

# 伺服电机定量泵驱动差动液压缸系统效率的研究

权 龙, 李凤兰, 王 祥

(太原理工大学机械电子工程研究所, 山西省 太原市 030024)

## Study on the Efficiency of Differential Cylinder System Driven with Servo Motor and Constant Pump

QUAN Long, LI Feng-lan, WANG Xiang

(Institute of Mechatronic Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, Shanxi Province, China)

**ABSTRACT:** Study on the efficiency and performance of the differential cylinder system driven by two AC servo motors and two constant pumps. To the problem of poor efficiency when cylinder is pre-charged with constant sum pressure, two new principles to setting the sum pressure by load sensing and given the sum pressure profile in advance are suggested and investigated. With the new principle, the pressure of the system will be adaptive to the load and the back pressure keeps in a lower value. The energy loss of the system and the warming in pump are reduced. Further a new principle to pre-charge the cylinder using an accumulator is put forward. With this method, the controller is simplified and the energy loss in motors and the hydraulic system is cut down. The research work is verified by the digital simulation and the experiment.

**KEY WORDS:** alternating current servo motor; pump controlled system; plastic injection molding machine; camping unit; speed variable pump; differential cylinder

**摘要:** 对伺服电机和定量液压泵组合驱动差动液压缸系统的特性和效率进行研究。针对应用恒定总压力对液压缸2腔预压紧、系统能量效率低的不足, 提出用负载敏感原理和总压力设定曲线预先给定的方法, 使液压缸运动过程中的系统压力与负载相适应, 同时维持背压在一个较低的值, 减小了系统的能耗和泵的发热。进一步提出用低压蓄能器对液压缸2腔预压紧的回路原理, 不仅简化了控制回路, 也降低了电机和液压系统的能耗。研究工作获得了数字仿真和试验的验证。

**关键词:** 交流伺服电机; 泵控系统; 注塑机; 锁模机构; 变速泵; 差动缸

## 0 引言

随着大功率电子器件成本的降低、电机变频调

速控制理论的完善和技术的进步, 变频调速方法已在许多工业领域取代传统的机械传动, 获得广泛应用<sup>[1-8]</sup>。这一技术也对其它传动方式产生了革命性的影响。电液控制技术领域一项创新的原理就是采用变转速的容积控制方法实现节能的。这一新的电液复合传动方式集电气变频传动能耗低、噪声低、可实现无空转损失和电液传动易于多执行器集中控制的优点于一体, 为电液控制技术注入了新的活力, 成为该领域新的研究热点<sup>[9-14]</sup>。

电液复合传动的典型应用是注塑机的过程控制。为了节能, 日美等国发展了全电驱动的注塑机, 代替传统电液控制的方法。这样的机器要用到6个伺服电机及相应控制装置, 成本特别高, 目前在国内根本无法接受。如采用新的电液复合控制方法, 只需1套伺服电机就可实现全部6个运动轴的控制, 同样可实现节能, 成本却低得多, 因此具有广泛的应用前景。

图1是新提出应用2台伺服电机闭环控制注塑机锁模机构的系统原理。在实际应用中, 通过单向阀的切换, 这2台伺服电机可完成对整机6个运动轴的控制。图中,  $p_A$ 、 $p_B$ 分别为液压缸A腔和B腔的压力,  $x$ 是液压缸的位移,  $x_m$ 是动模板的位移,  $p_{soll}$ 是总压力设定值,  $x_{soll}$ 是位移设定值,  $a$ 是液压缸2腔的面积比,  $b$ 是液压泵内外泄的比值。

系统的特征是用2台伺服电机分别驱动液压泵, 补偿差动缸的不对称流量, 同时增大系统的输出功率。为了使系统能像阀控原理一样工作, 在位置控制环外叠加了总压力控制闭环, 对液压缸的2腔预压紧<sup>[14-15]</sup>。针对目前这一系统采用恒定总压力预压紧, 能量效率低的不足进行了研究, 找出了原

基金项目: 国家自然科学基金项目(50275102)。

Project Supported by National Natural Science Foundation of China(50275102)。

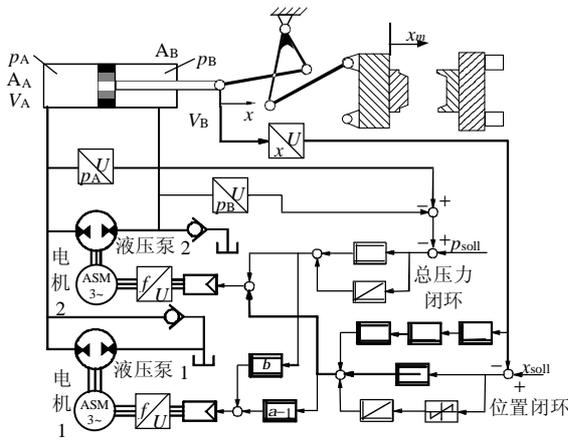


图1 双变速泵锁模机构电液系统原理  
Fig.1 Principle to control the clamping unit with two speed variable pumps

因，提出了新的控制原理和回路改进方案。

### 1 系统能量分配及计算方法

参见图1，当液压缸伸出时，系统提供的液压功率为

$$P_{hc} = p_A n_1 V_p + (p_A - p_B) n_2 V_p \quad (1)$$

式中： $p_A n_1 V_p$ 为液泵1输出的功率； $V_p$ 为液泵的排量； $n_1$ 为电机1的转速； $(p_A - p_B) n_2 V_p$ 为液泵2提供的功率； $n_2$ 为电机2的转速。由于背压 $p_B$ 的存在，增大了泵1的负荷，降低了整个系统的输出功率，液泵1要多消耗 $p_B n_2 V_p$ 的能量。当液泵2处于马达工况，也就是 $p_B > p_A$ 时，泵2提供的能量还要通过制动电阻消耗掉。所以，为了充分利用2台电机的功率，必须使液泵2处于泵工况，尽可能地降低压力 $p_B$ 。理论上，当 $p_B$ 为零时，系统可提供2台电机之和的功率。因伺服电机1的负载扭矩为 $M_L = V_p p_A / (2\pi)$ ，所以降低 $p_A$ ，还可进一步增大伺服电机的扭矩余量，提高其加速能力。

当液压缸收回时，系统提供的液压功率为

$$P_{ho} = (p_B - p_A) n_2 V_p + p_A n_1 V_p \quad (2)$$

式中：第一项是泵2提供可做有用功的功率；第二项则是泵1通过制动电阻消耗掉的能量。虽然电机2可提供的功率不受 $p_A$ 的影响，但与其有关的能量将由泵1转化为热量消耗掉。所以为了减小这部分损失，应该尽可能降低 $p_A$ 。

综合2种工况，合理的控制方案应该是，泵2总是处于泵工况。液压缸伸出时，压力 $p_B$ 处于系统不产生气蚀的最低压力；液压缸收回过程，压力 $p_A$ 也应处于较低值，使系统输出能量始终和负载相匹配，尽量减少伺服电机制动的能耗。因为泵1和泵2提供的液压功率等于输入这2台泵的机

械功率乘以相应的机械效率和容积效率。为计算简单，用机械功率代替液压功率，可得液压系统消耗的机械能为

$$N_{me} = N_{me1} + N_{me2} = \int |M_{pu1}| |n_1| dt + \int |M_{pu2}| |n_2| dt \quad (3)$$

式中： $N_{me1}$ 为液泵1消耗的能量； $M_{pu1}$ 为泵1驱动负载的扭矩， $N \cdot m$ ； $N_{me2}$ 为电机2消耗的能量； $M_{pu2}$ 为泵2驱动负载的扭矩， $N \cdot m$ 。

对应电机所消耗的能量为

$$N_m = N_{m1} + N_{m2} = \int |M_{m1}| |n_1| dt + \int |M_{m2}| |n_2| dt \quad (4)$$

式中： $N_{m1}$ 为电机1消耗的能量； $M_{m1}$ 为电机1的输出扭矩， $N \cdot m$ ； $N_{m2}$ 为电机2消耗的能量， $M_{m2}$ 为电机2的输出扭矩， $N \cdot m$ 。

其中，因电机转速变化所消耗的能量为

$$N_J = N_{J1} + N_{J2} = \int J_{m1} \left| \frac{dn_1}{dt} \right| |n_1| dt + J_{m2} \int \left| \frac{dn_2}{dt} \right| |n_2| dt \quad (5)$$

式中： $N_{J1}$ 为电机1因转速变化所消耗的能量； $N_{J2}$ 为电机2因转速变化所消耗的能量； $J_{m1}$ 、 $J_{m2}$ 分别为电机1和电机2的转动惯量。

电机提供的能量中包括液泵消耗的机械功率、电机及液泵组合加减速所消耗的功率以及电机本身的效率所产生的功率损失。

### 2 总压力回路的负载匹配原理

#### 2.1 实时检测负载压力产生总压力设定曲线

通过分析锁模机构的工作过程可知，系统只是在建立锁模力的过程存在大的负载力，需要高的压力。在开模的短时间内，因小的液压缸作用面积，需要高压；而在其余阶段需要较低压力，系统的压力只须满足锁模机构加减速的需要和克服摩擦力。所以可应用压力适应的方法，使系统长时间工作在低压状态，短时间工作在高压状态，来降低系统的能耗和提高效率。采用这一方法的同时还可减小泵的发热和磨损，提高泵的使用寿命，降低系统的噪声。

现有的负载敏感方法，根据实际检测的液压缸进口腔压力值和预先给定的压差 $\Delta p$ ，自动产生系统的最高压力来适应负载。但只检测进口侧的压力，并不能保证液压缸背压腔的压力为最低。所以应检测液压缸实际的输出力，导出既能保持背压腔压力较低，同时又可使系统最高压力和负载相匹配的总压力设定值。

液压缸在伸出过程，无论是加速还是制动，与负载完全匹配，要求液压缸产生的压力为

$$|p_A - p_B / a| \quad \dot{x} > 0 \quad (6)$$

液压缸收回时应产生的压力为

$$|p_B - a p_A| \quad \dot{x} < 0 \quad (7)$$

考虑到压力响应的滞后和为避免产生气蚀，液压缸运动过程中必须有一定的背压。因此，可得总压力的设定值分别为

液压缸伸出

$$p_{\Sigma} = |p_A - p_B / a| + \Delta p_1 \quad \dot{x} > 0 \quad (8)$$

液压缸收回

$$p_{\Sigma} = |p_B - a p_A| + \Delta p_2 \quad \dot{x} < 0 \quad (9)$$

式中： $\Delta p_1$ 、 $\Delta p_2$  就类似于传统负载敏感控制中的 $\Delta p$ ，可通过仿真和试验确定。对于所研究系统，由仿真确定 $\Delta p_1 = 3 \text{ MPa}$ ， $\Delta p_2 = 6 \text{ MPa}$ 。为进一步减小系统在非工作周期中的发热和磨损，使系统用较低的压力预张紧，设

$$\Delta p_1 = \Delta p_{11} + \Delta p_{12} = 2 \text{ MPa} + 1 \text{ MPa} \quad (10)$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_{21} + \Delta p_{22} = 2 \text{ MPa} + 4 \text{ MPa} \quad (11)$$

可自动适应负载、产生总压力设定曲线的控制回路原理如图 2 所示。

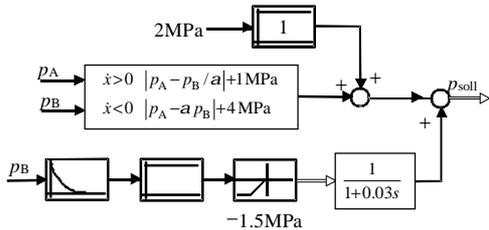


图 2 基于实时检测负载力的总压力设定原理  
Fig.2 Sum pressure setting principle based on the measured load force

这样就可将总压力的设定值看成是由 3 部分组成。当系统处于静止状态时，只有 2 MPa 压力，液压缸 2 腔以较低的压力预张紧，使液压泵具有较高的效率，同时减少泵内部的发热和磨损。而运动过程则按照负载敏感原理工作。

控制回路中引入压力  $p_B$  的微分，目的是对 B 腔压力进行动态补偿。在某些情况，压力  $p_B$  下降很快，易产生气蚀。因此，引入与压力变化梯度有关的量到总压力中，同迭加一恒定的压差 $\Delta p$  相比，用压力的微分，在稳态时不会增加系统的压力值。

图 3 是应用这一原理后，试验获得的一组锁模机构运动特性曲线及能量消耗情况。

试验及仿真表明，运动特性与采用恒定的总压力完全一致，能够满足性能要求。但对比压力过程，由于压力设定值变化较大，引起液压缸 2 腔的压力波动比采用恒设定值剧烈。对比能量消耗，虽然这

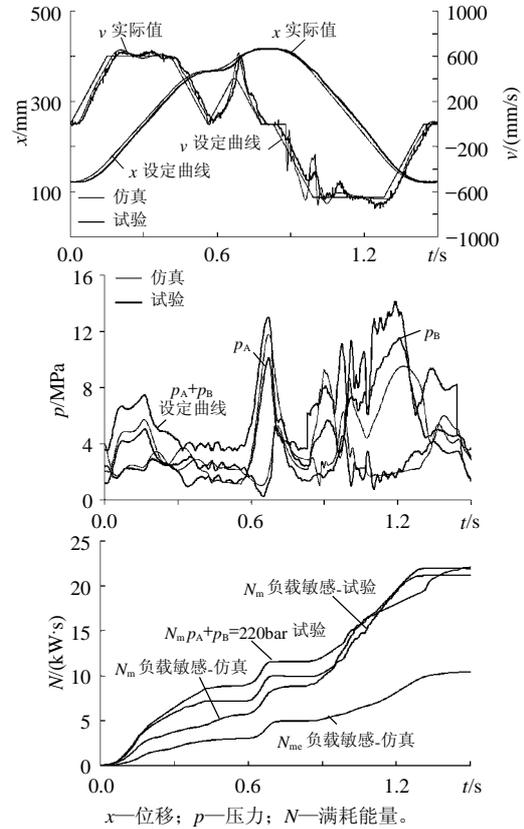


图 3 总压力设定值跟随负载锁模机构的运动特性  
Fig.3 Characteristics to control the clamping unit with variable sum pressure setting curve

一原理降低了回路本身的能量消耗，对减小液压系统的发热有益，但仿真和试验都表明，对降低电机的能量消耗效果并不明显，原因是为克服压力响应的滞后和避免气蚀，采用的 $\Delta p$  值较大，特别是开模过程， $\Delta p$  为 6 MPa，使电机产生大的制动能耗。另外，锁模机构加、减速运动过程的能量消耗占主要部分，而这部分能量消耗并没有减少。

### 2.2 预先给定总压力设定曲线

实时检测负载压力，虽然可自动产生总压力设定曲线，但是由于受检测信号和压力响应滞后的影响，要避免产生气蚀，必须设定一个比较大的压差 $\Delta p$ ，因此对减少能量消耗效果不明显。为了降低 $\Delta p$  值，可根据仿真或试验的结果，对总压力曲线进行包络，预先确定一个总压力设定曲线。另外，当该系统的负载特性已知时，也可以根据位置控制回路的加速度设定曲线和负载力，按下面的公式自动产生压力设定曲线。

$$p_{\text{soll}} = \frac{m \ddot{x}}{A_A} + \frac{F_L}{A_A} + \Delta p_1 \quad \dot{x} > 0 \quad (12)$$

$$p_{\text{soll}} = \frac{m \ddot{x}}{A_B} + \frac{F_L}{A_B} + \Delta p_2 \quad \dot{x} < 0 \quad (13)$$

对于所研究的对象，因为质量  $m$ 、负载力  $F_L$  和摩擦力都是液压缸行程、初始位置和速度等多个变量的非线性函数，不易确定。因此根据模型导出总压力设定曲线将非常困难，而只能按试验或仿真的结果经计算来得到总压力设定值。因为在实际使用中，压力设定值必须是液压缸位置的函数，而不能是时间的函数。所以进一步简化，用3段直线代替图3中的总压力曲线，这样也可进一步减小系统中压力的波动。图4中曲线即为按此方法所获得的一组锁模机构相关参量的试验及仿真结果。

应用总压力设定曲线预先给定的方法，同样可获得与采用恒定总压力控制相同的运动效果，但较采用实时检测负载压力，压力的波动明显减少。由于不存在压力设定值的滞后，采用较低的压差  $\Delta p$ ，不仅减小了液压系统本身的能量消耗，也明显降低了电机的能量消耗。这一方法优于采用检测负载的原理。对比恒定总压力控制，一个循环中，机械能的消耗减少了近一半，10 kW·s，液压系统的发热将获得很大改善。电机消耗的能量减少了5 kW·s，说明仍有约5 kW·s的能量通过电机的制动电阻浪费掉了，系统具有进一步节能的潜力。

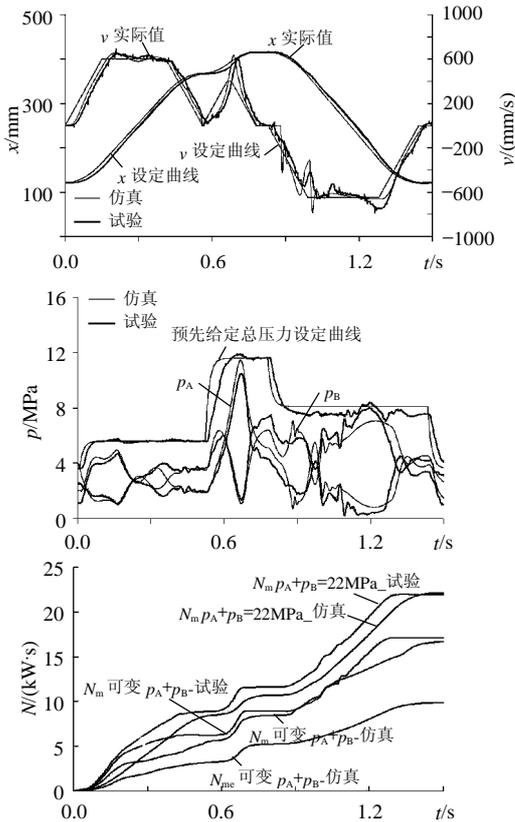


图4 总压力预先给定控制锁模机构的运动特性  
Fig.4 Characteristics to control the clamping unit with in advance given sum pressure curve

### 3 低压蓄能器预张紧的控制回路

应用单独驱动的2台伺服电机闭环控制差动缸，优点是可以自动补偿任意面积比差动缸产生的不对称流量，使系统可以四象限工作，某种程度上可选用较低功率的伺服电机，降低成本。但为了满足性能要求，对液压缸2腔预张紧，需要采用在位置控制基础上迭加总压力、腔压等双自由度的控制方案<sup>[15-16]</sup>。为了降低系统能耗，还要采用可适应压力变化的总压力设定曲线，使得控制器的结构和设计非常复杂，这样的回路方案也不能实现制动能量的再生利用。为此，进一步提出图5所示的回路方案来解决这两个问题。

图5(a)所示原理仍采用单独驱动的2台伺服电机，但采用低压蓄能器对液压缸2腔预压紧，只存在单一的位置控制闭环。图5(b)、5(c)、5(d)所示回路都用1台伺服电机来驱动2台液压泵，优点是处于马达工况的液压泵所产生的能量将直接驱动处于泵工况的液压泵，而不是通过变频器的电阻消耗掉，即具有能量再生功能，所以能耗将较低。不足是需要功率较大的伺服电机，会增大系统成本和限制应用场合。2台泵同轴串联也增大了电机轴的转动惯量，会影响电机的加速特性。

图5(b)所示回路，因采用定量泵，所以对不同液压缸面积比的适应能力较差，需根据液压缸的面积比确定2台泵的排量比。图5(c)、图5(d)所示方案可以适应任意面积比的差动缸，即可用低压蓄能器预压紧，也可以迭加一个压力控制回路，用软件对液压缸预压紧。但回路成本高，又要用辅助油源控制伺服泵，在伺服泵的控制回路中还要考虑伺服电机转速变化的影响。相对而言，图5(a)所示方案较为合理。图6中曲线即为用低压蓄能器，当预

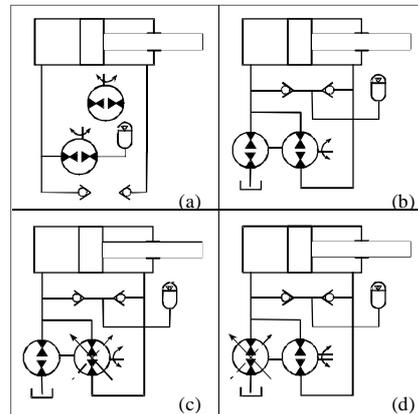


图5 采用双泵控制差动缸的新型回路原理  
Fig.5 New system principle to control the differential cylinder with double pumps

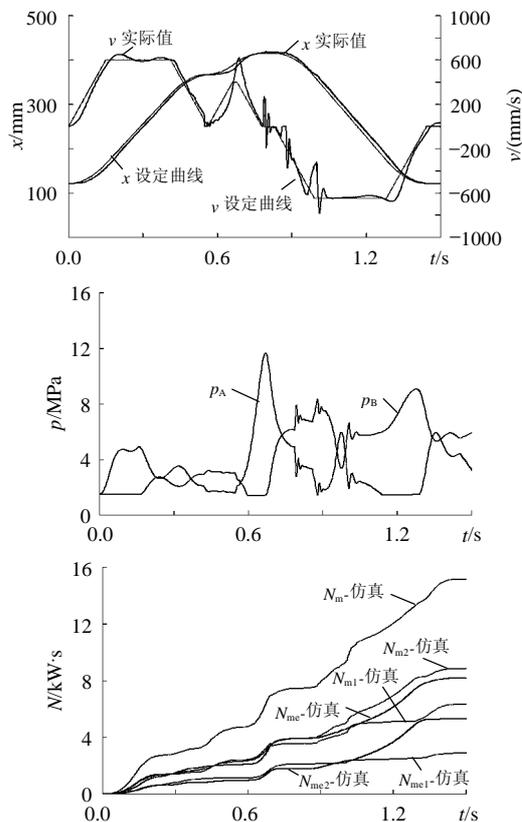


图 6 采用低压蓄能器预压紧液压缸系统的仿真结果  
Fig.6 Simulation results when cylinder pre-charged with a low pressure accumulator

充压力为 1 MPa 时, 用图 5(a)所示回路控制注塑机锁模机构的一组仿真结果。

对比图 4 中的仿真及试验结果, 可见采用低压蓄能器预压紧液压缸的位置控制原理, 也可达到与总压力控制相同的效果。在液压缸伸出过程, 压力  $p_B$  基本保持在 1.5MPa 左右的低压, 而在开模过程, 压力  $p_A$  保持在 1.5MPa 左右的恒定值。与采用总压力曲线预先给定控制相比, 每一工作循环, 液压系统和电机的能量消耗可减少 2kW·s。由于低压蓄能器的强制给油, 还可以避免开、锁模瞬间液压缸内产生的气蚀。

#### 4 结论

(1) 在双伺服电机闭环控制的差动缸系统中, 应用可变的总压力设定曲线, 可降低液压系统和电机的能量消耗, 总压力设定曲线预先给定的方法, 效果要好于采用负载敏感原理的方法。

(2) 用 2 台单独驱动的伺服电机控制差动缸, 为了充分利用电机的功率, 减小装机容量, 应该使连通液压缸 2 腔的液压泵始终处于泵的工况。理论上, 当液压缸伸出时, 系统可提供 2 台电机之和的

功率, 而在收回时, 应使压力  $p_A$  处于最低值, 才能充分发挥泵 2 的作用。

(3) 在双伺服电机闭环控制的差动缸系统中, 采用低压蓄能器对液压缸进行预张紧, 具有与采用总压力控制类似的特性, 并可将复杂的双自由度控制器简化为简单的单自由度控制系统, 该回路也具有较低的能量消耗。

(4) 对肘杆式的注塑机锁模机构, 仅降低液压系统的能量消耗, 并不能彻底消除电机的能耗。其根本解决方法是通过变频器的能量再生系统将处于制动工况电机的能量直接用于处在泵工况的电机, 或者采用同轴驱动的双伺服电机直接进行能量再生利用。

#### 致谢

感谢浙江大学流体传动与控制国家重点实验室开放基金(GZKF-2002004)的支持。

#### 参考文献

- [1] 胡长生, 林平, 张仲超. 变频调速系统集成化中的分时技术[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(5): 79-82.  
Hu Changsheng, Lin Ping, Zhang Zhongchao. Applying the interleaving technique in the integrate of the inverter[J]. Proceedings of the CSEE, 2005, 25(5): 79-82(in Chinese).
- [2] 关慧, 赵争鸣, 孟朔, 等. 变频调速异步机的优化设计[J]. 中国电机工程学报, 2004, 24(7): 194-199.  
Guan Hui, Zhao Zhengming, Meng Shuo, et al. Optimal design for inverter-driven induction motors[J]. Proceedings of the CSEE, 2004, 24(7): 194-199(in Chinese).
- [3] 崔纳新, 张承慧, 孙丰涛. 异步电动机的效率优化快速响应控制研究[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(11): 118-123.  
Cui Naxin, Zhang Chenghui, Sun Fengtao. Study on efficiency optimization and high response control of induction motor [J]. Proceedings of the CSEE, 2005, 25(11): 118-123(in Chinese).
- [4] 袁登科, 陶生桂. 一种感应电机直接转矩控制系统性能改善方案 [J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(8): 151-155.  
Yuan Dengke, Tao Shenggui. An improved scheme of the direct torque control system of induction motor[J]. Proceedings of the CSEE, 2005, 25(8): 151-155(in Chinese).
- [5] 马瑞卿, 李声晋, 周青苗, 等. 稀土永磁同步电动机变频调速关键技术研究[J]. 中国电机工程学报, 1998, 18(5): 330-334.  
Ma Ruiqing, Li Shengjin, Zhou Qingmiao, et al. On key problems of controlling REPMSM speed with variable-frequency[J]. Proceedings of the CSEE, 1998, 18(5): 330-334(in Chinese).
- [6] 田中豊, 中野和夫. インバータ運転用いた省エネルギー形定油圧圧源[J]. 油圧と空気圧, 1989, 20(3): 73-78.
- [7] 中村一郎. 総論油圧エレベータ[J]. 油空圧技術, 1998, 37(13): 1-9.
- [8] 小川雅也. エレベータの油圧機器[J]. 油空圧技術, 1998, 37(12): 20-26.
- [9] Littmann K, Wächter R, Zschocke G. Geräuscharmer drehzahlvariabler Pumpenantrieb[J]. O+P Olhydraulik und Pneumatik, 1995,

- 39(11-12): 828-834.
- [10] Nagel G, Exner P. Variabler Förderstrom mit konstantpumpen [J]. O+P Ölhydraulik und Pneumatik, 1996, 40(4): 238-242.
- [11] Achim H. Kunststoff-Spritzgießmaschine mit elektrisch hydrostatischem antrieb[J]. O+P Ölhydraulik und Pneumatik, 2003, 47(6): 414-418.
- [12] Quan Long, Neubert Th. Hochdynamische lageregelung fuer differentialzylinder mit zwei drehzahlgeregelten pumpen[J]. O+P Ölhydraulik und Pneumatik, 2000, 44(9): 562-567.
- [13] Kazmeier B. Energieverbrauchsoptimierte Regelung eines elektrohydraulischen Linearantriebes kleiner Leistung mit drehzahlgeregeltem Elektromotor und Verstellpumpe[D]. Germany: TUHamburg-Harburg, 1998.
- [14] Neubert Th. Untersuchungen von drehzahlveraenderbaren pumpen [D]. Germany: TU-Dresden, 2002.
- [15] 权龙, Neubert Th, 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, 2003, 39(2): 13-17.  
Quan Long, Neubert Th, Helduser S. Dynamic performance of electro-hydraulic servo system with speed variable pumps[J]. Chinese journal of mechanical engineering, 2003, 39(2): 13-17(in Chinese).
- [16] 权龙, Neubert Th, 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, 38(3): 144-148.  
Quan Long, Neubert T, Helduser S. Research on the static performance of electric-hydraulic servo system with speed variable pumps[J]. Chinese journal of mechanical engineering, 2002, 38(3): 144-148(in Chinese).
- 
- 收稿日期: 2006-03-20。  
作者简介:  
权 龙(1959—), 男, 教授, 博士研究生导师, 研究方向为机电系统的建模、仿真及智能控制, [qlong@public.ty.sx.cn](mailto:qlong@public.ty.sx.cn);  
李凤兰(1957—), 女, 高级工程师, 从事机电液控制系统的设计及试验研究工作;  
王 祥(1979—), 男, 硕士研究生, 从事机电系统建模、仿真的研究工作。
- (责任编辑 云爱霞)