

文章编号: 1671-5497(2006)Suppl 2-0056-06

# 工程车辆等比三段式液压机械的复合传动

唐新星<sup>1</sup>, 赵丁选<sup>1</sup>, 黄海东<sup>1</sup>, 邢鹏<sup>1</sup>, 王昕<sup>1,2</sup>

(1. 吉林大学机械科学与工程学院, 长春 130022; 2. 吉林大学生物与农业工程学院, 长春 130022)

**摘要:** 针对目前工程车辆液力机械传动换挡过程中存在的传动比不连续的问题, 提出了一种新型的等比三段式液压机械复合传动系的方案, 并对其速度特性、动力性、经济性等进行了分析。对比分析液压机械复合传动与液力机械传动的结果表明, 液压机械复合传动系统能够自动调节变量泵倾角, 实现发动机与动态负载的匹配, 传动系统的经济性和动力性均得到了改善, 动力特性曲线光滑、平缓, 对于改进工程车辆传动系的性能具有重要的现实意义。

**关键词:** 工程车辆; 液压机械复合传动; 特性分析

中图分类号: U270.1 文献标识码: A

## Three-stage with geometric ratios hydrostatic-mechanical compound transmission for construction vehicle

Tang Xin-xing<sup>1</sup>, Zhao Ding-xuan<sup>1</sup>, Huang Hai-dong<sup>1</sup>, Xing Peng<sup>1</sup>, Wang Xin<sup>1,2</sup>

(1. College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China; 2. College of Biological and Agricultural Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China)

**Abstract:** To improve the transmission ratio discontinuity problem during the gear shift process in the hydromechanical transmission of the construction vehicles, a new scheme of three-stage with geometric ratios hydrostatic-mechanical compound transmission was suggested and its speed characteristics, power and fuel economy performance were analyzed. The comparative evaluation between the hydrostatic-mechanical compound transmission and the hydromechanical transmission showed that the power and fuel economy performances are in favor of the former. The matching of the engine torque to the dynamic load can be realized by automatic adjusting the obliquity of the variable pump in the transmission system, resulting in the smooth and gentle power characteristic curves. The suggested design has the important significance in the improvement of the construction vehicle transmission system.

**Key words:** construction vehicle; hydrostatic-mechanical compound transmission; characteristics analysis

工程车辆工作时, 由于负荷变化剧烈, 发动机转速波动大, 导致燃油消耗增加。工程车辆采用液力机械自动换挡控制系统后, 可根据负载的变

化情况实现自动换挡, 保证发动机始终工作在高效率区, 以达到节省燃油的目的<sup>[1,2]</sup>, 但这种传动系统存在着传动比不连续的缺点<sup>[3]</sup>。采用液压机

收稿日期: 2005-11-04

基金项目: 高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20020183003)。

作者简介: 唐新星(1975-), 男, 博士研究生。研究方向: 工程机器人, 立体视觉。E-mail: peertang1975@sina.com

通讯联系人: 赵丁选(1965-), 男, 教授, 博士生导师。研究方向: 工程机器人, 液压伺服控制, 虚拟现实。

E-mail: zdx@mail.jlu.edu.cn

械复合传动系统,通过调整液压元件的排量改变行星排的输出转速,能够实现传动比在确定工作段内的连续变化,使工程车辆能够适应负载的瞬时变化,达到最佳的节能效果<sup>[4, 5]</sup>。目前,国外一些大公司已成功研制出了液压机械无级变速箱,并已将其应用于大功率的工程车辆上。国内对其设计规律、控制规律方面的研究还需进一步提高和完善<sup>[6-10]</sup>。

作者针对上述问题,自行设计了等比三段式液压机械复合传动变速系统,并对其进行了特性分析,其结果可为液压机械复合传动系统的设计提供参考。

### 1 液压机械无级传动基本原理

液压机械复合传动变速系统的工作原理如图1所示<sup>[11]</sup>。变速器的调速器是由变量液压泵、定量液压马达构成的闭式容积调速系统,机械变速

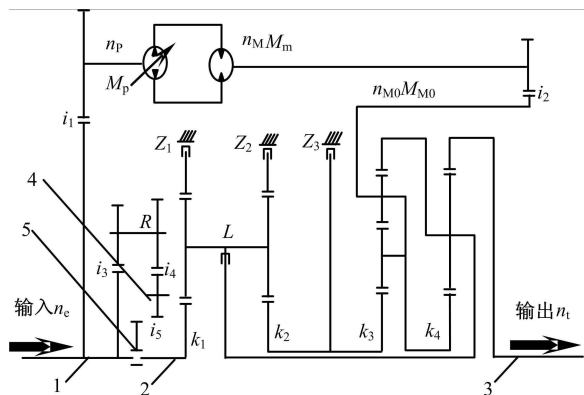


图 1 液压机械复合传动原理图

Fig 1 Schematic diagram of hydro-mechanical complex transmission

箱是由定轴轮系和行星排机构组成的。图中行星排 \$k\_1、k\_2\$ 构成了整个系统的换段机构,行星排 \$k\_3、k\_4\$ 分别用于液压传动、机械传动的动力汇流;\$R\$ 为系统的倒档机构;\$Z\_1、Z\_2、Z\_3\$ 为制动器;\$L\$ 为离合器。通过变速箱中 \$Z\_1、Z\_2、Z\_3、L\$ 间不同的结合、分离与调速器中的变量泵变量系数 的变化相互配合,即可获得无级变速特性。不同段的制动器与离合器的工作状态如表 1 所示。倒车时,用机械方式控制倒档齿轮 5,使其断开输入轴 1 和中间轴 2 的连接,同时倒档齿轮 5 与倒档惰轮 4 结合,从而改变动力传动方向实现倒档。倒车时除输出轴转动方向改变以外,其他状态与前进档相同,因此本文仅以前进档为例来分析制动器和离合器在不同工作状态下的无级变速特性。

表 1 制动器与离合器的工作状态

Table 1 Working state for the arrester and the Clutch

方向	段号	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	L
前进	F <sub>h</sub>			+	-1 ~ 1
	F <sub>hmII</sub>	+			+ 1 ~ -1
	F <sub>hmIII</sub>	+	+		-1 ~ 1
倒车	F <sub>hR</sub>			+	-1 ~ 1
	F <sub>hmIR</sub>	+			+ 1 ~ -1
	F <sub>hmIIR</sub>	+	+		-1 ~ 1

## 2 液压机械传动速度特性分析

### 2.1 变量泵 定量马达回路特性

由图 1 可知,在闭式容积调速系统中,变量泵的变量系数 可用下式表示

$$= \frac{q_p}{q_{pmax}} \quad (1)$$

式中: - 1 1; \$q\_p\$ 为泵的排量; \$q\_{pmax}\$ 为泵的最大排量。

速度放大系数 \$K\_n\$ 满足如下关系

$$K_n = \frac{q_p n_p}{q_m} \quad (2)$$

式中: \$q\_m\$ 为马达的排量; \$n\_p\$ 为泵的转速。

回路调速范围 \$D\_p\$ 满足如下关系

$$D_p = \frac{q_{pmax}}{q_{min}} \quad (3)$$

由此可见, \$D\_p\$ 由泵的自身特性来决定,根据本文所设计的液压系统, \$D\_{pmax} = 40^{[12]}\$。

将液压回路的传动比 \$i\_H\$ 定义为液压马达的转速 \$n\_m\$ 与液压泵转速 \$n\_p\$ 的比值,即

$$i_H = \frac{n_m}{n_p} = \frac{q_{pmax} \eta_{vp} \eta_{vm}}{q_m} \quad (4)$$

式中: \$\eta\_{vp}、\eta\_{vm}\$ 分别为变量液压泵和定量液压马达的容积效率。

令

$$= \frac{q_p}{q_{pmax} \eta_{vp} \eta_{vm}}$$

则式(4)可表示为

$$i_H =$$

将回路的力矩放大系数 \$K\_m\$ 定义为液压定量马达的输出转矩 \$M\_m\$ 与变量泵的输入转矩 \$M\_p\$ 的比值

$$K_m = \frac{M_m}{M_p} = \frac{q_m \eta_{pm} \eta_{mm}}{q_{pmax}} \quad (5)$$

式中: \$\eta\_{pm}、\eta\_{mm}\$ 为变排量液压泵和定排量液压马达的机械效率,当变排量液压泵作为主驱动时取

1,而当定排量液压马达作为主驱动时取 - 1。

由式(4)可见,在变量泵 定量马达回路中,其传动比  $i_i$  可以实现无级调节,而且由式(3)可看出其调速范围大,因此复合传动系采用变量泵 定量马达回路和具有无级调速特性的机械变速箱。

### 2.2 速度特性

按以下三种情况说明速度特性。

(1)前进方向纯液压  $F_h$  段。制动器  $Z_3$  制动,此时只有  $k_3$  和  $k_4$  行星排处于工作,其中  $k_3$  行星排的行星架作为液压功率流输入, $k_4$  行星排的齿圈作为功率流输出,当  $\epsilon$  由 - 1 变化时输出转速将逐渐增加,变速器的输出转速为

$$n_t = \frac{k_3 k_4 - k_4 - 1}{k_3 k_4 i_1 i_2} n_e \quad (6)$$

(2)前进方向液压机械  $F_{hIII}$  段。制动器  $Z_1$  制动,离合器  $L$  吸合,行星排  $k_1$ 、 $k_2$  进入工作状态,其中行星排  $k_1$  的太阳轮作为机械流输入,行星排  $k_2$  的太阳轮作为液压功率流输入,此时行星排  $k_3$  作为液压、机械无级传动的汇流排,变速器的输出转速为

$$n_t = \frac{1 + k_1}{(1 + k_1) k_2} n_e - \frac{1}{k_2 i_1 i_2} n_e \quad (7)$$

(3)前进方向液压机械  $F_{hIII}$  段。同理, $Z_1$ 、 $Z_2$  制动,行星排  $k_1$ 、 $k_2$ 、 $k_3$ 、 $k_4$  均处于工作状态,变速器的输出速度为

$$n_t = \frac{(1 + k_2)(1 + k_1)}{k_3 k_4 (1 + k_1)} n_e + \frac{k_3 k_4 - k_4 - 1}{k_3 k_4 i_1 i_2} n_e \quad (8)$$

式中: $n_e$  为发动机转速,  $r/min$ 。

令输出速度比为  $i_i = n_t / n_e$ ,则可得到各段  $i_i$  与  $\epsilon$  之间的关系曲线,如图 2 所示。

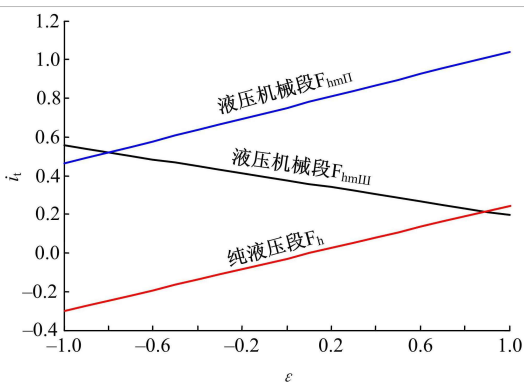


图 2 液压机械复合传动速度特性曲线

Fig 2 Velocity characteristic curve of hydro-mechanical complex transmission

液压机械无级变速器必须与发动机合理匹配才能发挥其优势。匹配的关键是根据各种路况和发动机特性以及  $\epsilon$  来调节变速器的  $i_i$ ,实现传动比的连续变化,以保证在各个段内的平稳调节以及加速工况的稳定。

### 2.3 等比特性

液压机械无级传动是在液压马达往返一个行程中,速度得到逐段提高的一种传动方式,且在换段过程中不需切换动力,摩擦元件无滑摩地结合与分离。各段无级变速范围逐渐增大,且每段末尾速度与开始速度的比值为一个固定的公比值,从而实现了输出速度逐渐上升。即在  $[-1, 1]$  范围内来回无级变化构成多段连续时,每段输出速度最大值与最小值之比为一个固定值,即公比值

。根据式(6) — (8),推得本文所设计的液压机械复合传动的  $\epsilon = 2$ 。

### 2.4 平稳换段的条件

根据图 1 以及对速度特性的分析,选择适当的传动参数,可以使每一段末尾的速度等于下一段段首的速度,即前后两段的  $n_t$  相等。因此,液压机械无级传动实现平稳换段的条件是:在换段点的前后两段有相等的速度,这样在液压马达不间断地做一次往返无级变速时, $n_t$  可连续不断地提高。

根据式(6)和式(7),可得到  $F_h$  和液压机械段  $F_{hIII}$  两段衔接的条件为

$$i_1 i_2 = \frac{k_3 - 1}{k_3 (k_1 + 1)} \quad (9)$$

显然,当  $i_1 i_2 = 2$  时,可以求得  $\epsilon$  的变化为范围 0—1,此时工程车辆可实现由液压段  $F_h$  向液压机械段  $F_{hIII}$  的平稳换段。

同理,对于液压机械段  $F_{hIII}$  和液压机械段  $F_{hII}$  而言,两段衔接的条件为

$$i_1 i_2 = \frac{(k_3 - 1)(k_1 + 1)}{(k_3 - k_2 - 1)} \quad (10)$$

由式(10),可以求到一个在 - 1 ~ 0 范围内的  $\epsilon$ ,实现二者平稳换段。

## 3 动力性及经济性分析

### 3.1 转矩特性

当外界负载增大时,液压马达的转矩也相应地增大(见图 1)。若不考虑液压机械连续无级传动时输入功率的限制时,则该传动输出力矩的能力将取决于液压闭式容积调速系统的极限能力,

即以液压系统压力随外负荷增大而升高到高压溢流阀开放、马达打滑时马达的最大力矩为准。实质上,等比式液压机械无级变速段与段之间属于恒功率的双曲线型,因此,等比连续式各段输出力矩随着各段  $n_i$  的增大而减小,在速度较低的液压段时提供的起步力矩较大,以实现平稳起步<sup>[13]</sup>。

液压机械段  $F_{hmII}$

$$M_t = \frac{k_3 k_4 M_m}{(k_3 k_4 - k_4 - 1) i_2} \quad (11)$$

液压机械段  $F_{hmIII}$

$$M_t = - \frac{k_4 M_m}{i_2} \quad (12)$$

### 3.2 液压功率分流比

油液泄漏、管道阻力以及机械摩擦等均会引起能量损失,致使液压传动效率较低。因此,为了提高整个系统的传动效率,期望由液压系统传递的效率尽可能地小,即应该减小液压功率分流比的大小。

对于前进方向  $F_{hmI}$ 段

$$= \frac{(1 + k_1)}{(1 + k_2) i_1 i_2 - (1 + k_1)} \quad (13)$$

对于前进方向  $F_{hmII}$ 段

$$= \frac{(1 + k_1)(k_3 k_4 - k_4 - 1)}{(1 + k_2)(1 + k_4) i_1 i_2 + (1 + k_1)(k_3 k_4 - k_4 - 1)} \quad (14)$$

$$F_{hmIII} = \frac{(1 + k_3)(k_3 k_4 - k_4 - 1) M \eta_{pm}^{z1} \eta_{mm}^{z1}}{\{[(k_3 - ) (k_4 + )] (1 + k_1) M + (1 + k_4) (1 + k_2) i_1 i_2 \eta_{pm}^{z1} \eta_{mm}^{z1}\}} \quad (15)$$

式中:  $M$  为液压、机械传动的动力汇流前的机械传动效率,  $F_{hI}$ 段  $M = 0$ ;  $F_{hmII}$ 段  $M = \frac{k_1 + 1}{1 + k_1}$ ;  $F_{hmIII}$

段  $M = \frac{(1 + k_1)}{(k_2 + ) (1 + k_1)}$ 。

由式(16)、(17)可以看出,对于一个确定的系统,要想提高变速器的总传动效率,应该减小  $M$  的大小。  $M$  值越小,低效率的液压功率分流所占的比例就越少,高效率的机械流分流所占的比例就越多,从而变速器的总传动效率就越高。

### 3.4 牵引特性计算比较分析

对于采用液力机械传动的工程车辆,处于某一挡的实际速度可用下式计算

$$v_i = 0.377 \frac{n_e r_d}{i_i} \quad (18)$$

式中:  $v_i$  为实际速度, km/h;  $r_d$  为驱动车轮动力半

由式(13)、(14)容易看出,对于一个确定的液压机械复合传动系统而言,每段的  $M$  与  $M$  存在着对应关系。

### 3.3 经济性分析

由图1可见,发动机输出功率流的传动过程分2条线路进行,一部分功率流经定轴齿轮和液压系统传输;另一部分功率流经纯机械方式(行星排)传输,最后2路功率流经汇流行星排合成后输出,得到一个既有无级变速性能、又有较高效率和较宽高效区的变速装置<sup>[14,15]</sup>。由此可见,在液压机械无级变速器中传递效率分别涉及到液压系统的传递效率  $\eta_{vp}$ 、 $\eta_{vm}$ 、 $\eta_{pm}$ 、 $\eta_{mm}$  和换段机构机械系统的传递效率  $\eta_M$  以及单(双)行星轮行星排的效率  $\eta_{pm}$ 。

工作在纯液压  $F_{hI}$ 段时

$$\eta_h = \frac{(k_3 k_4 - k_4 - 1)}{(k_3 - ) (k_4 + ) - k_3} \eta_{pm}^{z1} \eta_{mm}^{z1} \eta_{vp} \eta_{vm} \quad (15)$$

工作在液压机械  $F_{hmII}$ 段时

$$\eta_{hmII} = \frac{(1 + k_1) M \eta_{pm}^{z1} \eta_{mm}^{z1}}{[(1 + k_2) i_1 i_2 \eta_{pm}^{z1} \eta_{mm}^{z1} - (1 + k_1) M]} \quad (16)$$

工作在液压机械  $F_{hmIII}$ 段时

$$\eta_{hmIII} = \frac{(1 + k_3)(k_3 k_4 - k_4 - 1) M \eta_{pm}^{z1} \eta_{mm}^{z1}}{\{[(k_3 - ) (k_4 + )] (1 + k_1) M + (1 + k_4) (1 + k_2) i_1 i_2 \eta_{pm}^{z1} \eta_{mm}^{z1}\}} \quad (17)$$

径;  $\eta_{pm}$  为滑转效率;  $i_i$  为相应于某档的总传动比。将某一挡的总传动比  $i_i$  代入,可得到相应挡位的速度  $v_i$  与牵引力  $F$  的对应值,即

$$v_i = f(F) \quad (19)$$

由式(19)可得到该挡位的牵引力-速度曲线,如图3所示。从图3可以看出,由于液力传动中传动比不是连续变化的,在换挡过程中,牵引力特性曲线不光滑过渡,故而引起换挡冲击。

为提高工程车辆的整体性能,本文采用液压机械复合传动方案来改善工程车辆的牵引性能。通过匹配计算可知,本文设计方案中的牵引特性曲线是一条连续的、近似理想的双曲线,表明功率损失小,传动效率高,如图3所示。根据工况,在任意行驶阻力下,通过控制调节泵的排量,实现发动机与负载的匹配。最后,分别在试验台上进行了试验。试验台以柴油机为系统动力源,电涡流

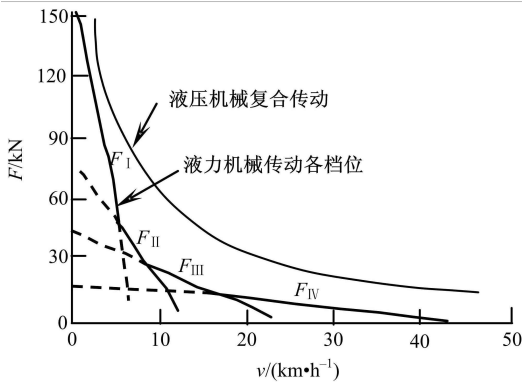


图3 传动牵引特性比较

Fig 3 Comparison of transmission traction characteristic

测功机为功率吸收装置,通过调节电涡流测功机来改变外界载荷,以此来模拟车辆的各种工况,试验测得的变速器输出转矩特性曲线经过  $F = f(M, n, i)$  函数关系转化成牵引力特性曲线,与理论计算得到的曲线基本吻合,如图4所示。

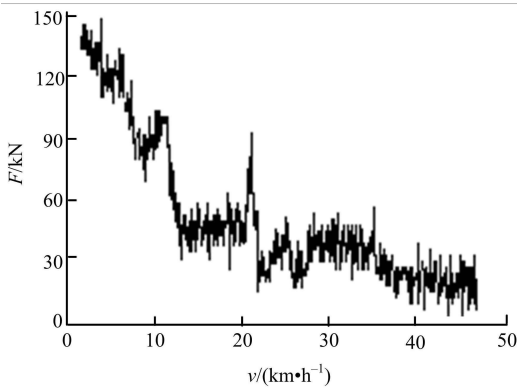


图4 实际牵引特性曲线

Fig 4 Experimental traction characteristic curve

由图3、图4易知:采用作者提出的传动方案,其牵引力与行驶速度均得到了较大程度的提高,且曲线过渡光滑,改善了牵引性能。在液压机械复合传动系中,只需适当地调节液压变量泵斜盘倾角来改变排量,即可实现小功率输入大转矩输出,提高车辆的起步性能及动力性。

## 4 结论

(1)自行设计的等比三段式液压机械复合传动系统具有无级调速特性,通过调节变量泵斜盘倾角可实现小功率输入、大转矩输出。

(2)传动系啮合对的合理选择可实现离合器无滑磨的结合与分离,实现各工况段的平稳换段,减少了换段冲击。

(3)对液压功率分流比的抑制可以提高液压机械无级传动的总效率。

(4)采用液压机械复合传动系实现了恒功率输出、连续变化的变速比,提高了传动系统的动力性,扩大了高效区的范围,改善了工程车辆的经济性。本文的研究成果对现有工程车辆传动系统的改进、设计有一定的参考价值。

## 参考文献:

- [1] 国香恩,赵丁选,尚涛,等.模糊控制在液压挖掘机节能中的应用[J].吉林大学学报:工学版,2004,34(2):217-221.  
Guo Xiang-en, Zhao Ding-xuan, Shang Tao, et al. Application of fuzzy theory in electronic control system of hydraulic excavator for energy-saving[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2004, 34(2): 217-221.
- [2] 龚捷.以提高传动效率为目的的工程车辆自动变速换挡规律研究[D].长春:吉林大学机械科学与工程学院,2002.  
Gong Jie. Study on shift schedule of automatic transmission for high efficiency[D]. Changchun: College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, 2002.
- [3] 赵丁选,马铸,杨立夫,等.工程车辆液力机械传动系统的动力性分析.中国机械工程[J],2001,12(8):948-950.  
Zhao Ding-xuan, Ma Zhu, Yang Li-fu, et al. Analysis on the power for hydrodynamic-mechanical transmission system of vehicle[J]. China Mechanical Engineering, 2001, 12(8): 948-950.
- [4] 韩兆林,胡纪滨,荆崇波.液压机械传动系统双流工况动态特性研究[J].北京理工大学学报,2004,24(2):104-108.  
Han Zhao-lin, Hu Ji-bin, Jing Chong-bo. Dynamic characteristics on the dual-power state of flow in hydro-mechanical transmission[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2004, 24(2): 104-108.
- [5] 张明柱,周志立,徐立友,等.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 Ming-zhu, Zhou Zhili, Xu Liyou, et al. Design of a multi-range hydrostatic mechanical transmission for farm tractors[J]. Transactions of the CSAE, 2003, 19(6): 118-121.
- [6] 王永奇,赵荣达,彭继文.TQ230推土机静压传动系统效率与车速关系研究[J].建筑机械,2004(8):51-

- 53  
Wang Yong-qi, Zhao Rong-da, Peng Ji-wen. Study on relation between hydrostatic transmission system efficiency and vehicle velocity of TQ230 bulldozer [J]. Construction Machinery, 2004 (8): 51-53.
- [ 7 ] Tsutsumi Hayashi, Mitsuru Saito, Yoshihiro Yoshida, et al. Advanced hydro-mechanical transmission with high durability for small utility vehicles [ C ]. SAE Paper 2001-01-0876.
- [ 8 ] 张卫华, 张文春, 周志立, 等. 液压机械无级传动在拖拉机上的应用 [ J ]. 机床与液压, 2004 ( 3 ): 35-36 / 143.  
Zhang Wei-hua, Zhang Wen-chun, Zhou Zhi-li, et al. Application of the hydro-mechanical stepless transmission on tractor [ J ]. Machine Tool & Hydraulics, 2004 ( 3 ): 35-36 / 143.
- [ 9 ] Cacho R, Felez I, Vera C. Deriving simulation models from bond graphs with algebraic loops [ J ]. Journal of Franklin Institute, 2000, 337: 579-600.
- [ 10 ] 胡纪滨, 赵然, 丛振刚. 液压机械无级传动的自动控制研究 [ J ]. 北京理工大学学报, 2002, 22 ( 4 ): 433-436.  
Hu Ji-bin, Zhao Ran, Cong Zhen-gang. A study on automatic control of hydro-mechanical variable transmission [ J ]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2002, 22 ( 4 ): 433-436.
- [ 11 ] 邢鹏. 提高功率利用率的液压机械复合传动模糊控制研究 [ D ]. 长春: 吉林大学机械科学与工程学院, 2006.  
Xing Peng. Study on fuzzy control technology of hydro-mechanical complex transmission for promoting utilization ratio of power [ D ]. Changchun: College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, 2006.
- [ 12 ] 尚涛. 液压挖掘机作业及行走系统节能控制研究 [ D ]. 长春: 吉林大学机械科学与工程学院, 2005.  
Shang Tao. Research on energy-saving control of working and running system of hydraulic excavator [ D ]. Changchun: College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, 2005.
- [ 13 ] 韩兆林, 胡纪滨. 液压机械传动中机械变速箱传动比规律研究 [ J ]. 机械设计, 2003, 20 ( 12 ): 39-41.  
Han Zhao-lin, Hu Ji-bin. Research on principles of mechanical gearbox transmission ratios in hydro-mechanical drive system [ J ]. Journal of Machine Design, 2003, 20 ( 12 ): 39-41.
- [ 14 ] Yuan Shihua, Hu Ji-bin. The efficiency of multi-range hydro-mechanical stepless transmission [ J ]. Journal of Beijing Institute of Technology, 1998, 7 ( 2 ): 129-134.
- [ 15 ] Yuan Shihua, Hu Ji-bin, Yang Wen-zheng. Conditions of ratio changing continuously for multi-rang split transmission [ J ]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2000, 9 ( 4 ): 358-361.