

摩擦焊机液压系统节能方法研究

杨正强^{1,2}, 杜随更¹, 李娜娜¹, 陈永平³

(1. 西北工业大学 现代设计与集成制造技术教育部重点实验室, 陕西 西安 710072; 2. 西安工业大学, 陕西 西安 710032;
3. 汉中双戟摩擦焊接制造技术有限公司, 陕西 汉中 723000)

摘要:针对普通摩擦焊机液压系统工作效率低、压力不稳等问题,利用 AMESim 软件对摩擦焊机液压系统进行了数值分析,在此基础上提出了一种计算机控制的比例变量泵驱动液压施力系统的节能方法,并对该方法利用 AMESim 软件进行了仿真实验。实验结果表明,普通摩擦焊机液压系统在摩擦焊接过程的工进阶段,系统压力的利用率仅为 7%;在预顶、摩擦和顶锻阶段的流量利用率几乎为 0,一个典型焊接循环的系统效率仅有 6%。而新节能方法减小了预顶、摩擦和顶锻阶段的高压溢流流量,可有效提高系统效率。按新节能方法制造了节能型摩擦焊机液压系统,应用结果表明,系统效率提高到 22%,相比普通液压施力系统总能耗降低约 71%。

关键词:摩擦焊机;液压系统;节能;仿真;比例变量泵

中图分类号:TH137 **文献标识码:**A **文章编号:**1000-274X(2013)06-0872-05

The energy-saving method for ordinary hydraulic system of friction welding machine

YANG Zheng-qiang^{1,2}, DU Sui-geng¹, LI Na-na¹, CHEN Yong-ping³

(1. Key Laboratory of Ministry of Education for Contemporary Design and Integrated Manufacturing Technology, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072; 2. Xi'an Technological University, Xi'an 710032, China;
3. Hanzhong Shuangji Friction Welding Manufacture Technology Co., Ltd, Hanzhong 723000, China)

Abstract: To resolve the problems of the ordinary hydraulic systems of the friction welding machine, such as low working efficiency and instability of welding pressure parameter, AMESim software is used to carry on the numerical analysis for friction welding machine hydraulic system, on the basis of analysis results, a new energy-saving method, which is based on computer controlled proportional variable pump driving hydraulic system, and simulation experiment based on AMESim was performed. The experiment results show that in the work of the friction welding process of the common friction welder hydraulic system, the utilization rate of the system pressure is only 7%. During the pre-bond, friction and forge stages the flow rate efficiencies are almost zero, a typical welding cycle efficiency of the system is only 6%. However, in new energy saving method, the high pressure flow rate is reduced during pre-bond, friction and forge stage, thus the efficiency of the system can be improved effectively. The new energy-saving principle has been used in friction welding hydraulic system, and the application practice shows that the energy-saving force applying hydraulic system could reduce energy consumption by 71% and system efficiency can be improved to 22%.

Key words: friction welding machine; hydraulic system; energy saving; simulation analysis; proportional variable displacement pump

随着近年来汽车、石油、电力等工业领域的快速发展,摩擦焊接以其优质、高效、节能、无污染的特点

在工业领域的应用越来越广泛。摩擦焊机大部分运动和功能通过液压系统来实现,因此,液压系统的效

收稿日期:2013-04-15

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51175430)

作者简介:杨正强,男,陕西扶风人,从事摩擦焊接技术研究。

率,尤其是液压施力系统的效率和整个系统工作效率密切相关。目前,国内摩擦焊机液压系统长期工作过程中存在的主要问题是效率低,发热量大,液压油温升快,最终导致重要的焊接参数如摩擦压力和顶锻压力不稳定,夹紧力波动,使焊接质量可靠性受到影响。

为了提高液压系统的工作效率,国内外研究人员对其功耗和优化方法做了大量的研究^[1-3]。如 Hans Vogelesang^[2]对泵排出的液压油在管路流动时因摩擦产生的能量损耗进行了分析。高伟、姚进^[3]利用 AMESim 对节能型液压抽油机进行了设计仿真等。尽管这些研究取得了一些成果,但对于摩擦焊机液压系统的模拟分析,尤其是液压系统的能耗分析方面,国内外还没有进行相关研究。

为了提高摩擦焊机液压施力系统效率,本文对普通摩擦焊机液压施力系统的能耗特性进行了分析,计算了摩擦焊接不同阶段液压系统的压力和流量利用率,指出了普通摩擦焊机液压系统能耗大的原因,提出了计算机闭环控制的比例变量泵驱动液压施力系统,并对其在 AMESim 软件上进行了数值仿真和试验测量。

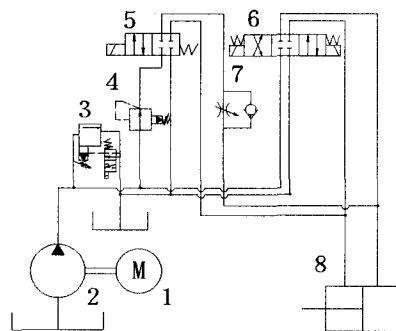
1 普通摩擦焊机液压施力系统

1.1 基本原理

图1是普通型摩擦焊机液压施力系统原理简图。该系统采用高压溢流原理,主要由定量泵1、电磁溢流阀3、减压阀4、电磁换向阀5和6、调速阀7和施力油缸8组成,实现摩擦焊接过程中快进、工进、预顶、回退、摩擦、顶锻和快退7个工艺阶段。工进、预顶、摩擦阶段,两位四通换向阀5工作,预顶、摩擦压力由减压阀4控制,工进速度由调速阀7控制。快进、回退和快退阶段由三位四通换向阀6控制,快进、回退和快退速度取决于定量泵2的额定流量。顶锻时,三位四通换向阀6右侧得电工作,压力大小由电磁溢流阀3控制。

1.2 仿真条件设定

在 AMESim 模式下^[4-5],构建的普通型摩擦焊机液压施力系统模型如图2所示。依据实验和液压元器件技术资料,结合本系统实际工况,主要仿真参数设定为:定量泵转速 1 500r/min,排量 76mL/r;溢流阀压力 15MPa;施力油缸活塞直径 180mm,活塞杆直径 80mm,活塞行程 870mm,运动部件质量 191kg。仿真模拟状态为主轴不旋转,摩擦焊机完成一个模拟焊接过程,因此施力滑台在运动过程中推

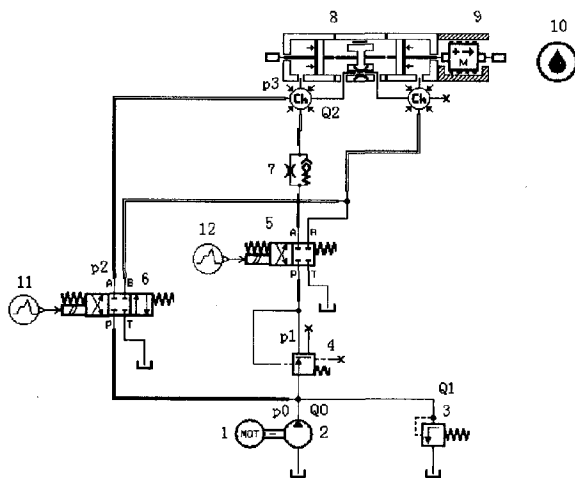


1 电机;2 定量泵;3 电磁溢流阀;4 减压阀;5、6 电磁换向阀;7 调速阀;8 施力油缸

图1 普通型摩擦焊机液压施力系统原理简图

Fig.1 Hydraulic forcing schematic diagram of traditional friction welding machine

动移动夹具和导轨的焊接过程,可简化为具有一维运动且仅受重力和摩擦力的质量块模型。其他参数根据实际情况设定。



1 电机;2 定量泵;3 溢流阀;4 减压阀;5、6 四通换向阀;7 调速阀;8 施力油缸;9 负载;10 液压油;11、12 信号源

图2 普通型摩擦焊机液压施力系统仿真模型

Fig.2 Hydraulic forcing simulation model of traditional friction welding machine

1.3 仿真结果分析

图3是普通摩擦焊机液压施力系统仿真曲线,不同焊接阶段对应的时间为:0~7.5s 快进,7.5~10.5s 工进,10.5~17.4s 预顶,17.4~19s 回退,19~34.4s 摩擦,34.4~41s 顶锻,41~50s 快退。图中 p_0, Q_0 为定量泵2出口压力和流量; Q_1 为电磁溢流阀3的流量, p_1 为减压阀4出口压力, p_2 为三位四通换向阀6的A口压力, p_3, Q_2 为施力油缸8无杆腔压力和流量, S 是滑台(活塞)位移, P 是电机1输入功率。其中液压系统效率 η (有用功率对驱动功率 P 之比)按式(1)~(6)计算获得。压力利用率为 η_p 和

流量利用率为 η_Q , 按式(5) 计算。

$$\eta = \eta_0 \frac{F_L \nu}{P_0 Q_0} = \eta_0 \frac{\Delta p A \nu}{P_0 Q_0}, \quad (1)$$

$$\Delta p = p_3 - p_4, \quad (2)$$

$$A \nu = Q_0 - Q_1 - Q', \quad (3)$$

$$\eta = \eta_{p_4}. \quad (4)$$

$$\text{定义: } \eta_p = \frac{p_3 - p_4}{p_0}, \eta_Q = \frac{Q_0 - Q_1 - Q'}{Q_0}, \quad (5)$$

$$\text{则 } \eta = \eta_0 \eta_p \eta_Q. \quad (6)$$

式中: η_0 为电机效率, 取 0.8; ν 为施力油缸运动速度; Δp 为施力油缸两腔压差; A 为施力油缸有效面积; p_4 为施力油缸有杆腔压力; Q' 为油缸泄露流量。

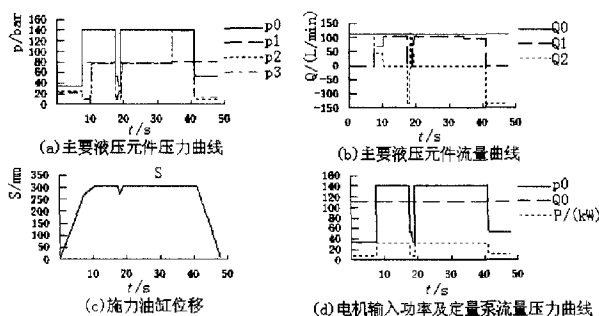


图 3 普通型摩擦焊机液压施力系统仿真曲线

Fig. 3 Hydraulic forcing simulation curve of traditional friction welding

表 1 是模拟得到的普通型摩擦焊机液压施力系统在摩擦焊接过程各个阶段的压力、流量利用率和系统效率。

表 1 普通型摩擦焊机液压施力系统各个阶段能耗指标

Tab. 1 Stage energy consumption indicators of traditional friction welding machine hydraulic forcing system

能耗指标	焊接阶段						
	快进	工进	预顶	回退	摩擦	顶锻	快退
压力利用率 $\eta_p/\%$	57.8	7	51	53	52	99.5	61
流量利用率 $\eta_Q/\%$	97	30	0	95	0	0	96
系统效率/ $\%$	45	1.7	0	40	0	0	46

由仿真数据可知, 系统压力损失原因主要有: 管路的沿程压力损失 Δp_0 , 减压阀压力控制的压力损失 Δp_1 , 调速阀流量控制的压力损失 Δp_2 , 三位四通换向阀的阀口压力损失 Δp_3 。流量损失原因主要是溢流阀的流量损失 Q_1 。

由图 3 和表 1 可知, 在快进和回退阶段, 施力油缸快速运动, 输出机械功, 此时泵输出的高压油几乎全部进入施力油缸, 无溢流流量损失, 系统压力损失 (定量泵出口与施力油缸油腔之间的压力损失) 较小, 主要是 $\Delta p_0 + \Delta p_3$, 此时系统效率达到 40% 以上;

在工进阶段, 油缸运动速度减低, 输出少量机械功, 泵输出的流量一部进入施力油缸, 一部通过溢流阀回油箱, 流量的利用率为 30%, 系统压力损失为 $\Delta p_0 + \Delta p_1 + \Delta p_2$, 系统压力的利用率仅有 7%。在预顶、摩擦阶段, 施力油缸运动速度为零, 系统效率为零, 此时泵输出的液压油几乎全部回油箱, 溢流流量 Q_1 高达 90% 以上, 系统流量的利用率为 0, 系统压力损失主要是 $\Delta p_0 + \Delta p_1$, 系统压力的利用率分别为 51%, 52%; 在顶锻阶段, 油缸运动情况与预顶、摩擦阶段相同, 此时油缸压力达到最大, 由于油缸的泄露量与油缸两腔压差有关, 油缸泄露量增大, 因此, 溢流流量 Q_1 略低于预顶、摩擦阶段的溢流流量损失, 但系统流量的利用率仍为 0, 系统压力损失主要是 Δp_0 , 系统压力的利用率高达 99.5%; 在快退阶段, 系统的压力和流量利用情况与快进基本相同。

总之, 系统的输出功率与施力油缸活塞的运动位移有关, 而系统的输入功率 P 随着系统压力和流量的变化而变化。系统各个阶段的效率相差很大。在焊接过程中, 定量泵输出恒定的流量, 除推动油缸活塞运动所需的流量外, 多余的流量通过溢流阀回油箱。在预顶、摩擦和顶锻保压阶段, 施力油缸活塞运动速度很低, 即推动施力油缸活塞运动所需的流量很小, 绝大部分液压油通过溢流阀回油箱, 由此造成很大的溢流节流损失, 而大部分溢流节流损失的能量转换成热能, 使液压油温度升高。

因此, 普通型摩擦焊机液压施力系统效率低、能量消耗大。由仿真数据算得, 完成一个焊接过程, 电机输入总能量为 1 196 kJ, 输出功为 76 kJ, 系统效率仅为 6%。

2 节能型摩擦焊机液压施力系统

由上述仿真可知, 普通摩擦焊机的液压系统效率很低, 特别是在预顶、摩擦和顶锻阶段。因此, 本文主要从焊接过程这几个阶段入手, 降低系统的压力和流量损失, 提高系统效率。

图 4 是节能型摩擦焊机液压施力系统原理简图, 主要由比例变量泵、比例溢流阀、三位四通换向阀和施力油缸组成。在焊接过程中, 施力油缸 6 所需的压力油以及滑台运动速度由比例变量泵 1 提供并控制, 轴向压力由比例溢流阀 4 直接控制, 运动方向由三位四通换向阀 5 控制, 溢流阀 3 在工作过程中起安全保护作用。在快进、快退阶段, 工控机给出较大的控制信号, 分别控制比例溢流阀压力和比例泵的流量。其中, 比例溢流阀的压力设定值大于施

力油缸活塞运动过程中所需要的压力,使其在快进、快退过程中无溢流损失;比例变量泵的流量根据所需的滑台运动速度设定。在工进阶段,根据焊接工艺设定比例泵的流量,使滑台运动速度降低。在摩擦和顶锻保压阶段,根据泵的流量特性和系统的油液泄露情况,设定比例泵一个小的流量。由于油缸、阀和管路的泄露不会很大,故所需的比例泵输出流量很小,能量消耗少,所需电机功率小。由此可实现系统的节能。

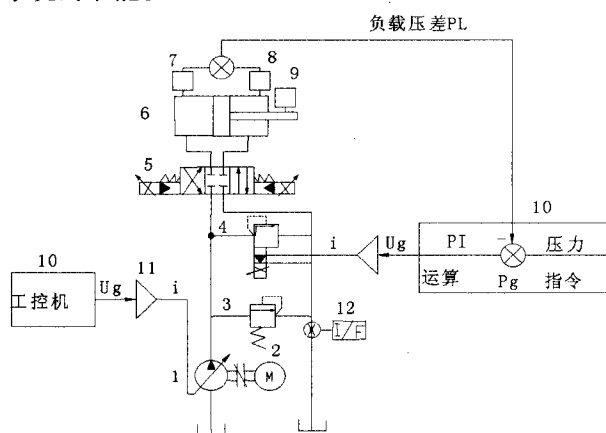


图4 节能型摩擦焊机液压施力系统原理简图

Fig.4 Hydraulic forcing schematic diagram of energy-saving friction welding machine

2.1 能耗仿真分析

采用 AMESim 仿真软件对节能型摩擦焊机液压施力系统进行能耗分析,采用的主要仿真参数如下:施力系统最高压力 15MPa,摩擦压力 8 MPa,顶锻压力 15MPa。泵的额定流量 114L/min。比例变量泵的流量设定为:在快进和快退阶段设定值 q_1 为 114 L/min,工进、预顶、摩擦和顶锻阶段设定值 q_2 为 30L/min。图 5 是节能型摩擦焊机液压施力系统的仿真曲线。其中 p_1 是比例溢流阀的压力, p_3 是施力油缸有杆腔压力。其他符号与上文一致。

仿真结果表明,在预顶、摩擦、顶锻保压阶段,系统压力损失很小,此时系统压力的利用率均为 99% 以上,可认为无压力损失,系统溢流流量损失达 90% 以上,流量利用率为 0;在快进、工进和快退阶段,系统压力损失较大,压力利用率分别为 60%, 78% 和 58%,系统溢流流量损失很小,流量利用率在 98% 以上。由仿真数据算得,完成一个焊接过程,电机输入总能量为 314kJ,系统效率为 24%。

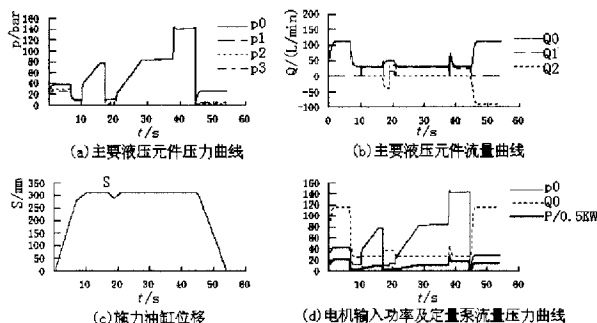


图5 节能型摩擦焊机液压施力系统仿真曲线

Fig.5 Hydraulic forcing simulation curve of energy-saving friction welding machine

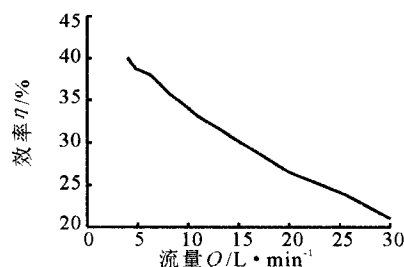


图6 施力系统效率曲线

Fig.6 Efficiency curve of new forcing system

由于在预顶、摩擦、顶锻阶段,比例泵流量设定值 q_2 是影响系统效率的关键参数,因此,本文对其做了进一步分析。在保证焊接压力,且误差不超过 5% 的前提下,得到了系统总效率随 q_2 的变化规律(见图 6)。由图 6 可知,在有效的范围内,系统总效率与 q_2 大小成反比。当 q_2 为 4L/min 时,系统总效率可达 40%。当 q_2 低于 4L/min 时,由于小于设定的油缸泄露,使得系统压力低于压力设定值,无法满足焊接要求。

2.2 能耗实验

能耗实验是在配备上述节能型摩擦焊机液压施力系统的 C800 型摩擦焊机上进行的。比例变量泵的输出流量由计算机根据焊接过程不同阶段设定;能耗实验时采用与仿真相同的参数。

利用研制的摩擦焊接计算机测控系统,在主轴不旋转状态下,采集焊接动作过程中施力系统比例变量泵输出流量、比例泵驱动电机功率、施力油缸压力和滑台位移,得到的曲线及数据如图 7 和表 2。

图 7 首先对比了试验与模拟两种状态下的施力油缸压力和位移变化曲线,结果表明模拟结果与实验结果相近,能够反映实际压力和流量的变化情况,其他参数,如功率、流量的对比结果亦相同。由图 7 可知,节能型摩擦焊机液压施力系统的电机功率只是在顶锻瞬间突然增大,当压力升高后随流量的降低,电机功率又迅速下降。其他阶段电机功率总体维持

在一个较低水平 5 ~ 7kW。

由表 2 还可看出,在焊接过程的工进、预顶、摩擦、顶锻阶段,节能型施力系统所用的输入能量明显低于普通型施力系统的输入能量。在施力油缸机械输出功相同的情况下,节能型施力系统电机输入能量分别为 19kJ,30 kJ,82 kJ,54 kJ,而普通型施力系统电机输入能量分别为 97kJ,225kJ,500kJ,215kJ。结合图 7 中施力油缸位移曲线、比例泵出口流量曲线以及电机输入功率曲线可知,在工进阶段,油缸运动速度减低,比例变量泵出口流量开始减低,电机输入功率减低;在预顶、摩擦、顶锻阶段,油缸几乎不运动,速度接近零,由于此时比例变量泵的出口流量不变,电机的输入功率随着压力增大有所增大;而由图 3(d)可知,在此阶段,定量泵的电机输入功率随着压力的跃升而急剧增大。由表 2 可知,在工进、预顶、摩擦和顶锻阶段,采用节能型施力系统的节能效果比较明显,节能比大于 75%。

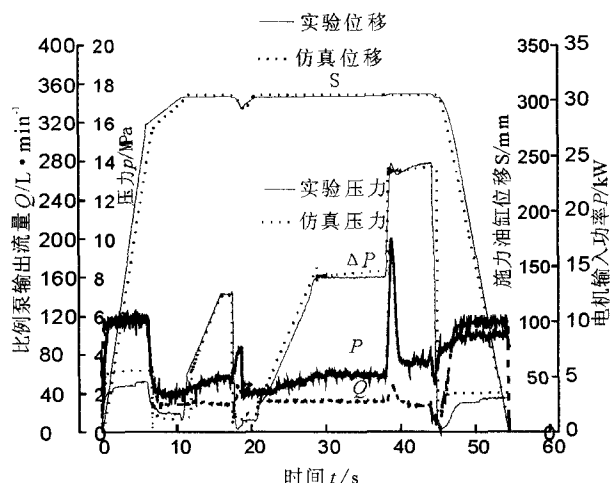


图 7 节能型摩擦焊机液压施力系统能耗试验曲线

Fig. 7 Energy consumption curve of energy-saving friction welding machine hydraulic forcing system

表 2 摩擦焊接各个阶段两种施力系统输入功以及节能比

Tab. 2 Contrast of two forcing system about input power and energy saving ratio

能量指标	焊接阶段						
	快进	工进	预顶	回退	摩擦	顶锻	快退
电机输入功节能型	59	19	30	15	82	54	81
W/kJ 普通型	60	97	225	16	500	215	83
节能比 $\xi/\%$	2	80	86	6	83	75	1

在快进、回退、快退阶段,施力油缸活塞只是克服滑台摩擦阻力和粘滞力运动,液压泵提供的所有液压油均进入油缸,没有溢流流量损失。因此,除机械功外,其余能量损耗在电机-泵系统进行电能-液压能的转换过程中。所以,在快进和快退阶段,两

种系统所消耗的能量相当,系统效率基本相等。

由上述可知,比例变量泵的出口流量可以根据需要由计算机给定信号来控制,因此,采用比例变量泵可以实现能量的有效利用。而定量泵的出口流量恒定,电机输入能量随着泵出口压力的变化而变化,因此在工进、预顶、摩擦和顶锻保压阶段,电机输入能量大,能量消耗高。

生产现场使用结果表明,在焊机动作过程相同的情况下,完成一个焊接过程,节能型摩擦焊机液压施力系统电机输入总能量的实测值为 340kJ,系统总效率为 22%。相比上述普通型摩擦焊机液压施力系统电机输入总能量减小了 71%,系统总效率提高了 2.7 倍。

3 结 论

1) 普通型摩擦焊机液压施力系统仿真结果表明,由于系统采用定量泵驱动和高压溢流控制,在现有参数下完成一个焊接过程,系统总效率仅为 6%。

2) 仿真结果表明,采用计算机闭环控制电液比例泵驱动的节能型摩擦焊机液压施力系统,系统效率与预顶、摩擦、顶锻保压阶段比例泵的设置流量成反比,大大高于普通型摩擦焊机液压施力系统。

3) 完成同样一个焊接过程,节能型摩擦焊机液压施力系统相比普通型摩擦焊机液压施力系统,电机输入总能量减小了 71%,系统总效率提高了 2.7 倍。

4) 实验结果表明,模拟结果与实验结果相近,能够反映实际压力和流量的变化情况。

参考文献:

- [1] 胡黄卿. 液压系统的节能设计探讨[J]. 液压与气动, 2001(5):1-5.
- [2] VOGELANG H. Energy consumption in pumps-friction losses[J]. World Pumps, 2008, 499:20-24.
- [3] 高伟,姚进. 基于 AMESim 的节能型液压抽油机设计仿真[J]. 液压气动与密封, 2009(3):34-36.
- [4] LIMAGE S A. AMESim v4.2 User Manual[M]. France: Roanne, 2004.
- [5] Dinh Quang, Truong Kyoung, Kwan Ahn. Force control for hydraulic load simulator using self-tuning grey predictor-fuzzy PID[J]. Mechatronics, 2009, 19:233-246.

(编辑 亢小玉)