

DOI: 10.3969/j.issn.1001-3881.2009.09.073

大惯量矢量变频液压复合调速系统仿真研究

丁海港^{1,2}, 赵继云¹, 刘娟^{1,2}, 石峰¹, 李纲¹

(1. 中国矿业大学机电学院, 江苏徐州 221116; 2. 徐州工业职业技术学院, 江苏徐州 221140)

摘要: 针对大惯量、时变负载变频液压调速的低速控制与调速精度问题, 将节流调速和矢量变频液压调速有机结合。建立大惯量矢量变频液压复合调速系统; 创建系统数学模型, 在研究系统的主要影响因素基础上简化数学模型; 利用 MATLAB SIMULINK 构建仿真模型并分析系统动态性能。仿真结果表明: 矢量变频液压调速速度跟踪精度高, 并对转动惯量和负载扰动表现较强的鲁棒性; 节流调速增加了液压变频调速的低速稳定性; 该复合调速系统获得了理想的调速效果。

关键词: 大惯量; 矢量变频液压调速; 节流调速; 仿真

中图分类号: TH137 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3881(2009)9-219-4

Performance Simulation of VC Variable Frequency Hydraulic Compound Speed Regulation System with High Inertia

DING Haigang^{1,2}, ZHAO Jiyun¹, LIU Juan^{1,2}, SHI Feng¹, LI Gang¹

(1. School of Mechatronic Engineering, China University of Mining and Technology,

Xuzhou Jiangsu 221116, China;

2. Xuzhou College of Industrial Technology, Xuzhou Jiangsu 221140, China)

Abstract: To solve the low speed control and speed regulation precision problem of variable frequency hydraulic system with high inertia and time varying load, the VC variable frequency hydraulic speed control and throttle speed governing were adopted. The compound hydraulic system was established, its mathematic model was set up and simplified considering the key factors, and the simulation model was constructed and the model's dynamic characteristics were simulated by using SIMULINK toolbox of MATLAB. The simulation analysis indicates that the VC variable frequency hydraulic speed control can track the input signal accurately, is robust to the varying load and high moment of inertia; the throttle speed governing improves low velocity stability; the compound system achieves ideal speed governing performances.

Keywords: Great inertia; VC variable frequency hydraulic speed control; Throttle speed governing; Simulation

0 引言

变频液压调速系统是一种从动力源头考虑功率匹配的全局型的新型节能动力系统, 是解决传统液压力设备尤其是大功率大惯量液压力设备效率低、系统复杂等缺点的一条行之有效的途径^[1-4], 属于变转速调速即利用变频电机调节定量泵的工作转速从而控制系统的流量。常规的 V/F 控制的变频电机转速常因负载的变化而调速精度不高。由于液压泵都有一稳定转速, 当低于其最低稳定转速时, 会引起流量和压力脉动, 影响速度稳定性; 对于变频电机, 低频导致转矩不足和转速波动, 以上因素影响变频液压调速的低速稳定性^[1,3-4]。作者选择带矢量控制的变频器进行变频液压调速, 较大程度地提高变频电机转速轴的速度刚度, 有利于提高调速精度; 在低速阶段采用比例调速阀进行旁路节流调速, 以提高低速阶段的系统响应速度和稳定性, 由此形成了大惯量矢量变频液

复合调速系统。

1 矢量变频复合调速系统模型

如图 1 所示, 系统主要由驱动系统、液压容积节流调速系统和加载系统组成。驱动系统由变频器和电机组成; 液压容积节流调速系统主要包括定量泵 6 和定量马达 11 组成的闭式容积调速回路, 以及由比例调速阀 7 组成的旁路节流调速回路; 由加载泵 13 实现对系统加载, 负载大小由比例溢流阀 14 控制。补油泵 8、16 分别给调速系统和加载系统供油^[5-6]。

u_0 控制变频器输出频率, 进而控制电机及主泵转速, 调节其输出流量, 从而控制马达 11 的转速, 实现变频液压调速; u_1 调节比例调速阀放大器输出电流大小, 改变比例调速阀开口, 从而控制旁路泄漏流量。 u_2 调节比例溢流阀放大器输出电流大小, 控制比例溢流阀压力, 以达到调节负载的目的。

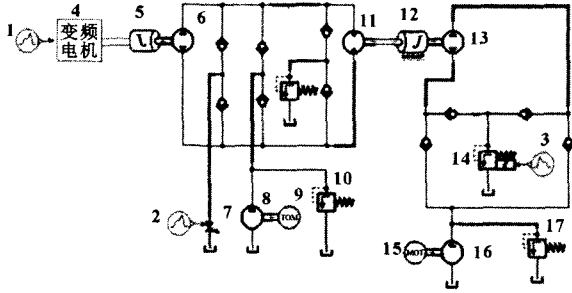
为提高系统的低速稳定性, 在主泵的出口处并联

收稿日期: 2008-09-24

基金项目: 江苏省自然科学基金项目 (BK2006038)

作者简介: 丁海港 (1981—), 男, 安徽淮北人, 讲师, 研究生, 从事机械设计与电液控制研究与教学工作。电话: 0516-82776249, E-mail: haier_131400@126.com。

了一个比例调速阀 7, 当主泵在其最低稳定转速下工作时, 通过调节旁路的泄漏量, 以控制马达的速度。当阀芯完全关闭且马达转速达到相应转速后, 切换至变频液压调速, 从而实现矢量变频液压容积调速和旁路节流调速相结合复合调速系统。



1—变频器频率指令电压 u_c 。 2—比例调速阀放大器输入电压 u_1 。 3—比例溢流阀放大器输入电压 u_2 。 4—变频器与变频电机。 5、21—惯性负载。 6—主泵。 7—比例调速阀。 8、16—补油泵。 9、15—补油电机。 10、17—低压溢流阀。 11—定量马达。 13—加载泵。 14—比例溢流阀。

图 1 大惯量矢量变频液压复合调速系统模型

2 系统数学模型

将此复合调速系统分为变频器-电机环节, 旁路节流环节, 加载环节和泵控马达环节。

2.1 变频器-电机环节

矢量控制变频电机其实质是将交流电机等效为直流电机, 分别对速度、磁场两个分量进行独立控制, 电机环节机械特性较硬, 转速几乎不随负载变化而变化。

忽略变频器的动态响应过程, 将变频器简单地看成比例环节, 即

$$f = K_f u_c$$

式中: u_c 为变频调速的调节电压; K_f 为变频器的频率增益; f 为输出频率。

变频电机的极数 $p = 2$, 故变频器的角速度给定值 ω_0 可写为

$$\omega_0 = \frac{2\pi 60f}{60 p} = 2\pi K_f u_c \quad (1)$$

变频电机是一个高阶、非线性、强耦合的多变量系统, 为实现系统的矢量控制, 通常需要复杂的坐标变换, 仅考虑转速控制环节, 则系统解耦后的变频电机输出转矩 T_e :

$$T_e = K_p (\omega_0 - \omega_1) + K_i \int (\omega_0 - \omega_1) dt \quad (2)$$

式中: K_p 为转速扭矩比例增益; K_i 为转速扭矩积分增益; ω_1 为电机角速度。

变频电机电力矩平衡方程为

$$J_T \frac{d\omega_1}{dt} = T_e - T_{L1} - B_T \omega_1 = T_e - \frac{D_p p_1}{\eta_{mp}} - B_T \omega_1 \quad (3)$$

式中: J_T 为折算到电机轴上的转动惯量; D_p 为主泵排量; p_1 为泵-马达高压侧压力; η_{mp} 为主泵机械效率; B_T 为电机转轴阻尼系数。

联立式 (1)、(2)、(3), 经拉氏变换, 消去中间变量, 可得以电机角速度为输出的传递函数^[7-8]:

$$\omega_1(s) = \frac{2\pi K_f K_p}{K_i s^2 + 2\pi K_f} u_c(s) - \frac{D_p}{\eta_{mp} K_i} \frac{p_1(s)}{\frac{s^2}{\omega_{vf}^2} + \frac{2\xi_{vf}}{\omega_{vf}} s + 1} \quad (4)$$

式中: ω_{vf} 为变频器-电机环节的固有频率, $\omega_{vf} = \sqrt{\frac{K_i}{J_T}}$;

ξ_{vf} 为变频器-电机环节的阻尼比, $\xi_{vf} = \frac{B_T + K_p}{2\sqrt{J_T K_i}}$

由式 (4) 可以看出, ω_1 随 u_c 的增加而增加, 随 p_1 的增加而下降。

以下环节基于如下假设: (1) 忽略液压泵、液压马达回路间的管道压力损失; (2) 液压泵、液压马达及变量控制系统的泄漏全为层流; (3) 液压马达回油背压为 0, 只有高压侧压力变化。

2.2 旁路节流环节

调节 u_1 可以控制比例调速阀的流量 Q_1 , 实现旁路节流调速, 此环节的传递函数^[9]:

$$Q_1(s) = \frac{K_Q}{\frac{s^2}{\omega_{sv}^2} + \frac{2\xi_{sv}}{\omega_{sv}} s + 1} u_1(s) \quad (5)$$

式中: u_1 为节流调速的调节电压; K_Q 为流量增益; ω_{sv} 为比例调速阀的固有频率; ξ_{sv} 为比例调速阀的阻尼比。

2.3 加载环节

忽略加载泵的低压侧压力, 调节 u_2 控制比例溢流阀溢流压力^[9], 则由加载泵产生的负载转矩 T_L 可写为

$$T_L = K_L u_2 \quad (6)$$

式中: u_2 为比例溢流阀的放大器的调节电压; K_L 为负载扭矩增益。

2.4 泵控马达环节

泵控马达回路中, Q_1 作为泄漏, T_L 作为负载转矩, 泵角速度 ω_p 作为输入, 马达转速 n_m 为输出, 得到此环节传递函数^[10]:

$$n_m(s) = \frac{60}{2\pi D_m} [D_p \omega_p(s) - Q_1(s)] - \frac{s^2}{\omega_{pm}^2} + \frac{2\xi_{pm}}{\omega_{pm}} s + 1$$

$$\frac{60}{2\pi} \left(\frac{V_0}{\beta_c D_m^2 s} + \frac{C_l}{D_m^2} \right) T_L(s) \frac{s^2}{\omega_{pm}^2} + \frac{2\xi_{pm}s}{\omega_{pm}} + 1 \quad (7)$$

$$p_i(s) = \frac{1}{D_m^2} (J_m s + B_m) [D_p \omega_p(s) - Q_i(s)] + \frac{s^2}{\omega_{pm}^2} + \frac{2\xi_{pm}s}{\omega_{pm}} + 1$$

$$\frac{1}{D_m} T_L(s) \frac{s^2}{\omega_{pm}^2} + \frac{2\xi_{pm}s}{\omega_{pm}} + 1 \quad (8)$$

$$\omega_{pm} = \sqrt{\frac{\beta_c D_m^2}{J_m V_0}}, \quad \xi_{pm} = \frac{J_m C_l \beta_c + V_0 B_m}{2 \sqrt{\beta_c J_m V_0 D_m^2}}$$

式中： $\omega_p = \omega_1$ ； D_m 为马达排量； C_l 为总泄漏系数； V_0 为高压腔总容积； β_c 为油液弹性模量； J_m 为马达、泵和惯量块折算到马达轴上的总转动惯量； ω_{pm} 为泵控马达的固有频率； ξ_{pm} 为泵控马达的阻尼比； B_m 为黏性摩擦因数。

由式(7)可知：(1)电机转速 ω_p 越高，旁路泄漏 Q_l 越少，马达转速 n_m 越高；(2)负载转矩 T_L 引起马达转速降落，且其越大马达转速降落越快；(3)泄漏系数 C_l 与 T_L 具有同样的作用，由于温度的升高引起油液黏度的下降导致泄漏系数（泄漏量）增加，因此温升也会造成马达转速的降低。

影响马达调速精度因素是主要是速度刚度，其次是液压系统的慢时变特性如液压系统中的油液温度、油液黏性和泄漏量大都随时间呈非线性变化。为提高马达调速精度，需要从两个方面来考虑：一方面是要确保电机转速不随负载变化而变化；另一面是要消除或减小液压系统的慢时变特性对系统的影响。选择带矢量控制变频器可以较大程度地提高电机主轴的速度刚度，但其并不能减小慢时变特性对系统输出的影响。因此在矢量变频液压调速阶段，减少泄漏量成为提高调速精度的主要措施。

3 系统仿真模型

系统主要参数见表1。由式(4)–(8)利用MATLAB/SIMULINK创建以 u_1 、 u_c 、 u_2 为输入， n_m 为输出的系统仿真模型(图2)。

表1 系统参数

参数名称	数值	参数名称	数值	参数名称	数值
$K_p / (\text{Hz} \cdot \text{V}^{-1})$	5	$\omega_{sv} / (\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	60	β_c / Pa	9×10^8
$K_p / (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1})$	15	ξ_{sv}	0.7	$J_m / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	2 ~ 50
$K_l / (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1})$	2	$K_l / (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{V}^{-1})$	241.609 1	C_l	1.32×10^{-12}
$J_T / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.2	$D_m / (\text{m}^3 \cdot \text{rad}^{-1})$	$7.452 2 \times 10^{-5}$	$B_m / (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1})$	0.01
$B_T / (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1})$	0.1	$D_p / (\text{m}^3 \cdot \text{rad}^{-1})$	$1.847 1 \times 10^{-6}$	$K_{Q1} / (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{V}^{-1})$	1.998×10^{-5}
η_{mp}	0.95	V_0 / m^3	1.402×10^{-3}		

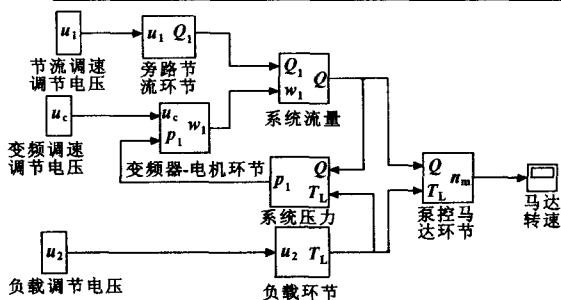


图2 系统仿真模型

因变频器-变频电机环节、旁路节流环节、泵控马达环节都是二阶环节，所以马达转速的传递函数是四阶系统，为进一步研究系统的主要影响因素，作了如下简化：

(1)变频器-电机环节。因采用矢量控制，电机机械特性较硬，转速基本不受负载变化的影响；且因2900r/min的阶跃响应时间小于0.1s，可忽略转速动态响应过程。所以式(4)可简化为比例环节：

$$\omega_1(s) = 2\pi K_p u_c(s)$$

如图3所示，此环节简化前后转速仿真曲线几乎重合；因忽略了负载对转速的影响，在稳态阶段简化后电机转速约提高50r，约占满转的1.72%，影响甚微。可见，此环节简化是合理的。

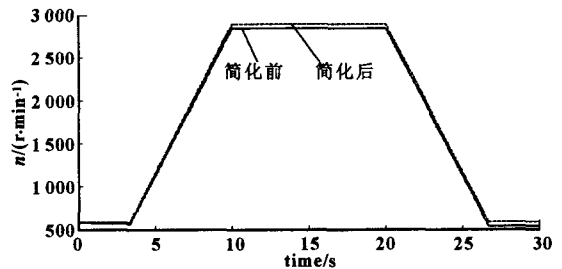


图3 u_c 控制下变频电机转速响应仿真曲线

(2)旁路节流环节。 $\omega_{sv} = 60$ ，而对应于 $J_m = 10\text{kg} \cdot \text{m}^2$ 的 $\omega_{pm} = 18.89$ ， $\omega_{sv} \geq 3\omega_{pm}$ ，可见此环节的动态响应时间远小于泵控马达环节，因此式(5)可简化为比例环节：

$$Q_l(s) = K_Q \cdot u_1(s)$$

简化后马达转速开环传递函数为

$$n_m(s) = \frac{K_1 u_c(s) - K_2 u_1(s) - (K_3 s + K_4) u_2(s)}{\frac{s^2}{\omega_{pm}^2} + \frac{2\xi_{pm}}{\omega_{pm}} s + 1}$$

$$K_1 = \frac{60K_L D_p}{D_m}, K_2 = \frac{60K_Q}{2\pi D_m}, K_3 = \frac{60K_L V_0}{2\pi\beta_e D_m^2}, K_4 = \frac{60K_L C_t}{2\pi D_m^2}$$

简化后，整个系统为二阶系统，泵控马达环节的固有频率和阻尼比决定了系统的响应速度与稳定性。简化后的系统仿真模型如图 4 所示，马达转速仿真曲线如图 5 所示，两曲线吻合很好，在稳态阶段，简化后马达转速约有 1r 的提高，约占满转速的 1.43%，影响甚微。可见整个系统简化是合理的。

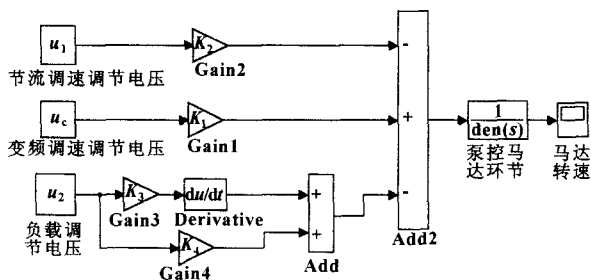


图 4 简化后系统仿真模型

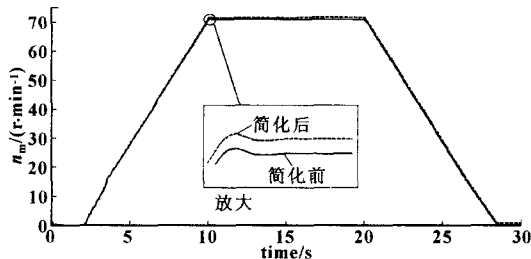


图 5 简化前后马达转速对比曲线

4 马达转速性能仿真分析

为避免严重压力冲击，系统的控制信号采用斜坡信号。以矿用液压提升机为例，《煤矿安全规程》规定，提升机提升加速度不得大于 0.5m/s^2 ，取滚筒直径为 1m，则马达角加速度不得大于 1rad/s^2 。取加、减速时间约为 8s，根据系统调速范围，得马达的角加速度为 0.90rad/s^2 。转动惯量取 $50\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ，负载压力取 4MPa，得马达转速仿真曲线 t_1 、 t_5 分别为分别节流增速段、减速段， t_2 、 t_3 、 t_4 分别为变频液压增速段、匀速段，减速段（图 6）。

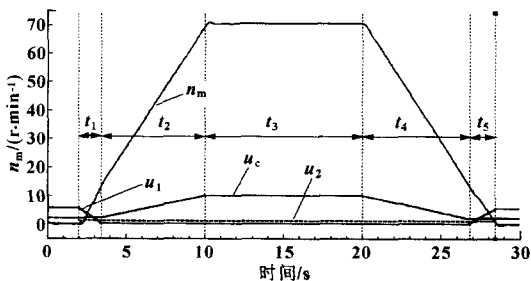


图 6 马达转速仿真曲线

首先，变频电机在 10Hz 的频率下启动，达到主泵的最小稳定转速 600r/min，此时比例调速阀芯完全打开，主泵输出油液从比例调速阀直接回油箱，马达转速为 0。进入 t_1 段后，阀芯逐渐关闭，马达开始转动，节流调速结束后，马达转速达到 15r/min，进入 t_2 段，转速平稳上升，10.5s 后达到稳态值 71r/min，后匀速运行到 20s，进入 t_4 段，转速平稳下降至 15r/min，进入 t_5 段，阀芯逐渐打开，马达转速继续下降，约 28.5s 后马达停止转动。仿真结果表明：比例调速阀的存在增强了马达的低速稳定性与可控性；节流调速与变频液压调速转换处的曲线比较光滑，没有突变，说明两者之间转换平稳。

如图 7 所示，改变转动惯量、负载大小，得到马达转速仿真曲线。可见，转动惯量和负载的改变对变频液压调速段的马达转速响应影响不大；增大转动惯量可提高转速的平稳性，但系统响应稍有滞后；增大负载，使转速稳态值有约 2r 的下降。此处降幅不大，主要是采用了矢量控制，电机转速刚性较硬和系统泄漏量小的缘故。

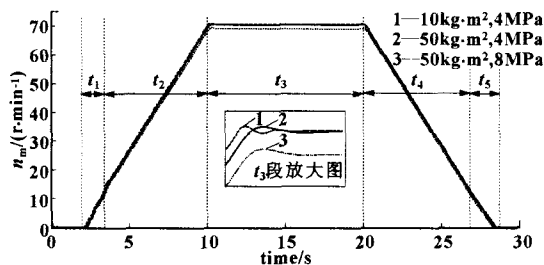


图 7 不同转动惯量、不同负载下的马达转速仿真曲线

5 马达转速响应试验

在转动惯量为 $10\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ，负载压力 4MPa，马达上升和下降段的角加速度设定为 0.90rad/s^2 ，得到不同频率上限的马达转速响应曲线（图 8）。

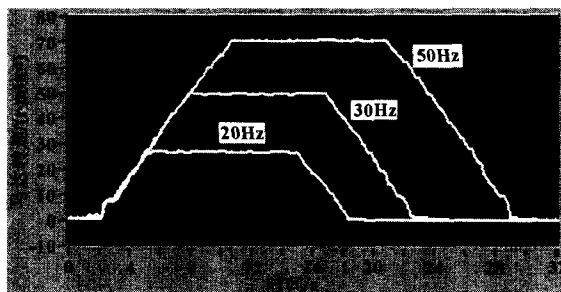


图 8 不同频率上限激励下的马达转速响应

系统启动后，马达转速上升比较平稳，其中对于 50Hz 的实验曲线，至 10.5s 达到稳态值 70r/min，停车段马达转速下降平稳，至 29s 马达停止转动。另外，频率上限为 20Hz、35Hz 和 50Hz 时对应的马达转速稳态值分别为 28r/min、50r/min 和 70r/min，由

(下转第 226 页)

型, 泄漏对燃烧室流量的影响如图 6 所示, 其中实线为泄漏后的流量, 虚线为正常状态流量。

由曲线对比可知, 泄漏状况下流入火箭发动机燃烧室的流量明显降低, 约为正常状态下的一半。然后分别对比在两种状态下小孔模型前后两端所有部件的端口流量变化曲线, 图 7 所示为波纹管出口流量和气动球阀入口流量的变化曲线。

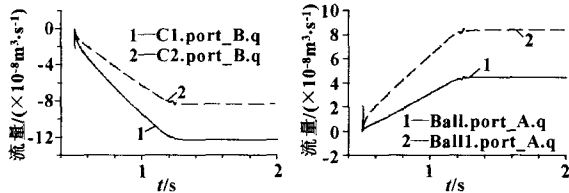


图 7 泄漏状态下波纹管出口和气动球阀入口处的流量

由图可知, 包括气动球阀在内小孔模型后面所有部件的端口流量变化同燃烧室一致——泄漏状态是正常状态的 1/2, 而波纹管的出口端流量变化要小很多, 泄漏状态是正常状态的 2/3, 由此可对泄漏进行定位。

3.2 堵塞

推进剂杂质可导致阀口或过滤器堵塞, 增加管路中相应部件模型的液阻值, 即可得到堵塞状态下的仿真模型。

4 结论

采用面向对象的建模技术, 运用模块化建模工具 Dymola 对加注系统进行建模, 方便快捷且能体现真实系统的流量和压强特性; 进行故障仿真, 不需改变数学模型, 只要调整模块或改变模块参数即可。结果表明, 该方法不仅能得到有效仿真数据, 而且可进行故障定位。

然而, 由于作者忽略了诸如波纹管等器部件的动态特性以及气动球阀等的气动性质, 因此诸如此类的故障仿真还需要进一步深入研究。

参考文献:

- [1] 程谋森, 刘昆, 张育林. 推进剂供应管路内液体瞬变流一维有限元计算[J]. 推进技术, 2000, 21(4): 12-15.
- [2] 张青松, 张振鹏, 杨雪, 等. 液体火箭发动机试验台气液管路系统故障仿真及分析[J]. 航空动力学报, 2006, 21(2): 403-409.
- [3] 于涛, 曾庆良. 多体动力学的键合图表达及其在 Modelica 中的实现[J]. 中国机械工程, 2006, 17(增刊): 320-323.
- [4] 张国豪, 杨世文, 王振. 面向对象的多轴车辆建模与仿真[J]. 拖拉机与农用运输车, 2007, 34(5): 60-62.
- [5] 奚旺. 航空发动机模块化建模与系统级仿真[D]. 上海: 上海交通大学, 2004.
- [6] 赵洪山. 电力系统混杂建模与分析[D]. 保定: 华北电力大学, 2004.

- [7] Brück D, Elmqvist H, Mattsson S E, et al. Dymola for Multi-Engineering Modeling and Simulation [C] // Proceedings of the 2nd international Modelica conference, Oberpfaffenhofen; The Modelica Association, 2002: 55-62.
- [8] Fritzon P. Principles of object-oriented modeling and simulation with Modelica 2. 1 [M]. New York: IEEE Press, 2003.
- [9] 陆元章. 液压系统的建模与仿真[M]. 上海: 上海交通大学, 1989.
- [10] George P Sutton, Oscar Biblarz. 火箭发动机基础[M]. 洪鑫, 等, 译. 北京: 科学出版社, 2003.

(上接第 222 页)

主泵和马达的排量关系可知, 系统在不同转速下的稳态控制精度较高。同时试验结果也表明此前创建的系统数学模型与特性仿真是合理的。

6 结论

(1) 矢量变频容积调速应用在大惯量液压系统中速度跟踪精度高, 并对转动惯量和负载扰动表现较强的鲁棒性。

(2) 将比例调速阀应用于变频液压调速系统低速段形成旁路节流调速, 增强了低速平稳性和可控性。

(3) 矢量变频容积调速和节流调速相结合的复合调速应用在具有大惯量、低转速、时变负载特性的液压系统中, 获得了较为理想的调速性能。

参考文献:

- [1] 彭天好, 徐兵, 杨华勇. 变频液压技术的发展及研究综述[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2004(2): 215-221.
- [2] LU Yong-xiang. Historical progress and prospects of fluid power transmission and control [C] // Proceedings of the 5th International Conference on Fluid Power Transmission and control. Beijing: International Academic, 2001: 62-68.
- [3] 彭天好. 变频泵控马达调速及补偿特性的研究[D]. 杭州: 浙江大学.
- [4] 黎勉, 罗勇武, 查晓春, 等. 交流变频调速在液压系统中的应用[J]. 机床与液压, 1997(6): 15-16.
- [5] 彭天好, 孙继亮, 汲方林. 变转速液压容积调速系统的控制结构[J]. 机床与液压, 2005(3): 119-120.
- [6] 李湘闽. 容积节流回路变频调速设计[J]. 南方冶金学院学报, 2002(7): 20-23.
- [7] 彭天好, 杨华勇, 徐兵. 变频回转液压系统的动态特性仿真[J]. 机床与液压, 2001(3): 7-9.
- [8] 罗勇武, 周剑, 黎勉, 等. 液压变频调速系统的数学模型分析[J]. 现在制造工程, 2001(11): 53-55.
- [9] 吴根茂, 邱敏秀, 王庆丰, 等. 新编实用电液比例技术[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 2006.
- [10] 王春行. 液压伺服控制系统[M]. 北京: 机械出版社, 1981.