

基于充油流量与曝气程度的拖拉机动力换向性能研究

闫祥海^{1,2} 魏海江¹ 刘孟楠² 赵俊峰³ 张静云^{1,2} 徐立友^{1,2}

(1. 河南科技大学车辆与交通工程学院, 洛阳 471003; 2. 智能农业动力装备全国重点实验室, 洛阳 471003;
3. 洛阳东方众成离合器有限公司, 洛阳 453003)

摘要: 围绕拖拉机动力换向离合器充油流量易受温度、回位弹簧刚度和预紧力等因素影响, 液压油在加注及工作过程中易受空气污染, 导致液压油空气含量增加的工程应用问题, 探究了不同充油流量及曝气程度对动力换向性能的影响。以换向时间、冲击度、滑摩功和磨损量为评价指标对换向性能进行了评估, 以期提高拖拉机动力换向品质、工作效率和传动系使用寿命。以东方红 LF2204 型拖拉机 TX4A 传动系为研究对象, 建立了考虑充油流量和曝气程度的动力换向过程数学模型, 基于 ADAMS、Matlab/Simulink 和 AMESim 平台分别建立了换向离合器机械模型、控制模型和液压模型, 对拖拉机 I 挡作业时前进挡切换为倒退挡的工况进行了仿真分析与台架试验验证。仿真结果表明: 当液压油曝气程度为 0.1%, 充油流量分别为 16、14 L/min 时, 与 20 L/min 流量相比, 换向时间分别增长 20% 和 43%, 变速器最小输出转矩分别下降 26% 和 52%, 滑摩功分别上升 33% 和 78%, 最大冲击度分别下降 11% 和 18%, 最大磨损量分别上升 24% 和 44%。当充油流量为 20 L/min, 曝气程度分别为 1% 和 5% 时, 与 0.1% 曝气程度相比, 换向时间分别增长 26% 和 85%, 变速器最小输出转矩分别下降 0.4% 和 0.8%, 滑摩功分别上升 38% 和 163%, 最大冲击度分别下降 57% 和 50%, 最大磨损量分别上升 47% 和 163%。台架试验结果表明: 试验数据与仿真试验数据变化趋势基本保持一致, 误差都在 5% 之内, 最大误差出现在充油流量为 20 L/min、曝气程度为 5% 时, 主要原因是油液自身脉动对传感器产生冲击影响, 以及比例阀受油液气泡影响, 输出精度降低。

关键词: 拖拉机; 动力换挡变速器; 充油流量; 曝气程度; 换向性能

中图分类号: S219 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2023)08-0381-13 OSID: 

Dynamic Change Direction of Tractor Based on Oil Filling Flow and Aeration Degree

YAN Xianghai^{1,2} WEI Haijiang¹ LIU Mengnan² ZHAO Junfeng³ ZHANG Jingyun^{1,2} XU Liyou^{1,2}

(1. College of Vehicle and Traffic Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China
2. State Key Laboratory of Intelligent Agricultural Power Equipment, Luoyang 471003, China
3. Luoyang Oriental Zhongcheng Clutch Co., Ltd., Luoyang 453003, China)

Abstract: The effects of different oil flow rates and aeration degree on the performance of power reversing were studied. The oil flow rate of tractor power reversing clutch is easily affected by temperature, return spring stiffness and preload force, and the air content of hydraulic oil is easily polluted during filling and working. The reversing performance was evaluated by using reversing time, impact, slip work and wear to improve the quality of the tractor's power reversing, working efficiency and service life of the drive train. Taking the TX4A drive train of Dongfanghong LF2204 tractor as the research object, the mathematical model of the dynamic reversing process considering the oil filling flow and aeration degree was established. The mechanical model, control model and hydraulic model of the reversing clutch were established based on ADAMS, Matlab/Simulink and AMESim. Simulation analysis and bench test were carried out under the condition that the forward gear changed to the backward gear when the tractor was working in I gear. The simulation results showed that when the hydraulic oil aeration degree was 0.1%

收稿日期: 2023-03-23 修回日期: 2023-05-23

基金项目: 国家重点研发计划项目(2022YFD2001203、2022YFD2001201B)、农业关键核心技术 GG 项目(NK202216010103)和智能农业动力装备全国重点实验室开放项目(SKT2022001、SKLIAPE2023006)

作者简介: 闫祥海(1985—),男,副教授,博士,主要从事农业机械控制系统及性能验证研究,E-mail: 9905167@haust.edu.cn

通信作者: 徐立友(1974—),男,教授,博士生导师,主要从事车辆传动理论与控制技术研究,E-mail: xlyou@haust.edu.cn

and the oil filling flow rate was 16 L/min, and 14 L/min, compared with the flow rate of 20 L/min, the commutation time was increased by 20% and 43%, the transmission minimum output torque was decreased by 26% and 52%, the slip work was increased by 33% and 78%, the maximum impact degree was decreased by 11% and 18%, maximum wear was increased by 24% and 44%, respectively. When the oil flow rate was 20 L/min and the aeration degree was 1% and 5%, compared with the aeration degree of 0.1%, the commutation time was increased by 26% and 85%, the minimum output torque of the transmission was decreased by 0.4% and 0.8%, the slip work was increased by 38% and 163%, the maximum impact degree was decreased by 57% and 50%, and maximum wear was increased by 47% and 163%, respectively. The bench test results showed that the variation trend of the test data was basically consistent with that of the simulation test data, and the error was within 5%. The maximum error occurred when the oil filling flow rate was 20 L/min and the aeration degree was 5%. The main reason was that the oil pulsation itself had impact on the sensor, and the proportional valve was affected by oil bubbles, which reduced the output accuracy.

Key words: tractor; power shift transmission; oil filling flow; degree of aeration; reversing performance

0 引言

目前,利用产品建模、多领域动态协同仿真、机电液联合控制仿真等技术对拖拉机传动系进行设计优化和性能评估已成为拖拉机传动系智能化设计的重要手段^[1]。例如,WANG等^[2]利用 AMESim 液压模型分析了采埃孚动力换挡变速箱的液压缓冲阀。廖湘平等^[3]利用 AMESim 平台研究了新型液粘调速离合器对减少工程车辆起步冲击的作用。桂林等^[4]利用 Pro/E 和 ADAMS 对拖拉机齿轮系统设计与仿真进行了研究。郝希阳等^[5]利用 AMESim 和 ADAMS 对拖拉机电控液压悬挂系统进行了仿真。周杰等^[6]利用 ADAMS 对轮式拖拉机进行了研究。以上研究表明,将联合仿真技术应用到传动系设计中,可以减少仿真与试验间的误差。

由于拖拉机动力换挡变速箱 (Power shift transmission, PST) 中离合器充油流量易受温度、回位弹簧刚度和预紧力等因素的影响,液压油在加注及工作过程中易受空气污染导致液压油曝气程度增加,使系统动力学参数发生波动变化,拖拉机换向过程中动力性、平顺性和舒适性变差^[7-11]。陆凯等^[12]建立了带有不匹配干扰的非线性湿式离合器数学模型。鲍明喜等^[13]分析了离合器流量调节阀对离合器减压阀压力的影响。吴健鹏等^[14]建立了离合器电液比例减压阀和离合器供油系统的数学模型,研究了不同的 PWM 输入信号对离合器充油特性的影响。闫宏伟等^[15]对不同空气含量对液压系统动态特性影响进行了研究。赵一荣^[16]对拖拉机动力换向冲击进行了分析和优化。陈旭东^[17]对拖拉机动力换向动态控制进行了研究。以上研究集中于对液压系统特性的研究。

针对动力换向性能、离合器充油流量及曝气程度关系的研究较少,部分研究通过电液仿真平台对

其中一种关系进行分析,不能充分表达其动力学和液力学性能。本文将东方红 LF2202 型拖拉机 TX4A 传动系作为研究对象,基于 ADAMS、Matlab/Simulink 和 AMESim 平台,通过机电液联合仿真,对拖拉机 I 挡作业前进挡切换为倒退挡工况下,离合器不同充油流量和不同曝气程度对换向品质的影响进行仿真分析与验证评价。

1 拖拉机 PST 结构与数学建模

1.1 PST 结构

由于拖拉机作业环境恶劣、工况复杂,换向性能影响因素较多,对拖拉机复杂连续的多质量、多自由度系统作如下简化^[18]:①假设拖拉机传动系统是由无惯性的弹性环节和无弹性的惯性环节构成。②忽略由同步器移动和离合器接合分离引起的轴横向移动。③忽略齿轮啮合弹性和轴承与轴承座的弹性。

简化后拖拉机 PST 可视为一个离散系统,其结构原理如图 1 所示。

- 图中 T_e ——发动机输出转矩, $N \cdot m$
 T_{c1} 、 T_{c2} 、 T_{c3} 、 T_{c4} ——离合器 C1、C2、C3、C4 传递的转矩, $N \cdot m$
 T_0 ——后轴传递的转矩, $N \cdot m$
 T_w ——车轮受到的阻力矩, $N \cdot m$
 I_e ——发动机曲轴、飞轮、输入实心轴及其关联齿轮及离合器 C1、C2 主动盘当量转动惯量, $kg \cdot m^2$
 I_{c1} ——离合器 C1 从动盘、实心轴与离合器 C3 主动盘当量转动惯量, $kg \cdot m^2$
 I_{c2} ——离合器 C2 从动盘、实心轴与离合器 C4 主动盘当量转动惯量, $kg \cdot m^2$
 I_{c3} ——离合器 C3 从动盘及 I 挡主动齿轮当量转动惯量, $kg \cdot m^2$

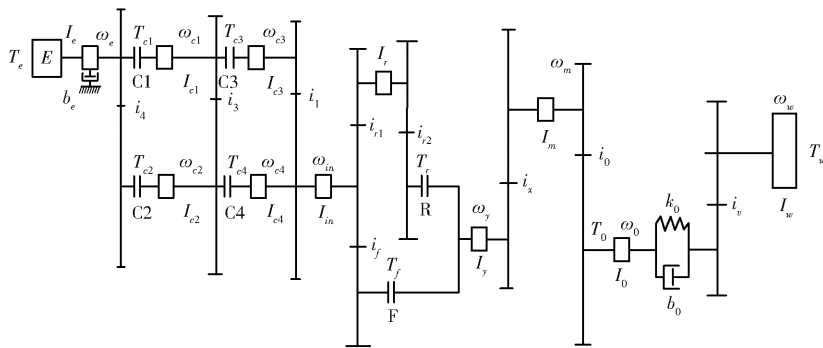


图 1 拖拉机 PST 结构原理图

Fig.1 Tractor PST structure schematic

- I_{c4} ——离合器 C4 从动盘与实心轴及其关联
齿轮当量转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
- I_y ——变速器中间轴及其关联齿轮当量转动
惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
- I_m ——变速器输出轴及其关联齿轮、主减速
器主动部分当量转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
- I_0 ——主减速器从动部分、差速器、半轴、轮
边减速器齿轮及车轮当量转动惯量,
 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
- I_w ——整车等效到车轮的当量转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
- I_r ——倒退挡传动轴及其关联齿轮当量转动
惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
- ω_e ——发动机曲轴角速度, rad/s
- $\omega_{c1}, \omega_{c2}, \omega_{c3}, \omega_{c4}$ ——离合器 C1、C2、C3、C4 从
动盘角速度, rad/s
- ω_m ——变速器输出轴角速度, rad/s
- ω_0 ——拖拉机半轴角速度, rad/s
- ω_w ——车轮角速度, rad/s
- k_0 ——拖拉机半轴与轮胎的当量扭转刚度,
 $\text{N} \cdot \text{m/rad}$
- b_0 ——拖拉机半轴与轮胎的旋转阻尼系数,
 $\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s/rad}$
- b_e ——发动机输出轴的旋转阻尼系数,
 $\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s/rad}$
- i_1, i_3, i_4 ——1 挡、3 挡、4 挡传动比
- i_f, i_x, i_0, i_v ——正向齿轮、副变速器、主减速
器、轮边减速器传动比
- T_f ——离合器 F 传递的转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$
- T_r ——离合器 R 传递的转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$
- i_{r1}, i_{r2} ——倒挡齿轮传动比
- I_{in} ——动力换挡区段到动力换向区段中轴、
齿轮惯量等效到实心轴的当量转动惯
量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
- ω_{in} ——实心轴角速度, rad/s
- ω_y ——变速器中间轴角速度, rad/s

1.2 动力换向原理

动力换向指在拖拉机前进和倒退切换时传递动力不中断,其在拖拉机中尤为重要,因为在拖拉机作业中需频繁往返作业。在一些典型作业工况下,拖拉机需要正向与反向运动同时满足作业要求,提高作业质量和效率^[19]。图 2 为拖拉机动力换向原理图,动力换向通过离合器 F、R 之间的接合分离切换实现,前进作业时离合器 F 闭合, R 断开,动力通过传动轴、离合器毂、钢片和摩擦片传递到前进挡从动齿轮。由前进挡切换为倒退挡时,控制单元(TCU)发出换向控制信号控制电磁阀切换位置,离合器 F 开始泄油,在回位弹簧力的作用下,摩擦片和钢片开始滑磨直至完全分离,同时离合器 R 开始充油,油液推动活塞挤压回位弹簧,在液压力推动下,摩擦片和钢片开始滑磨直至完全接合,动力由前进挡从动齿轮切换到倒退挡从动齿轮,此时换向完成,在倒退行驶时离合器 F 断开, R 闭合。

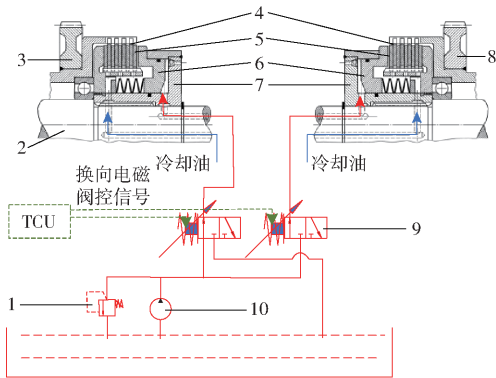


图 2 拖拉机动力换向原理图

Fig.2 Schematic of tractor power commutation

1. 安全阀 2. 传动轴 3. 前进挡从动齿轮 4. 摩擦片 5. 钢片
6. 活塞 7. 离合器毂 8. 倒退挡从动齿轮 9. 电磁换向阀
10. 液压泵

1.3 动力换向过程动力学分析

(1)换向开始动力学方程

变速器控制单元发出换向指令,待接合的离合器电磁阀通电,接合离合器 R 开始充油至离合器临

界摩擦点 (kisspoint), 分离离合器 F 开始以最大速度减小油压至刚好不打滑。动力学方程为

$$(T_e - \omega_e b_e) i_1 - \frac{T_f}{i_f} = \left(I_e + \frac{I_{in}}{i_1^2} \right) \frac{d\omega_e}{dt} \tag{1}$$

$$T_f i_x - \frac{T_0}{i_0} = \left[(I_{c1} + I_{c3}) (i_1 i_x i_f)^2 + I_{in} (i_x i_f)^2 + I_y i_x^2 + I_m \right] \frac{d\omega_m}{dt} \tag{2}$$

$$T_0 i_v - T_w = I_w \frac{d\omega_w}{dt} \tag{3}$$

$$T_0 = k_0 (\theta_0 - \theta_v i_v) + b_0 (\omega_0 - \omega_w i_v) \tag{4}$$

式中 θ_0 ——后轴转动角, rad

θ_v ——车轮转动角, rad

(2) 换向过程中动力学方程

待接合离合器 R 按指定油压变化率增大油压至停止打滑, 分离离合器 F 则按照一定油压变化率减小油压, 离合器开始打滑至 kisspoint 点时停止打滑。接合离合器 R 油压加速上升直至设定油压, 分离离合器 F 油压逐渐降至零。此时传递的转矩使车辆开始反向运动, 接合离合器从动盘转速也开始向主动盘转速靠近, 即将进入同步阶段。动力学方程为

$$(T_e - \omega_e b_e) i_1 - \frac{T_{fc}}{i_f} - \frac{T_{rc}}{i_{r1} i_{r2}} = \left(I_e + \frac{I_{in}}{i_1^2} \right) \frac{d\omega_e}{dt} \tag{5}$$

$$(T_{fc} + T_{rc}) i_x - \frac{T_0}{i_0} = \left[(I_{c1} + I_{c3}) (i_1 i_x i_f)^2 + I_y i_x^2 + I_m + \frac{I_0}{i_0^2} \right] \frac{d\omega_m}{dt} \tag{6}$$

式中 T_{fc} 、 T_{rc} ——离合器 F、R 在滑摩时传递的转矩, N·m

(3) 换向结束动力学方程

接合离合器 R 油压升至工作油压后保持不变, 分离离合器 F 油压为 0, 接合离合器主、从动件转速开始同步上升至工作转速, 换向结束。动力学方程为

$$(T_e - \omega_e b_e) i_1 - \frac{T_r}{i_{r1} i_{r2}} = \left(I_e + \frac{I_{in}}{i_1^2} \right) \frac{d\omega_e}{dt} \tag{7}$$

$$T_r i_x - \frac{T_0}{i_0} = \left[(I_{c1} + I_{c3}) (i_1 i_x i_{r1} i_{r2})^2 + I_{in} (i_x i_{r1} i_{r2})^2 + I_r i_{r2}^2 + I_y i_x^2 + I_m \right] \frac{d\omega_m}{dt} \tag{8}$$

1.4 湿式离合器数学建模

湿式离合器滑摩时, 传递的转矩为

$$T_c = \text{sign}(\Delta\omega_c) \mu_d p S z R_e \tag{9}$$

$$R_e = \frac{2}{3} \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \tag{10}$$

式中 T_c ——离合器摩擦转矩, N·m

μ_d ——动摩擦因数
 S ——摩擦副有效作用面积, m²
 p ——摩擦副间正压力, Pa
 $\Delta\omega_c$ ——离合器主、从动件角速度差, rad/s
 z ——摩擦副对数
 R_e ——等效半径, m
 R 、 r ——摩擦片外、内半径, m

湿式离合器完全接合时, 传递的转矩为

$$T_{c\max} = \mu_s p S z R_e \tag{11}$$

式中 μ_s ——静摩擦因数

1.5 电液比例阀数学建模

离合器需要充油时, 电液比例阀接通, 实现快速充油, 使得油压刚好克服离合器回位弹簧的压力。在滑摩阶段, 控制电液比例阀的流量实现离合器油压的精确控制。需要放油时, 只需控制比例阀位置, 使得离合器油缸的液压油回流至油箱^[20]。

(1) 主阀芯力平衡方程

忽略阀芯受到的瞬态液动力和干摩擦力等, 比例电磁阀通电后, 阀芯受到电磁力、弹簧力、稳态液动力、惯性力和阻尼力等。主阀芯力平衡方程为

$$F_g - p_o A_s = m_s \ddot{x}_s + D_s \dot{x}_s + F_{sp} + K_s x_s + F_s \tag{12}$$

其中

$$F_g = K_f (u - K_v \dot{x}_s) \tag{13}$$
$$F_s =$$

$$\begin{cases} -2C_d C_v A_e \cos\theta_s p_o & (0 \leq x_s < h_s) \\ 0 & (h_s \leq x_s \leq x_d + h_s) \\ 2C_d C_v A_i \cos\theta_s (p_s - p_o) & (h_s + x_d < x_s \leq x_{sm}) \end{cases} \tag{14}$$

$$\begin{cases} A_e(x_s) = nA(d, h_s - x_s) \\ A_i(x_s) = nA(d, x_s - h_s - x_d) \end{cases} \tag{15}$$

$$A(d, x) =$$

$$\frac{d^2}{4} \left[\arccos \left(1 - \frac{2x}{d} \right) - 2 \left(1 - \frac{2x}{d} \right) \sqrt{\frac{x}{d} - \left(\frac{x}{d} \right)^2} \right] \tag{16}$$

式中 m_s ——比例阀阀芯质量, kg
 D_s ——比例阀阀芯黏性阻尼系数, N·s/m
 K_s ——比例阀回位弹簧刚度, N/m
 F_g ——电磁力, N
 F_{sp} ——比例阀回位弹簧初始压力, N
 p_s ——供油压力, Pa
 p_o ——比例阀出口压力, Pa
 A_s ——比例阀阀芯作用面积, m²
 x_s ——主阀芯位移, m
 F_s ——稳态液动力, N
 K_f ——电磁铁驱动系数, N/V
 K_v ——速度反电动势系数, V·s/m

u ——输入电压, V
 h_s ——主阀卸油口初始开口量, m
 x_d ——主阀阀芯进油口遮盖量, m
 C_d ——节流孔流量系数
 C_v ——比例阀主阀芯流速系数
 θ_s ——比例阀主阀节流口射流角, rad
 x_{sm} ——主阀阀芯最大位移, m
 A_i ——比例阀进油口节流面积, m²
 A_e ——比例阀卸油口节流面积, m²
 n ——圆孔式节流孔数量
 d ——圆孔式节流孔直径, m
 x ——圆孔式节流口开口量, m

(2) 比例阀压力-流量方程
流入比例阀的流量为

$$q_s = \begin{cases} \frac{\text{sign}(p_s - p_o) C_d A_i \sqrt{2|p_s - p_o|}}{\rho} & (h_s + x_d < x_s \leq x_{sm}) \\ 0 & (h_s \leq x_s \leq x_d + h_s) \\ -\frac{C_d A_e \sqrt{2|p_o|}}{\rho} & (0 \leq x_s < h_s) \end{cases} \quad (17)$$

其中
$$\rho = \frac{\rho_0}{1 - J_{gas}} \quad (18)$$

式中 q_s ——流入比例阀的流量, m³/s
 ρ ——液压油密度, kg/m³
 ρ_0 ——油气混合液压油密度, kg/m³
 J_{gas} ——液压油曝气程度

(3) 比例阀流量连续性方程
忽略阀芯与阀套配合间隙处泄漏, 主阀腔油液压缩量由流入主阀腔的部分流量补偿, 其余流入离合器油缸, 即

$$q_s - q_l = \left[\frac{V_{s0}(1 - J_{gas})}{E} + \frac{V_{s0}J_{gas}}{v_{gas}} \right] \dot{p}_o \quad (19)$$

其中
$$E = \rho \frac{dp_s}{d\rho} \quad (20)$$

式中 q_l ——离合器油缸流量, m³/s
 V_{s0} ——比例阀主阀腔容积, m³
 E ——油液体积弹性模量, Pa
 v_{gas} ——液压油所含气体比容, m³/kg

1.6 离合器执行机构数学建模

(1) 湿式离合器活塞力平衡方程
不考虑接合过程中油道阻力和油道内漏影响, 在快速充油时, 活塞受到油缸内静压力、旋转离心力、回位弹簧力和活塞密封环摩擦力, 则离合器的活塞力平衡方程为

$$M_l \ddot{x}_l + D_l \dot{x}_l = p_l A_l + F_\omega - F_{scal} - K_{cl} x_l - F_{j0} - F_{cl} \quad (21)$$

其中
$$\begin{cases} F_\omega = \frac{\pi \rho}{4} (\alpha_\omega \omega_s)^2 (R_2^2 - R_1^2) (R_2^2 + R_1^2 - 2R_{oil}^2) \\ F_{scal} = 2\mu_{scal} b p_l \pi (R_1 + R_2) \\ F_{cl} = K_n (x_l - \Delta) \quad (x_l > \Delta) \end{cases} \quad (22)$$

式中 M_l ——离合器活塞等效质量, kg
 D_l ——活塞粘性阻尼系数, N·s/m
 A_l ——活塞作用面积, m²
 K_{cl} ——活塞回位弹簧刚度, N/m
 x_l ——活塞位移, m α_ω ——滞后系数
 F_{j0} ——活塞回位弹簧预压力, N
 F_ω ——活塞离心油压作用力, N
 F_{scal} ——活塞密封环摩擦力, N
 F_{cl} ——摩擦片压紧力, N
 p_l ——离合器油缸压力, Pa
 ω_s ——离合器油缸角速度, rad/s
 R_1 ——离合器活塞内半径, m
 R_2 ——离合器活塞外半径, m
 R_{oil} ——离合器进油道旋转半径, m
 μ_{scal} ——离合器活塞密封环摩擦因数
 b ——离合器活塞密封环宽度, m
 K_n ——摩擦片等效刚度, N/m
 Δ ——摩擦片 kisspoint 点位置, m

(2) 离合器油缸压力-流量方程
流入离合器油缸的流量为

$$q_l = \text{sign}(p_o - p_l) C_d \frac{\pi d_l^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_o - p_l|} \quad (23)$$

式中 d_l ——油缸进油口直径, m
(3) 离合器油缸流量平衡方程

不考虑离合器密封件的泄漏, 比例阀流入离合器油缸的流量, 其中一部分填充油缸容积变化, 另一部分补偿油液压缩变化量, 其余经离合器油缸卸油口流出, 即

$$q_l = \left[\frac{(V_{j0} + A_l x_l)(1 - J_{gas})}{E} + \frac{(V_{j0} + A_l x_l)J_{gas}}{v_{gas}} \right] \dot{p}_l + A_l \dot{x}_l \quad (24)$$

式中 V_{j0} ——离合器油缸初始容积, m³

1.7 发动机数学模型

研究表明, 发动机输出转矩与转速及油门位置呈现一定的函数关系, 其关系式可表示为

$$T_e = f(\partial, n_e) \quad (25)$$

式中 ∂ ——发动机油门位置
 n_e ——发动机转速, r/min

2 动力换向离合器与传动系统联合仿真

2.1 联合仿真模型建立

基于 Matlab/Simulink 的 S - Funciton 模块、ADAMS 的 Controls 模块和 AMESim 的 Interface 模块构建动力换挡拖拉机传动系统联合仿真模型,利用 Matlab/Simulink 软件计算换向过程中离合器油缸压力达到期望值时电磁比例阀所需要的电压,将计算结果传递给 AMESim 软件对电磁比例阀进行控制,

再将离合器油缸实际压力反馈到 Matlab/Simulink 软件中进行优化控制,AMESim 软件将计算出的常啮合主动齿轮转速、倒退挡离合器油缸活塞受力、前进挡离合器油缸活塞受力、后退挡从动齿轮转速和前进挡从动齿轮转速传递到 ADAMS 软件中的换向离合器进行转矩计算,ADAMS 软件将计算出的常啮合主动齿轮转矩、倒退挡从动齿轮转矩和前进挡从动齿轮转矩反馈到 AMESim 软件,完成换向仿真,模型如图 3 所示。

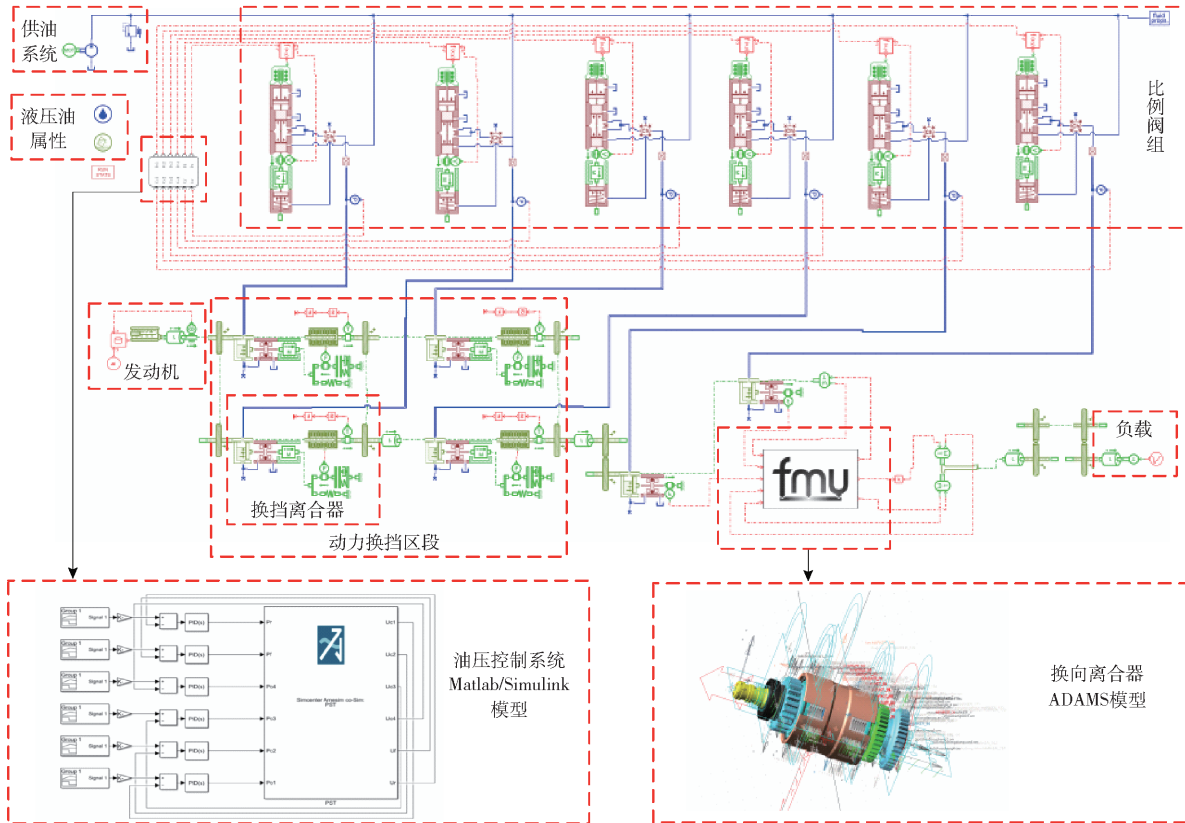


图 3 动力换挡拖拉机传动系统联合仿真模型

Fig. 3 Co-simulation model of transmission system of power shifting tractor

设置曝气程度为 0.1%,离合器 R 充油阶段的充油流量分别为 20、16、14 L/min;离合器 R 充油流量为 20 L/min,液压油曝气程度分别为 0.1%、1%和 5%,对上述两组参数进行仿真。

选取拖拉机 I 挡作业时前进挡换为倒退挡时的工况,油门开度为 100%。仿真主要参数如表 1 所示。

2.2 换向品质评价指标

换向品质指拖拉机动力换向过程的平顺程度,引入冲击度、滑摩功和磨损量对换向特性进行评估。

(1)换向时间

换向时间是指从 TCU 控制单元发出换向指令到完成换向所需时间。

(2)冲击度

冲击度 j 表现为拖拉机纵向加速度的变化率。

冲击度越大,驾驶员顿挫感越明显,换向平顺性越差,计算式为

$$j = \frac{da}{dt} = \frac{d^2v}{dt^2}$$
 (26)

式中 v ——拖拉机车速,m/s
 a ——拖拉机纵向加速度,m/s²
 t ——拖拉机纵向加速度变化时间,s

(3)滑摩功

湿式离合器主、从动件由开始接合到两者同步转速的过程中,处于滑磨状态,产生滑摩功 W_{fe} ,计算式为

$$W_{fe} = \int_0^{t_i} T_c (\omega_z - \omega_c) dt$$
 (27)

式中 t_i ——滑磨结束时间,s
 ω_z ——离合器主动部分角速度,rad/s
 ω_c ——离合器从动部分角速度,rad/s

表 1 联合仿真模型主要参数

Tab.1 Key parameters in co-simulation model

参数	数值
供油压力 p_s/MPa	2
液压油密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	850
液压油体积弹性模量 E/Pa	1.7×10^9
比例阀工作电压 u/V	0~10
电磁阀速度反电动势系数 $K_v/(\text{V}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	0.04
电磁铁驱动系数 $K_f/(\text{N}\cdot\text{V}^{-1})$	15.524
主阀芯质量 m_s/kg	0.02
主阀芯最大位移 x_{sm}/mm	3.13
主阀芯弹簧刚度 $K_s/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	1 500
主阀芯弹簧预压力 F_{sp}/N	55
主阀圆形节流口直径 d/mm	3
比例阀主阀腔容积 V_{a0}/m^3	2.6×10^{-5}
换向离合器活塞等效质量 M_l/kg	0.65
换向离合器活塞外半径 R_1/mm	68.5
换向离合器活塞内半径 R_2/mm	30
换向离合器弹簧刚度 $K_{cl}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	16 700
换向离合器弹簧初始力 F_l/N	1 450
换向离合器活塞 kisspoint 点位置/ m	2×10^{-3}
换向离合器进油口直径 d_i/mm	5
换向离合器油缸初始容积 V_{l0}/m^3	2.38×10^{-4}
换向离合器摩擦片片数	5
离合器动摩擦因数 μ_d	0.06
离合器静摩擦因数 μ_s	0.12
主动部分转动惯量 $I_{in}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	1
从动部分转动惯量 $I_e/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	2.1
驱动轮半径/ m	0.95
中央传动比	3.8
轮边减速比	4.55
最终传动比	12.35

(4) 磨损量

湿式离合器主要是依靠摩擦片和对偶钢片两者产生的摩擦力传递转矩和动力,用单次换向磨损深度来表征磨损量 Y ,体现湿式离合器的磨损性能,计算式为

$$Y=\frac{V}{A_n}=k\frac{W}{A_nH}=k\frac{p_nL}{H}$$

(28)

式中 V ——磨损体积, m^3

A_n ——接触面积, m^2

k ——磨损系数

W ——作用在摩擦力上的法向载荷, N

H ——摩擦材料的布氏硬度, MPa

p_n ——载荷压强, MPa

L ——滑动距离, m

2.3 仿真结果分析

通过仿真结果分析换向过程中离合器 F、R 的油压变化规律,离合器 F、R 从动盘转速变化情况,离合器 F、R 传递转矩的变化情况,以及换向过程中

拖拉机冲击度、滑摩功和磨损量的变化情况。

曝气程度为 0.1%,充油流量分别为 20、16、14 L/min 的仿真结果如图 4~9 所示,图中, P_f 、 P_r 表示离合器 F、R 的油压, MPa ; n_{f1} 、 n_{r1} 表示离合器 F、R 的主动件转速, r/min ; n_{f2} 、 n_{r2} 表示离合器 F、R 的从动件转速, r/min ; T_m 表示变速器输出转矩, $\text{N}\cdot\text{m}$ 。

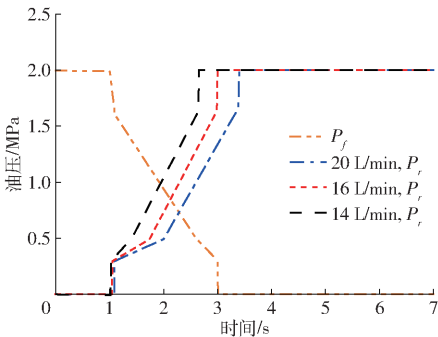


图 4 离合器油压变化曲线

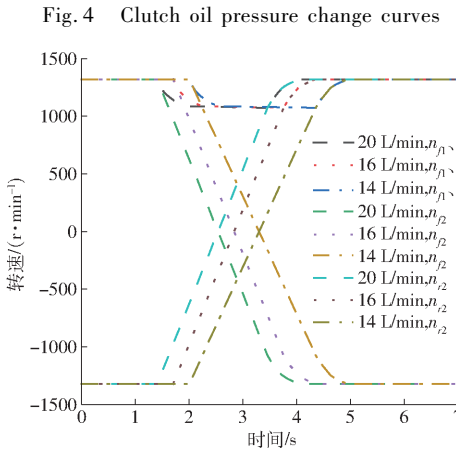


图 5 转速变化曲线

Fig.5 Speed change curves

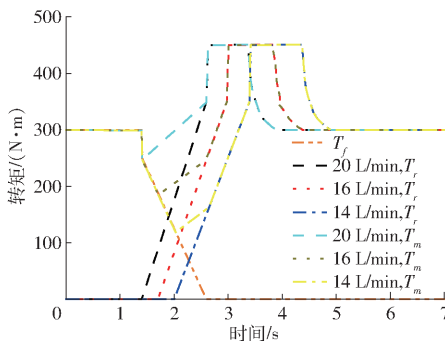


图 6 转矩变化曲线

Fig.6 Torque change curves

由图 4 可以看出,整个换向过程中,离合器 F 待分离,离合器 R 待接合,在离合器 R 的预充油流量分别为 20、16、14 L/min 时,离合器 R 因为充油流量的减小,从开始充油到克服回位弹簧与预紧力的时间也逐渐增大,在第 1 秒时油压从零开始上升,分别经过 0.4、0.7、1.0 s 预充油结束,油压都升至 0.5 MPa,然后进入调压阶段,分别在 2.64、3.00、

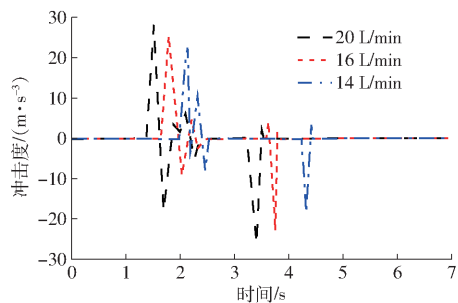


图 7 冲击度变化曲线

Fig. 7 Impact change curves

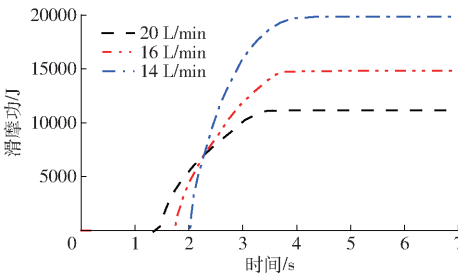


图 8 滑摩功变化曲线

Fig. 8 Sliding and friction power change curves

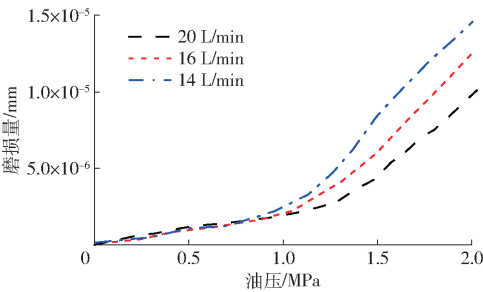


图 9 磨损量变化曲线

Fig. 9 Wear change curves

3.38 s 时升至 2 MPa。

由图 5、6 可知，离合器 R 的充油流量分别为 20、16、14 L/min 时，离合器 F、R 共用一个常啮合主动齿轮，所以离合器 F、R 主动件转速相同，均为 1 325 r/min，换向开始时，离合器 F、R 主动件分别在第 1.4、1.7、2.0 秒时转速开始下降至 1 084 r/min，同时离合器 R 的从动件转速上升，逐渐接近主动件转速 1 084 r/min，转速差为零后两者同时升至工作转速 1 325 r/min 时完成换向，换向时间分别为 2.35、2.81、3.37 s。在第 1.4、1.7、2.0 秒时，离合器 R 传递的转矩开始增大，分别在 2.64、3.00、3.38 s 时升至 450 N·m 后保持不变，当离合器 R 主、从动件转速进入同步阶段后，转矩根据发动机输出转矩进行调整，使之接近 300 N·m。变速器最小输出转矩分别为 247、184、118 N·m，流量越小，拖拉机换向动力性也越差。

由图 7~9 可以看出，在离合器 R 的充油流量分别为 20、16、14 L/min 时，最大冲击度分别为 28、25、23 m/s³。充油时间过短，在液压油的作用下会

产生较大的冲击度，冲击力过大的情况下甚至会造成摩擦片基体损坏。对应的滑摩功分别为 11 158、14 812、19 838 J，因为转矩传递路线较长，滑摩功相对较大，如果因摩擦产生的热量过多，会造成摩擦片与从动片烧结在一起，引起动力换向装置失效。磨损量随着油压和滑动距离的增大而增大，最大磨损量分别为 1.0079×10^{-5} 、 1.2508×10^{-5} 、 1.4538×10^{-5} mm。

充油流量分别为 16、14 L/min 时，与 20 L/min 相比，换向时间分别增长 20% 和 43%，变速器最小输出转矩分别下降 26% 和 52%，滑摩功分别上升 33% 和 78%，最大冲击度分别下降 11% 和 18%，最大磨损量分别上升 24% 和 44%。结果表明充油流量在 16~20 L/min 之间时，动力换向的平顺性、动力性和舒适性较好。

充油流量为 20 L/min，曝气程度分别为 0.1%、1% 和 5% 的仿真结果如图 10~15 所示。

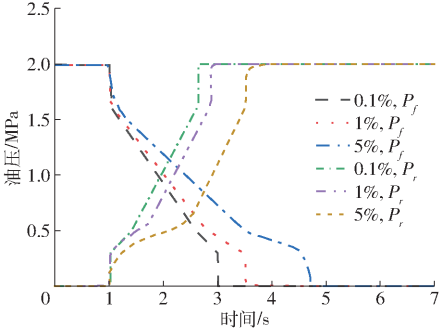


图 10 不同曝气程度下离合器油压变化曲线

Fig. 10 Clutch oil pressure curves under different aerations

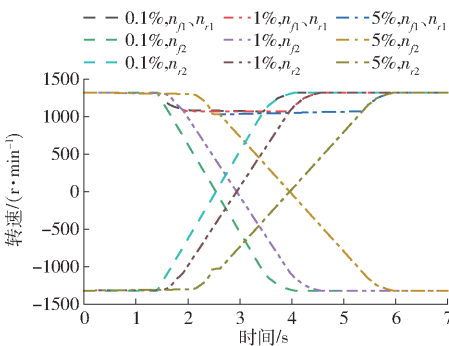


图 11 不同曝气程度下转速变化曲线

Fig. 11 Speed change curves under different aeration degrees

由图 10 可以看出，在充油流量为 20 L/min，液压油曝气程度分别为 0.1%、1% 和 5% 时，离合器 R 的油压在第 1 秒时从零开始上升，分别经过 1.6、1.8、2.5 s 后油压升至 2 MPa，离合器 F 的油压在第 1 秒时从 2 MPa 开始下降，分别经过 2.0、2.5、3.7 s 后，油压降至 0 MPa。

由图 11、12 可知，在充油流量为 20 L/min，液压油曝气程度分别为 0.1%、1% 和 5% 时，换向开始

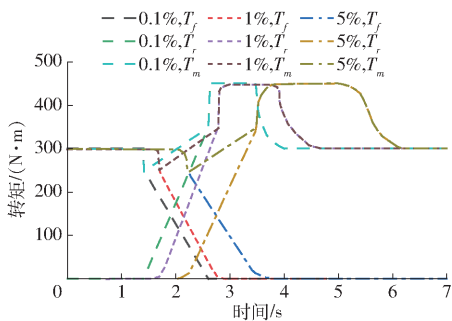


图 12 不同曝气程度下转矩变化曲线

Fig. 12 Torque change curves under different aeration degrees

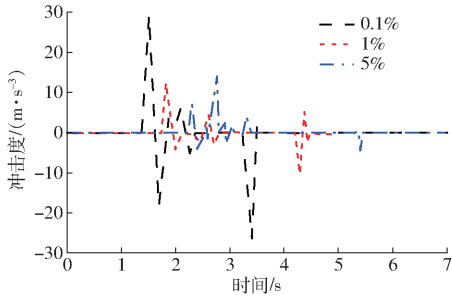


图 13 不同曝气程度下冲击度变化曲线

Fig. 13 Impact change curves under different aeration degrees

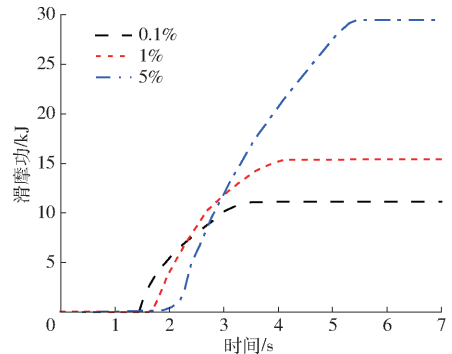


图 14 不同曝气程度下滑摩功变化曲线

Fig. 14 Sliding and friction power change curves under different aeration degrees

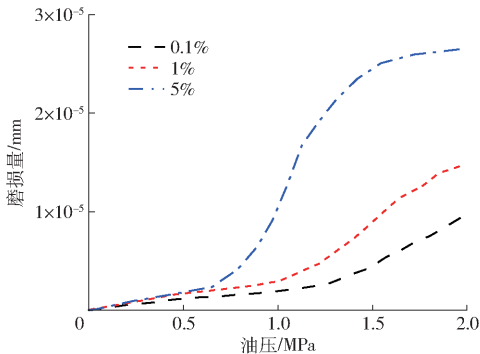


图 15 不同曝气程度下磨损量变化曲线

Fig. 15 Wear change curves under different aeration degrees

时,离合器 F、R 主动件转速分别在第 1.4、1.7 秒时由 1 325 r/min 开始下降至 1 084 r/min,液压油曝气程度为 5% 时,离合器 F、R 主动件转速在 2.2 s 时由 1 325 r/min 开始下降至 1 050 r/min。离合器 F 转速

开始下降时,离合器 R 的从动件转速上升,逐渐接近主动件转速,转速差为零后两者同时升至工作转速 1 325 r/min 时完成换向,换向时间分别为 2.45、2.95、4.35 s。在第 1.4、1.7、2.2 秒时,离合器 R 传递的转矩开始增大,分别在 2.6、2.8、3.5 s 时升至 450 N·m 后保持不变,当离合器 R 主、从动件转速进入同步阶段后,转矩根据发动机输出转矩进行调整,使之接近 300 N·m。变速器最小输出转矩分别为 247、246、245 N·m。

由图 13~15 可以看出,在充油流量为 20 L/min,液压油曝气程度分别为 0.1%、1% 和 5% 时,对应的滑摩功分别为 11 158、15 402、29 444 J,液压油中的气体是可压缩的,曝气程度越高,可压缩性越大,响应速度越慢,滑摩功越大。最大冲击度分别为 28、12、14 m/s³,液压油曝气程度越大,冲击度会明显变小,但是曝气程度增大到一定值时,振荡次数会明显增加,冲击度也会激增。最大磨损量分别为 1.007 9 × 10⁻⁵、1.481 3 × 10⁻⁵、2.648 8 × 10⁻⁵ mm。

曝气程度分别为 1% 和 5% 时,与 0.1% 相比,换向时间分别增长 26% 和 85%,变速器最小输出转矩分别下降 0.4% 和 0.8%,滑摩功分别上升 38% 和 163%,最大冲击度分别下降 57% 和 50%,最大磨损量分别上升 47% 和 163%。维持液压油曝气程度不超过 1% 可以有效提高传动系使用寿命。

3 试验验证

为了验证模型的准确性,利用试验平台测试了不同充油流量与曝气程度下的换向离合器性能。换向离合器性能试验台的结构框图如图 16 所示,主要由被测样机、动力系统、液压泵站、油压传感器、负载模拟系统、控制与数据采集系统等组成,图 17 为台架实物图。

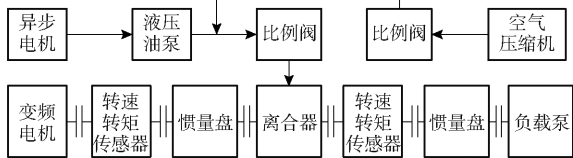


图 16 试验台结构框图

Fig. 16 Test bench structure block diagram

动力系统采用西门子变频电机模拟发动机输入转速和转矩,负载模拟系统采用惯量盘和负载泵。变频电机与换向离合器输出轴上均安装转矩、转速传感器。离合器控制油压与负载泵模拟阻力矩所需油压均由液压泵站提供,空气压缩机连接在液压油泵与比例阀之间,将空气压缩为小气泡按比例输入到油管中,模拟液压系统的曝气程度。

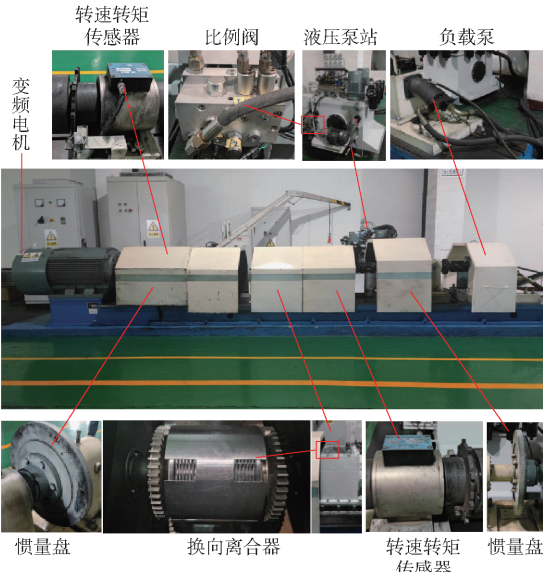


图 17 台架实物图

Fig. 17 Physical diagram of test bed

变频器输出转速设为 1 325 r/min,负载转矩为 300 N·m,供油压力为 2 MPa,油液温度为 60℃,其它参数与 2.1 节的仿真输入保持一致,在不同充油流量与曝气程度下,测量主、从动端转矩转速,研究换向离合器接合性能。采用控制变量法,通过改变异步电机转速,控制液压油泵的流量分别为 13.986、15.984、19.980 L/min,控制空气压缩机将一定量的气泡输入到油管中,对应的空气流量分别为 0.014、0.016、0.020 L/min,试验结果如图 18 ~ 23 所示。

控制液压油泵流量为 19.98、19.80、18.95 L/min,对应的空气流量分别为 0.02、0.20、1.05 L/min。试验结果如图 24 ~ 29 所示。

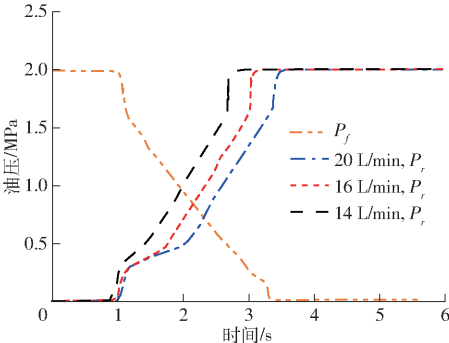


图 18 离合器油压变化曲线(试验验证)

Fig. 18 Clutch oil pressure change curves (experimental verification)

由图 24 ~ 26 可以看出,离合器 R 的油压在第 1 秒时从零开始上升,分别经过 1.62、1.85、2.60 s 油压升至 2 MPa,离合器 F 的油压在第 1 秒时从 2 MPa 开始下降,分别经过 2.02、2.55、3.80 s 后,油压降至零。离合器 F、R 主动件转速分别在第 1.42、1.75

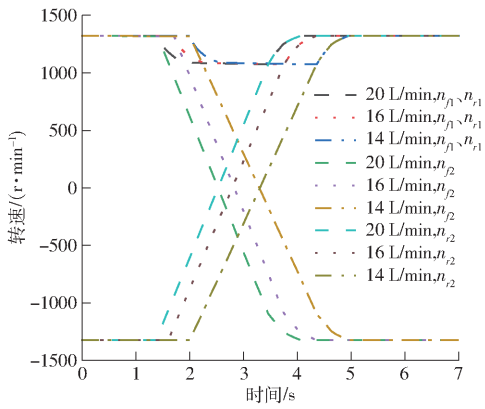


图 19 转速变化曲线(试验验证)

Fig. 19 Speed change curves (experimental verification)

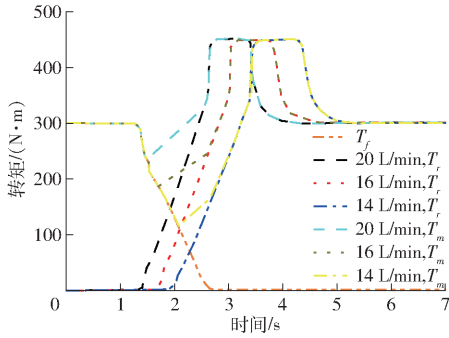


图 20 转矩变化曲线(试验验证)

Fig. 20 Torque change curves (experimental verification)

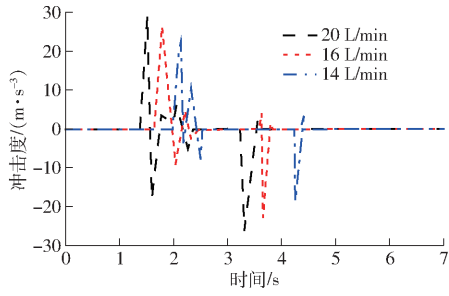


图 21 冲击度变化曲线(试验验证)

Fig. 21 Impact change curves (experimental verification)

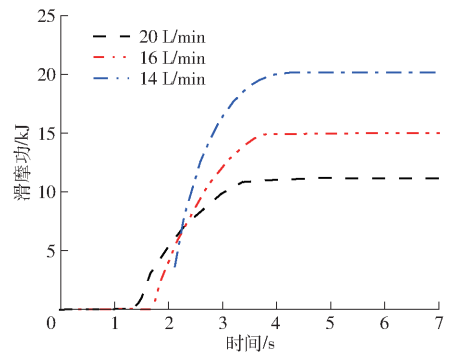


图 22 滑摩功变化曲线(试验验证)

Fig. 22 Sliding and friction power change curves (experimental verification)

秒时由 1 325 r/min 开始下降至 1 080 r/min,液压油曝气程度为 5% 时,离合器 F、R 主动件转速在 2.3 s 时由 1 325 r/min 开始下降至 1 045 r/min。离合器 F

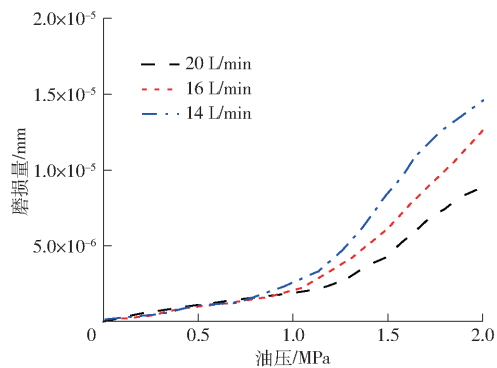


图 23 磨损量变化曲线(试验验证)

Fig. 23 Wear change curves (experimental verification)

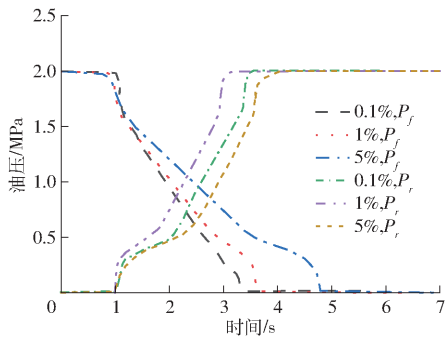


图 24 不同曝气程度下离合器油压变化曲线(试验验证)

Fig. 24 Clutch oil pressure change curves under different aerations (experimental verification)

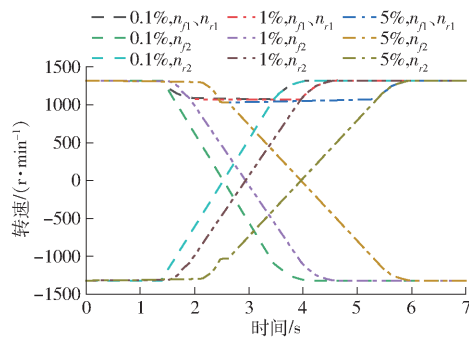


图 25 不同曝气程度下转速变化曲线(试验验证)

Fig. 25 Speed change curves under different aerations (experimental verification)

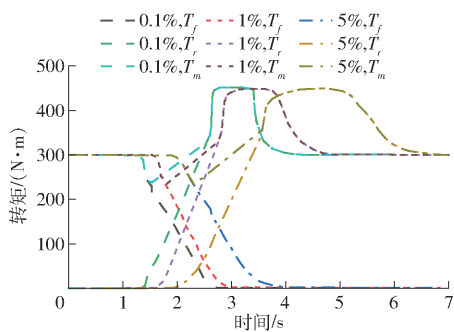


图 26 不同曝气程度下转矩变化曲线(试验验证)

Fig. 26 Torque change curves under different aerations (experimental verification)

转速开始下降时,离合器 R 的从动件转速上升,逐渐接近主动件转速,转速差为零后两者同时升至工

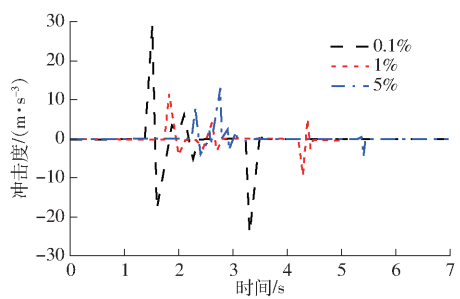


图 27 不同曝气程度下冲击度变化曲线(试验验证)

Fig. 27 Impact change curves under different aerations (experimental verification)

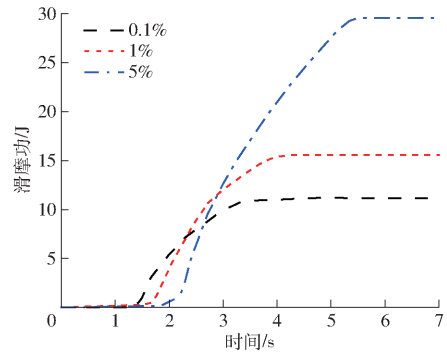


图 28 不同曝气程度下滑摩功变化曲线(试验验证)

Fig. 28 Sliding and friction power change curves under different aerations (experimental verification)

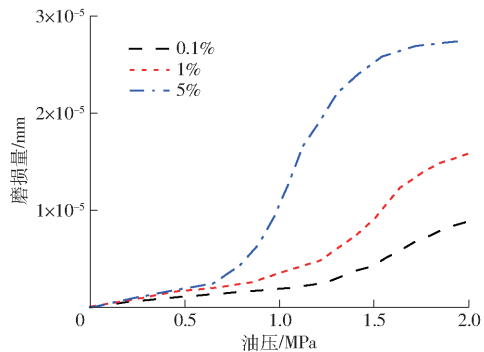


图 29 不同曝气程度下磨损量变化曲线(试验验证)

Fig. 29 Wear change curves under different aerations (experimental verification)

作转速 1 325 r/min 时完成换向,换向时间分别为 2.39、3.01、4.42 s。在第 1.42、1.75、2.3 秒时,离合器 R 传递的转矩开始增大,分别在 2.62、2.85、3.60 s 时升至 446 N·m 后保持不变,当离合器 R 主、从动件转速进入同步阶段后,转矩根据发动机输出转矩进行调整,使之接近 300 N·m。变速器最小输出转矩分别为 238、235、233 N·m。

由图 27~29 可看出,在充油流量为 20 L/min,液压油曝气程度分别为 0.1%、1% 和 5% 时,对应的滑摩功分别为 11 258、15 590、29 578 J,最大冲击度分别为 29、11、13 m/s³,最大磨损量分别为 1.010 9 × 10⁻⁵、1.481 3 × 10⁻⁵、2.748 8 × 10⁻⁵ mm。

对比仿真与试验数据,试验时油压上升速度相

对滞后于仿真,但整个过程偏差较小。试验过程中油压受其自身惯性和液压系统的影响,其响应存在一定的波动。通过试验数据计算得离合器的冲击度、滑摩功和磨损量均与仿真数据存在偏差,最大误

差出现在充油流量为 20 L/min、曝气程度为 5% 时,主要原因是油液自身脉动对传感器产生冲击影响,以及比例阀受油液气泡影响,输出精度降低,但误差都在 5% 之内,仿真与试验结果如表 2 所示。

表 2 结果统计

Tab. 2 Statistics of results

充油流量/ (L·min ⁻¹)	曝气程度/%	仿真/试验	换向时间/s	变速器最小输出转矩/(N·m)	滑摩功/J	冲击度/ (m·s ⁻³)	磨损量/mm
20	0.1	仿真	2.35	247	11 158	28	1.007 9×10 ⁻⁵
		试验	2.39	238	11 258	29	1.010 9×10 ⁻⁵
16	0.1	仿真	2.81↑	184↓	14 812↑	25↓	1.250 8×10 ⁻⁵ ↑
		试验	2.87↑	186↓	14 980↑	26↓	1.260 0×10 ⁻⁵ ↑
14	0.1	仿真	3.37↑	118↓	19 838↑	23↓	1.453 8×10 ⁻⁵ ↑
		试验	3.47↑	116↓	20 132↑	22↓	1.473 8×10 ⁻⁵ ↑
20	0.1	仿真	2.35	247	11 158	28	1.007 9×10 ⁻⁵
		试验	2.39	238	11 258	29	1.010 9×10 ⁻⁵
20	1	仿真	2.95↑	246↓	15 402↑	12↓	1.481 3×10 ⁻⁵ ↑
		试验	3.01↑	235↓	15 590↑	11↓	1.481 3×10 ⁻⁵ ↑
20	5	仿真	4.35↑	245↓	29 444↑	14↓	2.648 8×10 ⁻⁵ ↑
		试验	4.42↑	233↓	29 578↑	13↓	2.748 8×10 ⁻⁵ ↑

注:↑表示相较于充油流量为 20 L/min、曝气程度为 0.1% 的结果增大,↓表示相较于充油流量为 20 L/min、曝气程度为 0.1% 的结果减小。

4 结论

(1)提出的磨损量换向性能评价指标能够较好地评价拖拉机换向过程中的磨损性能,对原换向评价指标进行了补充。

(2)仿真结果表明,当液压油曝气程度为 0.1%,与离合器充油流量为 20 L/min 相比,充油流量为 16、14 L/min 时,换向时间分别增长 20%、43%,变速器最小输出转矩分别下降 26%、52%,滑摩功分别上升 33%、78%,最大冲击度分别下降 11%、18%,最大磨损量分别上升 24%、44%。当离合器 R 的充油流量为 20 L/min,与曝气程度为 0.1% 相比,液压油曝气程度为 1% 和 5% 时,换向时间分别增长 26%、85%,变速器最小输出转矩分别下降 0.4%、0.8%,滑摩功分别上升 38%、163%,最

大冲击度分别下降 57%、50%,最大磨损量分别上升 47%、163%。

(3)对液压油曝气程度为 0.1%,离合器充油流量分别为 20、16、14 L/min 时的换向过程和离合器充油流量为 20 L/min,曝气程度分别为 0.1%、1% 和 5% 的换向过程进行了台架试验,为了提高动力换向的平顺性、动力性和舒适性,延长传动系的使用寿命,保证液压系统正常工作,可以在 16~20 L/min 之间选择适当充油流量,并需定期检查液压油质量、油位和泄漏等,采取相应措施,维持液压油曝气程度不超过 1%。

(4)受限于传动轴等部件刚度和阻尼的影响,以及油液自身惯性和液压系统的影响,仿真与试验数据存在一定差别,但误差在 5% 内,证明了模型的准确性,可用于动力换挡拖拉机换向过程预测分析。

参 考 文 献

[1] 杜岳峰,傅生辉,毛恩荣,等. 农业机械智能化设计技术发展现状与展望[J]. 农业机械学报, 2019, 50(9): 1-17.
DU Yuefeng, FU Shenghui, MAO Enrong, et al. Development situation and prospects of intelligent design for agricultural machinery[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(9): 1-17. (in Chinese)

[2] WANG F, WANG Y, HAN J H, et al. Experimental and simulated studies on hydraulic buffering valve for ZF-4WG308 power-shift transmission[J]. Journal of Central South University, 2017, 24(8): 1801-1807.

[3] 廖湘平,龚国芳,孙辰晨,等. 基于 AMESim 的液粘调速离合器动态接合特性研究[J]. 农业机械学报, 2016, 47(6): 324-332.
LIAO Xiangping, GONG Guofang, SUN Chenchen, et al. Dynamic engagement performance of hydro-viscous clutch based on AMESim[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(6): 324-332. (in Chinese)

[4] 桂林,程志. 基于 Pro/E 和 ADAMS 的拖拉机齿轮系统设计与仿真[J]. 农机化研究, 2021, 43(8): 265-268.
GUI Lin, CHENG Zhi. Design and simulation of tractor bear system based on Pro/E and ADAMS[J]. Journal of Agricultural

- Mechanization Research, 2021, 43(8): 265 – 268. (in Chinese)
- [5] 郝希阳, 王玉林, 徐统伟, 等. 基于 AMESim 的拖拉机电控液压悬挂系统建模与仿真[J]. 青岛大学学报(工程技术版), 2018, 33(1): 125 – 129.
HAO Xiyang, WANG Yulin, XU Tongwei, et al. Modeling and simulation of electronic control hydraulic hitch system of the tractor based on AMESim[J]. Journal of Qingdao University(Engineering and Technology Edition), 2018, 33(1): 125 – 129. (in Chinese)
- [6] 周杰, 徐红梅, 王君, 等. 基于 ADAMS 的轮式拖拉机行驶平顺性研究[J]. 华中农业大学学报, 2017, 36(3): 93 – 100.
ZHOU Jie, XU Hongmei, WANG Jun, et al. Riding performance of wheeled tractor based on ADAMS[J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2017, 36(3): 93 – 100. (in Chinese)
- [7] YU L, MA B, CHEN M, et al. Investigation on the failure mechanism and safety mechanical-thermal boundary of a multi-disc clutch[J]. Engineering Failure Analysis, 2019, 103: 319 – 334.
- [8] YU L, MA B, CHEN M, et al. Numerical and experimental studies on the characteristics of friction torque based on wet paper-based clutches[J]. Tribology International, 2019, 131: 541 – 553.
- [9] DUTTA A, ZHONG Y, DEPREAETERE B, et al. Model-based and model-free learning strategies for wet clutch control[J]. Mechatronics: the Science of Intelligent Machines, 2014, 24(8): 1008 – 1020.
- [10] 冯能莲, 郑慕侨, 马彪. 动力换挡离合器充/放油特性仿真研究[J]. 农业工程学报, 2001, 17(2): 68 – 71
FENG Nenglian, ZHENG Muqiao, MA Biao. Performance simulation of power shift clutch during charge/discharge processes [J]. Transactions of the CSAE, 2001, 17(2): 68 – 71. (in Chinese)
- [11] 徐立友, 刘海亮, 周志立, 等. 拖拉机双离合器自动变速器换挡品质评价指标[J]. 农业工程学报, 2015, 31(8): 48 – 53.
XU Liyou, LIU Hailiang, ZHOU Zhili, et al. Evaluation indexes of shifting quality for dual clutch transmission for tractor[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(8): 48 – 53. (in Chinese)
- [12] 陆凯, 王琳, 鲁植雄, 等. 基于扩张观测器的 HMCVT 换挡离合器油压跟踪控制[J]. 农业机械学报, 2023, 54(2): 410 – 418.
LU Kai, WANG Lin, LU Zhixiong, et al. Oil pressure tracking control of HMCVT shift clutch based on expansion observer [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(2): 410 – 418. (in Chinese)
- [13] 鲍明喜, 倪向东, 钟春发, 等. HMCVT 换挡过程离合器充油特性研究[J]. 机械设计与制造, 2022(4): 284 – 287.
BAO Mingxi, NI Xiangdong, ZHONG Chunfa, et al. Study on oil filling characteristics of clutch during HMCVT gear shifting [J]. Mechanical Design and Manufacturing, 2022(4): 284 – 287. (in Chinese)
- [14] 吴健鹏, 王立勇, 李乐, 等. 湿式离合器控制信号对充油特性的影响研究[J]. 液压与气动, 2016(2): 62 – 66.
WU Jianpeng, WANG Liyong, LI Le, et al. The study on the influence of control signal on charge characteristic of wet clutch [J]. Chinese Hydraulics and Pneumatics, 2016(2): 62 – 66. (in Chinese)
- [15] 闫宏伟, 彭万万, 宋志强. 空气含量对液压系统动态特性影响的研究[J]. 电子世界, 2014(5): 98 – 99.
YAN Hongwei, PENG Wanwan, SONG Zhiqiang. Study on the influence of air content on the dynamic characteristics of hydraulic system[J]. Electronics World, 2014(5): 98 – 99. (in Chinese)
- [16] 赵一荣. 动力换挡拖拉机换向冲击的分析与优化[J]. 拖拉机与农用运输车, 2020, 47(5): 30 – 33.
ZHAO Yirong. Analysis and optimization of reversing impact of power shift tractors[J]. Tractor and Farm Transporter, 2020, 47(5): 30 – 33. (in Chinese)
- [17] 陈旭东. 拖拉机动力换挡换向过程动态控制[D]. 重庆: 重庆大学, 2019: 49 – 55.
CHEN Xudong. Dynamic control of tractor power-shifting and power-reversing process[D]. Chongqing: Chongqing University, 2019: 49 – 55. (in Chinese)
- [18] 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 Zhiqiang, ZHOU Zhili, ZHANG Mingzhu, et al. Shift characteristics and control strategy of powershift transmission on tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(11): 350 – 357. (in Chinese)
- [19] 李森. 中轮拖电液控制动力换向装置设计及开发[D]. 洛阳: 河南科技大学, 2019: 7 – 8.
LI Sen. Design and development of electro-hydraulic power reversing device of medium-horsepower tractor[D]. Luoyang: Henan University of Science and Technology, 2019: 7 – 8. (in Chinese)
- [20] 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 Shenghui, GU Jinheng, 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 for Agricultural Machinery, 2020, 51(12): 367 – 376. (in Chinese)