

插装阀组集成控制液压系统瞬时失效机理解析

王安麟¹, 施中秋¹, 胡育钦¹, 张 戚²

(1. 同济大学 机械工程学院, 上海 201804; 2. 扬州中集通华专用车有限公司, 江苏 扬州 225009)

摘要: 为从理论上揭示插装阀组集成控制液压系统瞬时失效的原因, 以混凝土泵液压系统为例, 提出了基于流体逻辑理论的插装阀组启闭状态组合的解析方法, 并运用混凝土泵液压系统的数字化模型验证其有效性. 研究表明, 当负载处于一定范围时, 个别插装阀的不当开启会导致不同插装阀的容腔短暂串通, 造成液压系统的瞬时失效, 而增加插装阀控制腔压力可以解决液压系统的瞬时失效问题. 论文提出了提高插装阀组集成控制液压系统运行稳定性的设计方法.

关键词: 插装阀组; 集成控制; 瞬时失效; 稳定性

中图分类号: TH 137.7

文献标识码: A

Analysis of Instantaneous Failure for Cartridge Valves in Integrated Control Hydraulic System

WANG Anlin¹, SHI Zhongqiu¹, HU Yuqin¹, ZHANG Qi²

(1. College of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 200092, China; 2. Yangzhou CIMC Tonghua Special Vehicles Co. Ltd., Yangzhou 225009, China)

Abstract: To theoretically reveal the reasons for instantaneous failure of cartridge valves in integrated control hydraulic system, concrete pump hydraulic system was taken as an example, an analytical method of cartridge valve's on and off states combination based on fluid logic theory was proposed. And this method was testified by the digital model of concrete pump hydraulic system. The research result shows that within a certain range of load, an improper opening of single cartridge valve will cause connectivity between the cavities of different valves, which will lead to instantaneous failure to integrated control hydraulic system, but increasing control cavity pressure of cartridge valves can solve the instantaneous failure problem. Finally, the paper presents a design method to increase the working stability of the integrated control hydraulic system.

Key words: cartridge valves; integrated control; instantaneous failure; stability

二通插装阀(以下简称插装阀)是一种新型的液压元件,它以二通型单向元件为主体,采用先导控制和插装式连接,具有组合方式灵活、易于集成控制的特点,特别适用于高压大流量的场合.近年来插装阀在注塑机、船闸、钻井平台、工程机械等设备的液压系统中得到了广泛应用^[1].然而,在上述装备中同时使用多个插装阀时,可能会出现液压系统的瞬时失效问题,这对设备的操作安全、产品的质量等具有不可忽视的影响,是工程实际中亟待解决的一大难题.

为了分析液压系统的瞬时失效的原因,研究人员普遍采用动力学的方法分析阀芯受力,确定插装阀的启闭状态^[2-5].但这类研究大多数局限于单个插装阀,很少涉及到由多个插装阀组成的插装阀组集成控制液压系统.

为研究插装阀组集成控制液压系统瞬时失效机理,本文在论述插装阀及其逻辑状态的基础上,提出了基于流体逻辑理论的插装阀组启闭状态组合的解析方法,并利用该方法对插装阀组瞬时失效机理进行了解析.建立了混凝土泵液压系统的数字化模型并进行仿真分析,得出插装阀组集成控制液压系统瞬时失效的原因,并提出了相应的改进措施.

1 插装阀及其逻辑状态

图1所示的插装阀由阀芯、阀套、弹簧和密封件等4部分组成,A,B为工作腔,C为控制腔,3个腔的有效作用面积分别为 A_A, A_B, A_C ,且有

收稿日期: 2010-04-27

第一作者: 王安麟(1954—),男,教授,博士生导师,工学博士,主要研究方向为工程机械、微机械、智能设计、机电一体化等.
E-mail: wanganlin@tongji.edu.cn

通讯作者: 施中秋(1982—),男,博士生,主要研究方向为工程机械. E-mail: szqtj2007@163.com

输送管布置位置等因素的变化都可能造成泵送负载发生变化,进而造成各插装阀的逻辑状态发生变化.这样插装阀组就有可能出现表 1 中状态[21]和状态[42]之外的其他逻辑状态,造成整个插装阀组控制液压系统的瞬时失效.根据实际经验,这种失效多出现在高压工况下,故本文将详细研究此工况下液压系统瞬时失效的机理.

表 1 插装阀组启闭逻辑状态组合

Tab.1 Logic states combination of cartridge valves

状态	各插装阀逻辑状态真值					
	CV ₁	CV ₂	CV ₃	CV ₄	CV ₅	CV ₆
[0]	0	0	0	0	0	0
[1]	0	0	0	0	0	1
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
[21]	0	1	0	1	0	1
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
[42]	1	0	1	0	1	0
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
[63]	1	1	1	1	1	1

3 插装阀组瞬时失效机理解析

高压工况下,忽略管道压力损失、活塞和油缸之间的摩擦,并假定两油缸活塞杆都匀速运动且油液流过每个阀口的压降均为 Δp .由图 2 可知,插装阀 CV₁, CV₃, CV₅ 各阀控制腔的压力均为 $p_{C1} = p_{C3} = p_{C5} = \Delta p$;插装阀 CV₂, CV₄, CV₆ 各阀控制腔压力均为 $p_{C2} = p_{C4} = p_{C6} = \max(p_2, p_3) - \Delta p$.由于液动换向阀 6 工作位置由摆动回路的压差决定,且液动换向阀 6 工作位置的不同会导致油液经过各插装阀的流向发生变化,对各插装阀的逻辑状态也会有影响.因此,需要根据液动换向阀 6 的工位来分析各插装阀的逻辑状态.

当液动换向阀 6 左位工作时,油液经过 CV₅ 时由 A₅ 流向 B₅,经过 CV₃ 时由 B₃ 流向 A₃,经过 CV₁ 时由 B₁ 流向 A₁.对主油缸 11,12 活塞进行受力分析,有

$$\begin{cases} p_2 - 2\Delta p = p'_w \\ p'_w S_w = p'_y S_y + F_L \\ p'_y - \Delta p = p_y \\ p_y S_y = p_w S_w \\ p_w - 2\Delta p = 0 \\ S_w = k S_y \end{cases} \Rightarrow$$

$$\begin{cases} p_2 = (4 + 1/k)\Delta p + F_L/S_w \\ p'_w = (2 + 1/k)\Delta p + F_L/S_w \\ p'_y = (2k + 1)\Delta p \\ p_y = 2k\Delta p \\ p_w = 2\Delta p \end{cases} \quad (4)$$

式中: p_2, p_3 为泵 2, 泵 3 的出口压力; p'_w, p'_y 为油缸 11 无杆腔、有杆腔压力; p_w, p_y 为油缸 12 无杆腔、有杆腔压力; S_w, S_y 为油缸 11,12 无杆腔、有杆腔的面积; k 为油缸 11,12 无杆腔与有杆腔面积比, $k = S_w/S_y$; F_L 为油缸 11,12 活塞杆上的负载.由上述计算可得高压工况下换向阀 6 处于左位时,6 个插装阀 A,B,C 腔的压力如表 2 所示.

表 2 换向阀左位时插装阀组 A,B,C 腔的压力

Tab.2 Pressure of chamber A,B,C for cartridge valves

插装阀	各腔压力		
	p_A	p_B	p_C
CV ₁	Δp	$2\Delta p$	Δp
CV ₂	Δp	$(2k + 1)\Delta p$	$\max(p_2, p_3) - \Delta p$
CV ₃	$2k\Delta p$	$(2k + 1)\Delta p$	Δp
CV ₄	$2\Delta p$	$(2 + 1/k)\Delta p + F_L/S_w$	$\max(p_2, p_3) - \Delta p$
CV ₅	$(3 + 1/k)\Delta p + F_L/S_w$	$(2 + 1/k)\Delta p + F_L/S_w$	Δp
CV ₆	$(3 + 1/k)\Delta p + F_L/S_w$	$2k\Delta p$	$\max(p_2, p_3) - \Delta p$

将上述各插装阀的压力值 p_A, p_B, p_C 代入式(3),可得插装阀 CV₁~CV₅ 所受合力如下:

$$\sum F_{CV_i} > 0, i = 1, 3, 5 \quad (5)$$

$$\sum F_{CV_j} < 0, j = 2, 4 \quad (6)$$

对于插装阀 CV₆,其控制腔受到的合力与梭阀 9 出口压力有关,需要讨论才能确定.

若 $p_2 \geq p_3$,即 $F_L \geq p_3 S_w - (4 + 1/k)\Delta p S_w$,则梭阀出口压力 $\max(p_2, p_3) = p_2$.

$$\begin{aligned} \sum F_{CV_6} &= [(3 + 1/k)\Delta p + F_L/S_w]A_A + 2k\Delta p A_B - \\ &[\max(p_2, p_3) - \Delta p]A_C = \\ &[(2k - 3 - 1/k)\Delta p - F_L/S_w]A_B \\ &\begin{cases} < 0 & F_L > (2k - 3 - 1/k)\Delta p S_w \\ = 0 & F_L = (2k - 3 - 1/k)\Delta p S_w \\ > 0 & F_L < (2k - 3 - 1/k)\Delta p S_w \end{cases} \quad (7) \end{aligned}$$

若 $p_2 < p_3$,即 $F_L < p_3 S_w - (4 + 1/k)\Delta p S_w$,则梭阀出口压力 $\max(p_2, p_3) = p_3$.

$$\sum F_{CV_6} = [(3 + 1/k)\Delta p + F_L/S_w]A_A + 2k\Delta p A_B -$$

$$[\max(p_2, p_3) - \Delta p]A_C \leq \left[(3 + 1/k - 2k)\alpha_A \Delta p + \frac{\alpha_A [p_3 S_w - (4 + 1/k)\Delta p S_w]}{S_w} + 2k\Delta p - p_3 \right] A_C = \left[(3 + 1/k - 2k)\alpha_A \Delta p + (\alpha_A - 1)p_3 + (2k - 4 - 1/k)\Delta p \right] A_C < 0 \quad (k \approx 2) \quad (8)$$

综合式(7),(8)可得

$$\sum F_{CV_6} \begin{cases} > 0 & p_3 S_w - (4 + 1/k)\Delta p S_w \leq F_L < (2k - 3 - 1/k)\Delta p S_w \\ = 0 & F_L = (2k - 3 - 1/k)\Delta p S_w \\ < 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (9)$$

由式(5)~(9)得到插装阀 CV₁~CV₆ 的启闭逻辑状态组合如表3所示

表3 插装阀组启闭逻辑状态(换向阀6左位工作时)
Tab.3 Logic states of cartridge valves (direction control valve 6 on the left)

状态	各插装阀逻辑状态真值					
	CV ₁	CV ₂	CV ₃	CV ₄	CV ₅	CV ₆
[42]	1	0	1	0	1	0
[43]	1	0	1	0	1	1

表中逻辑状态[43]的出现表明插装阀 CV₆ 已开启,液压系统会瞬时失效.

当液动换向阀6右位工作时,同理可得到插装阀的启闭逻辑状态如表4所示

表4 插装阀组启闭逻辑状态(换向阀6右位工作时)
Tab.4 Logic states of cartridge valves (direction control valve 6 on the right)

状态	各插装阀逻辑状态真值					
	CV ₁	CV ₂	CV ₃	CV ₄	CV ₅	CV ₆
[42]	1	0	1	0	1	0
[58]	1	1	1	0	1	0

表中逻辑状态[58]的出现表明插装阀 CV₂ 已开启,液压系统会瞬时失效.

在换向阀6左右位切换的过程中,必定会出现经过中位的短暂过渡状态.此时,由于此换向阀中位机能为M型,泵2的出口直接回油箱,故泵2出口压力 p₂ 近似为零,而泵3出口压力保持一个较小的常值,故梭阀9的出口压力 max(p₂, p₃) = p₃,即为插装阀 CV₂, CV₄, CV₆ 的C腔的压力 p_C.而插装阀

CV₂, CV₄, CV₆ 的A,B腔的压力 p_A, p_B 因换向阀6处于中位而保持为一个较高值.同理分析可得插装阀组的启闭逻辑状态如表5所示.

表5 插装阀组启闭逻辑状态(换向阀6中位工作时)
Tab.5 Logic states of cartridge valves (direction control valve 6 in the middle)

状态	各插装阀逻辑状态真值					
	CV ₁	CV ₂	CV ₃	CV ₄	CV ₅	CV ₆
[42]	1	0	1	0	1	0
[43]	1	0	1	0	1	1
[46]	1	0	1	1	1	0
[47]	1	0	1	1	1	1
[58]	1	1	1	0	1	0
[59]	1	1	1	0	1	1
[62]	1	1	1	1	1	0
[63]	1	1	1	1	1	1

表中逻辑状态[43]~[63]的出现表明插装阀 CV₂, CV₄, CV₆ 已开启,液压系统会瞬时失效.

综上所述,换向阀6在左、右位工作且负载处于一定范围时,液压系统可能会瞬时失效;换向阀6在中位工作时,由于换向阀的M型中位机能,液压系统也可能会瞬时失效.

4 插装阀组数字化模型的仿真分析

根据上述分析,运用键合图理论和液压仿真建模方法^[7-8],对高压工况下的液压系统进行适当简化,建立如图3所示插装阀组仿真模型.

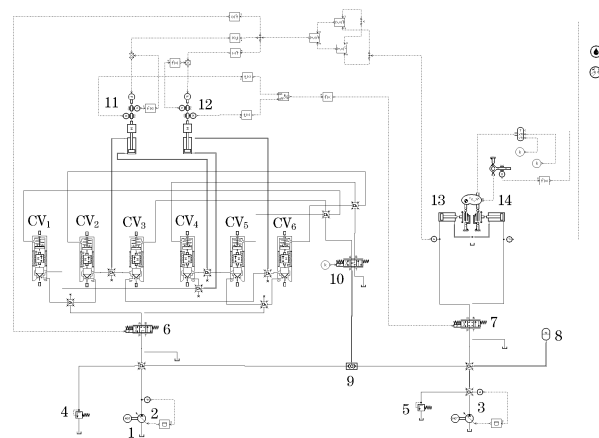


图3 插装阀组的仿真模型
Fig.3 Simulation model of cartridge valves

设定 $k=2$, $\alpha_A=2/3$, $\Delta p \approx 4 \times 10^5$ Pa, 仿真时间 20 s, 通讯间隔 0.01 s, 可得如图 4 所示的各插装阀

流量曲线和如图 5 所示的插装阀 CV_2, CV_4, CV_6 的流量 q 与主油缸 11 活塞位移 s 的关系曲线。

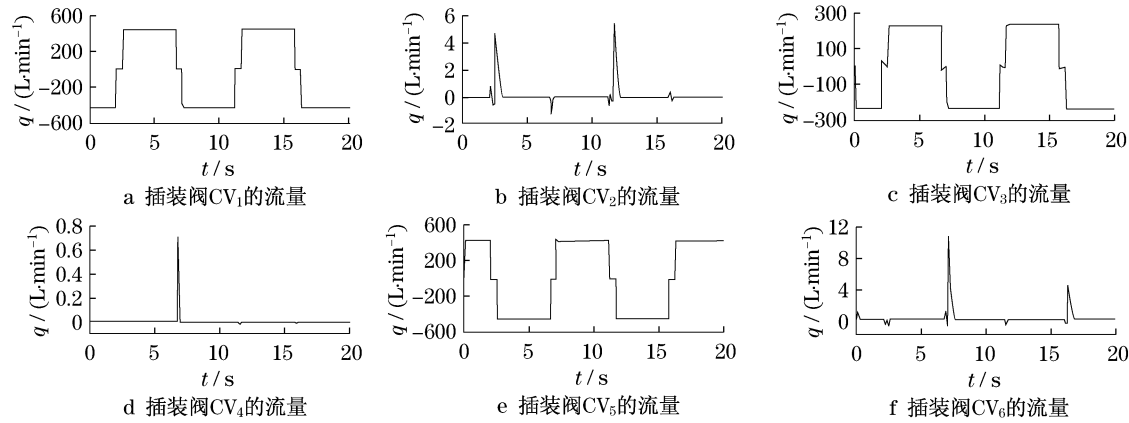


图4 插装阀组的流量

Fig.4 Flow of cartridge valves

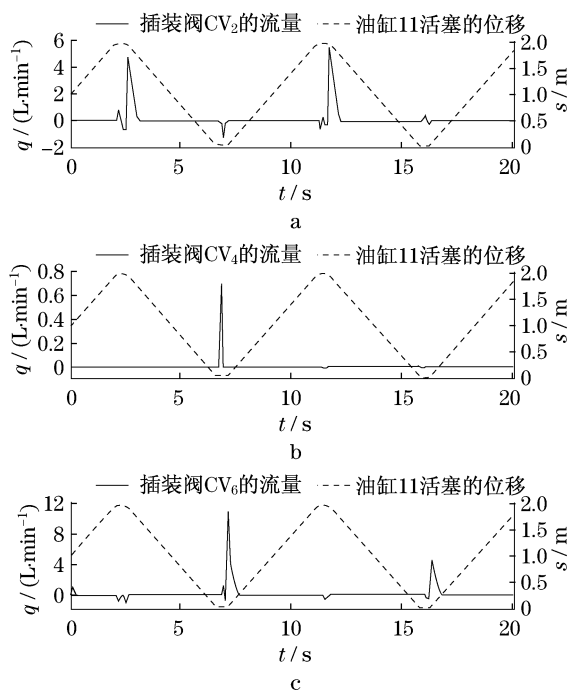


图5 插装阀流量和液压缸活塞位移

Fig.5 Flow of cartridge valves and the displacement of cylinder piston

由图 4a, 4b, 4c 可知, 插装阀 CV_1, CV_3, CV_5 正常开启, 流量较大; 由图 4d, 4e, 4f 可知插装阀 CV_2, CV_4, CV_6 不当开启, 流量较小. 由图 5 进一步可分析出插装阀 CV_2, CV_4, CV_6 流量与油缸 11 活塞位移的关系: 插装阀 CV_2, CV_4, CV_6 在活塞运动到油缸端部时开启. 此外, 插装阀 CV_2 还在活塞杆缩回过程中开

启, 插装阀 CV_6 还在活塞杆伸出过程中开启. 仿真结果与理论分析结果相符合.

当换向阀 6 处于中位时, 泵 2 出口直接回油箱, 泵 3 向蓄能器补油, 泵 3 瞬时出口压力很低, 此时插装阀 CV_2, CV_4, CV_6 控制腔 C 的压力 p_C 很低, 而 A, B 腔的压力 p_A, p_B 因换向阀处于中位而保持较高压力, 插装阀 CV_2, CV_4, CV_6 各腔压力 p_A, p_B, p_C 使得阀芯所受合力 $\Sigma F > 0$, 导致阀芯开启. 当换向阀 6 处于左位时, CV_6 导通. 这是因为摆阀换向后, 泵 3 向蓄能器充油过程中, 泵出口压力 p_3 可能降低到很小. 若泵送负载较小, 满足式(9)的条件, 插装阀 CV_6 会开启. 当换向阀 6 处于右位时, CV_2 导通, 原因同理论分析可得.

综合以上分析可知, 在高压工况下, 本应关闭的插装阀 CV_2, CV_4, CV_6 出现开启状况, 造成油路短暂串通, 这是造成液压系统瞬时失效的根本原因.

为了使液压系统稳定运行, 比较可行的措施是在换向阀 9 和换向阀 10 之间增加一单向阀. 这样当泵 2, 3 的压力降低时, 由于单向阀的截止作用, 插装阀 CV_2, CV_4, CV_6 控制腔压力 p_C 仍然能在泵送过程中维持较高值, 从而保证插装阀可靠关闭. 图 6 为增加单向阀后插装阀组的流量图. 由图 6 可知, 插装阀 CV_1, CV_3, CV_5 出现周期性流量, 正常开启; 插装阀 CV_2, CV_4, CV_6 无流量, 保持关闭. 插装阀组启闭性能达到设计要求, 液压系统稳定工作, 说明改进措施是有效的.

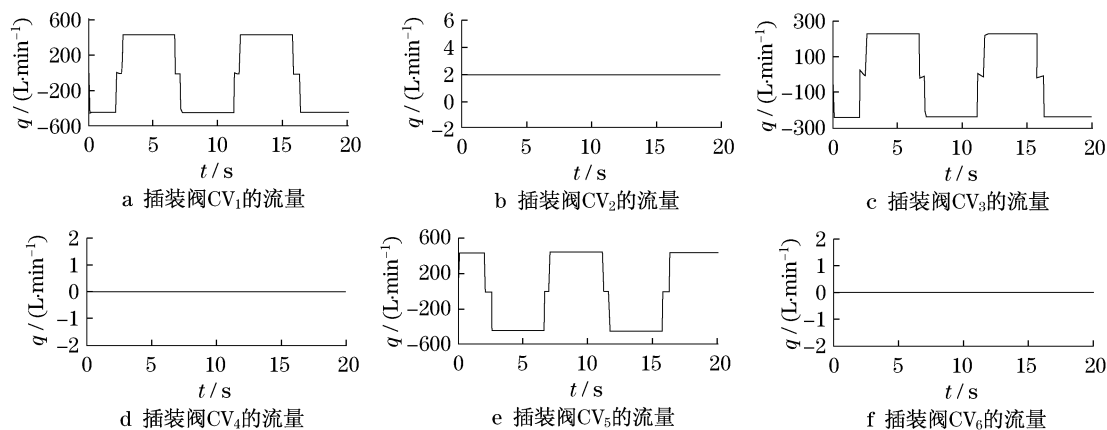


图6 增加单向阀后插装阀组的流量

Fig.6 Flow of cartridge valves with check valve

5 结论

(1) 个别插装阀的不当开启会导致不同插装阀的容腔短暂连通,油液流向发生改变,液压系统不能稳定工作,这是插装阀组集成控制液压系统瞬时失效的根本原因。

(2) 负载的变化导致主泵出口压力变化,进而导致插装阀组3个容腔压力发生变化,而这种变化导致插装阀阀口开度变化无规律,因而无法预测阀口流量的变化.这与工程实际中插装阀无规律性的启闭现象相符合。

(3) 增加单向阀可以增大插装阀控制腔压力,提高插装阀关闭的可靠性,使整个插装阀组按设计要求运行,是解决液压系统瞬时失效的有效方法。

(4) 基于流体逻辑理论的插装阀组启闭状态的解析方法从理论上揭示了液压系统瞬时失效的原因,提出了提高插装阀组集成控制液压系统运行稳定性的设计方法。

参考文献:

[1] 黄人豪,濮凤根.二通插装阀和比例控制技术在中国重大工程和装备中的应用[J].流体传动与控制,2004,1(2):23.
HUANG Renhao,PU Fenggen. Applications of hydraulic cartridge valve and proportional control technology for key project and equipment in china[J]. Fluid Power Transmission and Control,

2004,1(2):23.

- [2] IKEO Shigeru, HANYA Masao. Flow force acting on two-way-cartridge valve[J]. Bulletin of JSME, 1986, 25(255): 2938.
- [3] LIU Song, YAO Bin. Automated onboard modeling of cartridge valve flow mapping [J]. IEEE-ASME Transactions on Mechatronics, 2006, 11: 381.
- [4] Ouyang Xiaoping, Tilley Derek, Keogh Patrick, et al. Piezoelectric actuators for screw-in cartridge valves [C] // Proceedings of the 2008 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2008: 49-55.
- [5] LI Qipeng, SHAO Senyin. Stability modeling and simulation of hydraulic cartridge sequence control [C] // 2009 International Conference on Information Engineering and Computer Science, ICIECS 2009, Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 2009: 1-4.
- [6] J ruan, P R ukrainetz, R burton. Frequency domain modeling and identification of 2D digital servo valve[J]. International Journal of Fluid Power, 2000, 1(2): 120.
- [7] 王安麟,李晓田,慈健,等.基于参数敏感度分析的管片散热器再设计方法[J].同济大学学报:自然科学版,2009,37(10):1398.
WANG Anlin, LI Xiaotian, CI Jian, et al. A design method based on parameter-sensitivity analysis for plate fin-and-tube radiators [J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2009, 37(10): 1398.
- [8] 李晓田,王安麟,慈健,等.几何参数化计算的柴油机冷却风道键合图模型[J].农业机械学报,2009,40(8):31.
LI Xiaotian, WANG Anlin, CI Jian, et al. Geometry based parametric bond graph model of diesel cooling fan-channel analysis[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(8): 31.