

重型拖拉机新型双离合全动力换挡变速箱液压系统设计及试验

王 建¹, 马文虎¹, 谢太林², 郭 华², 尹必峰¹

(1. 江苏大学汽车与交通工程学院, 江苏 镇江 212013; 2. 江苏常发农业装备股份有限公司研究院, 江苏 常州 213000)

摘 要: 设计了用于全新开发 223.7 kW (300 hp) 重型拖拉机新型双离合全动力换挡变速箱的液压系统, 以达到换挡动力不中断和变速箱冷却润滑的目的。建立了 AMESim 动力换挡仿真模型, 分析了液压系统流量、油压特性和换挡过程离合器与同步器的动态特性。仿真结果表明: 离合器液压缸建压时间少于 1 s, 泄压时间少于 0.6 s, 建压/泄压时压力稳定; 同步器液压缸在 0.3 s 内建立稳定油压; 冷却润滑子系统用时 0.5 s 建立 0.22 MPa 稳定油压, 最大流量为 57.6 L/min; 离合器在换挡过程中完成动力的平稳过渡, 同步器在换挡之前完成预选挡。搭建了新型双离合全动力换挡变速箱试验台架进一步验证, 离合器和同步器液压缸油压试验结果与仿真结果基本一致, 变速箱输出转速从 270 r/min 上升至 310 r/min, 最大波动量为 31 r/min, 变速箱输出转矩稳定在 2 910 N·m 附近, 最大波动量为稳定值的 10.1%, 换挡过程无动力中断。仿真和试验结果验证了液压系统可以满足重型拖拉机新型双离合全动力换挡变速箱的工作需求, 本文工作可为重型拖拉机双离合全动力换挡变速箱液压系统设计和计算提供参考和指导。

关键词: 动力机械工程; 重型拖拉机; 双离合; 全动力换挡变速箱; 液压系统

中图分类号: TK5 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5497(2025)05-1806-11

DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20230825

Design and test of hydraulic system for new dual-clutch full-powershift transmission of heavy-duty tractor

WANG Jian¹, MA Wen-hu¹, XIE Tai-lin², GUO Hua², YIN Bi-feng¹

(1. School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China; 2. Changzhou Changfa Technology Development Co., Ltd., Changzhou 213000, China)

Abstract: A hydraulic system was designed for the new dual-clutch full-powershift transmission of the newly developed 223.7 kW (300 hp) heavy-duty tractor, in order to achieve the purpose of uninterrupted shift and transmission cooling and lubrication. The AMESim dynamic shift simulation model was established, the flow and oil pressure properties of the hydraulic system as well as the dynamics of the clutches and synchronizers have been analyzed. The simulation results show that the pressure building time of the clutch hydraulic cylinder is less than 1 s, the pressure relief time is less than 0.6 s, and the pressure is

收稿日期: 2023-08-04.

基金项目: 江苏省科技厅现代农业重点及面上项目(BE2022326).

作者简介: 王建(1978-), 男, 教授, 博士. 研究方向: 节能与新能源动力系统. E-mail: wangjian@ujs.edu.cn

stable during the pressure building/relief. The synchronizer hydraulic cylinder establishes stable oil pressure within 0.3 s; The cooling and lubrication subsystem takes 0.5 s to establish a stable oil pressure of 0.22 MPa, and the maximum flow rate is 57.6 L/min. The clutch completes the smooth transition of power during the shift, and the synchronizer completes the pre-selection before the shift. A new dual-clutch full-powershift transmission test bench was set up for further verification, the oil pressure test results of the clutch and synchronizer hydraulic cylinders are basically consistent with the simulation results, the output speed of the transmission increases from 270 r/min to 310 r/min, and the maximum wave momentum is 31 r/min, the output torque of the transmission is stable around 2 910 N·m, the maximum wave momentum is 10.1% of the stable value, and there is no power interruption during the shifting process. The simulation and test results verify that the hydraulic system can meet the working requirements of the new dual-clutch full-powershift transmission of heavy-duty tractor. The work in this paper can provide reference and guidance for the design and calculation of the hydraulic system of the dual-clutch full-powershift transmission of heavy-duty tractor.

Key words: power machinery and engineering; heavy-duty tractor; dual-clutch; full-powershift transmission; hydraulic system

0 引言

全动力换挡变速箱具有换挡动力不中断和操纵轻便等优点,提高了拖拉机换挡品质,是国外重型拖拉机主流配置^[1,2]。国内企业通过与国外合作研发及收购等方式开发了PL2304、LX2404和P2654等部分动力换挡机型。受限于制造水平、加工工艺等能力,全动力换挡变速箱关键技术仍处于消化吸收阶段,制约了重型拖拉机的发展^[3-5]。全动力换挡变速箱通常具有复杂的结构以满足重型拖拉机的工作需求,国外企业通过将双离合技术应用用于拖拉机,研发了DirectDrive、Dynamic Command和Dyna E-Power等双离合动力换挡变速箱,在保证多挡位的条件下提高了传动效率和结构紧凑程度,成为未来发展趋势。

双离合变速箱利用同步器与离合器协同换挡,对液压控制系统有严苛的要求;此外,液压系统提供冷却润滑流量以保证变速箱高可靠运行^[6];因此,液压系统的研究对双离合变速箱发展有非常重要的意义。为了降低双离合液压执行机构的功率,Ma等^[7]提出一种新的分散式泵控液压方案。定性分析结果表明:将传统集中式阀控液压系统分解为离合器控制子系统、离合器冷却子系统和变速器润滑子系统,可以有效减少能量损失。Lei等^[8]研究了一种双离合自动变速器液压系统,通过理论和实际算法计算各元件参数,建立了双离合自动变速器液压系统动态仿真模型,对系统动态特性进行了分析,并对试验结果进行了

分析,验证了仿真模型与试验结果的一致性。李磊^[9]介绍了DCT变速箱液压系统基本信息,设计了各部件原理图。通过对液压系统进行仿真,得到压力变化情况,验证了设计的准确性。搭建试验台对液压系统进一步验证,结果表明:液压系统控制逻辑正确且液压阀工作正常,可以满足变速器工作要求。双离合变速箱在乘用车上已成熟应用多年,对液压系统的研究主要集中于乘用车,对拖拉机相关研究极少。拖拉机相比于乘用车工况复杂、挡位数众多,基于乘用车的液压系统难以满足其工作要求。

本文根据重型拖拉机双离合变速箱工作要求设计了集成液压控制和冷却润滑于一体的液压系统。建立了AMESim仿真模型,分析了液压系统流量、压力特性和离合器、同步器动态特性,并通过搭建新型双离合全动力换挡变速箱试验台架对液压系统进一步验证。

1 新型双离合全动力换挡变速箱

新开发的新型双离合全动力换挡变速箱应用于223.7 kW(300 hp)重型拖拉机,其参数见表1。

变速箱共有24个前进挡、8个后退挡,通过4个湿式离合器和11个同步器在动力不中断的情况下完成挡位切换,其结构如图1所示。

其中C1离合器、C2离合器、C3离合器为动力换挡离合器,CR离合器为动力换向离合器;F1轴、F2轴和F3轴为动力换挡轴,FR轴为动力换

表 1 新型双离合全动力换挡变速箱参数
Table 1 Parameters of new dual-clutch full-power shift transmission

参数	数值
功率/kW	223.7
连续输入转矩/(N·m)	1 050
最大输入转矩/(N·m)	1 450
额定输入转速/(r·min ⁻¹)	2 200
平均速比	1.21
挡位数量	24F+8R
传动效率	≥90%
离合器数量	4
同步器数量	11

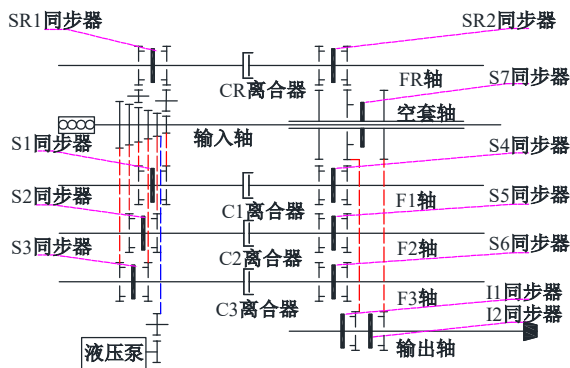


图 1 新型双离合全动力换挡变速箱传动系统结构简图

Fig. 1 Powertrain system structure diagram of new dual-clutch full-power shift transmission

向轴;该变速箱基于双离合结构,通过离合器的接合与分离和同步器的预选挡实现全动力换挡,使用较少的离合器减少了动力传递路径,变速箱结构紧凑,传动效率高。

2 液压系统设计

2.1 液压系统总体设计

在新型双离合全动力换挡变速箱工作过程中,同步器和离合器动作执行通过液压系统提供的流量和压力实现;离合器、同步器、齿轮和轴承功率损失大部分转化为热量,需要对其进行冷却润滑;因此,设计的液压系统包括液压控制和冷却润滑两大子系统。根据变速箱传递转矩分析结果和离合器与同步器液压缸目标充液时间^[10,11],离合器和同步器动作最大需求油压为 2.0 MPa,最大需求流量为 20 L/min;根据离合器、同步器、齿轮和轴承功率损失分析结果和散热器工作安全压力^[12,13],冷却润滑子系统最大需求流量为 56 L/min,离合器、同步器、齿轮和轴承最大需求流量分别为 25.32、5.82、16.21、8.52 L/min;最大需求

油压不超过 0.25 MPa。此外,为保证主油路油压稳定及向子系统提供目标油压,还需要主油压控制回路;为满足子系统不同油压流量需求,液压泵采用双联泵结构,在泵的进口口设计一个过滤器和单向阀,对油液中的杂质进行过滤以及防止杂质过多导致泵油困难。根据上述设计内容,液压系统总体设计如图 2 所示:2-1 为油箱;2-2 为单向阀;2-3 为过滤器;2-4 为双联泵。

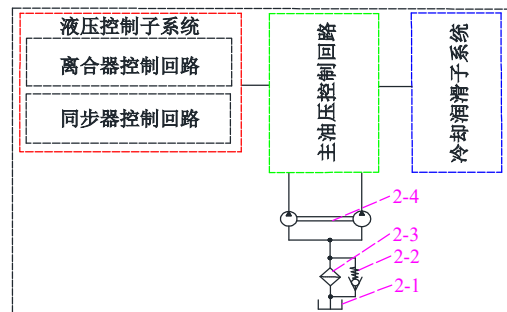


图 2 液压系统的总体设计简图

Fig. 2 Overall design diagram of hydraulic system

2.2 主油压控制回路设计

在换挡过程中,由于阀芯运动导致油压出现较大波动,设计的主油压控制回路在泵的出口设计一个蓄能器以稳定油压。双联泵出口各自并联一个溢流阀,将油压控制在各子系统的目标值附近;在泵的出口串联单向阀以防止油液反向回流,根据上述设计内容,主油压控制回路设计方案如图 3 所示:3-1 为蓄能器;3-2 为液压控制子系统溢流阀;3-3 为液压控制子系统单向阀;3-4 为冷却润滑子系统单向阀;3-5 为冷却润滑子系统溢流阀。

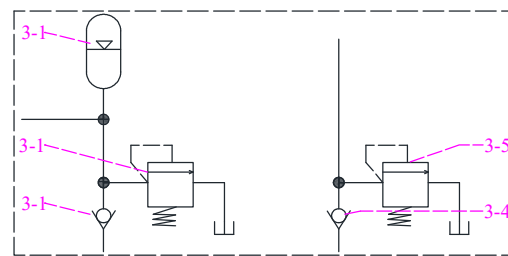


图 3 主油压控制回路简图

Fig. 3 Diagram of main oil pressure control circuit

2.3 液压子系统设计

2.3.1 液压控制子系统设计

液压控制子系统用于实现离合器和同步器精确控制,以保证换挡动力不中断^[14-16]。离合器油压控制选用电液比例阀,其输入电流与油压成比例^[17]。当离合器需要接合时,电液比例阀进油口

逐渐开启,油液经此流至液压缸,克服回位弹簧弹力使摩擦副接合,当离合器需要分离时,液压缸内的油液经电液比例阀泄油口流至油箱。根据以上过程,选用二位三通电液比例阀。根据结构,S7、I1、I2同步器选用二位三通电液比例阀;其他同步器在选用二位三通电液比例阀的基础上串联一个二位三通电液开关阀以实现液压缸左右腔室的进油。根据上述分析,设计的液压控制子系统如图4所示:4-1为离合器控制电液比例阀;4-2为离合器单活塞杆液压缸;4-3为过滤器;4-4为同步器控制电液比例阀;4-5为同步器双活塞杆液压缸;4-6为同步器控制电液开关阀;4-7为同步器单活塞杆液压缸;4-8为控制回路切换电液开关阀。

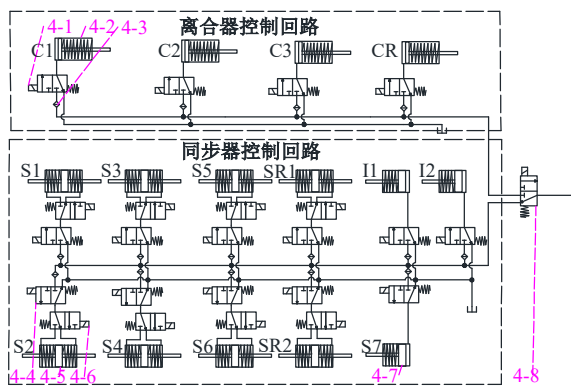


图 4 液压控制子系统简图

Fig. 4 Diagram hydraulic control subsystem

2.3.2 冷却润滑子系统设计

通过将液压控制子系统溢流阀出口连至冷却润滑子系统的设计,可使双联泵在满足流量需求的条件下减小排量和降低成本,冷却润滑子系统分为4条油路,在冷却润滑主油路设置一个散热器对进入油路的油液先进行冷却,设置节流阀实

现每个油路的流量分配,冷却润滑油液最终流至油箱。根据以上设计内容,冷却润滑子系统如图5所示:5-1为液压控制子系统溢流阀;5-2为散热器;5-3为节流阀;5-4为轴承冷却润滑油路;5-5为齿轮冷却润滑油路;5-6为同步器冷却润滑油路;5-7为离合器冷却润滑油路。

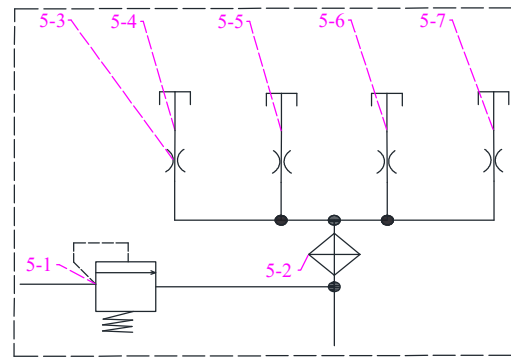


图 5 冷却润滑子系统简图

Fig. 5 Diagram cooling and lubrication subsystem

2.4 液压系统原理

液压系统原理如图6所示,以1挡升至2挡为例介绍该系统的工作过程。油箱中的油液经过滤器进入双联泵,经过单向阀到溢流阀,一部分油液经此流到冷却润滑子系统,其余流到液压控制子系统,与之并联的蓄能器吸收系统液压冲击,保持油压稳定;流至液压控制子系统油液通过电液开关阀分为并联两路,一路流至离合器控制回路,另一路流至同步器控制回路。在1挡运行之前,控制同步器S1、S2、S4、S5、S7、I2液压缸的电液比例阀阀芯在右端,电液开关阀阀芯位置在左端,液压缸活塞在右位,预选择2挡;控制回路电液开关阀换向,控制离合器C1液压缸的电液比例阀阀芯

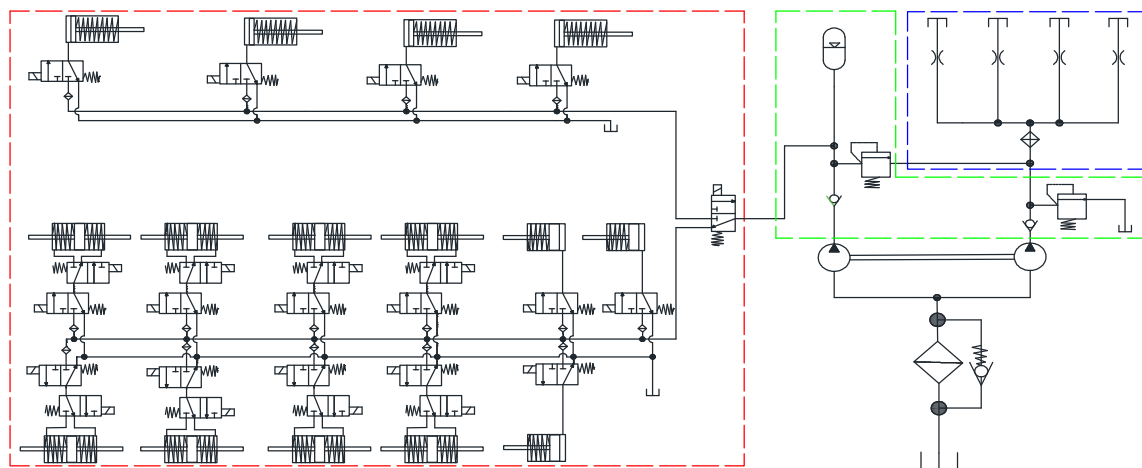


图 6 液压系统原理图

Fig. 6 Principle diagram of hydraulic system

逐渐运动至最右端,液压缸活塞在油压作用下克服弹簧力在右位,离合器摩擦副接合,拖拉机以 1 挡运行;在换挡过程中,离合器 C1 液压缸逐渐泄油直至油压为 0;离合器 C2 液压缸先快速充油以消除摩擦副间隙,再逐渐充油,摩擦副开始滑摩直至滑摩结束,达到稳定油压,拖拉机运行在 2 挡,换挡过程结束。冷却润滑出口的油液经过单向阀到溢流阀,与主油压控制回路中溢流阀出口的油液共同流经散热器,将油液分配至离合器、同步器、齿轮和轴承,最后流回油箱。

3 液压系统建模及仿真

3.1 数学模型的建立

3.1.1 电液比例阀模型

电液比例阀在工作时,其阀芯受到惯性力、电磁力、弹簧力、油液油压等作用力,阀芯的力平衡与流量平衡方程为^[18,19]:

$$F_m - p_L A_s = m_m \ddot{x}_v + c_v \dot{x}_v \quad (1)$$

$$F_m = \frac{N^2 \mu_0 A}{2\delta^2} i^2 \quad (2)$$

$$p_L A_v - p_R A_v = m_v \ddot{x}_v + c_v \dot{x}_v + k_v (x_v + x_0) \quad (3)$$

电液比例阀出口流量为:

$$q = C_d \pi D \sqrt{x_v^2 + c_r^2} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_0)}{\rho}} \quad (4)$$

式中: F_m 为电磁力,N; p_L 为主阀芯左侧油压,MPa; A_s 为电磁阀芯作用面积, m^2 ; m_m 为电磁阀芯质量,kg; x_v 为电磁阀芯位移,m; c_v 为电磁阀芯阻尼系数,N·S/m; N 为线圈匝数; μ_0 为空气磁导率,H/m; A 为气隙的横截面积, m^2 ; δ 为气隙长度,m; i 为线圈电流,A; p_R 为主阀芯右侧油压,MPa; A_v 为主阀端面面积, m^2 ; m_v 为主阀芯质量,kg; k_v 为主阀芯弹簧刚度,N/m; x_0 为主阀芯初始位移,m; q 为电液比例阀出口流量,L/min; C_d 为流量系数; D 为阀芯台肩直径,m; c_r 为阀芯与阀套孔之间的半径间隙,m; p_1 、 p_0 分别为电液比例阀出口油压、进口油压,MPa; ρ 为油液密度,kg/m³。

3.1.2 湿式离合器数学建模

忽略离合器活塞缸的泄漏和离心力的影响^[20,21],摩擦片和钢片在靠近和压紧形变过程中离合器液压缸的力平衡与流量方程为:

$$\begin{cases} m_c \ddot{x}_c + c_c \dot{x}_c + k_s x_c + F_{fc} = p_c A_c \\ m_c \ddot{x}_c + c_c \dot{x}_c + k_s x_c + F_c + F_{fc} = p_c A_c \end{cases} \quad (5)$$

进入离合器液压缸的流量为:

$$Q_c = \frac{A_c x_c + v_{c0}}{\beta} \dot{p}_c + A_c \dot{x}_c \quad (6)$$

式中: m_c 为离合器活塞质量,kg; c_c 为离合器活塞阻尼系数,N·S/m; x_c 为离合器回位弹簧位移,m; k_s 为离合器回位弹簧弹性系数,N/m; F_{fc} 、 F_c 分别为离合器活塞密封阻力、离合器摩擦副压紧力,N; p_c 为离合器液压缸油压,MPa; A_c 为离合器活塞面积, m^2 ; Q_c 为进入离合器液压缸的流量,L/min; v_{c0} 为离合器液压缸初始容积,L; β 为油液弹性模量,MPa。

离合器转矩为:

$$T_c = \mu_c z_c \cdot \frac{2(D_c^3 - d_c^3)}{3(D_c^2 - d_c^2)} \cdot F_c \quad (7)$$

式中: T_c 为离合器转矩,N·m; μ_c 为离合器摩擦面摩擦因数; z_c 为离合器摩擦面个数; D_c 、 d_c 分别为离合器摩擦片外径、内径,m。

3.1.3 同步器数学建模

同步器预选挡分为 4 个阶段^[22-24],其中第一阶段为结合套从空挡位置向目标挡位运动的阶段,该阶段动力学方程为:

$$m_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s + F_{fs} + F_{blt} + F_{slk} = p_s A_s \quad (8)$$

$$J_{ig} \dot{\omega}_{ig} = \text{sign}(\omega_{sl} - \omega_{ig}) \left(\frac{\mu_s R_s F_{blt}}{\sin \alpha} + T_{cd} i_{ig} \right) + T_d \quad (9)$$

$$J_{os} \dot{\omega}_{sl} = T_e i_{cg} - \frac{T_L}{i_{cos}} \quad (10)$$

式中: m_s 为同步器结合套质量,kg; x_s 为同步器结合套位移,m; c_s 为同步器结合套阻尼系数,N·S/m; F_{fs} 、 F_{blt} 、 F_{slk} 分别为接合套与花键毂之间的滑动摩擦力、定位销锁止力、拨叉锁止力,N; p_s 为同步器液压缸油压,MPa; A_s 为同步器活塞面积, m^2 ; μ_s 为同步器摩擦面摩擦因数; R_s 为同步器摩擦面半径,m; α 为同步器摩擦锥面角度,°; J_{ig} 、 J_{os} 分别为待接合齿圈等效转动惯量、接合套侧转动惯量,kg·m²; ω_{sl} 、 ω_{ig} 分别为同步器接合套角速度、待接合齿圈角速度,rad/s; i_{ig} 、 i_{cg} 、 i_{cos} 分别为新挡位速比、原挡位速比、主减速比; T_{cd} 、 T_d 、 T_e 、 T_L 分别为离合器带排转矩、其他阻力矩、发动机转矩、车轮阻力矩,N·m。

第二阶段为同步环与待接合齿圈锥面接触滑摩阶段,该阶段动力学方程为:

$$m_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s = 0 \quad (11)$$

$$J_{ig} \dot{\omega}_{ig} = \text{sign}(\omega_{sl} i_{cg} - \omega_{ig} i_{ig}) \frac{\mu_s R_s F_{blt}}{\sin \alpha} +$$

$$\text{sign}(\omega_{sl} - \omega_{tg})T_{cd}i_{td} + T_d \quad (12)$$

$$J_{os}\dot{\omega}_{sl} = T_e i_{cg} - \frac{T_L}{i_{cos}} - \text{sign}(\omega_{sl} - \omega_{tg}) \frac{\mu_s R_s p_s A_s}{\sin \alpha} \quad (13)$$

第三阶段为同步环在拨环力矩作用下回正阶段,此阶段动力学方程为:

$$m_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s = 0 \quad (14)$$

$$(J_{tg} + J_{sr})\dot{\omega}_{tg} = \text{sign}(\omega_{sl} - \omega_{tg}) \quad (15)$$

$$(T_{cd}i_{tg} - T_1) + T_d \quad (15)$$

$$T_1 = \frac{\rho_s A_s - F_{blt} + F_{slk}(1 - \mu_{ch} \tan \alpha) R_1}{\tan \alpha + \mu_{ch}} \quad (16)$$

$$\dot{\omega}_{tg} = \frac{\tan \alpha \ddot{x}_s}{R_1} \quad (17)$$

式中: J_{sr} 为锁环转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$; T_1 为拨环力矩, $\text{N}\cdot\text{m}$; R_1 为接合齿圈齿端平均半径, m ; μ_{ch} 为齿间摩擦因数。

第四阶段为拨环结束后的自由行程阶段,拨叉到达稳定位置,此阶段动力学方程为:

$$m_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s = 0 \quad (18)$$

$$J_{tg}\dot{\omega}_{tg} = \text{sign}(\omega_{sl} - \omega_{tg})T_1 + \quad (19)$$

$$\text{sign}(\omega_{sl}i_{cg} - \omega_{tg}i_{tg})T_{cd}i_{tg} + T_d \quad (19)$$

$$(J_{os} + J_{sr})\dot{\omega}_{sl} = T_e i_{cg} - \frac{T_L}{i_{cos}} \text{sign}(\omega_{sl} - \omega_{tg})T_1 \quad (20)$$

3.2 AMESim 模型建立

基于建立的数学模型,通过调用 AMESim 软件中的液压库、机械库、信号库和传动库建立了动力换挡仿真模型,如图 7 所示。

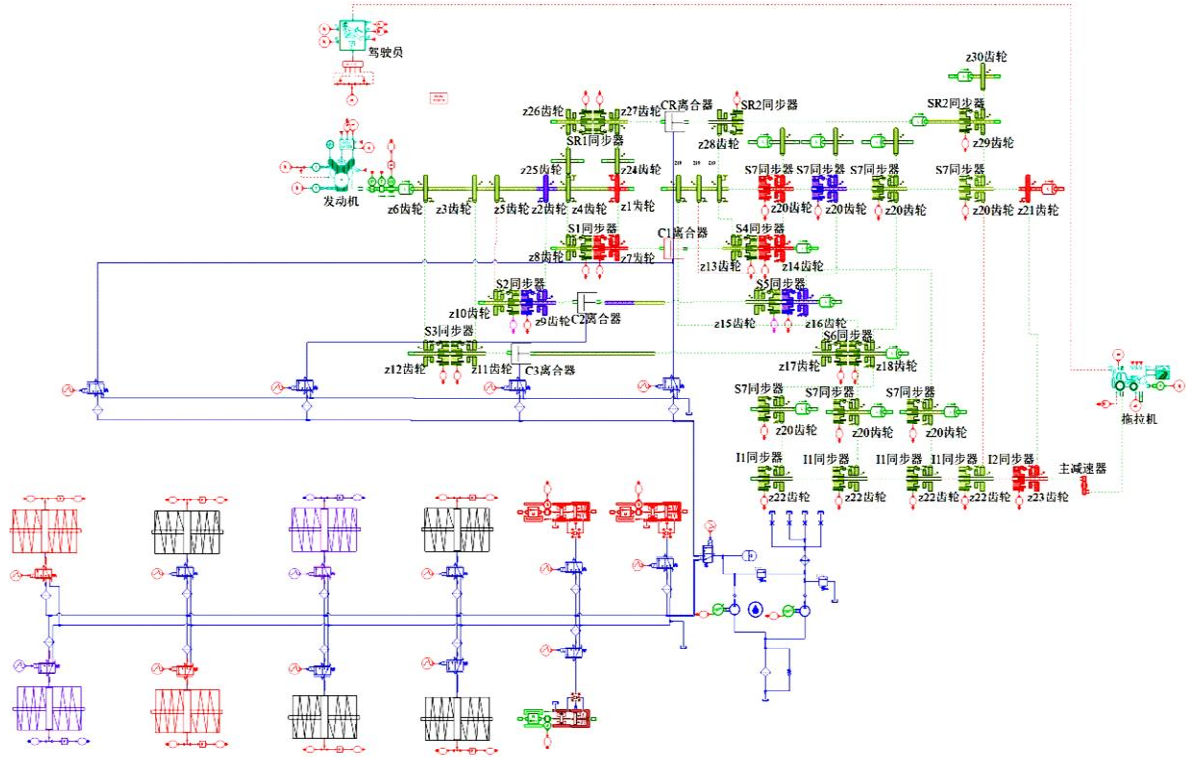


图 7 动力换挡仿真模型

Fig. 7 Simulation model of power shift

液压系统油液密度为 880 kg/m^3 ; 液压控制泵和冷却润滑泵的设计排量分别为 $8 \text{ cm}^3/\text{r}$ 和 $14 \text{ cm}^3/\text{r}$, 拖拉机使用质量为 $11\,500 \text{ kg}$, 驱动轮半径为 0.97 m , 发动机标定转速和最大扭矩分别为 $2\,200 \text{ r/min}$ 和 $1\,108 \text{ N}\cdot\text{m}$, 其他参数如表 2 所示。

3.3 仿真分析

根据搭建的 AMESim 模型,对 1 挡升 2 挡的液压系统流量、油压特性和离合器、同步器的动态特性进行了仿真分析。

3.3.1 冷却润滑子系统仿真分析

为验证设计的液压系统能否满足变速箱的冷却润滑需求,分析了冷却润滑子系统流量和油压变化,如图 8 和图 9 所示。

由图 8 可知,冷却润滑总流量来自冷却润滑泵和液压控制泵,最大值为 57.9 L/min ; 通过设计的节流阀将冷却润滑流量分配至离合器、同步器、齿轮和轴承,分别为 26.3 、 6.0 、 16.9 和 8.7 L/min 。通过仿真结果可知,冷却润滑子系统的流

表 2 AMESim 仿真主要参数

Table 2 Main parameters of AMESim simulation

参 数	数值
离合器摩擦因数	0.14
离合器回位弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	2 159
同步器摩擦因数	0.11
同步器回位弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	304
1挡传动比	8.17
2挡传动比	7.05
主减速比	4.96
轮边减速比	8.31

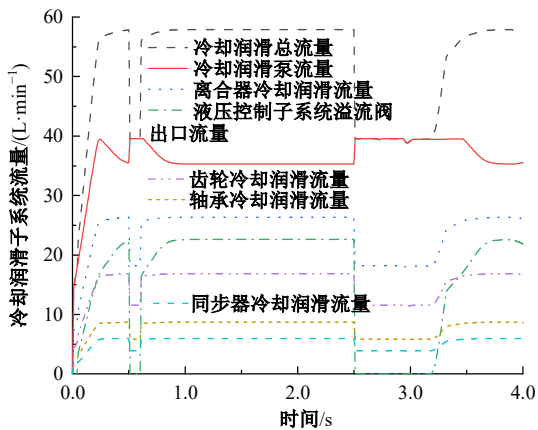


图 8 冷却润滑子系统流量变化曲线

Fig. 8 Flow curves of cooling lubrication subsystem

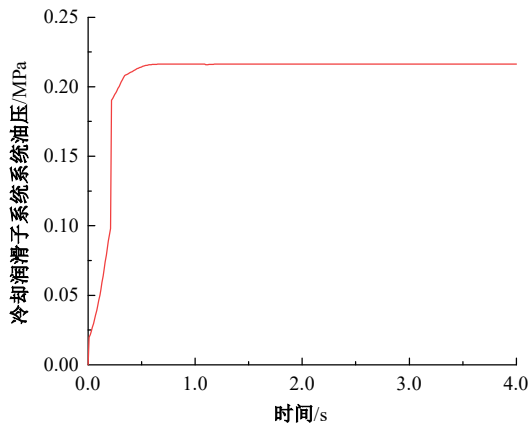


图 9 冷却润滑子系统油压变化曲线

Fig. 9 Oil pressure curves of cooling lubrication subsystem

量能够满足设计要求。由图 9 可知,冷却润滑子系统在 0.5 s 达到稳定油压 0.22 MPa,油压稳定在散热器的安全工作油压范围,油液可通过散热器对零部件冷却润滑。

3.3.2 液压控制子系统仿真分析

为验证液压系统能否满足离合器和同步器动作执行要求,分析了液压控制子系统流量、油压及离合器与同步器动态变化,如图 10~图 14 所示。

从图 10 可知,C2 离合器液压缸在 1 s 内建立稳定油压,C1 离合器在 0.6 s 内完全泄压。由图 10 和图 11 可以看出,换挡过程分为 3 个阶段,第

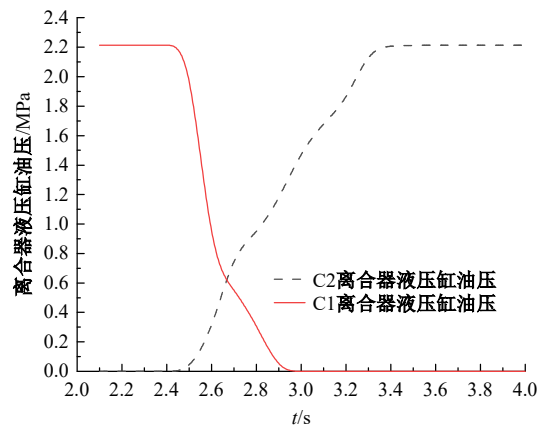


图 10 离合器液压缸油压变化曲线

Fig. 10 Oil pressure curves of clutch cylinders

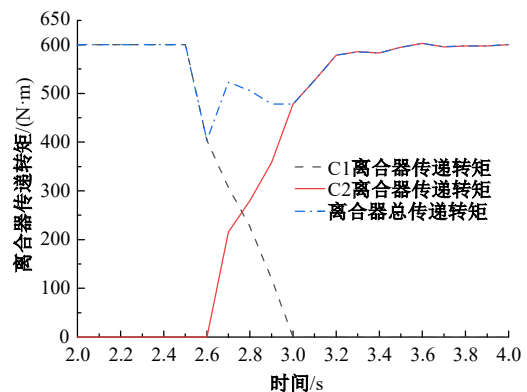


图 11 离合器的转矩变化曲线

Fig. 11 Torque curves of clutches

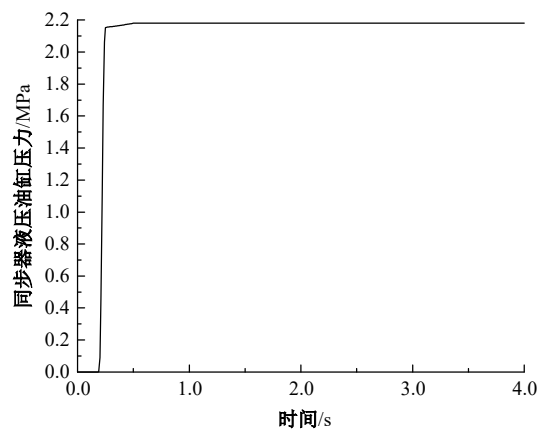


图 12 同步器液压缸油压变化曲线

Fig. 12 Pressure curve of synchronizers cylinder

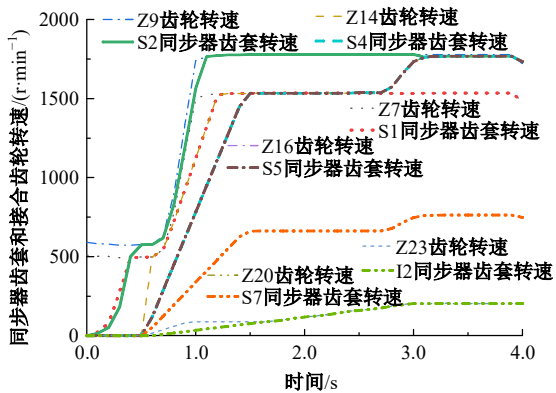


图13 同步器齿套与接合齿轮转速曲线

Fig. 13 Speed curves of synchronizer gear sleeves and engaging gears

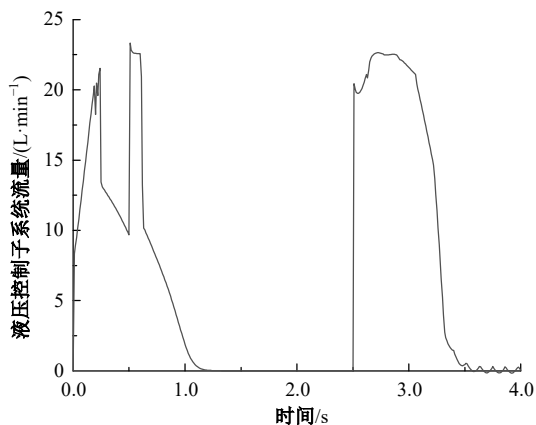


图14 液压控制子系统流量变化曲线

Fig. 14 Flow curves of hydraulic control subsystem

一阶段约为0.1 s, C2离合器液压缸油压快速上升, C1离合器液压缸油压出现部分下降, 传递转矩也出现部分下降, 离合器传递总转矩等于C2离合器转矩; 从2.6 s开始, 进入第二阶段, C2离合器液压缸油压逐渐上升, 传递转矩逐渐上升, C1离合器液压缸油压下降至0, 传递转矩下降至0, 该阶段离合器传递总转矩在2.6 s为最低; 从3.0 s开始, 进入第三阶段, C2离合器液压缸油压上升至2.2 MPa, 离合器传递总转矩等于C2离合器转矩; 在3.4 s时, 整个换挡过程结束, 持续时间约为0.9 s, 换挡迅速。在换挡过程中离合器传递总转矩出现部分下降, 但未发生动力中断, 实现了动力的平稳过渡, 设计的液压系统能够满足离合器换挡的需求。

由图12可知, 同步器液压缸油压在0.3 s内稳定在2.2 MPa。由图13可知, S1和S2同步器在0.2 s将齿套与接合齿轮转速同步, 其余同步器在0.6 s后将齿套和结合齿轮转速同步, 二者转速

逐渐上升。通过仿真结果可知, 同步器在换挡前将齿套和接合齿轮的转速同步, 完成挡位的预选, 油压能够满足设计要求。

由图14可知, 在同步器预选挡和换挡开始时, 液压控制子系统流量快速上升至22 L/min, 随着换挡的进行, 液压控制子系统的流量逐渐下降, 多余的流量用于冷却润滑, 通过仿真结果可知, 冷却润滑子系统的流量能够满足离合器和同步器的设计需求, 并且提供冷却润滑流量。

4 新型双离合全动力换挡变速箱试验

搭建了新型双离合全动力换挡变速箱试验台架对液压系统进一步验证, 对1挡升至2挡过程进行试验, 如图15所示: 15-1为数据采集系统; 15-2为驱动电机; 15-3为驱动电机PLC控制器; 15-4为惯量飞轮组; 15-5为双联轴; 15-6为电液阀; 15-7为加载电机; 15-8为加载电机PLC控制器; 15-9为整机控制器。

试验台架由驱动电机驱动, 输入转速0~3 000 r/min无级可调; 由加载电机模拟负载, 额定转矩为3 537 N·m, 通过驱动电机和加载电机PLC控制器对电机的转速和转矩进行控制。数据采集系统主要由NI高速采集单元、上位机组成, 测试软件采用Labview编程。新型双离合全动力换挡变速箱输入输出端设有转速转矩传感器, 各电液阀出口设有油压传感器, 整机控制器接收各传感器的信号, 输出驱动电机、电液阀、加载电机的控制信号。

试验时设置驱动电机转速为发动机标定转速2 200 r/min, 加载电机转矩根据拖拉机阻力计算,

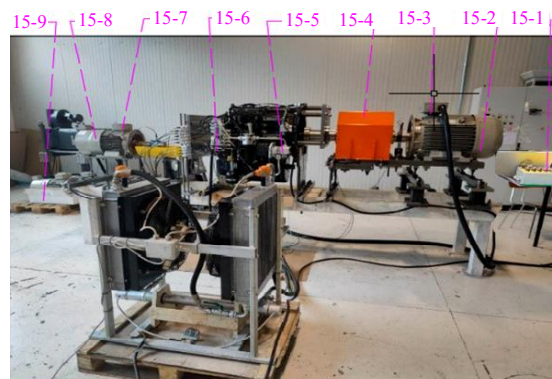


图15 新型双离合全动力换挡变速箱试验台架
Fig. 15 New dual-clutch full power shift transmission test bench

为 2 911 N·m;测试离合器和同步器电液比例阀出口油压以及变速箱输出轴转速和转矩来验证液压系统。

4.1 离合器和同步器液压缸试验结果

电液阀出口油压与液压缸油压相等,通过油压传感器采集的数据即离合器和同步器液压缸的油压变化,如图 16 和图 17 所示。

由图 16 可知,C1 离合器液压缸在 0.4 s 内完成泄压,C2 离合器液压缸在开始充油时峰值油压超过 1 MPa,在 1 s 内完成建压。由图 17 可知,同步器液压缸开始充油时油压峰值超过 0.23 MPa,在 0.4 s 内建立稳定油压。

通过与图 10、图 12 对比,离合器、同步器油压试验结果与仿真结果变化趋势基本一致;由于控制信号的滞后性和液压系统的泄漏,试验过程中离合器和同步器液压缸油压上升速度慢于仿真过程,且稳定油压略低于仿真值;同步器和离合器液

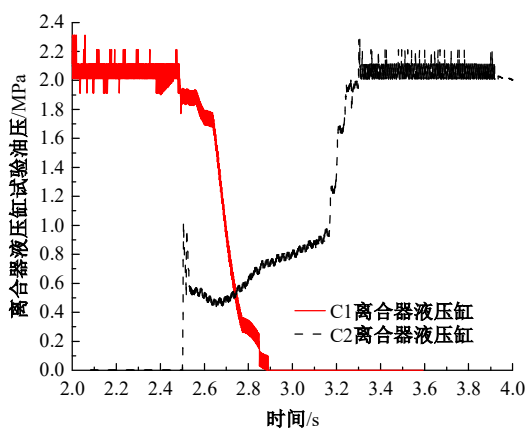


图 16 离合器液压缸油压变化试验曲线

Fig. 16 Clutch hydraulic cylinders oil pressure change test curves

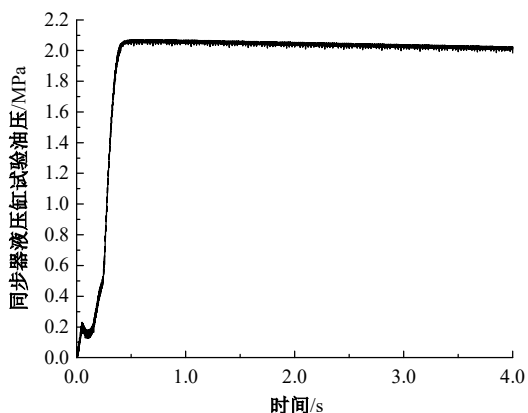


图 17 同步器液压缸油压变化试验曲线

Fig. 17 Synchronizer hydraulic cylinder oil pressure change test curve

压缸充油时,各个电液阀间产生油压影响,在开始充油时刻出现油压峰值。

4.2 变速箱输出试验结果

由于条件限制,试验台架无法测试同步器和离合器的转速和转矩,通过测试变速箱的输出转速和转矩来验证设计的液压系统能否实现动力换挡过程,如图 18 所示。

由图 18 可知,变速箱输出转速从 270 r/min 上升至 310 r/min,从 1 挡过渡至 2 挡,最大转速波动量为 31 r/min;变速箱输出转矩稳定在 2 910 N·m 附近,波动范围为 -294.0~153.2 N·m,最大波动量为稳定值 10.1%,换挡过程无动力中断现象,表明设计的液压系统可以满足变速箱的动力换挡需求。

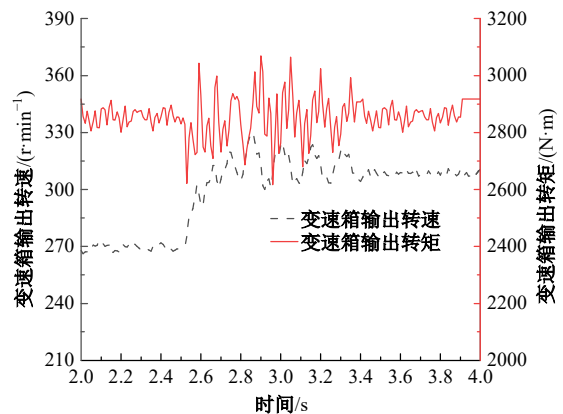


图 18 变速箱输出转速和转矩曲线

Fig. 18 Transmission output speed and torque curves

5 结 论

(1)以一款全新开发的 223.7 kW(300 hp)重型拖拉机新型双离合全动力换挡变速箱为研究对象,为满足零部件的冷却润滑和换挡动力不中断要求,创新设计了集冷却润滑子系统和液压控制子系统于一体的液压系统,在满足冷却润滑需求的条件下降低了双联泵的排量,通过集成式设计缩小了液压系统的尺寸。

(2)建立了动力换挡模型,对液压系统的流量、油压以及动力换挡过程中离合器和同步器的动态特性进行了仿真分析,离合器液压缸在 1 s 内建立油压,0.6 s 内完成泄压,同步器液压缸在 0.3 s 内建立稳定油压;冷却子润滑系统在 0.5 s 内建立油压,流量随离合器液压缸需求流量变化而变化,最大流量为 57.6 L/min,各润滑油路流量分配合理,满足设计要求;在油压的作用下,换

挡过程迅速,离合器传递的总转矩出现部分下降但未出现动力中断,实现了换挡过程动力的平稳过渡;同步器在动力换挡开始之前完成预选挡。

(3)通过新型双离合全动力换挡变速箱试验台架测试了离合器和同步器电液阀出口油压、变速箱的输出转速和转矩。油压试验结果与仿真分析基本吻合,由于控制信号的滞后性和液压系统的泄漏,试验过程中离合器和同步器液压缸油压上升速度比仿真过程慢且稳定油压略低于仿真值;同步器和离合器液压缸充油时,各个电液阀间产生油压影响,在开始充油时刻出现油压峰值;变速箱输出转速从1挡过渡至2挡,输出转矩最大波动量为稳定值的10.1%,换挡过程无动力中断。

参考文献:

- [1] 席志强,周志立,张明柱,等. 拖拉机动力换挡变速器换挡特性与控制策略研究[J]. 农业机械学报, 2016, 47(11): 350-357.
Xi Zhi-qiang, Zhou Zhi-li, Zhang Ming-zhu, et al. Shift characteristics and control strategy of power shift transmission on tractor[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2016, 47(11): 350-357.
- [2] 傅生辉,顾进恒,李臻,等. 基于MFAPC的动力换挡变速箱湿式离合器压力控制方法[J]. 农业机械学报, 2020, 51(12): 367-376.
Fu Sheng-hui, Gu Jin-heng, Li Zhen, et al. Pressure control method of wet clutch for PST of high-power tractor based on MFAPC algorithm[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2020, 51(12): 367-376.
- [3] 谢斌,武仲斌,毛恩荣. 农业拖拉机关键技术发展现状与展望[J]. 农业机械学报, 2018, 49(8): 1-17.
Xie Bin, Wu Zhong-bin, Mao En-rong. Development and prospect of key technologies on agricultural tractor[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2018, 49(8): 1-17.
- [4] 董春红. 简述拖拉机传动系统关键技术[J]. 拖拉机与农用运输车, 2022, 49(3): 9-13.
Dong Chun-hong. Analysis of tractor transmission system key technologies[J]. Tractor & Farm Transporter, 2022, 49(3): 9-13.
- [5] 王伟韦,陈黎卿,杨洋,等. 农业机械底盘技术研究现状与展望[J]. 农业机械学报, 2021, 52(8): 1-15.
Wang Wei-wei, Chen Li-qing, Yang Yang, et al. Development and prospect of agricultural machinery chassis technology[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2021, 52(8): 1-15.
- [6] 袁哲,臧宏达,马文星,等. 变速箱润滑油路仿真分析及结构优化[J]. 吉林大学学报:工学版, 2020, 50(4): 1257-1264.
Yuan Zhe, Zang Hong-da, Ma Wen-xing, et al. Simulation analysis structure optimization of lubrication oil circuit of gearbox[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2020, 50(4): 1257-1264.
- [7] Ma K, Sun D, Sun G, et al. Design and efficiency analysis of wet dual clutch transmission decentralised pump-controlled hydraulic system[J]. Mechanism and Machine Theory, 2020, 154:No. 104003.
- [8] Lei Y L, Li X Z, Liang W P. Hydraulic system optimization and dynamic characteristic simulation of double clutch transmission[J]. Procedia Environmental Sciences, 2011, 10: 1065-1070.
- [9] 李磊. 新型选择性输出双离合自动变速器电液伺服控制系统设计[D]. 合肥:合肥工业大学机械工程学院, 2015.
Li Lei. Design for electro-hydraulic servo control system of new dual-clutch transmission with selective output[D]. Hefei: School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, 2015.
- [10] 李春芾,席军强,刘春颖. 多片湿式离合器快充油过程影响因素分析与控制[J]. 中国机械工程, 2019, 30(5): 513-518.
Li Chun-fu, Xi Jun-qiang, Liu Chun-ying. Analyses and control influence factors for multi-plate wet clutches in fast oil filling processes[J]. China Mechanical Engineering, 2019, 30(5): 513-518.
- [11] 王光明,朱思洪,史立新,等. 拖拉机液力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 Guang-ming, Zhu Si-hong, Shi Li-xin, et al. Control and interaction system for tractor hydro-mechanical CVT[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2015, 46(6): 1-7.
- [12] 韩兵,蔡忆昔,张彤,等. 强混合动力变速器液压系统设计与动态特性仿真[J]. 农业机械学报, 2011, 42(2): 43-47.
Han Bing, Cai Yi-xi, Zhang Tong, et al. Hydraulic system design and dynamic characteristic simulation of full hybrid transmission[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2011, 42(2):

- 43-47.
- [13] 熊序, 鲁植雄, 程准, 等. 重型拖拉机液压机械无级变速箱冷却润滑油液的分配优化[J]. 南京农业大学学报, 2021, 44(5): 993-1001.
Xiong Xu, Lu Zhi-xiong, Cheng Zhun, et al. Oil distribution optimization of cooling and lubrication for hydro-mechanical continuously variable transmission of heavy-duty tractor[J]. Journal of Nanjing Agricultural University, 2021, 44(5): 993-1001.
- [14] 陆中华, 程秀生, 冯巍. 湿式双离合自动变速器的升档控制[J]. 农业工程学报, 2010, 26(5): 132-136.
Lu Zhong-hua, Cheng Xiu-sheng, Feng Wei. Up-shift control in wet double clutch transmission[J]. Transactions of the CSAE, 2010, 26(5): 132-136.
- [15] 孙冬野, 陈旭东, 李宝刚, 等. 基于遗传算法的拖拉机动力换挡过程动态控制方法[J]. 重庆大学学报, 2019, 42(8): 1-14.
Sun Dong-ye, Chen Xu-dong, Li Bao-gang, et al. Dynamic control method of tractor powershift process based on genetic algorithm[J]. Journal of Chongqing University, 2019, 42(8): 1-14.
- [16] 陆凯, 鲁杨, 邓晓亭, 等. 理论换挡点下HMCVT换挡离合器转矩交接及控制[J]. 农业工程学报, 2022, 38(19): 23-32.
Lu Kai, Lu Yang, Deng Xiao-ting, et al. Torque handover and control of the HMCVT shift clutches under the theoretical shift condition[J]. Transactions of the CSAE, 2022, 38(19): 23-32.
- [17] 孟彬, 杨冠政, 徐豪, 等. 插装式2D电液比例流量阀的特性研究[J]. 机械工程学报, 2022, 58(20): 421-437.
Meng Bin, Yang Guan-zheng, Xu Hao, et al. Study on characteristics of 2D cartridge electro-hydraulic proportional flow rate valve[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(20): 421-437.
- [18] 李晓祥, 王安麟, 樊旭灿, 等. 面向离合器接合过程的比例电磁阀动态特性模型与设计[J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(5): 46-52.
Li Xiao-xiang, Wang An-lin, Fan Xu-can, et al. Dynamic characteristics model and design of proportional solenoid valve for clutch engagement process [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(5): 46-52.
- [19] 任延飞, 席军强, 陈慧岩, 等. 湿式离合器先导式电液调压阀时频域建模与分析[J]. 兵工学报, 2023, 44(1): 222-232.
Ren Yan-fei, Xi Jun-qiang, Chen Hui-yan, et al. Time-frequency domain modeling and analysis of dynamic characteristics of pilot-operated electro-hydraulic pressure regulating valve for wet clutch[J]. Acta Armamentarii, 2023, 44(1): 222-232.
- [20] 李云燕, 刘宇键, 陈漫. 湿式离合器充油控制响应特性研究[J]. 机床与液压, 2022, 50(9): 184-189.
Li Yun-yan, Liu Yu-jian, Chen Man. Wet clutch oiling control response characteristics analysis[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2022, 50(9): 184-189.
- [21] Zhao J, Xiao M, Bartos P, et al. Dynamic engagement characteristics of wet clutch based on hydro-mechanical continuously variable transmission[J]. Journal of Central South University, 2021, 28(5): 1377-1389.
- [22] Lu T, Li H, Zhang J, et al. Supervisor control strategy of synchronizer for wet DCT based on online estimation of clutch drag torque[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016, 66: 840-861.
- [23] Li H, Lu T, Zhang J, et al. Modelling and analysis of the synchronization process for a wet dual-clutch transmission[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2015, 229(14): 1981-1995.
- [24] Walker P D, Zhang N. Engagement and control of synchroniser mechanisms in dual clutch transmissions [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012, 26: 320-332.