

拖拉机液压机械无级变速器速比匹配设计与实验*

倪向东^{1,2} 朱思洪¹ 欧阳大业¹ 常亚磊¹ 王光明¹ 阮文盛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: 液压机械无级自动变速器能够根据拖拉机作业模式的差异, 实现不同作业模式下发动机转速、转矩的匹配。将液压机械前进区段设计为等比四区段, 各区段传动公比 φ 为 1.88, 纯液压区段用于拖拉机低速爬行作业以及起步。基于液压机械换段等比传动的连续性, 对各区段齿轮的参数以及传动比进行设计, 并对变量泵和定量马达的匹配进行选型。加载实验中模拟拖拉机不同作业模式的负荷, 进行了液压机械各区段下的发动机最佳经济点的速比匹配。验证了变速箱在各区段之间的平稳换段以及拖拉机平稳加速的连续性响应。

关键词: 拖拉机 无级变速传动 速比 作业模式 匹配设计

中图分类号: S219.032.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)04-0015-06

Design and Experiment of Hydro-mechanical CVT Speed Ratio for Tractor

Ni Xiangdong^{1,2} Zhu Sihong¹ Ouyang Daye¹ Chang Yalei¹ Wang Guangming¹ Nguyen Van Thinh¹

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

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

Abstract: According to the difference of the tractor operating mode, the hydro-mechanical automatic transmission can automatically complete the change of transmission ratio and achieve the match of the speed and torque of the engine under different operating modes. The forward section of the designed hydraulic machinery adopted four sections of geometric proportion. Each section transmission common ratio was 1.88. Pure hydraulic section of the designed hydraulic machinery was used for the start of the tractor. Based on the continuity of the transformation of different segments of speed ratio, the gear ratio and power match of variable displacement pump and quantitative motor of each drive pair was determined. Also, the load characteristics of the tractor under various operation modes were combined. The speed ratio match of the optimal economic point of the engine of four sections of the hydraulic machinery was determined. Then, the continuity of the segments of transmission between different sections of hydraulic machinery and continuity output response of smooth acceleration of the tractor were verified.

Key words: Tractor Continuously variable transmission Speed ratio Operation mode Matching design

引言

拖拉机作业中变速箱传递功率大、负荷波动频繁, 且变速箱在特定的速度范围内长时间满功率作业, 这就要求拖拉机变速箱能够适时地变化转速、转

矩以适应负荷的变化^[1]。液压机械无级变速器能够利用小功率的液压元件使整个传动系统获得无级变速特性, 液压马达在特定的正向和反向速度之间来回无级变速, 实现变速器速比在若干有级区段相衔接的全程调速范围内无级变化^[2]。

收稿日期: 2012-05-18 修回日期: 2012-06-17

* “十一五”农业部引进国际先进农业技术计划(948计划)资助项目(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: nini05262000@yahoo.com.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、车辆振动研究, E-mail: zhushihong@njau.edu.cn

近年来,围绕液压机械无级变速器关键技术,北京理工大学、河南科技大学、吉林大学等高校展开了多方面的研究^[3~10]。国内较为成熟的液压机械无级传动主要应用在军用履带车辆的转向系统上,在民用大功率轮式拖拉机应用方面未见报道。本文以轮式拖拉机无级变速器为研究对象,对液压机械无级变速传动原理进行研究,建立传动系各有级机械区段等比连续传动方程,提出其传动系参数的设计原则,从而为液压机械无级变速器的结构方案设计和传动性能分析提供理论基础。

1 总体传动方案的确定

1.1 变速器传动系参数的确定

拖拉机变速器配套的发动机功率为 132.5 kW,发动机标定转速为 2 200 r/min。拖拉机驱动轮规格选用 20.8-38(轮胎直径为 1 835 mm);拖拉机前进最高时速设计为 50 km/h,倒车为 14 km/h,纯液压区段最高时速 4 km/h,拖拉机的中央传动、最终传动的总传动比为 20.72。液压机械区段传动比分配为等比四区段式,传动公比 φ 为 1.88;变速器前进设计为五区段;倒车设计为三区段。

1.2 总体传动方案

液压机械无级自动变速器方案原理如图 1 所示。液压系统采用变量泵、定量马达传动形式。汇流方式采用双排行星齿轮汇流,液压机械四区段分别由 C1、C2、C3、C4 离合器控制,C0 离合器控制纯液压区段(表 1)。变速箱布局采用发动机动力输入轴顶置;机械动力输入轴和液压动力输入轴、两中间轴以及输出轴空间呈“品”形分布。由于该传动方案在前进和倒车方向采用纯液压区段起步,因此省去了主离合器。

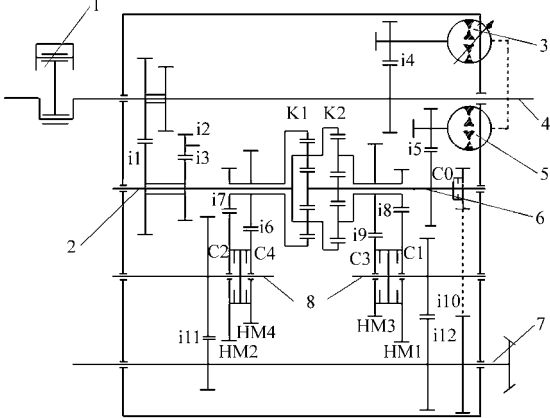


图 1 液压机械无级自动变速器传动方案简图
Fig. 1 Schematic diagram of hydro-mechanical CVT
1. 发动机 2. 机械动力输入轴 3. 变量泵 4. 后动力输出轴
5. 定量马达 6. 液压动力输入轴 7. 输出轴 8. 中间轴

表 1 各区段离合器及行星排工作情况

Tab. 1 Different sections of clutch and planetary gear

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

注:“●”表示离合器接触或行星排作用;H、HM 分别表示纯液压区段、液压机械区段;K1、K2 为行星排。

2 拖拉机不同作业模式下对发动机外特性的要求

2.1 不同工况下拖拉机的作业行驶速度

拖拉机在不同负荷模式下作业速度如表 2 所示。拖拉机田间作业的速度为 3~20 km/h,运输型拖拉机的行驶速度在 6~48 km/h,近年来随着道路运输条件的改善以及拖拉机减振技术的提升,西欧部分国家拖拉机的运输速度已经超过了 40 km/h,个别机型达到 50 km/h^[11]。从统计资料来看,拖拉机的整个使用周期中行驶速度从 4~12 km/h 占到拖拉机在整个使用期限的 61%~68%,行驶速度 12~20 km/h 占拖拉机的 15%~25%^[12]。

表 2 不同作业模式下拖拉机的行驶速度

Tab.2 Tractor speed of different operating modes

km/h

作业模式		速度	作业模式		速度
重 负 荷	犁耕	5 ~ 10	轻 负 荷	喷药	6 ~ 12
	旋耕	5 ~ 12		刈草、牧草翻晒	5 ~ 20
	土豆收获	4 ~ 8		施肥	5 ~ 17
				播种	6 ~ 15
中 等 负 荷	粉碎	3 ~ 12	运 输	收获后地表	6 ~ 12
	中耕、松土	4 ~ 14		良好坚实的土壤	8 ~ 28
	耙耕	4 ~ 13		混凝土沥青路面	12 ~ 48
	前装载	4 ~ 10			
	起垄	4 ~ 12			

2.2 变速器速比与拖拉机工况匹配目的

拖拉机在不同负荷作业模式下,发动机输出特性应与之匹配,拖拉机在具体某项田间作业时,当负荷达到稳定后,可以根据发动机外特性曲线,确定此工况下匹配的最佳传动比;采用液压机械无级自动变速器的速比与拖拉机具体工作模式下的作业速度匹配,得到最低的燃油消耗率^[4]。潍柴 WP6T180E21 型柴油机外特性曲线如图 2 所示。外特性曲线上相同功率最小燃油消耗率的点,在该点

上发动机的油门开度与转速、转矩和输出功率之间具有确定的对应关系。

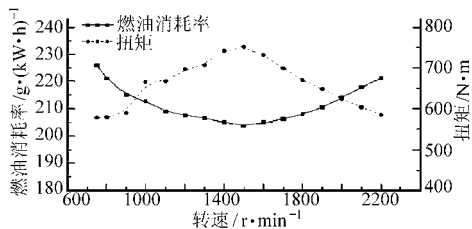


图2 发动机外特性曲线

Fig.2 Engine characteristic curves

2.3 不同负荷作业模式下拖拉机行驶速度的匹配

拖拉机的负荷作业模式分为3种(表2):重负荷模式(全功率100%,132.5 kW)、中等负荷模式(约全功率85%,112 kW)和轻负荷模式(约全功率70%,92.7 kW)。针对上述3种不同负荷模式,匹配拖拉机液压机械无级变速传动速比与发动机负载特性。由图2可以看出,相对应每一工况等功率曲线上都有一个最低的燃油经济点,作业负荷匹配的目的使拖拉机达到特定作业模式下的行驶速度,根据油门开度,负荷特点,使发动机始终处于经济燃油工作点的稳定功率输出。例如拖拉机处于重负荷模式下,发动机最大扭矩点在1550 r/min,此处燃油消耗率最低,发动机处于最佳燃油经济点,鉴于以上分析,变速器速比应当保证在此重负荷作业模式(如犁耕)时拖拉机行驶应满足5~10 km/h。通过前述拖拉机速度区段使用率来看,变速器应在该行驶范围内具有多种匹配的速比实现方式。

3 变速器传动系参数的设计

3.1 各区段速比及变量泵对应排量比

k_1 、 k_2 分别为 K1、K2 行星排特性参数(行星轮系内齿圈齿数与太阳轮齿数之比), e 为变量泵排量比,变化范围为 $-1 \sim 0 \sim 1$, n_0 为发动机转速,拖拉机前进各区段变速器输出轴转速及变量泵排量比对应关系如下

$$n_H = \frac{n_i}{i_{10}} = -\frac{en_0}{i_4 i_5 i_{10}} \quad (e \in [-0.6, 0]) \quad (1)$$

$$n_{HM1} = \frac{1}{(1+k_2)i_4 i_5} \left(k_2 \frac{i_4 i_5}{i_1} + e \right) \frac{n_0}{i_8 i_{12}} \quad (e \in [-0.6, 1]) \quad (2)$$

$$n_{HM2} = \frac{1}{k_1 i_4 i_5} \left[(1+k_1) \frac{i_4 i_5}{i_1} - e \right] \frac{n_0}{i_7 i_{11}} \quad (e \in [-1, 1]) \quad (3)$$

$$n_{HM3} = \frac{1}{(1+k_2)i_4 i_5} \left(k_2 \frac{i_4 i_5}{i_1} + e \right) \frac{n_0}{i_9 i_{12}} \quad (e \in [-1, 1]) \quad (4)$$

$$n_{HM4} = \frac{1}{k_1 i_4 i_5} \left[(1+k_1) \frac{i_4 i_5}{i_1} - e \right] \frac{n_0}{i_6 i_{11}} \quad (e \in [-1, 1]) \quad (5)$$

拖拉机后退作业一般不需要太高的速度,倒退各区段中机械输入轴的转速由 i_2 、 i_3 齿轮副通过增加中间惰轮代替 i_1 齿轮副来实现拖拉机的倒车。

3.2 行星齿轮排特性参数

在前进 HM1 区段,当排量比 e 为 -1 (实际匹配策略中仅调至 -0.6) 时输出转速最小,当排量比 e 为 1 时输出转速最大,建立公比 φ 参数关系为

$$\frac{1}{(1+k_2)i_4 i_5} \left(1 + k_2 \frac{i_4 i_5}{i_1} \right) \frac{n_0}{i_8 i_{12}} / \left[\frac{1}{(1+k_2)i_4 i_5} \left(-1 + k_2 \frac{i_4 i_5}{i_1} \right) \frac{n_0}{i_8 i_{12}} \right] = \varphi \quad (6)$$

在前进 HM2 区段,当排量比 e 为 1 时输出转速最小,当排量比 e 为 -1 时输出转速最大,建立公比 φ 参数关系为

$$\frac{1}{k_1 i_4 i_5} \left[(1+k_1) \frac{i_4 i_5}{i_1} + 1 \right] \frac{n_0}{i_7 i_{11}} / \left\{ \frac{1}{k_1 i_4 i_5} \left[(1+k_1) \frac{i_4 i_5}{i_1} - 1 \right] \frac{n_0}{i_7 i_{11}} \right\} = \varphi \quad (7)$$

由式(6)、(7)得

$$1 + k_1 = k_2 \quad (8)$$

根据常用的行星齿轮传动的配齿表,确定 k_1 行星排特性参数为 2.56,则 k_2 行星排特性参数为 3.56^[13]。

3.3 各区段传动连续的参数关系

多段式液压机械无级变速器为了实现无级变速,在相邻两段切换时,必须满足同步换段条件:同步换段条件为换段点的前后相邻两段具有相等的传动比;换段点的前后相邻两段变量泵排量比 e 相等。由各区段速比及变量泵排量比对应关系,根据同步换段条件,确定 HM1 区段与 HM2 区段连续条件为

$$\frac{1}{(1+k_2)i_4 i_5} \left(1 + k_2 \frac{i_4 i_5}{i_1} \right) \frac{n_0}{i_8 i_{12}} = \frac{1}{k_1 i_4 i_5} \left[(1+k_1) \frac{i_4 i_5}{i_1} - 1 \right] \frac{n_0}{i_7 i_{11}} \quad (9)$$

HM2 区段与 HM3 区段连续条件为

$$\frac{1}{k_1 i_4 i_5} \left[(1+k_1) \frac{i_4 i_5}{i_1} + 1 \right] \frac{n_0}{i_7 i_{11}} = \frac{1}{(1+k_2)i_4 i_5} \left(-1 + k_2 \frac{i_4 i_5}{i_1} \right) \frac{n_0}{i_9 i_{12}} \quad (10)$$

HM3 区段与 HM4 区段连续条件为

$$\frac{1}{(1+k_2)i_4 i_5} \left(1 + k_2 \frac{i_4 i_5}{i_1} \right) \frac{n_0}{i_9 i_{12}} = \frac{1}{k_1 i_4 i_5} \left[(1+k_1) \frac{i_4 i_5}{i_1} - 1 \right] \frac{n_0}{i_6 i_{11}} \quad (11)$$

由上述多段式液压机械无级变速器在各段连续

条件下的参数关系,确定各个齿轮副传动比如下:
 $i_1 = 1.44, i_2 = 0.97, i_3 = 1.48, i_4 = 0.67, i_5 = 1.96,$
 $i_6 = 1.02, i_7 = 3.52, i_8 = 2.77, i_9 = 0.79, i_{10} = 2.77,$
 $i_{11} = 0.82, i_{12} = 1.09。$

3.4 变量泵与定量马达的匹配

(1)以 HM1 速比特性确定液压系统最小功率:
当不考虑传动功率损失时,行星齿轮传动 3 个基本
构件上的外转矩呈定比例关系

$$M_{i_2}:M_{q_2}:M_{j_2}=1:k_2:(1+k_2) \tag{12}$$

前进液压机械 HM1 区段输出转矩的关系为
$$P_{bHM1}=M_{bl}n_{bl}=\frac{1}{i_4}\left(k_2\frac{i_4i_5}{i_1}-e\right)n_0M_m \tag{13}$$

式中 M_{i_2} 、 M_{q_2} 、 M_{j_2} ——K2 行星排太阳轮、齿圈和行
星架转矩, N·m
 n_{bl} ——转出轴转速, r/min
 M_{bl} ——输出轴转矩, N·m
 M_m ——马达转矩, N·m

液压元件的功率为
$$P_y=M_m n_{mmax} \tag{14}$$

式中 n_{mmax} ——液压马达最大转速, r/min
当处于液压机械 HM1 区段不考虑液压功率损
失时,变量泵满载功率 P_{bHM1} 为 132.5 kW,得到所需
液压元件最小功率为 58 kW。

(2)以地面附着系数确定 H 纯液压区段最小功
率:变速器最大输出扭矩受地面附着力限制,是因为
车辆牵引力受地面条件的限制,牵引力为^[14]

$$T=mg(\partial-f) \tag{15}$$

式中 m ——车辆带作业机具时的质量, kg
 f ——滚动摩擦因数 ∂ ——附着系数

拖拉机起步后在纯液压区段,此区段最高速度
为 4 km/h。拖拉机带农具整备质量为 10 500 kg,轮
胎附着系数取为 0.65,滚动摩擦因数取为 0.08,可
得由地面限制的车辆最大牵引力为 59 850 N,变速
器受地面限制的最大输出扭矩为 2 887 N·m。由设计
方案可知,此时泵的排量比为 -0.6,马达此时扭矩
为 217 N·m,当泵排量达到 -1 时,所需液压系统的
最小功率为 68 kW。

鉴于以上分析计算,选用由林德公司生产的
DuraForce HPV 系列变量泵和 HMV 系列定量马达,
其参数如表 3 所示。

表 3 变量泵、定量马达基本参数

Tab.3 Basic parameters of variable displacement
pump and quantitative motor

参数	额定排量/ mL ³ ·r ⁻¹	额定转速/ r·min ⁻¹	额定压力/ MPa	扭矩/ N·m	功率/ kW
泵	54.8	3 300	42	220~350	75
马达	54.8	3 500	42	199~366	75

3.5 无级变速的连续性实现过程

拖拉机起步采用纯液压 H 区段,变量泵排量比
从 0 变化至 -0.6,当排量比达到 -0.6 时,控制离
合器 C0 分离、C1 结合,此时行星排 K2 起作用,汇
流输出由 K2 行星架向外输出动力,变速器处于液
压机械 HM1 区段,当变量泵排量比不断从 -0.6 变
化至 1 时,变速器输出转速增加;当排量比达到 1
后,控制离合器 C1 分离、C2 结合,此时行星排 K1
起作用,汇流输出由 K1 内齿圈向外输出动力,变速
器处于液压机械 HM2 区段;同理如表 1 所示各区段
离合器及行星排工作情况,可以实现 HM3、HM4 区
段的连续无级变速。变速器各区段传动比与变量泵
排量比关系曲线如图 3 所示。

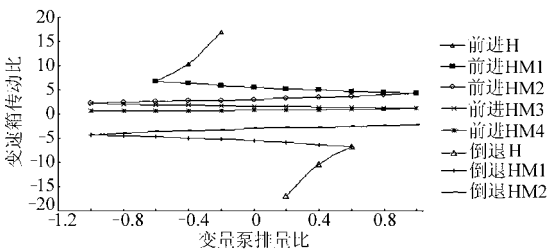


图 3 变速器各区段传动比与排量比的对应关系
Fig.3 Relations of speed and displacement ratio

4 实验结果及验证分析

4.1 实验台布置

实验台布置如图 4 所示。其中,液压机械无级
自动变速器与转速转矩传感器采用弹性联轴器联
接。变速器离合器的控制油压及变速器内部关键部
位的润滑采用外置油泵提供;静液压系统变量泵及
定量马达采用独立的油路系统,静液压油路采用独
立的冷却方式。变速器测控系统是基于 Matlab 软
件自主开发,包含 1 台上位 PC 机、2 台下位机单片
机组成,下位机负责模拟量数据采集、传输,上位机
负责变量泵排量比及离合器动作的控制决策。

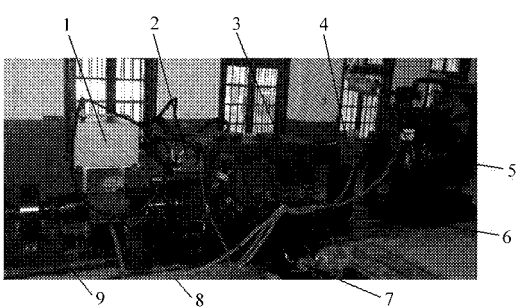


图 4 液压机械无级自动变速器实验台布置图
Fig.4 Hydro-mechanical automatic transmission
experiment platform

1. 冷却油箱 2. 变量泵和定量马达 3. 变速箱 4、8. 转速转矩
传感器 5. 发动机 6. 电磁阀总成 7. 外置油泵 9. 测功机

从动力传输方向来看,机械部分包括柴油发动机、转矩转速传感器、液压机械无级自动变速器、变量泵与定量马达、电涡流测功机。实验台主要组成部件的型号如表 4 所示。

表 4 实验台架主要组成部件
Tab.4 Main components parts of test bench

部件名称	型号	主要性能参数	产地
柴油发动机	WP6T180E21	132.5 kW, 2 200 r/min	潍坊
	(欧Ⅲ排放)	增压、中冷、高压共轨	
变量泵	HPV055	见表 3	林德公司
定量马达	HMV055	见表 3	林德公司
转速转矩传感器	JC3A	额定转矩 5 000 N·m	湘仪动力测
			试仪器
电涡流测功机	GWD160	额定扭矩 600 N·m	湘仪动力测
		吸收功率 160 kW	试仪器
变速器(箱)	HMCVT-180	配套动力 132.5 kW	自制

4.2 实验结果

为了稳定发动机转速输出,实验中采用空载模式,忽略液压效率损失,拖拉机实际行驶速度如图 5 所示:该实验验证了在 5 种不同发动机转速条件下,变量泵排量比对应的各区段速比输出的连续及平稳性。

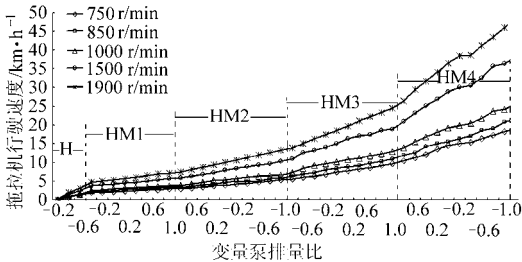


图 5 发动机不同转速下拖拉机行驶速度
Fig.5 Engine speed with different tractor speeds

4.3 实验结果分析

(1)从图 5 速度变化曲线可以看出,拖拉机行驶速度在 4~20 km/h 时,变速箱速比在液压机械四区段内都可得到匹配,发动机不同转速下,拖拉机行驶速度重合段较多,拖拉机在该行驶速度范围内变速器可匹配的速比范围也较宽,因此更有利于拖拉机在低速行驶时发挥更大、更灵活的变速器速比匹

配控制。达到了不同负荷模式下,拖拉机田间作业对行驶速度的设计要求。

(2)拖拉机行驶速度在 20~50 km/h 时,变速器增速效果主要体现 HM4 区段,该区段内拖拉机行驶速度随变量泵的排量比变化明显,更有利于拖拉机在运输状态时的直线加速,便于拖拉机的运输作业^[15]。

(3)当发动机工作在 750、850、1 000 r/min 较低转速时,从实验曲线来看,变速器无级变速平稳,连续性响应较好,变量泵排量比与马达转速输出匹配精准。

(4)当发动机工作在 1 500、1 900 r/min 时,变速箱处于 H、HM1、HM2、HM3 前四区段时,变速箱转速输出连续性响应较好,变速较为平稳,当无级变速处于 HM4 区段时,可以看到输出转速存在小范围波动,实验中是由于发动机的调速特性引起的,此时为了保证稳定转速,实验中对发动机油门进行了调整。

(5)由图 5 速度变化曲线可看出,变速箱速比匹配过程中,当变量泵的排量比为零时,在 HM1、HM2、HM3、HM4 各区段内,都存在纯机械传动,此时定量马达不向外输出动力,传动效率最高。

5 结论

(1)为了避免由于变速箱输出轴转速及阻力矩的变化,引起发动机的调速特性的速度波动,在各区段速度连续性验证过程中采用空载模式。实验表明:所设计的无级变速器能依靠纯液压实现平稳起步;在液压机械各区段之间能够实现平稳换段,连续的排量比控制能够实现较平稳的速度输出。

(2)液压机械无级变速器变速范围宽,传递功率大,变速过程冲击小,连续性好,通过变速箱自动控制模块及控制策略,能够容易适应拖拉机各类不同作业负荷模式下的作业工况。

(3)对于该液压机械无级变速高速的设计,由于有液压效率、离合器以及液压功率回流等因素的影响,其等比性和连续性稍有偏离,但总的趋势符合设计要求。

参 考 文 献

1 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)
2 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)
3 刘博,苑士华,郭晓林. 等差式液压机械无级变速传动系统分析及其参数优化设计[J]. 机械传动,2006(6):47~48.
Liu Bo, Yuan Shihua, Guo Xiaolin. Parametric optimization based on the study of hydro-mechanical continuoulsy variable

- transmission of arithmetic type[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2006(6): 47 ~ 48. (in Chinese)
- 4 Yuan Shihua, Hu Jibin. The efficiency of multi-range hydro-mechanical stepless transmission[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2000, 9(4): 129 ~ 133.
- 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 Mingzhu, Zhou Zhili, Xu Liyou, et al. Design of a multirange hydrostatic mechanical transmission for farm tractors [J]. Transactions of the CSAE, 2003, 19(6): 118 ~ 121. (in Chinese)
- 6 Renius K Th, Resch R. Continuously variable tractor transmissions[C] // ASAE Distinguished Lecture Series No. 29 (2005). St Joseph MI, American Society of Agricultural Engineers, 2005: 1 ~ 37.
- 7 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 Zhaolin, Hu Jibin, Jing Chongbo. Dynamic characteristics on the dual-power state of flow in hydro-mechanical transmission [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2004, 24(2): 104 ~ 108. (in Chinese)
- 8 曹付义, 周志立, 贾鸿社. 履带拖拉机液压机械双功率流差速转向机构设计[J]. 农业机械学报, 2006, 37(9): 5 ~ 8.
Cao Fuyi, Zhou Zhili, Jia Hongshe. Design of hydromechanical double power differential steering mechanism for tracked tractor [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(9): 5 ~ 8. (in Chinese)
- 9 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)
- 10 邓晓亭, 朱思洪, 高辉松, 等. 混合动力拖拉机传动系统设计理论与方法[J]. 农业机械学报, 2012, 43(8): 24 ~ 31.
Deng Xiaoting, Zhu Sihong, Gao Huisong, et al. Design theory and method for drive train of hybrid electric tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(8): 24 ~ 31. (in Chinese)
- 11 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, 2004, 2: V-49.
- 12 Henning J Meyer. Fahrzeuggetriebetechnik getriebe in traktoren[R]. Tag der Wissen Schaftlichen Aussprache: 02, Berlin, 2009.
- 13 饶振纲. 行星齿轮传动设计[M]. 北京: 化学工业出版社, 2003.
- 14 周一鸣. 汽车拖拉机学: 汽车拖拉机理论[M]. 北京: 中国农业大学出版社, 2000.
- 15 Larkin, Robert Francis. Multi-range with infinitely variable ratio in each range, hydro-mechanical transmission for off-road vehicles; United States Patent, US5830097[P]. 1998-11-03.
- ~~~~~

(上接第 53 页)

- 9 苏小平, 朱键, 徐练. 农用车车架结构动力学仿真研究[J]. 农机化研究, 2010, 32(5): 36 ~ 40.
Su Xiaoping, Zhu Jian, Xu Lian. Analysis and research on structure of agricultural vehicles frame based on finite element method [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2010, 32(5): 36 ~ 40. (in Chinese)
- 10 蔡炳芳. 全地形车新车型开发与车架结构性能分析[D]. 镇江: 江苏大学, 2007.
Cai Bingfang. New style development and frame structure performance analysis of all terrain vehicle[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2007. (in Chinese)
- 11 Ma Z D, Perkins N C. A track-wheel-terrain interaction model for dynamic simulation of tracked vehicles[J]. Vehicle System Dynamics, 2002, 37(6): 401 ~ 421.
- 12 邱威, 丁为民, 申宝营, 等. 3WZ-700 型果园喷雾机通过性能分析[J]. 农业机械学报, 2012, 43(6): 63 ~ 67, 146.
Qiu Wei, Ding Weimin, Shen Baoying, et al. Analysis on trafficability of 3WZ-700 orchard sprayer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(6): 63 ~ 67, 146. (in Chinese)
- 13 宋坚利, 何雄奎, 张京, 等. “Π”型循环喷雾机设计[J]. 农业机械学报, 2012, 43(4): 31 ~ 36.
Song Jianli, He Xiongkui, Zhang Jing, et al. Design of Π-type recycling tunnel sprayer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(4): 31 ~ 36. (in Chinese)
- 14 陈树人, 尹东富, 魏新华, 等. 变量喷药自适应神经模糊控制器设计与仿真[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(3): 272 ~ 276.
Chen Shuren, Yin Dongfu, Wei Xinhua, et al. Design and simulation of variable weed spraying controller based on adaptive neural fuzzy inference system [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(3): 272 ~ 276. (in Chinese)
- 15 贾卫东, 李成, 王贞涛. 高沉积静电喷雾装置试验研究[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(2): 244 ~ 248.
Jia Weidong, Li Cheng, Wang Zhentao. Experimental study on electrostatic spraying device with better deposition[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(2): 244 ~ 248. (in Chinese)