

基于Simulink的拖拉机PTO动力分配模型研究

郝家乐

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2024年6月10日; 录用日期: 2024年7月3日; 发布日期: 2024年7月10日

摘要

现今主流的拖拉机都有安装动力输出(PTO)装置, 但是关于动力分配问题的特性却未有明确的数据。本文选取了具有代表性的554型拖拉机进行研究。利用Simulink建立电磁多片式离合器传递扭矩模型和拖拉机PTO传动系统模型, 分析拖拉机PTO在低挡时的动力分配特性。本文为今后PTO技术的发展提供了相关数据支持, 具有一定的参考价值。

关键词

PTO, 电磁多片式离合器, 传动比, 动力分配

Research on Tractor PTO Power Distribution Model Based on Simulink

Jiale Hao

School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Jun. 10th, 2024; accepted: Jul. 3rd, 2024; published: Jul. 10th, 2024

Abstract

The mainstream tractors are fitted with power take-off (PTO) devices, but there is no clear data on the characteristics of the power distribution problem. In this paper, a representative 554 tractor is selected for study. Using Simulink to establish the electromagnetic multi-plate clutch transmission torque model and the tractor PTO transmission system model, the power distribution characteristics of tractor PTO in low gear are analysed. This paper provides relevant data support for the future development of PTO technology and has certain reference value.

Keywords

PTO, Electromagnetic Multi-Plate Clutch, Transmission Ratio, Power Distribution



1. 引言

随着农业装备领域智能控制的逐步应用,我国的农业机械作业效率在不断提升。对农用拖拉机而言,动力性研究是一项重要的研究课题。目前,国内外学者在拖拉机的动力性研究方面取得了许多成果。胡博等[1]耦合了拖拉机传动装置作业过程的动力过程,有效提升了传动装置的性能;蒋焯妃等[2]设计了一个简易版动力换挡装置,实现了拖拉机传统手动变速箱动力换挡功能;邵雪冬[3]等研究了拖拉机旋耕作业载荷对动力输出传动系振动特性的影响;王禹等[4]基于错误发现率提出了一种阈值自动选取方法,并基于该方法进行了拖拉机动力输出轴转矩载荷谱外推研究;孙晓鹏等[5]提出一种基于HMCVT的避免频繁触发PTO防熄火的控制方法,即通过PTO负载及预测发动机转速判断触发防熄火功能;Chouriya Arjun等[6]应力变片将拖拉机动力输出轴与机具万向轴配合,研制了动力输出扭矩传感器;Wang Yu [7]等以PTO扭矩载荷为对象,提出了一种基于实际野外工作中获取的动态载荷谱的PTO加载方法;Manish Patel等[8]利用齿轮升油门降概念,确定了运行PTO发电机所需的合适的功率;G.S. Manes等研究了不同马力范围可用拖拉机的三点悬挂系统和动力输出轴相关尺寸的变化规律,以找出可用拖拉机三点悬挂系统和动力输出轴尺寸标准化的范围;Hensh Sujit等[9]为克服PTO驱动农业机械扭矩数据采集中存在的伸缩动作无扰动或卡丹轴垂直倾斜等缺点,成功研制并测试了无线仪表系统。

与其他车辆相比,农业用拖拉机最大的不同之处是配备了液压提升装置和动力输出装置(Power take off, PTO)。PTO装置最大的特征就是不用油路或液压马达,直接把发动机曲轴的动力通过动力输出轴传递到外部,即PTO把发动机的能量以最高的效率传递给安装的农机具。这样做的优点是如果PTO与发动机匹配得当,便可实现较高的能量利用率。目前关于PTO装置动力分配的研究尚存空白。

本文选择554型拖拉机为研究对象,对拖拉机PTO传动系统模型进行研究。综合考虑最大爬坡度、驱动轮与地面的附着力、拖拉机稳定时最低车速以及主减速比和驱动轮滚动半径等因素,计算低档传动比。建立电磁多片式离合器的数学模型,并基于此建立PTO传动系统模型,通过Simulink对其进行仿真分析。

2. PTO 低挡传动比的确定

2.1. 拖拉机传动系低挡总传动比的确定

2.1.1. 554 型拖拉机参数

本文选择554型拖拉机作为研究对象,其部分参数如表1所示。

Table 1. Complete tractor parameters

表 1. 拖拉机整机参数

整车质量(kg)	发动机标定转速(r/min)	发动机标定功率(kw)	额定牵引力(N)	最大扭矩(N·m)	车轮滚动半径(mm)
2300	2300	40.4	14200	114	334

2.1.2. 低挡位传动比的确定

拖拉机的传动系统主要由 PTO、发动机、负载和减速器等部分组成。若要确定 PTO 低挡传动比，必需先确定拖拉机的低挡传动比。通常可以通过拖拉机的低挡位传动比 i_{gl} 来确定拖拉机是否能够适应负载变化。一定范围内，拖拉机低挡位传动比 i_{gl} 较大时，对其性能产生正向影响。但也并不是越大越好，若拖拉机低挡位传动比超过临界值，传动系统的零件设备将承受过大的负荷，使整机质量受到影响，不利于拖拉机实际工作的效率。传动系低挡位的总传动比的确定，可由公式(1)确定：

$$i_{gl} = i_{T1} \cdot i_{d1} \cdot i_0 \quad (1)$$

式中， i_{T1} ——变速器 1 挡传动比；

i_{d1} ——PTO 1 挡传动比；

i_0 ——主减速器传动比。

在建立仿真模型时，本文仅考虑输入牵引力、最大爬坡度、最低稳定车速等主要影响参数。通过以下公式计算：

(1) 输入牵引力与传动比的关系

$$i_{gl} = \frac{F_\gamma}{\eta_a \eta_m T_m} \quad (2)$$

式中， η_a ——附件损失效率，一般为 95%；

η_m ——传动系低挡总效率，通常为 95%；

T_m ——发动机最大扭矩，单位为 N·m；

F ——输入牵引力，单位为 N。

其中，输入牵引力

$$F = \lambda \cdot Mg \quad (3)$$

式中， M ——最大总质量，单位为 kg；

λ ——系数，一般为 0.7~1.2；

g ——重力加速度。

(2) 最大爬坡度与传动比的关系

$$i_{gl} > \frac{(i_m + f)rMg}{\eta_a \eta_m T_m} \quad (4)$$

式中， i_m ——要求的最大爬坡度，通常拖拉机的最大爬坡度为 30%；

f ——干土路面滚动阻力系数，通常 $f = 0.03$ 。

(3) 最低稳定车速与传动比的关系

$$i_{gl} > \frac{0.377n_{\min}}{v_{\min}} \quad (5)$$

式中， n_{\min} ——发动机的最低稳定转速；

v_{\min} ——最低稳定车速，通常 v_{\min} 的范围为 2~3 km/h。

由式(1)可知，通过主减速器传动比 i_0 、1 挡的 PTO 传动比 i_{d1} 和 1 挡的变速器传动比 i_{T1} 三个参数来确定 PTO 的抵挡传动比 i_{gl} 。本文在进行 PTO 抵挡总传动比的分配时，选用 554 型拖拉机的传动比。 i_0 的值为 3.895，1 挡的 PTO 传动比 i_{d1} 和 1 挡的变速器传动比 i_{T1} 未知。三个参数的数学关系可用以下公式表示：

$$i_{T1} = \frac{i_{gl}}{i_{dl} \cdot i_0} \quad (6)$$

在实际工作情况下,拖拉机的 PTO 系统体积有限。因此 PTO 的抵挡传动比 i_{gl} 的变化范围是有限的。选取 1 挡的 PTO 传动比 i_{dl} 范围在 1.5~3.0 之间,若取值过小,会导致变速器 1 挡传动比 i_{T1} 过大。传动比过大会导致体积增大、影响工作效率,这将不满足实际要求。

2.2. PTO 低挡传动比的计算

PTO 低挡传动比是指在拖拉机的发动机最高转速下,传动轴与离合器分离又结合后,通过动力输出轴带动机具转动的比值。传动比数值的选取需要综合最大爬坡度、最低稳定车速和拖拉机的牵引力等参数来确定。此外还需要考虑拖拉机实际工作效率、质量等外部因素来验证所选数值的合理性。

(1) 由式(2)可得

$$i_{gl} = \frac{F_{\gamma}}{\eta_a \eta_m T_m} = \frac{0.7 \times 2300 \times 9.8 \times 0.334}{0.95 \times 0.95 \times 114} = 51.22$$

(2) 由式(4)可得:

$$i_{gl} = \frac{(i_m + f) r M g}{\eta_a \eta_m T_m} = \frac{(0.3 + 0.03) \times 0.334 \times 2300 \times 9.8}{0.95 \times 0.95 \times 114} = 24.15$$

(3) 由式(5)可得:

$$i_{gl} = \frac{0.377 r m_{\min}}{v_{\min}} = \frac{0.377 \times 0.334 \times 600}{3} = 25.18$$

对于低挡传动系总传动比的参数进行确定时,选择最小的值更为合理,即 i_{gl} 的值选择 24.15。

本文选取的 554 型拖拉机 6 个挡位的传动比如表 2 所示:

Table 2. Transmission gear relationship table

表 2. 变速器挡位关系表

k	1 挡	2 挡	3 挡	4 挡	5 挡	倒挡
i_{T1}	3.652:1	1.95:1	1.423:1	1:1	0.79545:1	3.28:1

由表 2 可知,当变速器的挡位是 1 挡的时候,可知传动比 i_{T1} 的值为 3.652。本实验选用的 554 型拖拉机传动比 i_0 的值为 3.895,由式(1)可知,拖拉机 PTO 低挡位传动比的值为

$$i_{dl} = \frac{i_{gl}}{i_{T1} \cdot i_0} = \frac{24.15}{3.652 \times 3.895} = 1.6978$$

3. 拖拉机 PTO 仿真分析

3.1. 电磁多片式离合器数学模型的建立

电磁多片式离合器工作时,需要通入电流作为动力输出源。电磁线圈在通入电流后,周围产生磁场,线圈内的衔铁也被磁化,产生与铁芯不同的异性磁吸,从而产生电磁力。因电磁吸力的作用,衔铁被吸附的同时会按压控制离合器,离合器控制的主被动球凸轮会使发动机的转速产生差值,这使被动球上的凸轮受到推力作用,从而与主离合器上的摩擦片之间产生摩擦力矩。电磁多片式离合器的工作简图如图 1 所示。

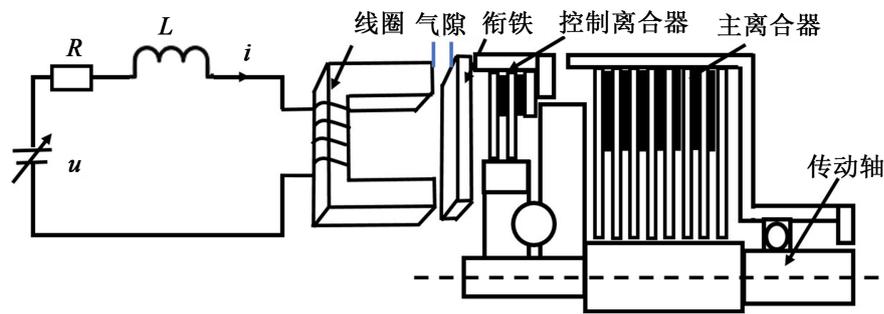


Figure 1. Working diagram of electromagnetic multi-disc clutch
图 1. 电磁多片式离合器工作简图

该离合器产生的电磁力可表示为

$$F = \frac{S\mu_0^2 N^2 I^2 \delta^2}{8\pi} \cdot 10^7 \quad (7)$$

式中, F ——表示为电磁力, 单位为 N;

S ——电磁线圈的横截面积, 单位为 cm^2 ;

μ_0 ——磁导率, 其值为 $4\pi \times 10^{-7}$;

N ——表示为线圈匝数;

I ——表示电流, 单位为 A;

δ ——表示气隙, 单位为 mm。

与控制离合器产生的扭矩为

$$M_c = N_c \mu_c F r_c = \frac{S N_c \mu_c r_c \mu_0^2 N^2 I^2 \delta^2}{8\pi} \quad (8)$$

式中, M_c ——表示为扭矩, 单位是 $\text{N}\cdot\text{m}$;

N_c ——控制离合器的摩擦片面数;

μ_c ——控制离合器的摩擦片的系数;

r_c ——控制离合器的有效半径, 单位是 m。

主凸轮产生的径向力为

$$F_m = \frac{M_c}{r_{cb}} = \frac{S N_c \mu_c r_c \mu_0^2 N^2 I^2 \delta^2}{8\pi r_{cb}} \quad (9)$$

式中, r_{cb} ——为主动凸轮的有效半径, 单位是 m。

若多片式离合器的摩擦片表面光滑, 通过黏性扭矩和摩擦力矩的相互作用产生电磁多片式离合器传递的总扭矩为

$$T = T_c + T_v = N_f N_g \theta_0 \frac{b^3 - a^3}{3} \mu F_m \operatorname{sgn}(\omega) + N_f N_g \theta_0 \frac{b^4 - a^4}{4} \eta \omega \frac{\phi_f - \phi_{fs}}{h} \quad (10)$$

式中, $\theta_0 = \frac{2\pi}{N_g} - \frac{w_g}{(a+b)/2}$,

$$\phi_{fs} = 11.1H^{2.31} e^{-2.38H+0.11H^2}, \quad H = \frac{h}{\sigma},$$

$$\phi_{fs} + \phi_f = \begin{cases} 3 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2.6} \cdot \frac{h}{\sigma}\right), \frac{h}{\sigma} \leq 1.3 \\ 1 + 2 \cdot e^{-\frac{(\frac{h}{\sigma} - 1.3)^2}{2}}, \frac{h}{\sigma} > 1.3 \end{cases} \quad (11)$$

其中, w_g 为摩擦片沟槽宽度; σ 为摩擦片粗糙度均方根; T_v 为电磁多片式离合器传递的黏性扭矩; T 为电磁多片式离合器传递总扭矩; w 为主从动摩擦片的转速差; T_c 为电磁多片式离合器传递的粗糙扭矩; b 为摩擦片外径; N_f 为摩擦片面数; a 为摩擦片内径; N_g 为沟槽数; η 为润滑油动力黏度; h 为初始油膜厚度; θ_0 为湿式离合器摩擦片相邻两沟槽间所夹的圆心角; μ 为主离合器的摩擦片的摩擦系数。

3.2. PTO 传动系统模型的建立

本文研究拖拉机的 PTO 的动力分配对整机性能的影响, 仅考虑理想条件下的工况: (1) 拖拉机轮胎的机械特性完全相同; (2) 拖拉机在水平道路行驶; (3) 忽略拖拉机转向系产生的影响; (4) 拖拉机动坐标系原点与其质心重合。

若拖拉机前轴上的左轮和右轮分配到相同的动力矩, 那么由电磁多片式离合器上的分动器运输到后轴的扭矩传递路线如图 2 所示, 传动系输出至左右各轮的驱动力矩可表示为

$$\begin{cases} T_{x1} = T_{\text{off}} i_{\text{dl}} \eta_T \lambda_1 \\ T_{x2} = T_{\text{off}} i_{\text{dl}} \eta_T (1 - \lambda_1) \end{cases} \quad (12)$$

式中, T_{x1}, T_{x2} 分别是拖拉机两驱动轮的驱动力矩; 本文选取的 554 拖拉机低挡位的 PTO 低挡传动比 $i_{\text{dl}} = 1.6978$; T 表示驱动时的传动效率, 取值 0.90; T_{off} 表示轴间电磁多片式离合器传递时的扭矩。

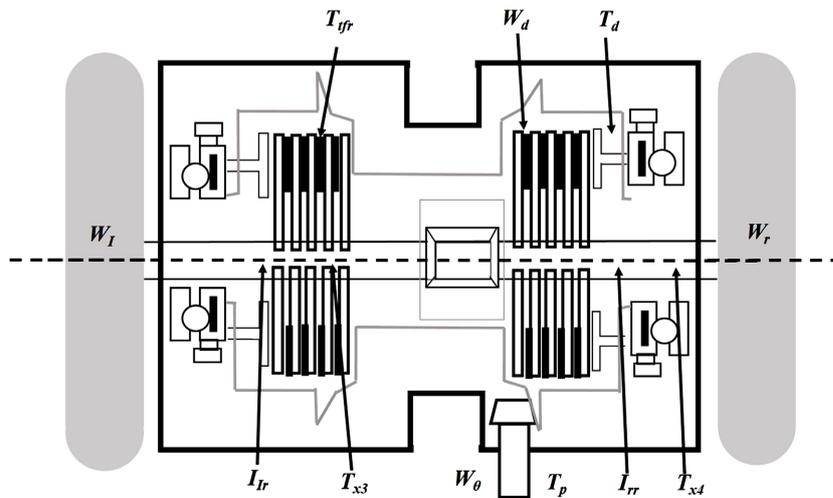


Figure 2. Clutch transfer roadmap
图 2. 离合器传递路线图

3.3. PTO 动力分配仿真分析

本文基于 Simulink 构建的拖拉机 PTO 动力分配仿真模型如图 3 所示, 主要包括电磁线圈模型、电磁多片式离合器模型、凸轮径向力模型和电磁多片式离合器传递扭矩模型(图 4)等子模型。本文选用的电磁多片式离合器的参数如表 3 所示, 本次建立的仿真模型的输入激励是电流 I , 输出是扭矩 T 。该数学模型仿真之后的结果如图 5 所示。

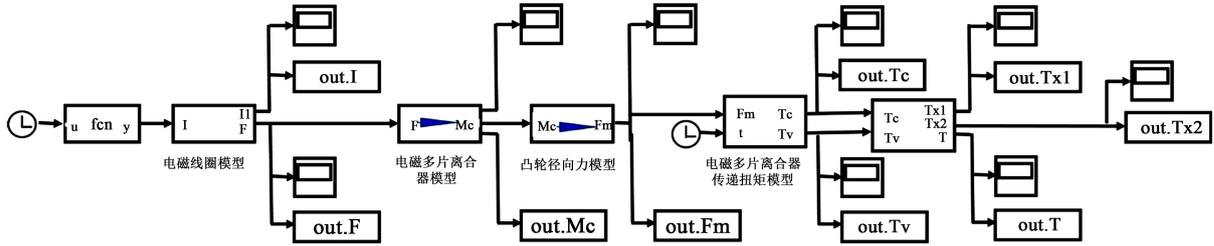


Figure 3. PTO power distribution simulation model
图 3. PTO 动力分配仿真模型

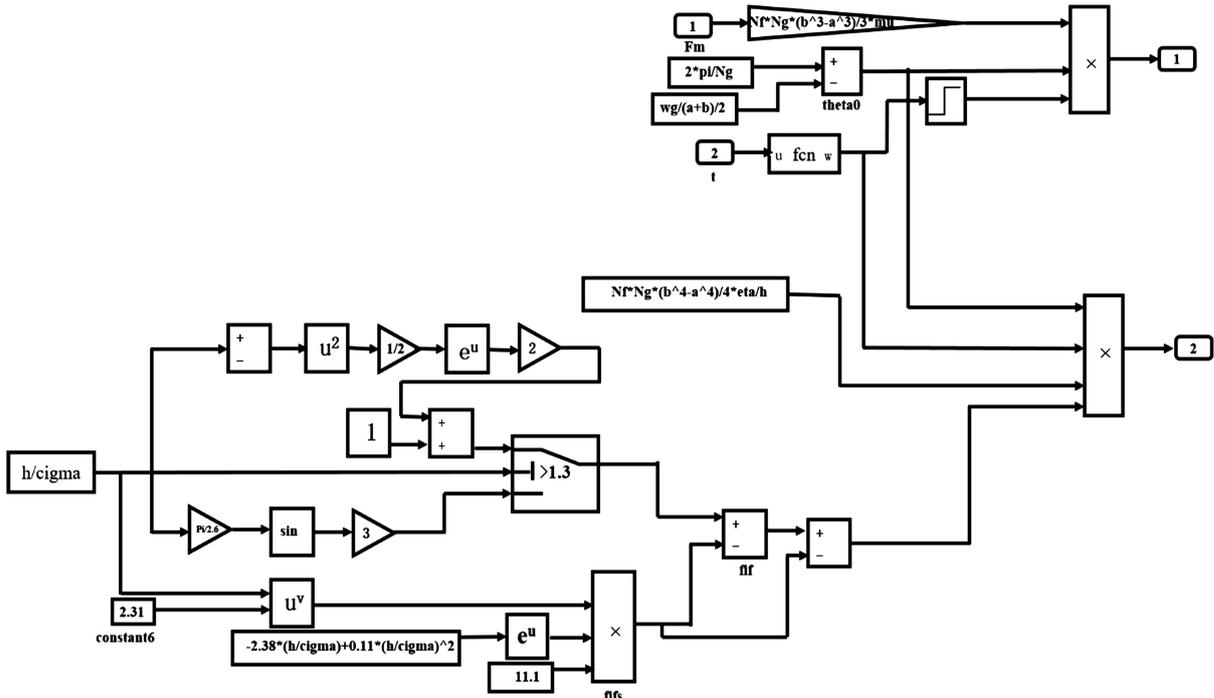


Figure 4. Transmission torque model of electromagnetic multi-disc clutch
图 4. 电磁多片式离合器传递扭矩模型

Table 3. Simulation parameters of friction pair of electromagnetic multi-disc clutc
表 3. 电磁多片式离合器摩擦副仿真参数

参数	数值	单位
电磁线圈的横截面积 S	30	cm^2
导磁率 μ_0	$4\pi \times 10^{-4}$	/
线圈匝数 N	1500	/
气隙 δ	0.003	m
控制离合器的摩擦片面数 N_c	2	/
控制离合器摩擦片摩擦系数 μ_c	0.3	/
控制离合器的有效半径 r_c	0.055	m

续表

主被动凸轮的有效半径 r_{cb}	0.035	m
摩擦片内径(a 半径)	0.057	m
摩擦片外径(b 半径)	0.066	m
摩擦片粗糙度均方根值 σ	6×10^{-6}	/
初始油膜厚度 h	6×10^{-5}	m
沟槽数 N_g	32	/
沟槽宽度 w_g	1.5×10^{-4}	m
摩擦片面数 N_f	8	/
粗糙度密度峰值半径 β	5×10^{-4}	m
润滑油动力黏度 η	0.0681	$\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$

由图 5 可知, 输出扭矩与输入电流呈正相关。电流和扭矩随时间增大, 但增长速度越来越小。设扭矩和电流的比值为 k , 分析可知在 1 s 内 k 值为 40, 1~2 s 内 k 值为 80, 2 s 后 k 值基本保持不变。

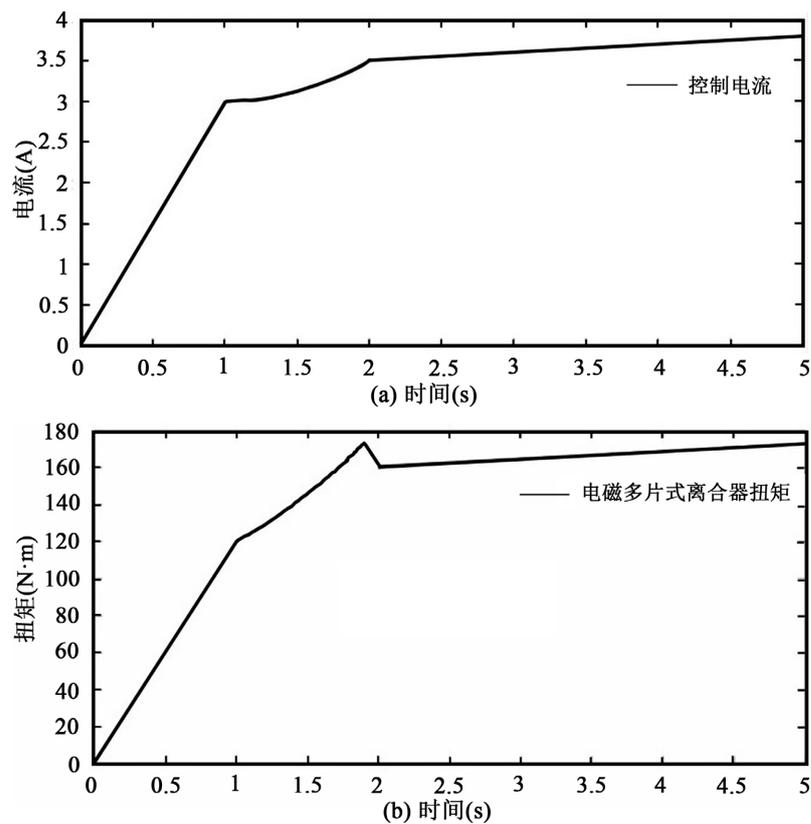


Figure 5. Simulation results of electromagnetic multi-disc clutch. (a) Control current variation; (b) Torque variation of electromagnetic multi-disc clutches

图 5. 电磁多片式离合器仿真结果。(a) 控制电流变化图; (b) 电磁多片式离合器扭矩变化图

图 6 和图 7 是拖拉机后轴左右车轮的扭矩随时间变化关系的曲线图。从图中可以看出，后轮扭矩随时间变化趋势与前轮相同，其中右轮扭矩分配明显大于左轮扭矩。离合器所产生的动力扭矩随着电流增大而增大，根据相对应的 PTO 传动比分配给车轮，驱动拖拉机上的农机具进行作业。

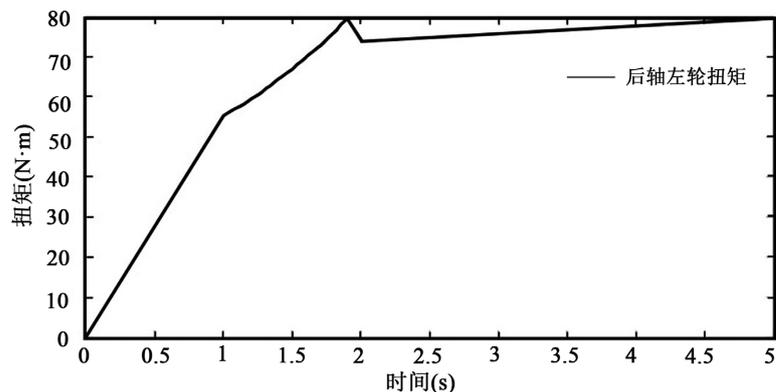


Figure 6. Torque variation of the left wheel of the rear axle

图 6. 后轴左轮扭矩变化图

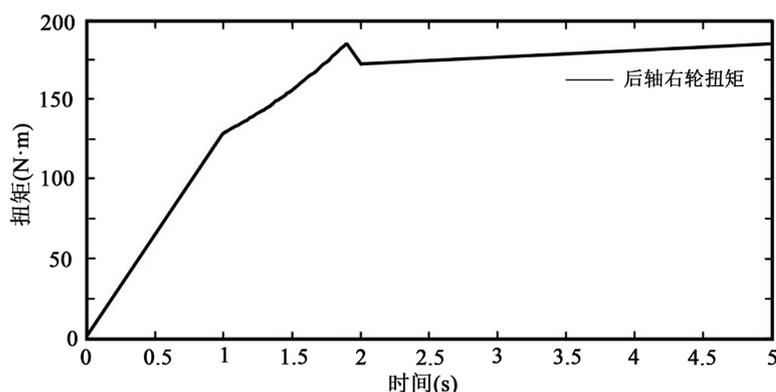


Figure 7. Torque variation of rear axle right wheel

图 7. 后轴右轮扭矩变化图

4. 结论

本文以 554 型拖拉机为研究对象，对拖拉机的 PTO 动力分配进行研究，主要结论如下：

(1) 通过 554 型拖拉机的额定参数，确定拖拉机的低挡传动比，判断负载变化对拖拉机工作效率的影响。

(2) 考虑输入牵引力、最大爬坡度、最低稳定车速等主要参数，建立电磁多片式离合器数学模型，基于此建立理想工作状态下的 PTO 传动系统模型，通过 Simulink 对其进行仿真。结果表明，电磁多片式离合器的输出扭矩与输入电流呈正相关，且两者均呈增长趋势，但随时间增长，增长速度变小。PTO 传动系统的扭矩随时间增长呈增大趋势，增幅减小，最终趋于稳定。

(3) 拖拉机通过电磁多片式离合器控制动力分配，将离合器产生的扭矩通过 PTO 传动系统均匀分配给车轮，驱动拖拉机带动农机具进行作业。

参考文献

[1] 胡博, 孙忠民, 曹乃悦. 基于耦合动力学的拖拉机传动装置性能提升[J]. 农机化研究, 2024, 46(9): 264-268.

- [2] 蒋煊妃, 陈行, 李昕欣, 等. 山地全履带拖拉机动力换挡装置设计[J]. 农业工程, 2023, 13(3): 106-109.
- [3] 邵雪冬, 杨子涵, 宋正河, 等. 不同旋耕作业载荷下拖拉机动力输出传动系振动特性分析[J]. 农业机械学报, 2022, 53(S1): 332-339.
- [4] 王禹, 王玲, 吕东晓, 等. 基于 FDR 阈值自动选取的拖拉机 PTO 转矩载荷谱外推[J]. 农业机械学报, 2021, 52(3): 364-372.
- [5] 孙晓鹏, 李淑珍, 刘中秀, 等. 基于 HMCVT 智能 PTO 防熄火控制方法研究[J]. 内燃机与配件, 2022(24): 114-116.
- [6] Chouriya, A., Kushwah, A., Tewari, V.K., Gupta, C., Shrivastava, P. and Mahore, V. (2023) Development of PTO Torque Transducer Based on an Embedded Digital Wireless System for the 2WD Tractor. *Cogent Engineering*, **10**. <https://doi.org/10.1080/23311916.2023.2272342>
- [7] Wang, Y., Wang, L., Zong, J., Lv, D. and Wang, S. (2021) Research on Loading Method of Tractor PTO Based on Dynamic Load Spectrum. *Agriculture*, **11**, 982. <https://doi.org/10.3390/agriculture11100982>
- [8] Patel, M. and Raheman, H. (2016) An Approach for Power Generation with Reduced Fuel Consumption Using PTO Driven Generator. *Current World Environment*, **11**, 544-553. <https://doi.org/10.12944/cwe.11.2.24>
- [9] Hensh, S., Tewari, V.K. and Upadhyay, G. (2021) A Novel Wireless Instrumentation System for Measurement of PTO (Power Take-Off) Torque Requirement during Rotary Tillage. *Biosystems Engineering*, **212**, 241-251. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2021.10.015>