

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.06.006

液压机械无级变速器换段品质影响因素试验*

倪向东^{1,2} 朱思洪¹ 张海军¹ 常亚磊¹ 欧阳大业¹ 王光明¹

(1. 南京农业大学工学院, 南京 210031; 2. 石河子大学机械电气工程学院, 石河子 832003)

摘要: 以提高拖拉机液压机械无级变速器换段品质为主要目的, 运用正交试验方法进行了台架试验, 并对换段品质各影响因素参数进行了合理匹配; 确定了影响液压机械无级变速器换段品质的各影响因素之间的主次关系, 并进行了拖拉机犁耕满负荷工况下的试验验证。研究方法及结论对提高液压机械无级变速器的换段品质具有一定的理论指导意义和实用价值。

关键词: 拖拉机 液压机械无级变速器 换段品质 正交试验

中图分类号: S219.032.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)06-0029-06

Experiment of Shift Quality Factors for Hydro-mechanical CVT

Ni Xiangdong^{1,2} Zhu Sihong¹ Zhang Haijun¹ Chang Yalei¹ Ouyang Daye¹ Wang Guangming¹

(1. College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 210031, China

2. College of Mechanical Electrical Engineering, Shihezi University, Shihezi 832003, China)

Abstract: With the aim of improving the gearbox shift quality of tractor hydro-mechanical continuously variable transmission (CVT), the effects of factors on shift quality were investigated by bench test. Then, the orders of the above factors were obtained. The working test of tractor with full load was carried out. The research had theoretical significance and practical value in transmission shift quality and control methods of hydro-machinery CVT.

Key words: Tractor Hydro-machinery continuously variable transmission Shift quality Orthogonal test

引言

拖拉机作业中变速箱传递功率大、负载波动频繁, 并且变速箱在特定的速度范围内长时间的满负载作业, 这就要求拖拉机变速器能够适时地改变转速、转矩以适应负载的变化^[1-2]。液压机械无级变速器 (Hydro-mechanical continuously variable transmission, HMCVT) 通过运用行星轮系实现液压功率流与机械功率流的耦合, 实现变速器速比在若干有级机械区段相衔接的全程调速范围内无级变化^[3]。HMCVT 各有级机械区段的切换是一个较为复杂的动态过程^[4-5]。

近年来, 国内高校和科研院所围绕液压机械无

级变速器关键技术, 开展了多方面的研究^[6-8]。相关研究表明, 变速箱转速、转矩在换段过程中会产生冲击载荷及摩擦热, 影响到变速器换段平稳性及品质^[9]。由于变速箱离合器的动态控制参数是换段过程中的重要因素, 因此本文对离合器控制参数进行合理匹配, 以期提高换段品质。

1 HMCVT 换段过程的控制

1.1 HMCVT 传动方案

拖拉机 HMCVT 传动方案如图 1 所示, 汇流方式采用分矩汇速双排行星齿轮机构^[10-12]。汇流机构中 K1、K2 分别为反向位与正向位行星齿轮排。两中间轴上分别装配有各机械区段的被动齿轮和湿

收稿日期: 2012-10-18 修回日期: 2012-12-17

* 农业部 948 项目 (2010-Z18)

作者简介: 倪向东, 博士生, 石河子大学副教授, 主要从事机械系统动力学及传动研究, E-mail: nxd_mac@shzu.edu.cn

通讯作者: 朱思洪, 教授, 博士生导师, 主要从事机械系统动力学及控制和车辆振动研究, E-mail: zhushihong@njau.edu.cn

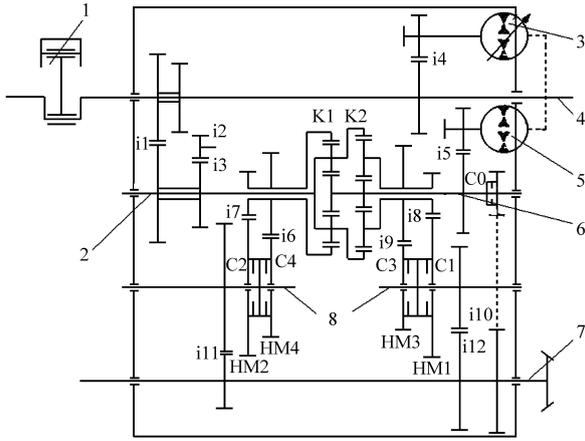


图1 液压机机械无级自动变速器传动方案简图

Fig.1 Schematic diagram of hydro-machinery CVT

1. 发动机
2. 机械动力输入轴
3. 变量泵
4. 后动力输出轴
5. 定量马达
6. 液压动力输入轴
7. 输出轴
8. 中间轴

式离合器,动力的传递是通过各区段离合器的结合与分离来实现的。

1.2 HMCVT 换段控制

HMCVT 各区段离合器及行星排作用情况如表1所示,拖拉机前进方向有1个纯液压H段及4个HM液压机械段,对应各区段分别由C0、C1、C2、C3、C4湿式离合器控制。离合器控制油液采用轴端进油方式,在中间轴端部轴向有压力油道和冷却油道,轴端采用回转接头连接各离合器的控制油道。

表1 各区段离合器及行星排作用情况

Tab.1 Working of different sections of clutch and planetary gear

速度段	C0	C1	C2	C3	C4	K1	K2
H	●						
HM1		●					●
HM2			●			●	
HM3				●			●
HM4					●	●	

注:“●”表示离合器作用或行星排作用情况。

1.3 离合器的液压控制回路

离合器液压控制回路如图2所示,用液压缸代表离合器活塞缸,离合器C0~C4用来控制变速器各区段的切换,每个离合器各由相应的一个电磁阀来控制;液压系统总压力由溢流阀来调节;调速阀调节进入离合器油缸内的油液的流速,起到控制离合器活塞缸充油时间的作用。

2 换段品质的评价指标及影响因素

换段品质是指在保证拖拉机动力传动系统动力性和可靠性的前提下迅速、平稳换挡的程度,一般非道路车辆换挡品质最直观的评价指标为冲击度及动载荷^[9]。冲击度反映了人对换挡冲击感受程度的

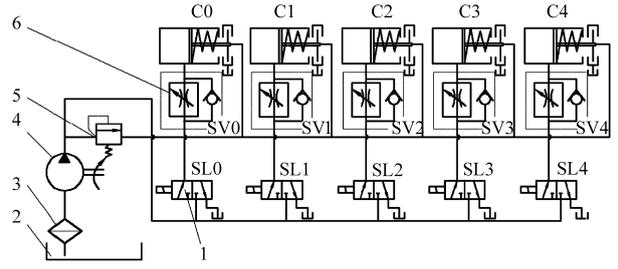


图2 离合器控制液压油路图

Fig.2 Hydraulic circuit diagram of clutch control

1. 电磁阀
2. 油箱
3. 过滤器
4. 油泵
5. 溢流阀
6. 调速阀

影响,换段品质的影响因素与湿式离合器构造、油路控制、换段策略等相关。

2.1 换段品质的评价指标

(1) 冲击度

冲击度是拖拉机纵向加速度的变化率,由拖拉机纵向加速度对时间求导所得。由于拖拉机的惯性较大,换段中接合部件前、后的传动部件必然产生换挡冲击,冲击度表示为

$$J = \frac{da}{dt} = \frac{r_d d^2 \omega}{i_0 dt^2} = \frac{r_d dM_c}{i_0 I dt} = \frac{r_d d(M_c i_g)}{i_0 I dt} \quad (1)$$

式中 J ——车辆冲击度, m/s^3 ω ——角速度, rad/s
 a ——纵向加速度, m/s^2

i_g 、 i_0 ——变速器及驱动桥传动比

M_c 、 M_e ——变速箱、发动机转矩, $N \cdot m$

I ——输出轴相联部分转动惯量

(2) 滑摩功

在变速器换挡过程中,离合器主、从动部分从相对滑转状态转变为等速接合时,要经历滑摩阶段^[9]。该过程消耗的功为滑摩功,一般情况下离合器摩擦功很难在试验中测得。离合器滑摩功为

$$W_f = \int_{t_0}^{t_f} P_c dt = \int_{t_0}^{t_f} T_c |\Delta\omega| dt \quad (2)$$

式中 P_c ——离合器滑摩功率

T_c ——离合器摩擦转矩, $N \cdot m$

$\Delta\omega$ ——离合器主、从动片角速度差

t_0 、 t_f ——滑摩开始时间、结束时间, s

(3) 动载荷

HMCVT 换段时离合器传递的转矩由动滑摩转矩向静滑摩转矩转变,并在惯性作用下,接合部件前后的传动部件要在短时间内达到转速相等,必然会产生加速度,产生动载荷^[5]。动载荷为

$$\lambda = \frac{T_{max}}{T_0} \quad (3)$$

式中 T_{max} ——变速器输出转矩最大值, $N \cdot m$

T_0 ——变速器输出转矩稳定值, $N \cdot m$

(4) 换段时间

液压机机械无级自动变速器换段时间是指前一个

液压机械区段稳定状态切换到下一个区段后所需的时间,非道路车辆通常控制在 1.0 ~ 1.6 s 之间。换挡总时间为

$$t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 \quad (4)$$

式中 t_1 ——离合器分离时间, s
 t_2 ——空段时间, s t_3 ——选段时间, s
 t_4 ——换挡时间, s
 t_5 ——离合器接合时间, s

2.2 换挡品质的影响因素

(1) 离合器控制油压对传递扭矩的影响

离合器传递的转矩为

$$T_s = \mu_s A_1 z r_e p \quad (5)$$

式中 T_s ——离合器传递的转矩, N·m
 μ_s ——动摩擦因数
 A_1 ——作用面积, m² z ——摩擦片片数
 r_e ——摩擦片半径, m
 p ——离合器油压, Pa

由式(5)可知,在离合器滑摩材料、尺寸以及润滑油粘度不变的条件下,离合器传递转矩的变化与离合器油缸油压有关。

(2) 控制油压对离合器接合速度的影响

离合器充油过程中,离合器活塞腔内油压变化规律呈非线性关系,离合器充油过程动力学方程为

$$m_1 \ddot{x}_1 + k(x_0 + x_1) = p_i A_i \quad (6)$$

式中 m_1 ——活塞及其随动部分的质量, kg
 x_1 ——活塞位移, m p_i ——油缸内油压, Pa
 k ——回位弹簧刚度, N/m
 x_0 ——回位弹簧初始压缩量, m
 A_i ——活塞油压作用面积, m²

由式(6)可知,离合器接合的快慢,与离合器作用油压有关,压力大则接合速度快。

(3) 油道孔径对离合器接合速度的影响

离合器油缸的油道流量方程为

$$Q_c = \frac{\pi d^4}{128 \nu L} \Delta p \quad (7)$$

式中 Q_c ——进入离合器油缸内的流量, m³/s
 d ——控制油道孔径, m
 ν ——油液动力粘度, Pa·s
 L ——控制油道长度, m
 Δp ——油道前后压力差, Pa

由式(7)可知,当离合器作用油压不变、总流量不变的情况下,离合器接合速度与控制油道的孔径有关。因此离合器接合速度可由单向节流调速阀来控制。

(4) 发动机速度及扭矩特性的影响

由发动机外动力特性曲线可知,拖拉机负载变

化后,发动机输出转速、扭矩和输出功率都会发生变化,即发动机扭矩特性及调速特性。

发动机输出扭矩为

$$T_i = 9\,550 P_e / n \quad (8)$$

式中 T_i ——发动机输出扭矩, N·m
 P_e ——有效功率, kW
 n ——发动机转速, r/min

(5) 换挡时间的影响

换挡过程中,时间过长会引起动力中断,使拖拉机作业速度下降,影响拖拉机的动力性,并引起换挡离合器摩擦片过热而导致离合器损坏。

综上所述,影响换挡过程的品质因素有:离合器换挡时间、离合器控制油压、调速阀流量、发动机功率输出(转速、扭矩)以及变速箱负载。

3 换挡品质正交试验

试验选择 $L_{16}(4^5)$ 的四水平五因素正交试验(表 2)^[13]。

表 2 试验因素水平

Tab. 2 Levels of test factors

水平	因素				
	离合器油压 A/MPa	调速阀流量 B/L·min ⁻¹	发动机转速 C/r·min ⁻¹	负载 D /N·m	换挡时间 E/s
1	3.8	3.0	1 100	300	1.6
2	4.2	3.5	1 300	650	1.2
3	4.6	4.0	1 550	1 150	0.8
4	5.0	4.5	1 650	1 500	0.4

3.1 试验基础及条件

HMCVT 配套动力为潍柴 132.5 kW 增压、中冷、共轨柴油机。变速器、试验台、测控系统及变速箱控制单元(Transmission control unit, TCU)自主开发;上位机测控系统基于 Matlab GUI 编写设计,其中控制系统中离合器油压、流量、发动机转速、扭矩等数据采用 LabView 图形化程序编译系统进行采样,采样频率为 60 Hz。

如图 3 所示,各区段离合器接合/分离由电磁阀控制,每个电磁阀后各串接一个单向节流调速阀(型号 2FRM5/10QB)、调速阀后各并联一个压力传感器(型号 NS-F10),流量传感器(型号 LWGB-4)安装在离合器控制油路前端。

3.2 正交试验

本次试验顺序,采用随机方式。考虑到拖拉机低速重载作业模式的需要,试验选择在 HM1 向 HM2 区段的换挡。

试验中,利用溢流阀调节主油路油压;调速阀控制离合器进油流量;运用上位机控制离合器切换区

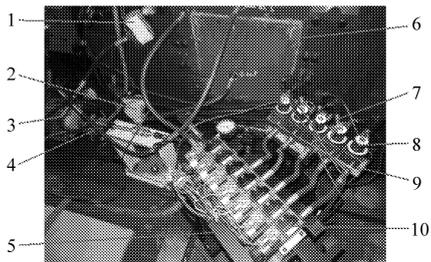


图3 离合器控制油路

Fig. 3 Test bench of clutch pressure

1. 溢流阀 2. 流量传感器 3. 油泵电动机 4. 油泵 5,9. 阀板
6. 变速箱 7. 压力传感器 8. 调速阀 10. 电磁阀

段;并利用磁粉制动器进行加载。当处于换段临界点时,进行换段过程控制。由于换段瞬间输出轴速比变化范围较大,信噪比较高,对辨识非常有利,运用 Matlab 软件对输出轴转速数据进行辨识、滤波进行二次求导,得出冲击度;输出轴动载荷可直接读取。

3.3 试验结果

试验结果如表3所示。

表3 正交试验结果

Tab. 3 Orthogonal test results

编号	A	B	C	D	E	冲击度/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-3}$	动载荷
1	1	1	1	1	1	5.0	2.53
2	1	2	2	2	2	4.8	1.30
3	1	3	3	3	3	6.3	1.44
4	1	4	4	4	4	6.0	1.15
5	2	1	2	3	3	6.9	1.21
6	2	2	1	4	4	7.3	1.38
7	2	3	4	1	2	5.9	3.00
8	2	4	3	2	1	5.6	1.53
9	3	1	3	4	2	8.6	1.35
10	3	2	4	3	1	7.3	1.09
11	3	3	1	2	4	5.8	1.77
12	3	4	2	1	3	7.8	3.50
13	4	1	4	2	3	7.2	2.00
14	4	2	3	1	4	6.4	4.30
15	4	3	2	4	1	9.0	1.15
16	4	4	1	3	2	8.3	1.05

3.4 试验结果分析

运用 DPS 数据处理系统,调取系统 $L_{16}(4^5)$ 正交模块,导入试验结果,进行正交试验极差分析与方差分析。

(1) 冲击度

冲击度为指标的正交试验极差与方差分析如表4、5所示。极差分析结果表明:冲击度影响主次因素顺序为离合器油压 A、负载 D、发动机转速 C、换段时间 E、调速阀流量 B。冲击度最小的组合因素及水平为 $A_1B_2C_3D_2E_4$ 。

表4 冲击度极差分析

Tab. 4 Extreme analysis results of impact

水平	A	B	C	D	E
1	6.005 7	7.418 8	7.141 7	6.287 5	6.812 4
2	6.462 9	6.636 9	7.744 9	6.047 5	7.080 8
3	7.579 0	6.837 8	6.660 5	7.761 6	7.275 6
4	7.969 4	7.465 1	7.228 6	7.653 2	6.431 9
极差 R	1.963 7	0.828 2	1.084 4	1.714 1	0.843 7

表5 冲击度方差分析

Tab. 5 Variance analysis results of impact

变异来源	平方和	自由度	均方	显著性
A	11.570 1	3	4.154 8	***
B	0.450 0	3	0.150 0	
C	0.788 5	3	0.264 1	*
D	7.506 9	3	2.529 8	***
E	1.823 2	3	0.603 5	**
总和	23.913 3			

方差分析表明,当发动机处于不同的转速时,对试验指标冲击度影响最显著的因素也是离合器油压 A,次要因素是负载 D,换段时间 E 影响较小,调速阀流量 B 影响最小。

极差与方差分析表明,换段冲击度的主要影响因素是离合器油压,油压越大冲击度越大;换段时间对冲击度的影响次之,时间长冲击度大;发动机负载大冲击度也越大;发动机转速对冲击度的影响较小;调速阀流量对冲击度的影响较低。

(2) 动载荷

动载荷为指标的正交试验极差与方差分析如表6、7所示。试验极差分析结果表明,拖拉机动载荷影响主次因素顺序为负载 D、离合器油压 A、换段时间 E、发动机转速 C、调速阀流量 B。动载荷最小的组合因素及水平为 $A_1B_4C_1D_3E_1$ 。

表6 动载荷极差分析

Tab. 6 Extreme analysis results of dynamic load

水平	A	B	C	D	E
1	1.673 0	1.922 2	1.754 0	3.405 2	1.711 1
2	1.879 7	2.273 6	1.859 1	1.813 1	1.717 0
3	1.951 9	2.021 9	2.258 0	1.278 1	2.142 9
4	2.320 1	1.844 1	1.932 6	1.355 1	2.329 8
极差 R	0.647 1	0.429 5	0.504 0	2.127 1	0.618 7

方差分析表明,当发动机处于不同的转速及负载时,对试验指标动载荷影响最显著的因素是换段时间 E,次要因素是离合器油压 A,调速阀流量 B 对动载荷影响也最小。

动载荷极差与方差分析表明,换段动载荷的主要影响因素是拖拉机的负载和离合器油压,负载越

表7 动载荷方差分析

Tab.7 Variance analysis results of dynamic load

变异来源	平方和	自由度	均方	显著性
A	0.797 44	3	0.261 2	**
B	0.285 80	3	0.095 3	
C	0.743 60	3	0.235 5	*
D	12.325 50	3	4.108 5	****
E	1.018 70	3	0.335 3	***
总和	15.312 00			

大、油压越高动载荷就越大;换段时间长动载荷就小;发动机的转速对动载荷的影响较小,调速阀的流

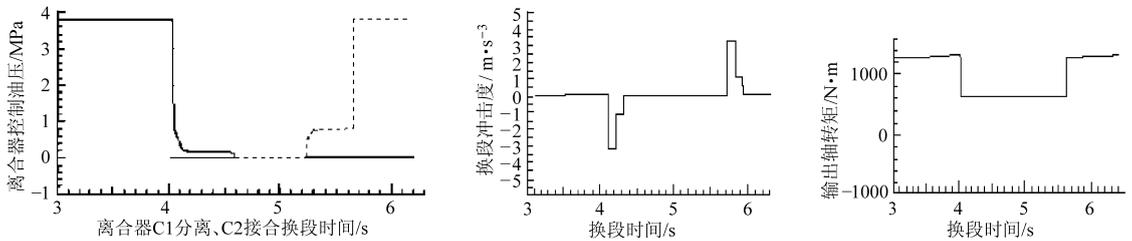


图4 因素水平优化后试验结果

Fig.4 Experimental results after optimization of factors and levels

4 结论

(1)在满足离合器正常传动的条件下,适当减小离合器控制油压,可以有效地降低拖拉机冲击度及动载荷。本试验用变速箱离合器设计油压最小值为3.8 MPa。

(2)调速阀控制进入离合器油缸的进油速度,油缸进油前、后压力差不变,该因素对拖拉机冲击度及动载荷影响很小。本试验中调速阀流量最佳值为4.0 L/min。

(3)基于液压机械无级变速的换挡特性,在离合器切换瞬间是等速换挡,发动机转速对冲击度及动载荷影响也较小。

量对动载荷的影响较低。

3.5 试验验证

根据上述试验结果分析,在满足冲击度和动载荷都较低的因素及水平条件下进行试验验证。验证选取拖拉机重负荷犁耕作业模式,作业速度8.5 km/h,发动机输出转速为1550 r/min,变速器输出扭矩最大,此时发动机达到满负荷且油耗最低;离合器控制油压为3.8 MPa;调速阀流量为4.0 L/min;换段时间为1.6 s。试验测得冲击度为6.2 m/s³、动载荷为1.016,试验结果如图4所示。

(4)负载对拖拉机的冲击度和动载荷的影响最大。随着负载的增加,拖拉机的动载荷和冲击度都增加。

(5)换段时间延长后,2个离合器动作的时间间隔延长,拖拉机的换挡冲击加大,动载荷降低,该因素的指标对冲击度及动载荷影响是矛盾的。因此可以考虑在主油路设计中安装缓冲阀,减小控制油路中的换挡瞬间压力冲击。

(6)验证试验结果表明,当拖拉机发动机载荷达到95%时,最大冲击度达6.2 m/s³,明显低于我国关于车辆最大值17.64 m/s³的标准^[14],显示出液压机械无级变速器的换挡平稳优势。

参 考 文 献

- 徐立友,周志立,张明柱,等. 拖拉机液压机械无级变速器设计[J]. 农业机械学报,2006,37(7):5~8.
Xu Liyou, Zhou Zhili, Zhang Mingzhu, et al. Design of hydro-mechanical continuously variable transmission of tractor [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(7):5~8. (in Chinese)
- Xu Liyou, Zhou Zhili, Zhang Mingzhu, et al. Development of hydro-mechanical continuously variable transmission for agricultural tractors[C]//Proceedings of 2004 CIGR International Conference, Beijing, 2004, 2:V-49.
- 郭晓林,苑士华,张银彩,等. 等比式液压机械无级变速器设计与仿真研究[J]. 机床与液压,2006(8):155~158.
Guo Xiaolin, Yuan Shihua, Zhang Yincui, et al. The design and numerical simulation of a geometric type hydro-mechanical variable transmission system[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2006(8):155~158. (in Chinese)
- 刘志君,郭志强,张迎军,等. 液压机械无级变速器换挡品质研究[J]. 河南科技大学:自然科学版,2008,29(1):35~38.
Liu Zhijun, Guo Zhiqiang, Zhang Yingjun, et al. Research on shift quality of hydro-mechanical continuously variable transmission [J]. Journal of Henan University of Science & Technology: Natural Science, 2008, 29(1):35~38. (in Chinese)
- 朱思洪,朱星星,邓晓婷,等. 拖拉机动力换挡变速箱液压系统动态特性试验研究[J]. 南京农业大学学报,2011,34(5):133~138.
Zhu Sihong, Zhu Xingxing, Deng Xiaoting, et al. Research on dynamic characteristics of hydraulic system of power shift transmission in tractor[J]. Journal of Nanjing Agricultural University, 2011, 34(5):133~138. (in Chinese)

- 6 朱思洪,朱永刚,朱星星,等.大型拖拉机动力换挡变速箱试验台[J].农业机械学报,2011,42(4):13~17.
Zhu Sihong, Zhu Yonggang, Zhu Xingxing, et al. Test-bed of power shift transmission for large-scale tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(4):13~17. (in Chinese)
- 7 迟媛,蒋恩臣.履带车辆差速式转向机构性能试验[J].农业机械学报,2008,39(7):14~17.
Chi Yuan, Jiang Enchen. Performance tests on differential steering mechanism of tracked vehicle [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(7):14~17. (in Chinese)
- 8 倪向东,朱思洪,欧阳大业,等.拖拉机液压机械无级变速器速比匹配设计与实验[J].农业机械学报,2013,44(4):15~20
Ni Xiangdong, Zhu Sihong, Ouyang Daye, et al. Hydro-mechanical CVT speed ratio of different job status with tractor to match design and experimental [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(4):15~20. (in Chinese)
- 9 曹青梅,周志立,张明柱.车辆液压机械式自动变速器的换挡品质控制[J].河南科技大学学报:自然科学版,2005,26(1):18~21.
Cao Qingmei, Zhou Zhili, Zhang Mingzhu. Shifting qualities control on HMT of vehicle[J]. Journal of Henan University of Science & Technology: Natural Science, 2005, 26(1):18~21. (in Chinese)
- 10 Henning J Meyer. Fahrzeuggetriebe betechnik getriebe in traktoren[R]. Tag der Wissenschaftlichen Aussprache, Berlin, 2009.
- 11 Karl Th Renius, Rainer Resch. Continuously variable tractor transmissions[C]//ASAE Distinguished Lecture Series No. 29, 2005: 1~37.
- 12 张明柱,周志立,徐立友.农业拖拉机用多段液压机械无级变速器设计[J].农业工程学报,2003,19(6):118~121.
Zhang Mingzhu, Zhou Zhili, Xu Liyou. Design of a multirange hydrostatic mechanical transmission for farm tractors [J]. Transactions of the CSAE, 2003, 19(6):118~121. (in Chinese)
- 13 袁志发,台海燕.实验设计与分析[M].北京:中国农业出版社,2008:151~168.
- 14 陈宁,赵丁选,于微波.改善动力换挡变速箱换挡品质的研究[J].机床与液压,2004(10):29~31.
Chen Ning, Zhao Dingxuan, Yu Weibo. Study on improving shift quality of power shift transmissions [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2004(10):29~31. (in Chinese)

(上接第 23 页)

- 5 王一治,钱晋武,常德功.不平地面上 Mecanum 轮全方位系统运动学通用模型[J].机械工程学报,2009,45(9):77~81.
Wang Yizhi, Qian Jinwu, Chang Degong. General kinematics model of motion system with Mecanum wheels on uneven floor [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(9):77~81. (in Chinese)
- 6 Gfrerrer A. Geometry and kinematics of the Mecanum wheel [J]. Computer Aided Geometric Design, 2008, 25(9):784~791.
- 7 De Villiers M, Tlale N S. Development of a control model for a four wheel Mecanum vehicle [J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2012, 134(1): 011007.
- 8 杨福广,阮久宏,李贻斌.4WID-4WIS 车辆横摆运动 AFS+ARS+DYC 模糊控制[J].农业机械学报,2011,42(10):6~12.
Yang Fuguang, Ruan Jiuhong, Li Yibin. 4WID-4WIS vehicle yaw control based on fuzzy logic control of AFS+ARS+DYC [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(10):6~12. (in Chinese)
- 9 王双双,张豫南,王和源.全方位移动平台模糊滑模轨迹跟踪控制[J].微特电机,2012,40(8):63~66.
Wang Shuangshuang, Zhang Yu'nán, Wang Heyuan. Trajectory tracking based on fuzzy sliding mode control for omnidirectional platform [J]. Small & Special Electrical Machines, 2012, 40(8):63~66. (in Chinese)
- 10 Tlale N, Villiers M. Kinematics and dynamics modelling of a Mecanum wheeled mobile platform[C]//IEEE 15th International Conference on Mechatronics and Machine Vision in Practice, 2008, 3:657~662.
- 11 王成元.现代电机控制技术[M].北京:机械工业出版社,2009
- 12 张化光,何希勤.模糊自适应控制理论及其应用[M].北京:北京航空航天大学出版社,2003.
- 13 乔俊福,温泽源.模糊控制算法在移动机器人中的应用[J].兵工自动化,2012,31(3):79~82.
Qiao Junfu, Wen Zeyuan. Application of fuzzy control algorithm in mobile robot [J]. Ordnance Industry Automation, 2012, 31(3):79~82. (in Chinese)
- 14 郭伟斌,陈勇.基于模糊控制的除草机器人自主导航[J].机器人,2010,32(2):204~209.
Guo Weibin, Chen Yong. Fuzzy control based autonomous navigation for a weeding robot [J]. Robot, 2010, 32(2):204~209. (in Chinese)
- 15 鲜浩.单片机原理及工程设计方法[M].北京:国防工业出版社,2012.