

基于液压机械传动扭矩比的 HMCVT 稳态传动效率研究

张广庆¹ 汪开鑫² 肖茂华² 周明辉³

(1. 徐州凯尔农业装备股份有限公司, 徐州 221011; 2. 南京农业大学工学院, 南京 210031;
3. 潍柴动力液压传动研究院, 潍坊 261001)

摘要: 针对 176 kW 拖拉机单排行星机构、两区段液压机械无级变速器 (Hydro-mechanical continuously variable transmission, HMCVT) 传动系统的稳态传动效率进行了分析。为揭示系统稳态特性与预测传动效率的变化规律, 研究静液压传动系统 (Hydrostatic transmission system, HST) 输入输出轴扭矩比变化规律, 通过转换机构研究行星轮系 (Epicyclic gear train, EGT) 传动构件间扭矩比变化规律, 构建 HST 流量连续性方程与变速器输入轴扭矩平衡方程并进行求解, 使 HST 与 EGT 建立有机联系, 最终获得 HMCVT 传动系统效率表达式。为验证该稳态传动效率表达式准确性, 按照换挡策略对该 HMCVT 物理样机进行了 10 种工况台架试验。台架试验结果表明, 该传动系在大负荷牵引作业时, 除工况 1、2 外, 传动效率均高于 0.85。仿真与台架试验结果表明, 仿真较好地反映了 HMCVT 传动系统稳态特性, 最小排量比工况仿真误差约为 4.7%, 其余工况误差小于 2%。

关键词: 液压机械无级变速器; 传动效率; 稳态; 扭矩比

中图分类号: S232.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2021)S0-0533-09

HMCVT Steady State Transmission Efficiency Based on
HST – EGT Torque Ratio

ZHANG Guangqing¹ WANG Kaixin² XIAO Maohua² ZHOU Minghui³
(1. Xuzhou KAT Agricultural Equipment Co., Ltd., Xuzhou 221011, China
2. College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 210031, China
3. Weichai Power Hydraulic Transmission Institute, Weifang 261001, China)

Abstract: With advantages of ride comfort and fuel economy, the hydro-mechanical continuously variable transmission (HMCVT) technology has been widely used. A 176 kW tractor HMCVT sketch with single row planetary gear structure and double-session was introduced as a mathematical model to study system characteristics. The theoretical model of transmission ratio distribution was established, and the possible power flow directions for the HMCVT were researched with the changing of pump displacement ratio. For display of steady characteristics and prediction of output efficiency, efficiency expression of the HMCVT was obtained by study of torque ratios of the epicyclic gear train (EGT) links, and by study of torque ratio of the hydrostatic transmission system (HST). Through solving the equations of flow continuity of the HST and torque balance of transmission input shaft, the HST and the EGT systems were connected organically, a numerical method for HMCVT system efficiency was introduced. According to the shift strategy, the HMCVT physical prototype was tested under 10 working conditions and the traction operation of the tractor was simulated. The results of bench test indicated that the transmission efficiency of the system was higher than 0.85, except working conditions 1 and 2. Comparing with the bench test results, the simulation reflected the steady state characteristics of the HMCVT, efficiency error was about 4.7% under the minimum displacement ratio condition, and errors were less than 2% under other conditions. This method can have guiding significance in the stage of engineering research and development.

Key words: hydro-mechanical continuously variable transmission; transmission efficiency; steady state; torque ratios

收稿日期: 2021-07-18 修回日期: 2021-09-10
基金项目: 国家重点研发计划项目(2016YFD0701103)、江苏省重点研发计划项目(BE2018127)和徐州市重点研发计划项目(KC21136)
作者简介: 张广庆(1973—),男,研究员级高级工程师,主要从事拖拉机传动与振动研究,E-mail: yulusu_2000@163.com
通信作者: 肖茂华(1981—),男,教授,主要从事高端农机装备健康维护研究,E-mail: xiaomaohua@njau.edu.cn

0 引言

行星齿轮传动 (Epicyclic gear train, EGT) 和静液压传动 (Hydrostatic transmission system, HST) 组成液压机械无级变速器 (Hydro-mechanical continuously variable transmission, HMCVT) ^[1-4]。当 HMCVT 输入转速稳定, HST 液压单元的排量比 e 在一定范围内连续变化时, 输出转速在区段内由最低转速到最高转速间无级变化, HMCVT 具有一个可控的自由度。驾乘舒适性与燃油经济性需求增加使得 HMCVT 技术得以广泛研究与应用 ^[5-8]。

EGT 具有结构紧凑、传动比范围大等特点 ^[8-12]。在 HST 系统中 ^[13-14], 当工作压力上升时, 机械效率随之增加, 容积效率下降。这种变化直接影响 HMCVT 系统工作特性与传动效率。

近年来, HMCVT 传动效率一直是国内外研究重点。AHN 等 ^[15] 通过构建液压机械变速器与发动机的协调控制策略, 结合变速器的传动效率对发动机输入转速和燃油经济性曲线进行优化, 提高了动力总成效率。MOHAMED ^[16] 建立了基于常规和轻度混合动力系统数学模型的仿真模型, 并通过仿真研究了传动效率。AKEHURST 等 ^[17] 通过研发的效率试验平台, 基于各工况条件对无级变速器的效率展开研究, 结果表明, 液压系统及离合器变速系统是影响能耗的重要部分。国内对 HMCVT 传动效率研究相对较晚。孙德志等 ^[18] 研究了 CVT 各项功率损失受转矩比影响的规律。王月文 ^[19] 设计液压机械无级变速器传动方案, 并对其效率特性进行仿真研究, 结果表明满负荷工况时, 设计方案较原方案的最高传动效率从 80.1% 提高到 85.3%, 发动机转速的影响已大大降低。由于 HMCVT 与机械式变速器传动方式不同, 研究 HMCVT 效率的影响因素, 不但需考虑上述机械部分的损耗, 还需考虑循环功率 ^[20] 的损失, 特别对于液压系统, 输入功率、输出转速以及排量的变化都会影响整体效率 ^[21]。本文研究用于拖拉机等牵引工况的两区段 HMCVT 传动系统, 利用各构件间传动比、扭矩比获得计算 HMCVT 系统效率的方法, 并与试验结果进行对比分析。

1 参数匹配

选择起步工况 HST 纯液压传动工作, 以两区段 HMCVT 传动工作在大负荷牵引工况的拖拉机变速器为研究对象, 传动系统结构如图 1 所示。

图 1 中, $Z_i (i = 1, 2, \cdots, 14, S1, S2, p, p1, p2, r1, r2)$ 为各构件齿轮。 C_1 、 C_2 为 HMCVT 分区段离合器, HMCVT 实现 G_1 、 G_2 挡位输出; 高低挡同步器 S_{yn}

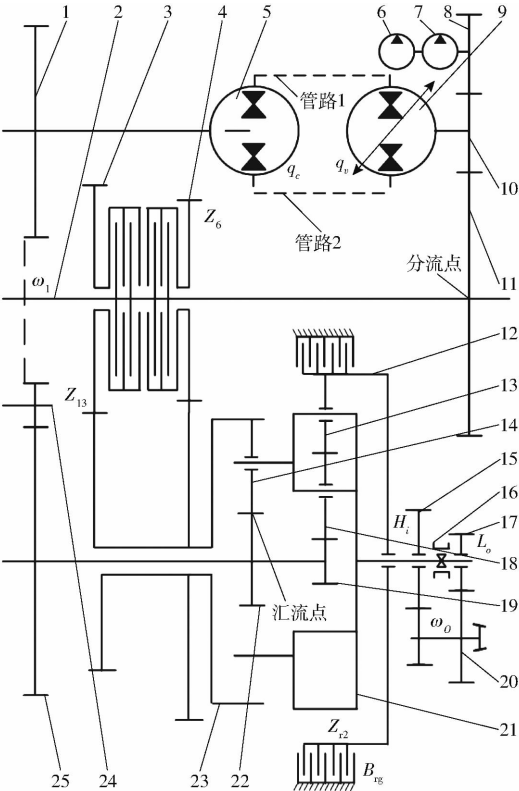


图 1 传动系统

Fig. 1 Sketch of transmission system

- 1. 齿轮 Z_3 2. 系统输入轴 3. 离合器 C_1 4. 离合器 C_2 5. 双向固定排量液压单元 2 6. 变速器控制泵 7. 变速器散热泵
- 8. 齿轮 Z_8 9. 可变排量液压单元 1 10. 齿轮 Z_2 11. 齿轮 Z_1
- 12. 齿圈 Z_{r2} 13. 行星齿轮 Z_{p1} 14. 行星齿轮 Z_p 15. 齿轮 Z_{11}
- 16. 高低挡同步器 S_{yn} 17. 齿轮 Z_9 18. 行星齿轮 Z_{p2} 19. 太阳轮 Z_{s2} 20. 齿轮 Z_{10} 21. 行星架 22. 太阳轮 Z_{s1} 23. 齿圈 Z_{r1}
- 24. 齿轮 Z_4 25. 齿轮 Z_5

分别与齿轮 Z_{11} 和齿轮 Z_9 结合, HMCVT 实现 H_i 、 L_o 挡位输出。 B_{rg} 为构件 12 制动器。

由于其上各点所受扭矩不同, 太阳轮 Z_{s2} 、太阳轮 Z_{s1} 和齿轮 Z_5 组成 EGT 输入轴, 且各构件角速度相同; 把 HMCVT 输入轴分为系统输入轴和齿轮 Z_1 , 且各构件角速度相同。双向固定排量液压单元 2 和可变排量液压单元 1 与管路 1、2 组成动力传递变量回路 (HST)。 q_v 和 q_c 分别为压液压单元 1 可变排量和液压单元 2 固定排量。变量回路的动力可由液压单元 2 端由齿轮 Z_3 输入, 液压单元 1 端由齿轮 Z_2 输出, 此时液压单元 2 为液压泵, 液压单元 1 为液压马达; 也可由液压单元 1 端齿轮 Z_2 输入, 液压单元 2 输出, 此时液压单元 1 为液压泵, 液压单元 2 为液压马达。系统输入轴贯穿整个传动系, ω_1 为其角速度; 通过齿轮 Z_1 、 Z_2 , 把部分动力传递给由液压单元 2 与液压单元 1 组成的变量回路, 或接受变量回路动力。液压单元 2 通过齿轮 Z_3 、齿轮 Z_4 和齿轮 Z_5 间齿轮传动, 实现 HST 与 EGTs 太阳轮 Z_{s1} 、 Z_{s2} 间动

力传递。EGTs 由两个行星齿轮机构组成。由行星齿轮 Z_p 、太阳轮 Z_{s1} 、齿圈 Z_{r1} 和行星架组成 EGT1; 由行星齿轮 Z_{p1} 、行星齿轮 Z_{p2} 、太阳轮 Z_{s2} 、齿圈 Z_{r2} 和行星架组成 EGT2。EGTs 共用同一个行星架, 行星齿轮 Z_p 与相互啮合的行星齿轮 Z_{p1} 和行星齿轮 Z_{p2} 均安装在行星架上。通过连体齿轮 Z_7 、齿轮 Z_6 以及离合器 C_1 , 实现齿圈与输入轴动力传递。齿圈通过制动器 B_{r6} 实现与 HMCVT 箱体间扭矩传递。EGTs 组成 HMCVT 系统机械回路。通过改变液压单元 1 可变排量 q_v , 使 EGTs 输入齿轮 Z_{s1} 、 Z_{s2} 获得不同的扭矩、角速度, 改变 EGTs 工作状态。行星架通过同步器由齿轮 Z_9 与齿轮 Z_{10} 把动力传递至小锥齿轮, 实现 G_1 挡输出; 行星架通过同步器由齿轮 Z_{11} 与齿轮 Z_{12} 把动力传递至小锥齿轮, 实现 G_2 挡输出。 ω_o 是输出轴的角速度, 为 HMCVT 系统输出角速度。

在变速器初始状态, 行星架输出角速度为 0, 闭合齿圈 Z_{r2} 制动器 B_{r6} , 分离离合器 C_1 、 C_2 , 随着可变排量 q_v 由 0 开始变化, EGT2 定传动比工作, 行星架输出。此时, 齿圈 Z_{r1} 与齿轮 Z_6 角速度由 0 逐渐增大, 当齿轮 Z_6 角速度与构系统输入轴相同时, 完成 HST 纯液压无级变速过程。

当离合器 C_2 角速度与系统输入轴相同时, 分离齿圈 Z_{r2} 制动器 B_{r6} 与离合器 C_2 , 闭合离合器 C_1 , 此时液压单元 2 固定排量 q_c 为固定正值, 随着可变排量 q_v 由 $-0.861q_c$ 向正排量变化, HST 与 EGT1 协同工作。动力输出行星架角速度逐渐增大; 当 q_v 达到 q_c 时, 行星架达到 G_1 挡最大角速度。此过程为液压机械无级变速过程。功率分流点位于系统输入轴与齿轮 Z_1 安装交叉点上, 功率汇流点位于行星齿轮 Z_p 与太阳轮 Z_{s1} 的啮合点上。同理, 分离齿圈 Z_{r2} 制动器 B_{r6} 与 C_1 , 闭合离合器 C_2 , 实现 G_2 挡动力输出。

本文仅讨论变速器工作在 G_1 挡和 G_2 挡时 HMCVT 系统效率, 并以 G_1 挡进行理论推导。

1.1 HMCVT 无损失传动比计算

当系统工作在 G_1 挡, 由图 1 知, 太阳轮 Z_{s2} 、太阳轮 Z_{s1} 和齿轮 Z_5 的角速度相等, 即

$$\omega_{19} = \omega_{22} = \omega_{25} \quad (1)$$

式中 ω_i ——构件 i 的实际角速度, rad/s

排量比为液压单元 1 可变排量 q_v 与液压单元 2 固定排量 q_c 的比值, 即

$$e = \frac{q_v}{q_c} \quad (2)$$

式中 e ——排量比

随着 HST 排量比 e 的变化, 齿轮 Z_3 承受的扭矩和角速度发生变化。不考虑各种损失, 计算公式为

$$\tau_H = \frac{\omega_1}{\omega_{10}} = \frac{q_v}{q_c} = e \quad (3)$$

式中 τ_H ——液压回路传动比

HST 通过固定齿轮副 Z_1 和 Z_2 传递扭矩至输入轴构件 2, 通过 Z_3 、 Z_4 和 Z_5 传递扭矩至 EGT1, 其传动比为

$$\begin{cases} \tau_{F1} = -\frac{Z_1}{Z_2} \\ \tau_{F2} = \frac{Z_3}{Z_5} \end{cases} \quad (4)$$

式中 τ_{F1} ——外啮合齿轮副 Z_1 和 Z_2 传动比

τ_{F2} ——外啮合齿轮副 Z_3 和 Z_5 传动比

HST 系统连续可变特性对 EGT1 传动的影响, 反映在太阳轮 Z_{s2} 与太阳轮 Z_{s1} 连续可变的转速上, 可得

$$\tau'_H = \tau_H \tau_{F1} \tau_{F2} = -e \frac{Z_1 Z_3}{Z_2 Z_5} \quad (5)$$

式中 τ'_H ——太阳轮 Z_{s1} 与系统输入轴的角速度比
系统输入轴通过固定齿轮副 Z_6 与 Z_7 把动力传递至 EGT1, 其传动比为

$$\tau_{F3} = -\frac{Z_6}{Z_7} \quad (6)$$

式中 τ_{F3} ——外啮合齿轮副 Z_6 与 Z_7 传动比

行星轮安装在行星架上, 两者间存在相对角速度, 则

$$\omega_i^j = \omega_i - \omega_j \quad (7)$$

式中 ω_i^j ——构件 i 相对于旋转框架 j 的相对角速度, rad/s

当行星架固定时, EGT1 传动比为

$$\tau_{PG} = \frac{\omega_{23}^{21}}{\omega_{22}^{21}} = -\frac{Z_{s1}}{Z_{r1}} \quad (8)$$

式中 τ_{PG} ——当 $\omega_{21} = 0$ 时, 齿圈 Z_{r1} 与太阳轮 Z_{s1} 角速度比

综合 HST 连续可变特性和 EGT 传动特点, HMCVT 行星架传动比为

$$\tau_{HM} = \frac{\omega_{21}}{\omega_2} = \frac{\tau_{F3} - \tau'_H \tau_{PG}}{1 - \tau_{PG}} \quad (9)$$

式中 τ_{HM} ——HMCVT 输出 G_1 挡无损失传动比

设 $k = (1 - \tau_{PG})^{-1}$ 时, 则式(9)简化为

$$\tau_{HM} = \tau_{F3} k + \tau'_H (1 - k) \quad (10)$$

满足图 1 所示 EGTs 传动机构, 经配齿代入数据得 $k = 0.774$ 。则 G_1 挡无损失传动比表达式为

$$\tau_{HM} = -0.286e - 0.456 \quad (11)$$

G_2 挡无损失传动比表达式为

$$\tau'_{HM} = -0.286e - 0.999 \quad (12)$$

式中 τ'_{HM} ——HMCVT 输出 G_2 挡无损失传动比

在不考虑各种损失的理想状态,系统 G_1 挡传动比曲线如图 2 所示。

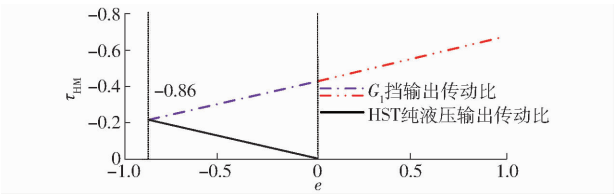


图 2 传动比曲线
Fig. 2 Relationships between transmission ratio τ_{HM} and displacement ratio e

1.2 功率流

齿轮啮合摩擦力不能改变 HMCVT 功率流方向^[22],规定流入 EGT 功率为正,流出为负^[23]。在稳定工作状态,HST 系统功率流 3 种流动方向如图 3 所示^[24-26]。图中,F1 为系统输入轴、齿轮 Z_2 的传动示意,F2 为齿轮 Z_3 、齿轮 Z_4 和齿轮 Z_5 的传动示意,HST 为液压单元 2 和液压单元 1 所组成的液压回路示意,EGT1 为行星齿轮系传动示意。

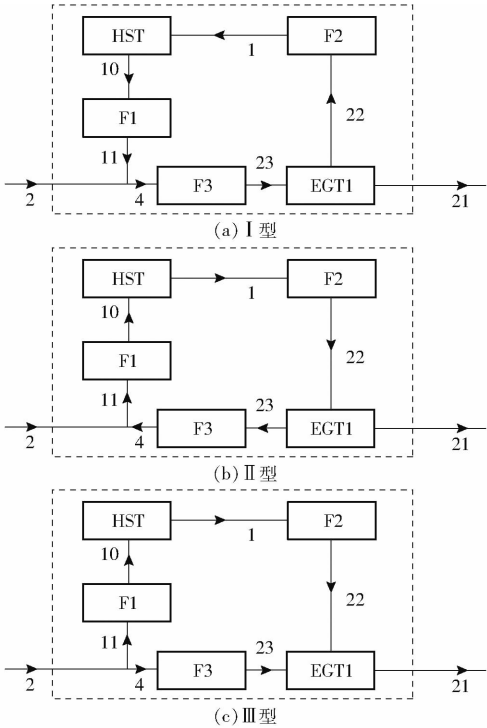


图 3 HMCVT 功率流示意图
Fig. 3 Power flows in HMCVT

不考虑损失,理想状态下,EGT1 系统功率守恒和扭矩平衡方程^[23]为

$$T_{21}\omega_{21} + T_{22}\omega_{22} + T_{23}\omega_{23} = 0 \tag{13}$$

$$T_{21} + T_{22} + T_{23} = 0 \tag{14}$$

式中 T_i ——构件 i 所承受的扭矩, $N \cdot m$

利用式(10)、(13)、(14)化简得到

$$\omega_{21} = \omega_{23}\tau_{HM} = \omega_{22}k + \omega_{22}(1 - k) \tag{15}$$

$$\frac{T_{21}}{-1} = \frac{T_{23}}{k} = \frac{T_{22}}{1 - k} \tag{16}$$

假设 EGT1 在 I 型功率流状态下工作,根据图 3 可得

$$|T_{21}\omega_{21}| + |T_{22}\omega_{22}| - |T_{23}\omega_{23}| = 0 \tag{17}$$

$$|\tau_{HM}| = |k\tau_{F3}| - |1 - k||\tau_{F1}\tau_{F2}||e| \tag{18}$$

k 、 τ_{F1} 、 τ_{F2} 、 τ_{F3} 为常数,由式(18)可知, $|\tau_{HM}|$ 随着 $|e|$ 的增大而减小,变速器在 G_1 挡输出的 I 型功率流表征的工作状态在图 2 中用点划线表示。液压单元 1 马达模式下工作,液压单元 2 泵模式下工作。

假设 EGT1 在 III 型功率流状态下工作,根据图 3 可得

$$|T_{23}\omega_{23}| + |T_{22}\omega_{22}| - |T_{21}\omega_{21}| = 0 \tag{19}$$

$$|\tau_{HM}| = |k\tau_{F3}| + |1 - k||\tau_{F1}\tau_{F2}||e| \tag{20}$$

$|\tau_{HM}|$ 随着 $|e|$ 的增大而增大, τ_{HM} 高档输出、III 型功率流在图 2 中用双点划线表示,液压单元 2 在马达模式下工作,液压单元 1 在泵模式下工作。

假设 EGT1 在 II 型功率流状态下工作,根据图 3 可得

$$|T_{23}\omega_{23}| - |T_{22}\omega_{22}| + |T_{21}\omega_{21}| = 0 \tag{21}$$

$$|\tau_{HM}| = |1 - k||\tau_{F1}\tau_{F2}||e| - |k\tau_{F3}| \tag{22}$$

利用式(10)、(14),并代入相关数值化简得到 $e \leq -1.63$,忽略此工作状态。

2 HMCVT 效率计算

2.1 变量回路扭矩比

当 HMCVT 在 III 型功率流状态下工作且液压单元 1 和液压单元 2 分别在变量泵模式与定量马达模式下工作时,泵、马达扭矩比为

$$\Delta_H = \frac{T_p}{T_M} = \frac{T_{10}}{T_1} = \frac{e}{\eta_{mh}} \tag{23}$$

式中 Δ_H ——III 型泵、马达扭矩比

T_p 、 T_M ——泵、马达扭矩, $N \cdot m$

η_{mh} ——HST 系统机械、压力效率

F1、F2 在 III 型功率流状态下扭矩比为

$$\Delta_F = \frac{T_{11}}{T_{10}} \frac{T_1}{T_{25}} = \frac{\tau_{F1}\tau_{F2}}{\eta_{F1}\eta_{F2}} \tag{24}$$

式中 Δ_F ——III 型 F1、F2 扭矩比

η_{F1} 、 η_{F2} ——F1、F2 机械效率

当 HMCVT 在 I 型功率流状态下工作且液压单元 1 和液压单元 2 分别在变量马达模式与定量泵模式下工作时,泵、马达扭矩比为

$$\Delta'_H = \frac{T_p}{T_M} = \frac{T_1}{T_{10}} = \frac{1}{e\eta_{mh}} \tag{25}$$

式中 Δ'_H ——I 型泵、马达的扭矩比

F1、F2 在 I 型功率流状态下扭矩比为

$$\Delta'_F = \frac{T_{10}}{T_{11}} \frac{T_{25}}{T_1} = \frac{1}{\eta_{F1}\eta_{F2}\tau_{F1}\tau_{F2}} \tag{26}$$

式中 Δ'_F ——I 型 F1、F2 扭矩比

2.2 EGT 构件扭矩比

当计入各损失时,各构件承担的扭矩与观察者的运动无关^[8,22],使得转换机构模型在 HMCVT 传动效率研究中得以广泛应用^[23,27]。文献[28-29]详细阐述了一般双自由度 EGT 传动效率数值计算方法,并获得广泛认可。该方法首先进行运动分析与功率流分析;其次利用转换机构获取 6 种基本三原件单自由度 EGT 系统效率;再次假定双自由度系统效率由单自由度系统效率复合而成,获取与转速相关的 6 种基本三原件双自由度 EGT 系统效率;最后利用功率流分析图、输入功率归一化,建立系统功率流线性方程组,求解与转速相关的双自由度 EGT 系统效率。

EGT1 系统在 I 型功率流状态下工作时,输入为齿圈 Z_{r1} ,输出为行星架、太阳轮 Z_{s1} ,有

$$T_{23}\omega_{23}\eta_{\text{EGT}} + T_{22}\omega_{22} + T_{21}\omega_{21} = 0 \quad (27)$$

式中 η_{EGT} ——EGT1 系统效率

利用式(27)、(15),消去 ω_{21} 可得

$$\omega_{23}(T_{23}\eta_{\text{EGT}} + T_{21}k) + \omega_{22}(T_{22} + T_{21} - T_{21}k) = 0 \quad (28)$$

EGT1 为双自由度系统,对多种 ω_{23} 和 ω_{22} 组合上式均成立,行星架与齿圈 Z_{r1} 的扭矩比和太阳轮 Z_{s1} 与齿圈 Z_{r1} 的扭矩比为

$$\begin{cases} \Delta'_{21,23} = \frac{T_{21}}{T_{23}} = -\frac{\eta_{\text{EGT}}}{k} \\ \Delta'_{22,23} = \frac{T_{22}}{T_{23}} = \frac{\eta_{\text{EGT}}(1-k)}{k} \end{cases} \quad (29)$$

式中 $\Delta'_{21,23}$ ——I 型功率流,行星架与齿圈 Z_{r1} 的扭矩比

$\Delta'_{22,23}$ ——I 型功率流,太阳轮 Z_{s1} 与齿圈 Z_{r1} 的扭矩比

同理,HMCVT 在 III 型功率流状态下工作时

$$\begin{cases} \Delta_{21,23} = \frac{T_{21}}{T_{23}} = -\frac{\eta_{\text{EGT}}}{k} \\ \Delta_{22,23} = \frac{T_{22}}{T_{23}} = \frac{1-k}{k} \end{cases} \quad (30)$$

式中 $\Delta_{21,23}$ ——III 型功率流,行星架与齿圈 Z_{r1} 的扭矩比

$\Delta_{22,23}$ ——III 型功率流,太阳轮 Z_{s1} 与齿圈 Z_{r1} 的扭矩比

F3 在 I、III 型功率流状态下均是由离合器 C_2 传递给齿圈 Z_{r1} ,扭矩比为

$$\Delta_{F3} = \frac{T_4}{T_{23}} = \frac{\tau_{F3}}{\eta_{F3}} \quad (31)$$

式中 Δ_{F3} ——F3 扭矩比

η_{F3} ——F3 机械效率

系统输出齿轮 Z_{10} 在 I、III 型功率流状态下,均是由行星架经齿轮 Z_9 或齿轮 Z_{11} 传递至齿轮 Z_{10} ,机械效率为 η_{F4} 。

固定轴齿轮副啮合损失比^[9,26-27]为

$$\psi_{mn}^c = 0.23 \left(\frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right) \quad (32)$$

式中 ψ_{mn}^c ——固定轴齿轮副啮合损失比

$Z_1、Z_2$ ——固定轴齿轮副中小齿轮、大齿轮的齿数

式(32)中,外啮合取加号,内啮合取减号。

通过计算,获得与此传动系统相对应的部分扭矩比与机械效率:扭矩比 $\Delta_F = -1.308$,扭矩比 $\Delta'_F = -0.816$,扭矩比 $\Delta_{F3} = -0.599$,机械效率 $\eta_{F4} = 0.984$ 。

2.3 HMCVT 传动效率

当 HMCVT 在不同输出转速下工作时,HST 系统排量比不同,工作压力不同,因此容积效率也不同。HMCVT 传动效率是由排量比、HST 系统效率和 EGT 系统效率共同影响而成。当考虑 HST 变量回路容积效率时,根据高压侧流量连续方程,式(3)改写为

$$\tau_H = \frac{\omega_1}{\omega_6} = \begin{cases} \frac{q_v \eta_v}{q_c} = e\eta_v & (\text{III 型功率流}) \\ \frac{q_v}{q_c \eta_v} = \frac{e}{\eta_v} & (\text{I 型功率流}) \end{cases} \quad (33)$$

式中 η_v ——HST 系统容积效率

本文基于以下假设条件:①在排量比历遍全行程,柴油机始终工作在稳态工况。②定轴齿轮系传动效率与转速无关。③不考虑 HST 与 EGT 以外的各种损失。

齿轮 Z_{10} 和行星架排量分别为 27、40 mL/r,设定压力分别为 2.5、0.25 MPa。 Δ_T 为输入扭矩利用效率,即

$$\Delta_T = \frac{T'_2}{T_2} = \frac{T_2 - T_{\text{sys}}}{T_2} \quad (34)$$

式中 T'_2 ——输入扭矩中应用于 HMCVT 传动的扭矩, N·m

T_{sys} ——齿轮 Z_{10} 和行星架所需驱动扭矩换算到系统输入轴上的扭矩, 15 N·m

当变速器 G_1 挡输出,图 1 中齿圈 Z_{r2} 制动器 B_{r2} 分离,离合器 C_1 闭合,离合器 C_2 与系统输入轴视为一体。输入轴扭矩平衡公式为

$$T'_2 - T_3 - T_{17} = 0 \quad (35)$$

根据功率流类型,当输出轴为行星架时,按先泵后马达的顺序建立 T_4 与 T_{11} 间的关系,有

$$T_4 = \begin{cases} \frac{\Delta'_F \Delta'_H \Delta'_{F3}}{\Delta'_{22,23}} T_{11} & (\Delta'_H < 0, \text{I 型功率流}) \\ \frac{\Delta_{F3}}{\Delta_F \Delta_H \Delta_{22,23}} T_{11} & (\Delta'_H < 0, \text{III 型功率流}) \end{cases} \quad (36)$$

根据式(35)、(36)建立 T_4 与 T_2 之间的关系。利用式(29)~(31)可建立 T_{21} 与 T'_2 之间的关系,即

$$T'_2 = \begin{cases} \frac{\Delta'_F \Delta'_H \Delta'_{F3} + \Delta'_{22,23}}{\Delta'_F \Delta'_H \Delta'_{21,23}} T_{21} & (\Delta'_H < 0, \text{I 型功率流}) \\ \frac{\Delta_{F3} + \Delta_F \Delta_H \Delta_{22,23}}{\Delta_{21,23}} T_{21} & (\Delta'_H < 0, \text{III 型功率流}) \end{cases} \quad (37)$$

根据式(7)、(28)及构件间扭矩比,当考虑 HST 容积效率、机械效率和 EGT 传动效率时,HMCVT 传动效率为

$$\eta_{\text{HM}} = \frac{T_{20} \omega_{20}}{T_2 \omega_2} = \begin{cases} \frac{\Delta'_F \Delta'_H \Delta'_{21,23} \tau_{\text{HM}}}{\Delta'_F \Delta'_H \Delta'_{F3} + \Delta'_{22,23}} \Delta_T \eta_{F4} & (\text{I 型功率流}) \\ \frac{\Delta_{21,23} \tau_{\text{HM}}}{\Delta_{F3} + \Delta_F \Delta_H \Delta_{22,23}} \Delta_T \eta_{F4} & (\text{III 型功率流}) \end{cases} \quad (38)$$

式中 η_{HM} ——HMCVT 变速器传动效率

2.4 HMCVT 传动效率仿真

仿真中液压单元1 选用林德公司 PHV-02-75 型双向变量柱塞泵,液压单元2 选用林德公司 HMx-02-75 型双向定量柱塞马达。输入转速 ω_2 、输入扭矩 T_2 分别按 176 kW 拖拉机牵引工况进行设定,即柴油机输入转速为 1 700 r/min;输出扭矩为 1 030 N·m。

根据 HST 系统高压侧流量连续方程,得

$$\begin{cases} Q_5 \eta_{v5} = \frac{Q_9}{\eta_{v9}} & (\text{I 型功率流}) \\ Q_5 = Q_9 \eta_{v9} & (\text{III 型功率流}) \end{cases} \quad (39)$$

式中 η_{v5} 、 η_{v9} ——液压单元2 和液压单元1 容积效率

Q_5 、 Q_9 ——液压单元2 和液压单元1 标称流量, L/min

当 ω_1 和 ω_{10} 已知,通过文献[28-29]确定 EGT1 传动效率 η_{EGT} 。利用式(29)、(30)确定扭矩比 $\Delta_{12,14}$ 和 $\Delta_{13,14}$ 。式(23)、(25)、(33)中 HST 系统工作参数和液压单元1 与2 的输入、输出扭矩以及流量,经非线性拟合均是系统压力 Δp 和系统排量比 e 的函数^[30]。通过式(35)、(39)对 Δp 和 e 进行数值求解,控制精度分别为 0.1 L/min 和 1 N·m;获得 HST 系统工作效率 η_v 、 η_{HM} ,利用式(33)、(10)得到

HMCVT 传动比 τ_{HM} 和 τ'_{HM} ,利用式(38)得到 HMCVT 传动效率 η_{HM} 。

3 试验

3.1 试验设计

试验所采用的 TA1-02 型物理样机与 CAN 数据采集系统试验现场如图4 所示,HBM3000 型和 HBM5000 型扭矩转速传感器安装在直流变频电机与系统输入轴、齿轮 Z_{10} 与能量回收装置液压马达之间。通过 CAN 总线从变速器 TCU 读取系统压力测试数据与扭矩数据。

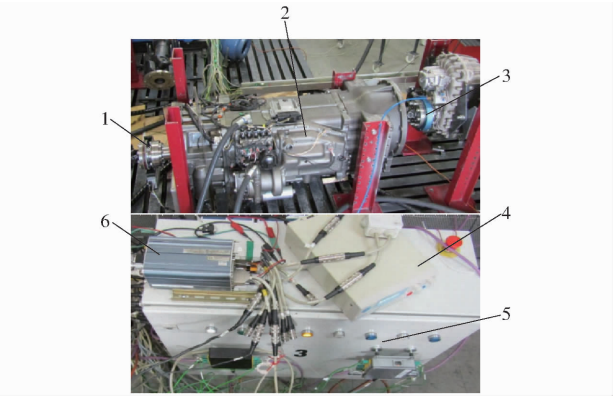


图4 系统试验装置图

Fig. 4 Graph of systematic test

- 1. HBM5000 型扭矩转速传感器 2. TA1-02 号物理样机
- 3. HBM3000 型扭矩转速传感器 4. 24 V 稳压电源 5. 3 号测试箱 6. IMC 测量装置

按照图4 拖拉机整机牵引工况换挡策略进行台架仿真试验。输入扭矩稳定在 1 030 N·m,输入转速稳定在 1 700 r/min。按传动比逐步提高,选取 $H_i - G_1$ 挡位(I 型)3 种工况、 $L_o - G_1$ 挡位(III 型)3 种工况、 $L_o - G_2$ 挡位 4 种工况,共 10 种工况进行台架试验。

3.2 效率试验与对比分析

试验样机工作在 $H_i - G_1$ 挡位 3 种工况、 $L_o - G_1$ 挡位 3 种工况与 $L_o - G_2$ 挡位 4 种工况状态的部分现场采集数据如图5 所示。3 个挡位检测台架,输入扭矩一直维持在 1 030 N·m 左右。 $H_i - G_1$ 挡位高压侧系统压力在试验过程中维持在 40 MPa 左右; $L_o - G_1$ 挡位保持在 30 MPa 左右; $L_o - G_2$ 挡位则保持在 20 MPa 左右,3 个挡位低压侧系统压力都维持在 2 MPa 左右。

台架检测结果如表1 所示。计算台架检测系统效率计算式为

$$\eta_{\text{HM}} = \tau \frac{T_{20}}{T_2} \quad (40)$$

利用式(40)得出台架检测的系统效率。传动效率对比如图6 所示,系统压力对比如图7 所示。

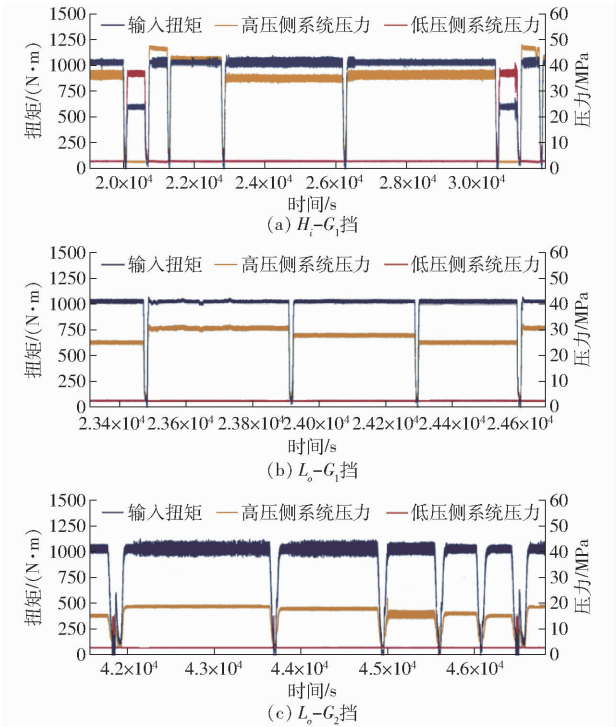


图 5 检测台架数据
Fig. 5 Measurement test program

表 1 性能检测结果

Tab. 1 Performance measurements at bench test

工况	挡位	$T_2/$ (N·m)	$\omega_2/$ (rad·s ⁻¹)	τ	$T_{20}/$ (N·m)	$\Delta p/$ MPa
1	$H_i - G_1$	1 030	178	0.22	1 553	47.5
2	$H_i - G_1$	1 030	178	0.26	1 394	42.0
3	$H_i - G_1$	1 030	178	0.35	1 229	35.5
4	$L_o - G_1$	1 030	178	0.43	2 206	30.5
5	$L_o - G_1$	1 030	178	0.48	1 887	28.0
6	$L_o - G_1$	1 030	178	0.57	1 573	26.0
7	$L_o - G_2$	1 030	178	0.68	1 306	19.0
8	$L_o - G_2$	1 030	178	0.73	1 236	18.2
9	$L_o - G_2$	1 030	178	0.95	971	16.0
10	$L_o - G_2$	1 030	178	1.04	872	15.7

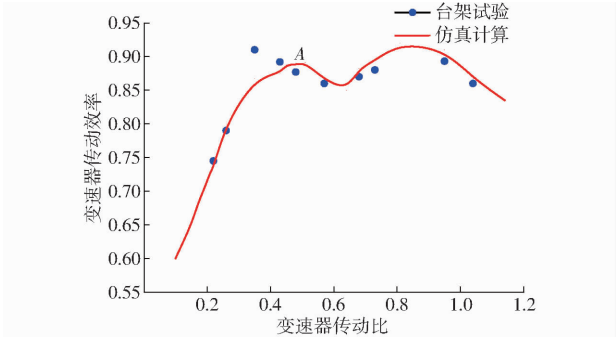


图 6 传动效率对比
Fig. 6 Data of transmission efficiency

由图 6 可知,仿真结果较好地反映了变速器稳态特性。随着 HST 系统液压单元 1 排量逐渐减小,通过 HST 可变回路传动的功率逐渐减小,由于液压

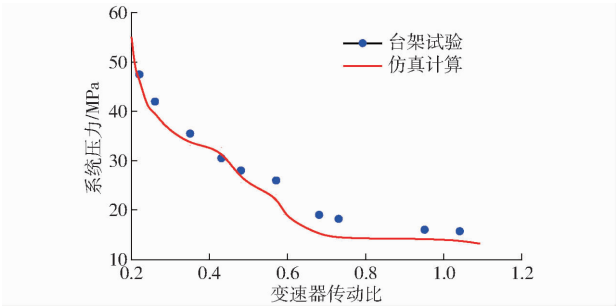


图 7 系统压力对比
Fig. 7 Data of system pressure

回路传动效率低于 EGT 机械效率,变速器传动效率逐渐提高。除工况 1、2 外,拖拉机常用牵引工况下变速器传动效率均在 0.85 以上。同时,176 kW 拖拉机 HMCVT 变速器选用的 HST 液压单元的排量仅为 75 mL/r。

图 7 中工况 1、2 系统压力大于 HST 系统设定压力 40 MPa。由于工况 1、2 牵引负荷受限于地面,实际农田作业柴油机输出扭矩约为 600、710 N·m,而本试验所设定的输入扭矩为 1 030 N·m,所以一开始系统压力高于设定值。

如图 6 所示,当变速器工作在 $L_o - G_1$ 挡Ⅲ型功率流状态,圆滑的仿真曲线中存在突出点 A,这是由于此时工况下齿圈 Z_{r1} 、太阳轮 Z_{s1} 与行星架接近同转速工况。文献[28-29]关于 EGT 效率计算方法仅考虑 EGT 系统转速和摩擦力对机械效率的影响,当基本三原件处于同转速工况,EGT 系统效率最高。

由图 7 可知,仿真压力曲线较好地反映了液压系统工作特性,随着变速器传动比的增加,HST 系统压力呈双曲线逐步减小,仿真压力曲线低于实测值,HST 系统传动功率比实际工况低,也是效率仿真偏高的主要原因。

图 8 中工况 3 的仿真误差最大为 4.7%,在 $H_i - G_1$ 挡位 I 型功率流最小排量比处,其余各工况误差小于 2%。工况 3 和 4 均位于最小排量比处,液压单元 1、2 扭矩较小,由于仿真扭矩控制误差相对较大,以及 HST 液压系统非线性拟合效果相对影响较大,效率仿真误差较大。由于仿真未考虑变速器搅

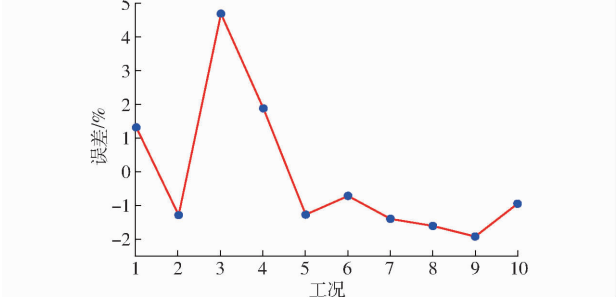


图 8 仿真与试验误差
Fig. 8 Simulation and test error

油损失和轴承损失,除工况 1、3、4 外,其余工况效率仿真值均大于实测值。

4 结论

(1)采用了一种用于 176 kW 拖拉机牵引工况的单排行星机构、两区段两级 HMCVT 传动系统。该系统选用林德公司排量为 75 mL/r 液压单元组。经台架试验与仿真,在拖拉机农田作业主要牵引工况,该系统传动效率均在 0.85 以上。

(2)通过分析各传动构件间传动比和扭矩比,获得了一种计算 HMCVT 系统传动效率的方法;通过求解 HST 高压侧流量连续性方程与变速器输入轴扭矩平衡方程,使 HST 液压系统与 EGT 机械系统建立有机联系。

(3)仿真与台架试验结果表明,该传动系在大负荷牵引作业时,除在 $H_i - G_i$ 挡位工况 1、2 下,传动效率均在 0.85 以上。最小排量比工况仿真误差为 4.7%,其余工况误差小于 2%。

参 考 文 献

- [1] 王光明,朱思洪,史立新,等. 拖拉机液压机械无级变速箱控制与交互系统[J]. 农业机械学报,2015,46(6):1-7.
WANG Guangming, ZHU Sihong, SHI Lixin, et al. Control and interaction system for tractor hydro-mechanical CVT[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(6):1-7. (in Chinese)
- [2] 倪向东,朱思洪,张海军,等. 液压机械无级变速器换挡品质影响因素试验[J]. 农业机械学报,2013,44(6):29-34.
NI Xiangdong, ZHU Sihong, ZHANG Haijun, et al. Experiment of shift quality factors for hydro-mechanical CVT[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(6):29-34. (in Chinese)
- [3] 曹付义,李豪迪,闫祥海,等. 液压机械复合传动阶跃输入恒转速输出双前馈模糊 PID 控制[J]. 农业工程学报,2019,35(1):72-82.
CAO Fuyi, LI Haodi, YAN Xianghai, et al. Hydro-mechanical compound transmission constant rotational speed output control method under step input based on double feedforward and fuzzy PID[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(1):72-82. (in Chinese)
- [4] 杨树军,鲍永,范程远. 液压机械全功率换挡方法及功率过渡特性[J]. 农业工程学报,2018,34(5):63-72.
YANG Shujun, BAO Yong, FAN Chengyuan. Full power shift method of hydro-mechanical transmission and power transition characteristics[J]. Transactions of the CSAE, 2018, 34(5):63-72. (in Chinese)
- [5] 曹付义,王越航,冯琦,等. 液压机械传动装置模式切换滚动协调控制[J]. 西安交通大学学报,2021,55(3):136-144.
CAO Fuyi, WANG Yuehang, FENG Qi, et al. Rolling coordinated control of mode switching for hydro-mechanical transmission device[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(3):136-144. (in Chinese)
- [6] XIAO Maohua, ZHAO Jing, WANG Yuewen, et al. Research on system identification based on hydraulic pump-motor of HMCVT[J]. Engineering in Agriculture, Environment and Food, 2019, 12(4):420-426.
- [7] ROSSETTI A, MACOR A. Multi-objective optimization of hydro-mechanical power split transmissions[J]. Mechanism and Machine Theory, 2013, 62:112-128.
- [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. Design and experiment of hydro-mechanical CVT speed ratio for tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(4):15-20. (in Chinese)
- [9] SHAAMUKHASUNDARAM V R, RAO Y V D, REGALLA S P. Enumeration of displacement graphs of epicyclic gear train from a given rotation graph using concept of building of kinematic units[J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 134:393-424.
- [10] YIN Canhui, TANG Dewei, DENG Zongquan. Research on configurations of multi-axis speed-differential mechanisms based on 2K-H gear train[J]. Mechanism and Machine Theory, 2020, 148:389-408.
- [11] KAHNAMEUEI J T, YANG Jianming. Development and verification of a computationally efficient stochastically linearized planetary gear train model with ring elasticity[J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 155:197-214.
- [12] YANG Fuchun, FENG Jianxiang, ZHANG Hongcai. Power flow and efficiency analysis of multi-flow planetary gear trains[J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 92:86-99.
- [13] 寇发荣. 车辆电动静液压半主动悬架设计与馈能研究[J]. 农业机械学报,2016,47(5):352-359.
KOU Farong. Design and energy regenerative study on vehicle semi-active suspension with electro hydrostatic actuator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(5):352-359. (in Chinese)
- [14] 王程,易纲,常绿,等. 电控液驱车辆加速策略研究[J]. 农业工程学报,2012,28(14):65-70.
WANG Cheng, YI Gang, CHANG Lü, et al. Acceleration strategy for vehicle with electronic control and hydrostatic drive[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(14):65-70. (in Chinese)
- [15] AHN S, CHO I, KIM S, et al. Development of an integrated engine-hydro-mechanical transmission control algorithm for a tractor[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2015, 7(7):1-18.
- [16] MOHAMED A. Dynamic modelling and simulation of a manual transmission based mild hybrid vehicle[J]. Mechanism and Machine, 2017, 6(112):218-239.

- [17] AKEHURST S, VAUGHAN N D. Modelling of loss mechanisms in a pushing metal v-belt continuously variable transmission; belt slip losses[J]. Drive System Technique, 2004, 218: 1269 – 1306.
- [18] 孙德志, 谭振江, 郭大忠, 等. 金属带式无级变速器传动效率的分析[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2002, 23(1): 52 – 56.
SUN Dezhi, TAN Zhenjiang, GUO Dazhong, et al. Analysis of transmission efficiency for metal pushing V-Belt type CVT[J]. Journal of Northeastern University(Natural Science), 2002, 23(1): 52 – 56. (in Chinese)
- [19] 王月文. 大功率拖拉机液压机械无级变速器效率特性研究[D]. 南京: 南京农业大学, 2018.
- [20] 王光明. 拖拉机液压机械无级变速箱的特性、控制与故障诊断研究[D]. 南京: 南京农业大学, 2014.
- [21] 朱镇, 高翔, 曹磊磊, 等. 泵控马达系统响应特性和效率特性的研究[J]. 机床与液压, 2016, 44(17): 87 – 92.
ZHU Zhen, GAO Xiang, CAO Leilei, et al. Research on response characteristic and efficiency characteristic of pump-control-motor system[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2016, 44(17): 87 – 92. (in Chinese)
- [22] 夏光, 夏岩, 唐希雯, 等. 采用滑转率-阻力区间划分法的拖拉机双流传动系统调速控制[J]. 农业工程学报, 2021, 37(3): 47 – 55.
XIA Guang, XIA Yan, TANG Xiwen, et al. Speed regulation control of the dual-flow transmission system for a tractor using slip rate – resistance interval division[J]. Transactions of the CSAE, 2021, 37(3): 47 – 55. (in Chinese)
- [23] CHEN C, LIANG T T. Theoretic study of efficiency of two-DOFs of epicyclic gear transmission via virtual power[J]. Journal of Mechanical Design, 2011, 133(3): 031007 – 031013.
- [24] ENDER I, MEHMET A. On the advantages of the new power-split infinitely variable transmission over conventional mechanical transmissions based on fuel consumption analysis[J]. Journal of Cleaner Production, 2020, 244: 973 – 994.
- [25] MANTRIOTA G. Performances of a series infinitely variable transmission with type I power flow[J]. Mechanism and Machine Theory, 2002, 37(6): 579 – 597.
- [26] MANTRIOTA G. Performances of a parallel infinitely variable transmissions with a type II power flow[J]. Mechanism and Machine Theory, 2002, 37(6): 555 – 578.
- [27] CHEN C. Power flow and efficiency analysis of epicyclic gear transmission with split power[J]. Mechanism and Machine Theory, 2013, 59: 96 – 106.
- [28] PENNESTRI E, FREUDENSTRIN F. The mechanical efficiency of epicyclic gear trains[J]. Journal of Mechanical Design, 1993, 115(9): 645 – 651.
- [29] PENNESTRI E, FREUDENSTRIN F. A systematic approach to power-flow and static-force analysis in epicyclic spur-gear trains[J]. Journal of Mechanical Design, 1993, 115(9): 639 – 644.
- [30] 张明柱, 王界中, 王建华, 等. 提高燃油经济性的拖拉机变速控制策略[J]. 农业工程学报, 2020, 36(1): 82 – 89.
ZHANG Mingzhu, WANG Jiezhong, WANG Jianhua, et al. Speed changing control strategy for improving tractor fuel economy[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(1): 82 – 89. (in Chinese)

(上接第 518 页)

- [22] 李志刚, 刘丹丹, 张小栓. 基于分簇数据融合的农产品冷链温度监控方法[J]. 农业机械学报, 2017, 48(8): 302 – 308.
LI Zhigang, LIU Dandan, ZHANG Xiaoshuan. A method for cold chain temperature monitoring of agricultural products based on fusion of cluster data[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(8): 302 – 308. (in Chinese)
- [23] 胡金有, 王靖杰, 朱志强, 等. 冷链物联网监测数据质量评估与优化研究进展分析[J]. 农业机械学报, 2019, 50(8): 1 – 14.
HU Jinyou, WANG Jingjie, ZHU Zhiqiang, et al. Analysis of research progress on quality assessment and optimization of cold chain IoT monitoring data[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(8): 1 – 14. (in Chinese)
- [24] 刘晓东, 李亚荣, 杨宝清. 智能测控系统的基本结构构成[J]. 大连交通大学学报, 2010, 31(5): 82 – 85.
LIU Xiaodong, LI Yarong, YANG Baoqing. The basic structure of intelligent measurement and control system[J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2010, 31(5): 82 – 85. (in Chinese)
- [25] 刘振颖, 叶洪伟, 张洪斌, 等. 基于 PLC 时控紫外线消毒装置的设计与应用[J]. 生物医学工程与临床, 2021, 25(1): 97 – 101.
LIU Zhenying, YE Hongwei, ZHANG Hongbin, et al. Design and application of PLC-based time-controlled ultraviolet disinfection device[J]. Biomedical Engineering and Clinical, 2021, 25(1): 97 – 101. (in Chinese)
- [26] 梁飞, 刘娟秀, 栗娟. 基于人体感应的智能紫外线消毒控制系统设计[J]. 电脑知识与技术, 2021, 17(8): 1 – 3.
LIANG Fei, LIU Juanxiu, SU Juan. Design of intelligent UV disinfection control system based on human body induction[J]. Computer Knowledge and Technology, 2021, 17(8): 1 – 3. (in Chinese)