速度为

$$\omega_r = \frac{\int (T_e - T_l) dt}{J} \quad (1)$$

式中: T_e 表示电磁转矩; T_l 表示负载转矩; J 表示转动惯量.在对液压机进行动态系统响应实验时,假设 T_e 和 T_l 为常数,则开关磁阻电动机的速度 S_ω 也为常数.如果忽略泵的固有流量脉动的影响,对于定量泵,其动态特性主要取决于泵的内外泄漏和液压泵压油腔油液的可压缩性.泵的输出流量为

$$q_p = \frac{2\pi}{60} D_p n_p - q_{lp} \quad (2)$$

式中: q_{lp} 为泵的泄漏量; D_p 为泵的排量; n_p 为泵的转速.则

$$q_{lp} = C_{lp} p_p / \mu_l \quad (3)$$

式中: p_p 为泵的压力; μ_l 为油液动力黏度; C_{lp} 为泄漏系数.因此种液压机的液压泵惯性较大,压油腔的容积也较大,所以液压泵的液容也需要考虑.泵的液容

$$C_e = v_0 / K \quad (4)$$

式中: v_0 表示液体被压缩前的初始体积; K 表示液体的体积弹性模量.

2.2 液压缸、单向阀和液控单向阀模型的简化

由图1可知,系统中的液压缸为单杆输出,在模型中只考虑液压缸液容及液压缸活塞与缸壁之间的摩擦力影响^[3],而不考虑液压缸液感的影响.同时,由于液压缸工作时压力比较高,在高压腔和低压腔上都存在着泄漏损失,其中高压腔的液容为

$$C_1 = (v_1 + Ax) / K \quad (5)$$

低压腔的液容为

$$C_2 = (v_2 - Ax) / K \quad (6)$$

式中: v_1 、 v_2 分别为高压腔和低压腔的初始体积; A 为液压缸的横截面积; x 为液压缸的位移.

单向阀的运动方程为

$$mx'' = (p_1 - p_2)A - K_s x - F_f \quad (7)$$

式中: m 表示阀芯质量; p_1 、 p_2 表示单向阀的进、出口压力; K_s 、 F_f 表示弹簧刚度和预压缩所产生的压紧力.在仿真实验时,把单向阀及液控单向阀简化为一个液阻元件,将单向阀的液阻简化成线性液阻,其模型为

$$q = (p_1 - p_2) / R_s \quad (8)$$

式中: q 表示通过单向阀的流量; R_s 表示液阻.液控单向阀开启时阀芯的运动方程为

$$mx'' = p_3 A_3 - p_1 A_1 - p_2 A_2 + K_s (x_0 + x) \quad (9)$$

式中: p_3 、 A_3 表示控制腔油压及作用面积; p_1 、 A_1 表示高压腔油压及作用面积; p_2 、 A_2 表示低压腔油压及作用面积; x_0 表示预压缩量.液控单向阀开启后,通过液控单向阀的流量^[4]为

$$q = C_s (p_1 - p_2)^{1/2} \quad (10)$$

式中: C_s 表示液控单向阀综合流量系数.

2.3 管路模型简化

由于液压机的管路很长,其动态特性主要由液感、液容和液阻效益支配,管路液容为

$$C_r = \pi d^3 L / 4E\delta \quad (11)$$

式中: d 、 L 表示管路的直径和长度; E 表示管路材料

的弹性模量; δ 表示管路的壁厚。

将液压机的油液流动状态作为层流,此时管路的液阻为

$$R_r = 128\mu L / \pi d^4 \quad (12)$$

式中: μ 为油液的动力黏度.管路的液感表达式为

$$I = \rho L / \pi d^2 \quad (13)$$

式中: ρ 表示液压油的密度.通过对液压系统中各元件模型的简化,可以得出液压系统的功率键合图,如图 2 所示。

2.4 数学模型的建立

功率键合图的作用是把功率流程的分析用图形表达出来,它与系统动态数学模型即状态方程之间又存在着严格的逻辑上的一致性,可以根据系统的功率键合图有规则地导出相应的数学模型^[4].因此,本文采用功率键合图进行数学模型的建立.由图 2 可得系统的数学模型

$$p'_4 = (S_w - \frac{p_4}{I_m})R_w - \frac{p_4}{I_m}R_m - \frac{V_6}{C_m} \quad (14)$$

$$p'_9 = \frac{V_6}{C_m} - \frac{p_9}{I_p}R_{p1} - \frac{V_{12}}{C_e} \quad (15)$$

$$p'_{20} = \frac{V_{18}}{C_{r1}} - \frac{p_{20}}{I_1}R_{r1} - \frac{V_{23}}{C_1} \quad (16)$$

$$p'_{28} = \frac{V_{23}}{C_1 A_1} - \frac{p_{28}}{I_g}R_g - \frac{V_{32}}{C_2 A_2} \quad (17)$$

$$p'_{34} = \frac{V_{32}}{C_2} - \frac{p_{34}}{I_2}R_{r2} - \frac{V_{37}}{C_{r2}} \quad (18)$$

$$V'_6 = \frac{p_4}{I_m} - \frac{p_9}{I_p} \quad (19)$$

$$V'_{12} = \frac{p_9}{I_9} - \frac{V_{12}}{C_e R_{p2}} - \frac{(V_{12}/C_e - V_{18}/C_{r1})}{R_{sl}} \quad (20)$$

$$V'_{18} = \frac{V_{12}}{C_e R_{sl}} - \frac{p_{20}}{I_1} \quad (21)$$

$$V'_{23} = \frac{p_{20}}{I_1} - \frac{p_{28}}{I_g}A_1 - \frac{V_{23}}{C_1 R} \quad (22)$$

$$V'_{32} = \frac{p_{28}}{I_g}A_2 - \frac{V_{32}}{C_2 R} - \frac{p_{34}}{I_2} \quad (23)$$

$$V'_{37} = \frac{p_{34}}{I_2} - S_{f2} \quad (24)$$

3 液压系统仿真结果分析

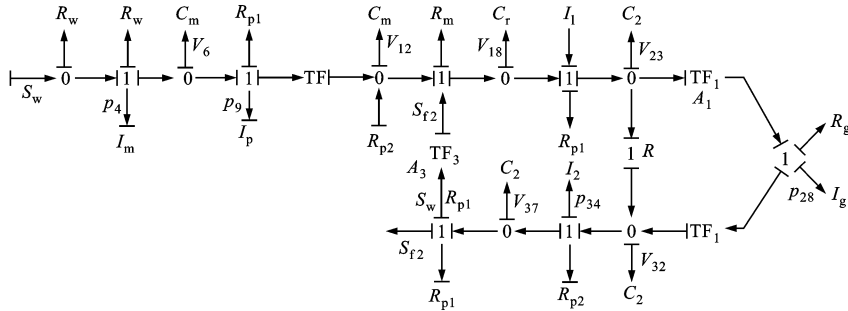
液压系统的动态特性是系统各元件之间动态特性的综合效应,其影响因素很多,关系复杂,且系统本身包含许多非线性因素,而 Matlab 中的 ode 命令可以很好地解决微分方程中的非线性问题.因此,利用 Runge-Kutta 法与 ode 命令结合起来对该数学模型进行动态仿真^[5].本文主要探讨了直驱泵控式液压机液压系统的负载、管路直径及泵的阻尼 ξ 对系统动态特性的影响规律。

从图 3 中可以看出,当液压机的负载变大时,液压缸的输出压力 p 的峰值及稳定值也相应变大,说明液压机的输出压力随负载变化而变化,当负载增加时,液压机的输出压力也相应增大.从图 4、5 中可以看出,泵的阻尼对液压机的输出压力和流量的影响很大.当 $\xi=0.14$ 时,系统的超调量很大而且振荡时间 t 很长,当 ξ 减小时,系统的超调量和振荡时间都明显减少,这主要是因为当 ξ 增大时,泵的输出响应时间延长,从而影响了整个液压系统的响应时间。

从图 6 中可以看出,液压系统的管路直径对液压机的输出速度 v 也有一定的影响,这主要是因为随着管路直径的增加,管路的液容增大,使系统的响应时间变大,振荡时间变长。

4 液压系统的仿真优化

液压系统需要具有较快的响应速度,即系统的输出压力曲线的上升时间必须尽可能短,同时还要



S_w :电机理想转速; R_w :电机元件的滑差损失能量; R_w :摩擦系数; I_m :电机转子的惯量; C_m :电机的柔度; R_{p1} 、 R_{p2} 、 I_p :泵的摩擦系数、泄漏量及惯量; C_r 、 R_r :管路的液容及阻力; I_1 、 I_2 、 R_1 、 R_2 :液压缸的液容、液感及液阻; S_{f2} :液压缸流回泵的流量; I_g :负载的质量; V_6 、 V_{12} 、 V_{18} 、 V_{23} 、 V_{32} 、 V_{37} :图中相应标号处的流量; p_4 、 p_9 、 p_{20} 、 p_{28} 、 p_{34} :图中相应标号处的压力

图 2 直驱泵控式液压机液压系统原理图

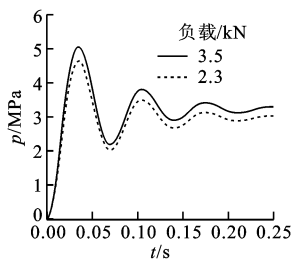


图3 不同负载下液压缸的输出压力响应曲线

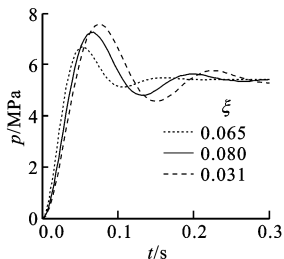


图4 不同阻尼下液压缸的输出压力响应曲线

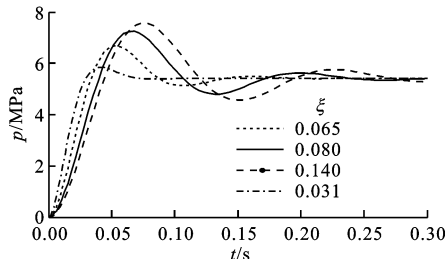


图7 液压缸出口压力优化结果

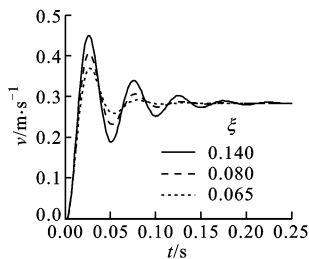


图5 不同阻尼下液压缸的输出速度曲线

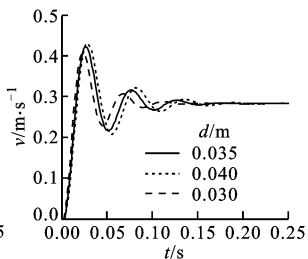


图6 不同管路直径的液压缸的输出速度曲线

减少压力超调量和提高系统的稳定性. 因此, 本文根据仿真曲线来确定减少系统的响应速度和压力超调量, 并作为优化目标.

从仿真得到的曲线中, 可以看出具体参数对系统影响的大小, 尤其是液压泵的阻尼对系统的动态影响较为明显. 因此, 取液压泵的阻尼作为优化参数, 以液压系统获得较低的超调量和动态响应快作为目标函数, 采用 Laplace-Itae 准则寻优, 通过 Matlab 对仿真模型中液压缸的出口压力动态响应进行了优化. 由优化程序可得液压缸的阻尼为 0.031, 优化结果见图 7. 当泵的阻尼取 0.031 时, 系统的响应时间为 0.038 s, 系统的超调量很小. 从图 7 中可见, 液压泵的阻尼对液压系统的压力具有较大的影响, 主要是因为当液压泵的阻尼减小时, 液压系统需要克服的阻力也减小了, 所以系统压力升高减小, 系统的动态响应时间也相应地缩短.

5 结 论

本文采用功率键合图法建立了直驱泵控式液压机液压系统的数学模型, 其中包含了管道及泵的摩擦损失等影响因素. 仿真实验比较全面地反映了直驱泵控式液压机液压系统的动态特性, 得出的仿真结果如下.

(1) 该液压系统完全可以满足液压机的性能指

标要求.

(2) 负载对液压机液压系统的输出稳定压力值有很大的影响, 液压系统的管路对系统的动态响应影响较大. 当管路的直径增大时, 液压机液压系统的输出速度响应时间及超调量明显增大.

(3) 泵的阻尼对该液压机液压系统的输出压力及输出速度影响较大, 当泵的阻尼等于 0.031 时, 系统的超调量减少, 响应时间缩短.

参考文献:

- [1] 孙友松, 张宏超. 金属板材加工设备发展新动向 [J]. 锻压技术, 2004(4): 1-4.
SUN Yousong, ZHANG Hongchao. Some new trends in metal sheet processing equipments [J]. Forging & Stamping Technology, 2004(4): 1-4.
- [2] 骆再飞, 蒋静坪, 许振伟. 交流伺服系统及其先进控制策略综述 [J]. 机床与液压, 2002(6): 7-10.
LUO Zaifei, JIANG Jingping, XU Zhenwei. Overviews of AC servo system and its advanced control strategies [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2002(6): 7-10.
- [3] 高钦合, 黄先祥, 郭晓松. 机液一体化系统中液压管路动态特性的建模与仿真研究 [J]. 中国机械工程, 2003, 14(10): 823-825.
GAO Qinhe, HUANG Xianxiang, GUO Xiaosong. Research on dynamic modeling and simulation of fluid-transmission line in hydraulic-driven system [J]. China Mechanical Engineering, 2003, 14(10): 823-825.
- [4] 任锦堂. 键图理论及应用 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1992: 170-210.
- [5] 张立军, 赵升吨, 刘克铭. 中高压液压缸实验台液压系统仿真及优化 [J]. 系统仿真学报, 2007, 19(3): 671-674.
ZHANG Lijun, ZHAO Shengdun, LIU Keming. Simulation and parameter optimization of test platform hydraulic system based on mesohigh cylinder [J]. Journal of System Simulation, 2007, 19(3): 671-674.

(编辑 管咏梅)