

طراحی، ساخت و ارزیابی عملکرد شیر کنترل قابل نصب در خروجی پمپ هیدرولیک تراکتور MF285

احد قدس آذر^۱ و نوروز مرادی‌نژاد^{۱*}

تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۱۰/۱۵ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۱۱/۲۳

۱- گروه مهندسی بیوسیستم، واحد تبریز، دانشگاه آزاد اسلامی، تبریز، ایران

*مسئول مکاتبه: n.morad@iaut.ac.ir

چکیده

شیر کنترل پمپ هیدرولیک تراکتور MF285 از نوع کشویی است و در ورودی پمپ تعبیه شده است. این امر باعث می‌شود تا واکنش سامانه کنترل خودکار کشش تراکتور در برابر تغییرات شرایط خاک به موقع نبوده و از این طریق بازده کششی تراکتور کاهش می‌یابد. در این تحقیق یک شیر کنترل جدید قابل نصب در خروجی پمپ هیدرولیک و با قابلیت کنترل الکترونیکی و با هدف بکارگیری در سامانه کنترل الکترو هیدرولیکی اتصال سه نقطه تراکتور طراحی و ساخته شد. به منظور اطمینان از صحت عملکرد شیر کنترل جدید، تاثیر دو نوع شیر کنترل (الکترونیکی و مکانیکی) در سه سطح دور موتور و سه سطح فشار روغن هیدرولیک بر روی دبی پمپ در قالب طرح کاملاً تصادفی و با سه تکرار بررسی شد. نتایج نشان داد که تاثیر دور موتور، فشار روغن و اثر متقابل آن‌ها در سطح احتمال (۱٪) معنی‌دار بود ولی تاثیر نوع شیر کنترل و اثرات متقابل آن با سایر تیمارها معنی‌دار نبود. در تمامی فشارهای کاری، با افزایش دور موتور دبی پمپ افزایش معنی‌داری داشت. همچنین رابطه خطی معنی‌داری بین دبی پمپ و دور موتور مشاهده شد. نتایج آزمایش‌های پاسخ‌گذرای سامانه کنترل الکترو هیدرولیکی به ورودی پله‌ای در فرآیندهای بالاروی و پایین‌روی نشان داد که سامانه کنترل با سرعت مناسبی ورودی را دنبال کرده و بعد از رسیدن به حالت پایداری، ارتفاع وسیله را در محدوده ناحیه مرگ (± 2 سانتی متر) ثابت نگه داشته است.

واژه‌های کلیدی: الکترو هیدرولیکی، پمپ هیدرولیک، تراکتور، شیر کنترل، کنترل کشش،

Design, Construction, and Evaluation of the Control Valve with Capable of Installation at the Pump Outlet of the MF 285 Tractor

Ahad Ghods Azar¹ and Norooz Moradinejad^{1*}

Received: 12 Feb 2022

Accepted: 5 Jan 2022

1- Department of Biosystems Engineering, Tabriz Branch, Islamic Azad University, Tabriz, Iran.

Abstract

The Control valve of the hydraulic pump of MF285 tractor is a sliding type and is installed at the pump inlet. This causes the draft control system couldn't react on time to changes in soil conditions and consequently the tractive efficiency decreases. In this research a new control valve was designed and constructed that can be installed at the pump outlet, with electronic control capability, and for use in the electro-hydraulic hitch control system. In order to ensure the correct operation of the control valve, the effects of two control valves (electronic and mechanical) under three engine speed (rpm) levels and three oil pressure levels on the flow rate of the hydraulic pump were assessed by conducting a completely randomized design. The results showed that the effect of engine speed, oil pressure and their interaction were significant ($P < 0.01$) but the effect of control valve type and its interactions with other treatments were not significant. At all pressure levels, the flow rate increased with increasing engine rpm. Also, a significant linear relationship was observed between the pump flow and engine speed. The results of transient response tests of electro-hydraulic control system to step input in raising and lowering positions showed that the control system followed the system input with a suitable speed. And after reaching the steady state, keep the height of the device in the range of the death zone (± 2 cm).

Keywords: Tractor, Hydraulic Pump, Control valve, Draft Control, Electro-Hydraulic.

How to cite:

Ghods Azar, A. and Moradinejad, N. 2022. *Design, Construction and Evaluation of the Control Valve with Capable of Installing at the Pump Outlet of the MF 285 Tractor*. Journal of Agricultural Mechanization 6 (4): 47-56.

۱- مقدمه

سیستم‌های هیدرولیکی یکی از اجزای مهم در طراحی ماشین‌های سنگین غیر جاده‌ای، خاکبرداری و کشاورزی می‌باشند. تعیین سهم آن‌ها در بازده کلی این‌گونه ماشین‌ها کاری دشوار است. در این ماشین‌ها به سیستم هیدرولیک فشار بالا و جریان بالا نیاز است تا بتوانند قسمت‌های مختلف متحرک را به طور هم زمان راه‌اندازی کنند. سیستم‌های هیدرولیکی دبی بالا به انرژی زیادی نیاز دارند و این عامل متعاقبا به تلفات انرژی و افت فشار قابل توجهی منجر می‌شود (Okhotnikov et al., 2017).

یکی از راه‌های کاهش تلفات در شیرهای کنترل، بهینه‌سازی مسیرهای جریان روغن در داخل آن‌ها جهت کاهش اغتشاشات جریان است (Simic & Herakovic, 2015). یکی از راه‌های بهبود عملکرد شیرهای کنترل در زمینه کاهش تلفات و اغتشاشات جریان، استفاده از قرقره (اسپول) کشویی با شکل هندسی خاص است. تحقیقات نشان داده است که قرقره‌های با سطح براق (صافی سطح عالی) تاثیر زیادی در کاهش نیروهای جریان بر روی محور شیرهای کنترل دارند (Amirante et al., 2007). شیرهای کنترل جهت که بخشی از مدار هیدرولیک یا جهت عملگرها را کنترل می‌کنند، از اجزای سیستم هیدرولیک به شمار می‌روند. شیرهای کنترل جهت اغلب برای کنترل نیرو، سرعت و یا موقعیت عملگرها به کار برده می‌شوند. اخیرا شیرهای کنترل جهت چرخان بویژه انواع تناسبی به دلیل ساختمان ساده و قابلیت اطمینان بالا، در مقایسه با شیرهای کنترل جهت کشویی، زیاد مورد توجه قرار گرفته‌اند. یک شیر کنترل جریان دو راهه که توسط جریان پایلوت راه‌اندازی می‌شود، به منظور بهبود سرعت پاسخ ارائه گردید ولی میزان دبی پایینی داشت (Ruan et al., 2002). کارهای مشابه دیگری نیز در این زمینه انجام شده است (Hochrein, Leonard, 1999 ; 2002).

Wang et al (2016) یک نوع شیر کنترل چرخان که با سرو موتور کنترل می‌شود، ارائه کردند و در آن گشتاورهای جریان دائم را با روش تئوری، شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی و آزمایشگاهی تحلیل کردند. نتایج نشان داد که جهت گشتاورهای جریان دائم همیشه در جهت بسته شدن شیر کنترل قرار داشت. گشتاورهای جریان دائم، زمانی که میزان باز بودن روزنه افزایش می‌یابد، به عنوان مقاومت در مقابل چرخش شیر کنترل عمل می‌کند در حالی که هنگام کاهش میزان باز بودن دریچه به چرخش شیر کنترل کمک می‌کند.

Jue et al (2014) در تحقیقی یک شیر سرو تحریک مستقیم چرخان را تحلیل و مدل‌سازی کردند. آن‌ها از روش دینامیک سیالات محاسباتی و تست آزمایشگاهی برای ارزیابی و اعتبارسنجی تحلیل‌های تئوری استفاده کردند و نتایج شبیه‌سازی و آزمایشگاهی، نتایج حاصل از تحلیل‌های تئوری را تایید کردند. ساختار شیرهای الکتروهیدرولیک سرو دونوع هستند: تک مرحله‌ای (تحریک مستقیم) و چند مرحله‌ای.

شیرهای تحریک مستقیم، به صورت مستقیم به یک موتور محرک متصل و کنترل می‌شوند. شیرهای سرو چند مرحله‌ای دارای تقویت کننده هیدرولیکی هستند که نیروی خروجی موتور را جهت غلبه بر نیروهای جریان سیال افزایش می‌دهد. مزیت اصلی شیرهای چند مرحله‌ای قدرت بالای آن‌ها است ولی قیمت بالایی دارند. به عبارت دیگر شیرهای تک مرحله‌ای ارزان، ساده و قابلیت اطمینان بیشتری دارند (Krishnaswamy & Lip, 2002). با توسعه عملگرهای الکترومغناطیسی دارای قدرت زیاد و فناوری دینامیک سیالات محاسباتی، کاربرد شیرهای تحریک مستقیم افزایش یافته و سهم بیشتری از بازار را در مقایسه با شیرهای چند مرحله‌ای به خود اختصاص داده‌اند (Lisowski et al., 2013).

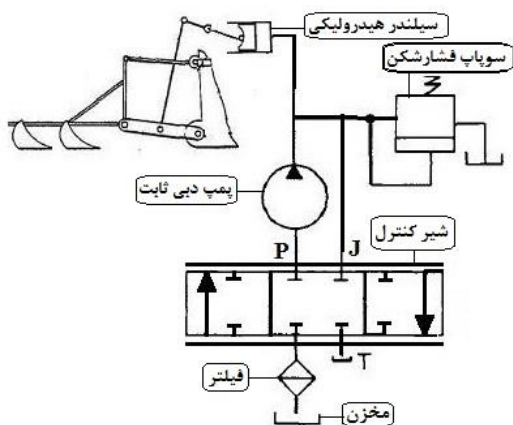
در پمپ هیدرولیک تراکتور مسی فرگوسن، شیر کنترل (مقسم) از نوع کشویی است و در ورودی پمپ هیدرولیک قرار دارد (روغن ورودی به پمپ را کنترل می‌کند). سیستم هیدرولیک تراکتورهای مسی فرگوسن ساخت داخل ایرادات زیادی دارد که عبارتند از:

۱- شیر کنترل قطعه‌ای بسیار حساس و دقیق است و بنا به اظهار تعمیرکاران تراکتور احتمال خرابی آن زیاد است (در اغلب موارد گریپاژ می‌کند). از طرفی پمپ هیدرولیک این تراکتورها در داخل محفظه جعبه دنده و زیر صندلی راننده قرار دارد و دسترسی به آن در زمان سرویس یا تعمیرات بسیار مشکل است طوری که برای خارج کردن پمپ از داخل محفظه بایستی صندلی راننده و متعلقات آن، درپوش محفظه پمپ، اتصالات سیستم اتصال سه نقطه، محور تواندهی و محورها و اتصالات زیادی باز شوند. بنابراین تعویض و یا تعمیر شیر کنترل پمپ، کاری پر زحمت، زمان بر و هزینه بر می‌باشد.

۲- شیر کنترل از نوع سه راهه-سه وضعیتی است و در زمان خلاص و تخلیه، ورودی پمپ مسدود می‌شود و دبی آن صفر می‌شود. بنابراین کانال ورودی پمپ به قطر ۱۴ میلیمتر و طول تقریباً ۱۵ میلی‌متر کاملاً تخلیه می‌شود و در مرحله بعدی مکش، ارسال روغن به جک هیدرولیک با تاخیر انجام می‌شود، این امر باعث می‌شود سیستم کنترل کشش خودکار تراکتور به موقع عمل نکند و در نتیجه باعث افزایش بار روی تراکتور شده و بازده کششی تراکتور کاهش می‌یابد (Loghavi & Mollasadeghi, 2002).

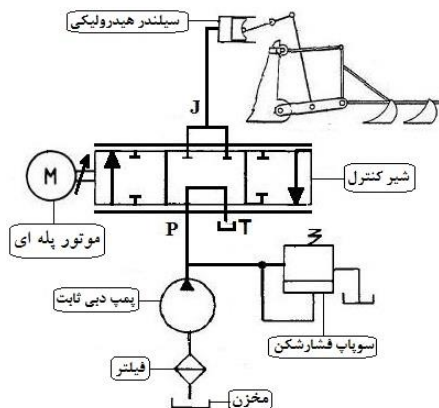
۳- سامانه کنترل کشش مکانیکی تراکتورهای مسی فرگوسن ساخت داخل ضعیف بوده و با تاخیر زیاد عمل می‌کنند. این مشکل از آن جا ناشی می‌شود که مکانیزمی برای تنظیم حساسیت بالاروی سامانه کنترل مکانیکی اتصال سه نقطه تراکتور تعبیه نشده است تا از طریق آن بتوان عملکرد کنترل را افزایش داد (Moradasgharloo et al., 2011).

بنابراین طراحی و ساخت یک شیر کنترل اتصال سه نقطه قابل نصب در خروجی پمپ هیدرولیک، ارزان قیمت، قابل دسترس و سازگار با تکنولوژی تراکتورهای ساخت داخل ضروری است. اهداف این تحقیق عبارتند از: (۱) طراحی و ساخت شیر کنترل اتصال سه نقطه با قابلیت



شکل ۲- مدار هیدرولیکی اتصال سه نقطه تراکتور MF285

Fig 2. Hydraulic circuit of 3point hitch of the MF285 tractor



شکل ۳- مدار هیدرولیکی اتصال سه نقطه تراکتور با شیر جدید

Fig 3. Hydraulic circuit of 3point hitch of the tractor with new valve

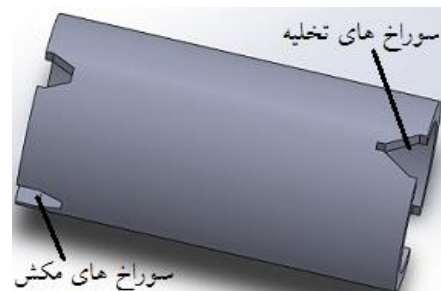
تصویر سمبلیک شیر کنترل جدید در شکل ۳ نشان داده شده است. طرح شیر کنترل به گونه‌ای است که بتواند سه عمل مکش، خلاص و تخلیه را انجام دهد. این شیر از نوع چهار راهه سه وضعیتی است و همزمان نقش شیر کنترل جهت و جریان را ایفا می‌کند، بدین صورت که با حرکت تدریجی خود ارتباط کانال‌ها را به صورت تدریجی و تناسبی تغییر می‌دهد و این عمل باعث می‌شود که ضمن کنترل جهت جریان، دیبی روغن نیز به صورت تناسبی کنترل گردد. شیر کنترل ساخته شده از نوع چرخان و شامل بدنه، سیلندر، روتور و درپوش‌های انتهایی است. در این طرح روتور توسط موتور پله‌ای نسبت به بدنه (سیلندر) شیر چرخانده می‌شود. زمانی که روتور در وضعیت- های مختلف قرار داده می‌شود، سوراخ‌های روی سیلندر و روتور با همدیگر ارتباط برقرار کرده و حالت‌های بالاروی، خنثی و پایین روی فراهم می‌شود و سامانه اتصال سه نقطه مطابق با عملکرد شیر کنترل جابجا می‌شود. در مجاری اتصال پمپ (P)، ورودی جک (J) و خروجی جک (J) ممکن است فشار تا بیش از ۲۰۰ بار افزایش یابد (شکل ۴). مهم‌ترین پارامتر در طراحی شیر کنترل، محاسبه ابعاد مجراهای

کنترل الکترونیکی به منظور استفاده در سامانه کنترل الکتروهیدرولیکی اتصال سه نقطه (۲) ارزیابی و مقایسه دیبی پمپ هیدرولیک تراکتور در بکارگیری شیر کنترل الکترونیکی و شیر کنترل مکانیکی موجود بر روی پمپ (۳) ارزیابی کارگاہی عملکرد سامانه کنترل الکتروهیدرولیکی اتصال سه نقطه.

۲- مواد و روش‌ها

۲-۱- طراحی و ساخت شیر کنترل

در سیستم هیدرولیک تراکتور مسی فرگوسن مدل ۲۸۵، شیر کنترل اصلی (مقسم) بر روی پمپ سوار است و با حرکت کشویی، سه حالت مکش، خلاص و تخلیه را فراهم می‌کند. شکل هندسی سوراخ‌های مکش و مکش شیر کنترل به صورت مثلثی و جهت آن‌ها عکس همدیگر است (شکل ۱). با کشیده شدن قرقره کنترل (پیستون) به سمت جلو، مجرای ورودی پمپ به تدریج باز می‌شود که کورس مکش تقریباً ۸ میلی‌متر است. با حرکت تدریجی قرقره به سمت عقب، ورودی پمپ بسته شده و در نقطه ای خاص، مجراهای ورودی و خروجی به طور هم زمان بسته می‌شوند (حالت خلاص). با ادامه حرکت قرقره به سمت عقب، مجرای تخلیه به تدریج باز می‌شود و حالت تخلیه اتفاق می‌افتد که این کورس نیز تقریباً ۷ میلی‌متر است.



شکل ۱- قرقره شیر کنترل پمپ هیدرولیک تراکتور MF285

Fig 1. Control valve spool of hydraulic pump of the MF285 tractor

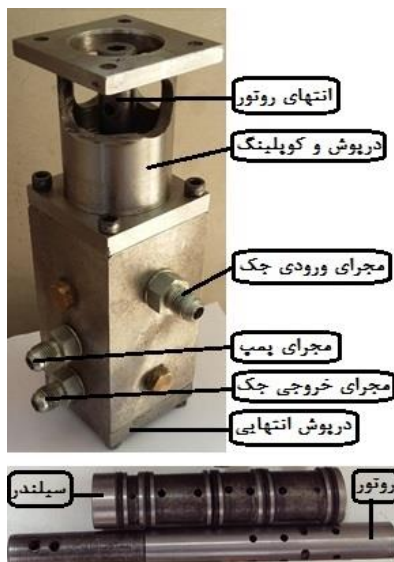
در این سامانه، شیر کنترل در ورودی پمپ قرار دارد و از طریق اهرم بندی مکانیکی که تواما به اهرم‌های کنترل کشش و موقعیت و مکانیزم کنترل خودکار وصل می‌باشد، کنترل می‌گردد (شکل ۲). شیر کنترل جدید، طراحی، ساخت و در خروجی پمپ هیدرولیک نصب گردید (شکل ۳). با بکارگیری آن در سامانه هیدرولیک، سامانه هیدرولیک تراکتور مسی فرگوسن از حالت هیدرومکانیکی به الکتروهیدرولیکی تبدیل خواهد شد و در آن شیر کنترل جدید با استفاده از یک موتور پله‌ای، به صورت الکترونیکی کنترل خواهد شد.

موجود در روی بدنه تراکتور و از شیلنگ ها و اتصالات استاندارد شرکت تراکتورسازی استفاده شد.

نیروی لازم برای چرخاندن روتور از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$P = \frac{F}{A} \rightarrow F = P * A \quad (2)$$

از آن جایی که فشار وارده بر دهانه خروجی شیر تا ۲۵۰ بار یعنی فشار معادل سوپاپ فشارشکن می‌باشد، نیروی وارده بر روی روتور از طرف روغن تحت فشار باعث می‌شود روتور خیلی محکم به بدنه شیر فشار داده شود و برای چرخاندن آن به نیروی زیادی لازم باشد. نیرو و گشتاور محاسبه شده خیلی زیاد است و این مسئله یکی از محدودیت های مهم در طراحی شیر مذکور بود. موتور پله‌ای که بتواند این نیرو را در سرعت مناسب اعمال کند، در بازار وجود نداشت. برای حل این مشکل، ساختار شیر به گونه‌ای طراحی گردید که قسمتی از روتور کاملاً در داخل روغن غوطه ور شده تا نیروهای جانبی ناشی از فشار روغن خنثی شود. بعد از اعمال این تغییرات در ساختار شیر، نیروی لازم برای چرخاندن روتور در داخل سیلندر به طور قابل ملاحظه‌ای کاهش یافت. شیر کنترل ساخته شده در خروجی پمپ هیدرولیک و زیر صندلی راننده تراکتور سوار شد طوری که هر دو شیر کنترل بتوانند به صورت مستقل عمل کنند. موتور پله‌ای نیز با استفاده از یک کوپلینگ به قسمت عقبی شیر کنترل سوار گردید و محور موتور پله ای با روتور شیر کنترل کوپل شدند (شکل ۵). با بکارگیری شیر کنترل ساخته شده، سامانه کنترل خودکار مکانیکی موقعیت به سامانه کنترل الکترونیکی موقعیت تبدیل شد.



شکل ۴- اجزای شیر کنترل جدید (الکترونیکی)

Fig 4. Components of the new control valve

ورودی و خروجی آن است. برای محاسبه اندازه دهانه ها و لوله ها از رابطه زیر استفاده شد (Fallahi dahaki et al., 2010):

$$d_i = 4.607 \sqrt{\frac{Q}{V}} \quad (1)$$

Q: دبی حجمی روغن عبوری از لوله Lit/min, V: سرعت جریان روغن در لوله m/s, d_i: قطر داخلی لوله (mm).

حداکثر دبی پمپ در سرعت ۶۴۰ دور در دقیقه محور محرک آن ۱۵/۲ لیتر در دقیقه می‌باشد و سرعت جریان روغن هیدرولیک در لوله ها از جدول استاندارد انتخاب شد (Fallahi dahaki et al., 2010). با انتخاب سرعت مناسب و دبی بیشینه، قطر دهانه‌های ورودی و خروجی (تخلیه) ۷/۴ میلی متر محاسبه شدند. قطر داخلی لوله خروجی پمپ هیدرولیک (لوله ورودی به جک تخلیه) مورد استفاده در تمامی مدل‌های تراکتور مسی فرگوسن تولیدی شرکت تراکتورسازی تبریز، هشت میلی‌متر است. بدین ترتیب قطر محاسبه شده از رابطه (۱) برای خط تخلیه (فشار) با اندازه واقعی آن تقریباً برابر است. بر این اساس قطر دهانه‌های ورودی و تخلیه هشت میلی‌متر انتخاب شد. نیروهای حاصل از جریان روغن در فشارهای بالا باعث چسبیدن روتور به بدنه سیلندر می‌شوند و نیروی لازم برای چرخاندن روتور افزایش می‌یابد. به منظور خنثی کردن نیروهای فشاری روغن، سوراخ‌های مربوط به مجاری روغن به صورت متقارن و چهارتایی و به قطر شش میلی‌متر ایجاد شدند. همچنین به منظور افزایش واکنش شیر در برابر فرمان‌های کنترلی ناشی از تغییرات شرایط برای باز و بسته کردن مجاری کنترل با سرعت مناسب، سعی گردید حتی‌الامکان زاویه چرخش روتور شیر کمتر از ۹۰ درجه باشد. بر این اساس قطر خارجی روتور ۲۰ میلی‌متر در نظر گرفته شد تا هم بتوان سوراخ شش میلی‌متری را روی آن ایجاد و هم اینکه ابعاد شیر خیلی بزرگ نشود. سیلندر به شکل استوانه‌ای با قطر بیرونی ۳۰ میلی‌متر انتخاب شد. قسمت بیرونی سیلندر به صورت پلکانی ساخته شد که در آن محفظه‌های مربوط به پمپ، ورودی به جک و خروجی از جک توسط اورینگ‌هایی آببندی شده‌اند. همچنین در قسمت داخلی سیلندر، محفظه‌هایی ایجاد شدند تا با ورود روغن پر فشار به آن‌ها، نیروهای جانبی جریان روغن وارده بر روتور خنثی شوند. برای ساخت قسمت‌های مختلف شیر از فولاد CM5 استفاده شد که بعد از پیاده‌سازی طرح مورد نظر، ۵۰ راکول سخت کاری شدند تا در برابر سایش مقاوم شوند. بعد از عملیات سخت کاری به منظور ایجاد صافی سطح مناسب که بتواند در فشار بالا از نشت روغن جلوگیری کند، عملیات سنگ‌زنی و پرداخت کاری با دقت میکرون انجام شد. قسمت داخلی بدنه شیر طوری سنگ‌زنی شد تا سیلندر با فشار کمی در داخل آن جاسازی و محفظه‌های بیرونی سیلندر آببندی شود. درپوش‌های انتهایی با چهار عدد پیچ به بدنه شیر بسته شدند. برای اتصال شیر کنترل به پمپ هیدرولیک از سوراخ‌های

روتور بایستی ضریب اصطکاک بین سطوح روتور و سیلندر معلوم باشد. ضریب اصطکاک فاکتوری است که معمولاً برای سطوحی که روی هم کشیده می‌شوند با روش سطح شیب‌داری به صورت تجربی اندازه‌گیری می‌شود. روش دقیق‌تر استفاده از گشتاورسنج برای اندازه‌گیری مستقیم گشتاور لازم برای چرخاندن می‌باشد اما به دلیل در دسترس نبودن گشتاورسنج از دو عدد نیروسنج فنری برای اندازه‌گیری کوپل نیرو استفاده شد. بعد از نصب شیر کنترل بر روی تراکتور حداکثر کوپل نیروی لازم برای چرخاندن شیر کنترل با استفاده از دو عدد نیروسنج فنری اندازه‌گیری شد. نیروی لازم برای چرخاندن شیر کنترل از ۵ تا ۶ کیلوگرم در ۱/۵ سانتی‌متری (گشتاوری معادل ۷/۵ تا ۹ کیلوگرم در سانتی‌متر) از مرکز روتور اندازه‌گیری شد. با در نظر گرفتن ضریب اطمینان ۱/۵، گشتاور موتور پله‌ای بایستی بیشتر از ۱۲ کیلوگرم در سانتی‌متر باشد. بنابراین از یک موتور پله‌ای مدل سانپو^۳ با گشتاور ۱۳ کیلوگرم در سانتی‌متر و درایور دو فاز مدل مونز^۴ آلمان جهت کنترل شیر کنترل استفاده شد (شکل ۵).



شکل ۵- شیر کنترل الکترونیکی نصب شده بر روی تراکتور
Fig 5. Electronic control valve installed on the tractor



شکل ۶- اجزای واحد کنترل کننده سامانه الکترو هیدرولیکی
Fig 6. Components of the electro-hydraulic control system

۲-۳- روش کنترل

نمودار روندنمای سامانه کنترل الکترو هیدرولیکی در شکل ۷ نشان داده شده است. ابتدا ارتفاع مورد نظر و ناحیه مرگ در صفحه نمایشگر تنظیم می‌شوند. سیگنال حسگر ارتفاع توسط PLC دریافت و ارتفاع واقعی در فواصل زمانی منظم و مشخص محاسبه می‌شود. سیگنال خطا به صورت اختلاف بین ارتفاع واقعی و تنظیمی محاسبه و با مقدار ناحیه مرگ مقایسه می‌شود. اگر سیگنال خطا در محدوده ناحیه مرگ باشد، موتور پله‌ای عمل نمی‌کند. در صورتی که سیگنال خطا بزرگتر از حد بالایی یا کوچکتر از حد پایینی ناحیه مرگ باشد، تعداد پالس مورد نیاز جهت چرخش موتور پله‌ای محاسبه و توسط واحد خروجی دیجیتال به درایور موتور پله‌ای ارسال می‌شود. موتور پله‌ای نیز مطابق با سیگنال فرمان، شیر کنترل را در جهت عقربه‌های ساعت یا عکس آن می‌چرخاند. با قرار گرفتن شیر کنترل در وضعیت‌های بالاروی یا پایین روی، بازوهای اتصال سه نقطه به طرف بالا یا پایین جابجا شده و از این طریق ارتفاع وسیله از سطح زمین کنترل می‌شود.

۲-۲- سامانه کنترل الکترو هیدرولیکی

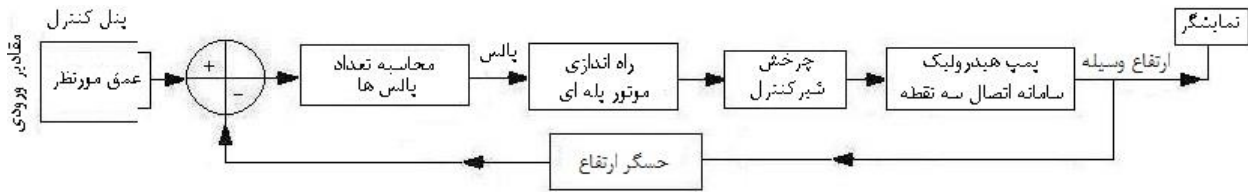
سامانه کنترل الکترو هیدرولیکی از یک کنترل کننده منطقی برنامه پذیر (PLC) مدل امرن^۱ به عنوان پردازشگر، یک صفحه نمایشگر لمسی ساخت شرکت امرن مدل NB5Q-TW00B برای نمایش مقادیر اندازه‌گیری شده و وارد کردن مقادیر تنظیمی، یک پتانسیومتر چرخان ($k\Omega$) که بر روی محور گردنده هیدرولیک نصب شد، برای اندازه‌گیری موقعیت بازوهای بالابر^۲ به عنوان عملگر تشکیل شده است (شکل ۶).
کنترل کننده منطقی برنامه پذیر (PLC) شامل یک واحد CPU مدل CP1L-J14D و یک واحد ورودی آنالوگ مدل CP1W-AD041 می‌باشد. این پردازنده به دلیل داشتن قابلیت‌های بالا و قیمت پایین انتخاب گردید. واحد CPU دارای هشت ترمینال ورودی دیجیتال و شش ترمینال خروجی دیجیتال و واحد ورودی آنالوگ دارای چهار ترمینال ورودی می‌باشد. محدوده سیگنال ورودی‌های آنالوگ از ۰ تا ۵ ولت تنظیم شدند. واحد ورودی آنالوگ سیگنال‌های دریافتی از پتانسیومتر را دریافت و مطابق محدوده ولتاژ انتخاب شده و همچنین برنامه نوشته شده در حافظه CPU به مقادیر دیجیتال تبدیل می‌کند. برای ورودی‌های آنالوگ از تابع میانگین‌گیری استفاده شد که این تابع از هشت مقدار ورودی آنالوگ اخیر میانگین‌گیری کرده و میانگین آن‌ها را به عنوان مقدار خروجی دیجیتال به واحد CPU تحویل می‌دهد (شکل ۶). از موتور پله‌ای برای چرخاندن شیر کنترل استفاده شد. برای محاسبه گشتاور لازم از روی فشار روغن وارده به

1. Omron

2. Driver

3. Sanyo Denki

4. Moon's



شکل ۷- نمودار بلوکی سامانه کنترل الکترو هیدرولیکی

Fig 7. Block diagram of the electro-hydraulic control system

دور موتور و فشار روغن سامانه هیدرولیک بر روی دبی پمپ هیدرولیک در سطح احتمال ۱٪ معنی دار است ولی اثر اصلی شیر کنترل معنی دار نیست. بررسی اثر متقابل ها نیز نشان داد که فقط اثر متقابل دور موتور و فشار روغن در سطح احتمال ۱٪ معنی دار است (جدول ۱). عدم معنی دار شدن اثر متقابل شیر کنترل و دور موتور و اثر متقابل شیر کنترل و فشار روغن بیانگر این است که تغییرات دبی پمپ هیدرولیک در موقع بکارگیری هر دو شیر کنترل در تمامی سطوح دور موتور و فشار روغن روال مشابهی داشته است. این مطلب نشان می دهد که شیرهای کنترل نسبت به همدیگر برتری معنی داری نداشته اند و عملکرد شیر کنترل جدید مشابه شیر کنترل مکانیکی بوده و رضایت بخش است. همان گونه که در بخش مقدمه اشاره شد، پمپ هیدرولیک و شیر کنترل تراکتورهای مسی فرگوسن ساخت داخل معایب زیادی دارد. با بکارگیری شیر کنترل الکترونیکی معایب مذکور مرتفع و بازده کششی تراکتور افزایش خواهد یافت (البته شیر الکترونیکی امکان کنترل دستی هم دارد). بنابراین می توان گفت که شیر کنترل الکترونیکی نسبت به شیر کنترل مکانیکی برتری دارد و استفاده از آن باعث بهبود کارایی تراکتور خواهد شد. نتایج مشابهی در پژوهش های قبلی گزارش شده است (Ismail *et al.*, 1981; Pranav *et al.*, 2012; Scarlet, 2001). در شکل ۸ مشاهده می شود که با افزایش دور موتور، دبی پمپ افزایش یافته است و این افزایش معنی دار بوده است. این مساله بدین دلیل است که در تراکتور مسی فرگوسن حرکت محور پمپ هیدرولیک مستقیماً از موتور گرفته می شود و با افزایش دور موتور، دور پمپ افزایش و متعاقباً دبی پمپ افزایش می یابد. در منابع تخصصی هیدرولیک گزارش شده است که در پمپ های جابجایی مثبت با افزایش دور محور پمپ، دبی پمپ به صورت خطی افزایش می یابد (Dalayeli & Madineh, 2014). مقایسه میانگین ها در دوره های مختلف محور پمپ و فشارهای متفاوت نشان داد که در تمامی دوره های محور پمپ با افزایش فشار روغن سامانه هیدرولیک، دبی پمپ کاهش معنی داری داشته است (شکل ۸). این مساله را می توان این گونه بیان کرد که با افزایش فشار سامانه هیدرولیک، نشتی داخلی پمپ و اجزای دیگر سامانه هیدرولیک افزایش و در نتیجه دبی خروجی پمپ کاهش می یابد. این نتیجه با نتایج ذکر شده در منابع علمی و تخصصی هیدرولیک مطابقت دارد (Dalayeli & Madineh, 2011).

۲-۴- روش آزمایش

ابتدا به منظور اطمینان از عملکرد شیر کنترل ساخته شده، آزمایش های کارگاهی به روش فاکتوریل، در قالب طرح کاملاً تصادفی و با سه تکرار انجام شدند. تیمارها شامل دو نوع شیر کنترل (الکترونیکی و مکانیکی)، سه سطح دور موتور (۱۰۰۰، ۱۵۰۰ و ۲۰۰۰ دور در دقیقه) و سه سطح فشار روغن سیستم هیدرولیک (۰، ۵۰ و ۱۰۰ بار) بودند. جهت ارزیابی و مقایسه عملکرد شیرهای کنترل، دبی پمپ هیدرولیک اندازه گیری شد. به منظور ایجاد فشارهای کاری مورد نظر برای پمپ هیدرولیک تراکتور، یک عدد شیر فشارشکن قابل تنظیم و یک عدد شیر یکطرفه به صورت سری در خروجی پمپ هیدرولیک بسته شدند. با بستن شیر یکطرفه، خروجی پمپ مسدود شد و بعد از رسیدن فشار روغن به فشار تنظیمی، شیر فشارشکن باز شد و دبی کل پمپ از خروجی شیر فشار شکن تخلیه گردید. دبی تخلیه شده از شیر فشارشکن به عنوان دبی پمپ در نظر گرفته شد. برای اندازه گیری دبی پمپ هیدرولیک از یک ظرف مدرج با دقت یک سی سی و تایمر استفاده گردید (این روش به دلیل ارزان بودن و در دسترس نبودن دبی سنج دیجیتالی استفاده شد). آزمایش ها فقط برای حالت کاملاً باز هر دو شیر کنترل انجام شدند.

در مرحله دوم جهت ارزیابی عملکرد سامانه کنترل الکترو هیدرولیکی، آزمایش های پاسخ گذرای سامانه ها جهت مشخص شدن زمان صعود، زمان تاخیر و زمان نشست در کارگاه انجام شدند. در این آزمایش ها یک دستگاه گاواهن سه خیش سوار به تراکتور متصل شد. در حین انجام آزمایش های کارگاهی مقادیر مورد نظر از طریق نمایشگر لمسی تنظیم شدند و تمامی سیگنال ها در حافظه PLC ذخیره شدند.

۳- نتایج و بحث

۳-۱- ارزیابی عملکرد شیر کنترل

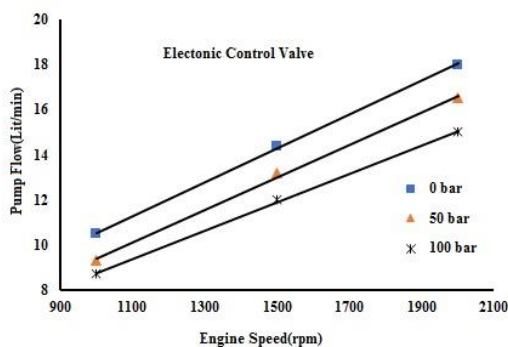
برای تجزیه و تحلیل آماری داده ها و تهیه جداول تجزیه واریانس و مقایسه میانگین ها از نرم افزار SPSS استفاده شد. برای رسم نمودارها از نرم افزار Excel استفاده گردید. در صورت معنی دار شدن هر عامل آزمایشی، میانگین ها با روش دانکن در سطح احتمال پنج درصد مقایسه شدند. نتایج تجزیه واریانس نشان داد که اثر اصلی متغیرهای

جدول ۱- نتایج تجزیه واریانس دبی پمپ هیدرولیک (دور موتور: rpm)
Table 1. Results of ANOVA for flow rate of the hydraulic pump

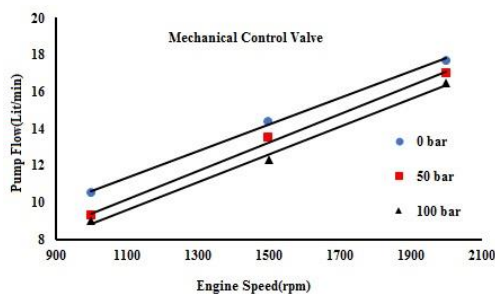
F	MS	میانگین مربعات	df	درجه آزادی	S.V	منابع تغییرات
0.121 ^{ns}	0.007		2			تکرار Replication
3.654 ^{ns}	0.202		1			شیرکنترل Control Valve
4.381 ^{**}	241.828		2			دور موتور rpm
268.414 ^{**}	14.815		2			فشار روغن Oil Pressure
1.683 ^{ns}	0.093		2			شیرکنترل × دور موتور rpm × Control Valve
0.143 ^{ns}	0.008		2			شیرکنترل × فشار روغن Oil Pressure × Control Valve
36.183 ^{**}	1.996		4			دور موتور × فشار روغن Oil Pressure × rpm
0.721 ^{ns}	0.04		4			شیر کنترل × دور موتور × فشار Oil Pressure × rpm × Control Valve
	0.055		34			خطای کل Total Error

** اثر معنی داری بر دبی پمپ در سطح احتمال ۱٪ دارد.

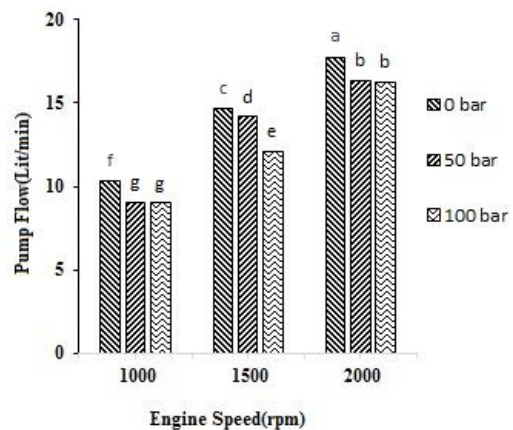
ns اثر معنی داری بر دبی پمپ ندارد.



شکل ۹. نمودار دبی پمپ در بکارگیری شیر کنترل الکترونیکی
Fig 9. Pump flow diagram using electronic valve



شکل ۱۰. نمودار دبی پمپ در بکارگیری شیر کنترل مکانیکی
Fig 10. Pump flow diagram using mechanical valve



شکل ۸- اثر متقابل دور موتور و فشار روغن بر روی دبی پمپ
Fig 8. Interaction effect of engine rpm and oil pressure on the pump flow

شکل ۹ و ۱۰ نشان می‌دهد که در هر دو نوع شیر کنترل و در تمامی فشارهای سامانه هیدرولیک، با افزایش دور موتور (دور محور پمپ) دبی پمپ به صورت خطی افزایش یافته است. همچنین در هر دو شیر کنترل با افزایش فشار روغن، دبی پمپ کاهش داشته است. نتایج تجزیه واریانس رگرسیونی نیز نشان داد که رابطه خطی معنی‌داری بین دبی پمپ و دور موتور وجود دارد. نتایج جدول ۲ نشان می‌دهد که رابطه خطی با ضریب تبیین بالا بین دبی پمپ و دور محور پمپ وجود دارد. این نتایج با نتایج پژوهش‌های دیگران مطابقت دارد (Dalayeli & Madineh, 2014; Fallahi dahaki *et al.*, 2010).

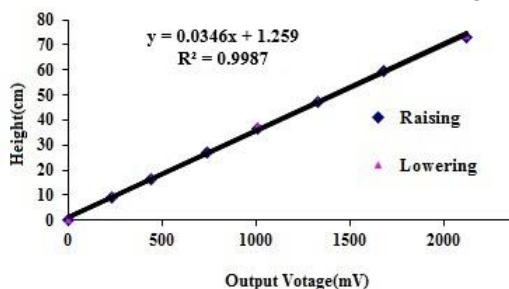
جدول ۲- معادله خط دبی پمپ و پارامترهای آماری در فشارهای مختلف کاری (Q: دبی، rpm: دور موتور)
Table 2. Linear equation of pump flow and statistical parameters in deferent pressures

فشار کاری Pressure	شیر کنترل الکترونیکی Electronic Control Valve			شیر کنترل مکانیکی Mechanical Control Valve		
	معادله Equation	R ²	F	معادله Equation	R ²	F
0 bar	Q=0.008rpm +3.05	0.999	1875*	Q=0.007rpm +3.4	0.998	432*
50 bar	Q=0.007rpm +2.2	0.998	432*	Q=0.008rpm +1.72	0.997	363*
100 bar	Q=0.006rpm +2.45	0.999	1302*	Q=0.008rpm +1.35	0.995	208.3*

* در سطح احتمال ۵٪ معنی دار است.

۳-۲- واسنجی حسگر ارتفاع

ولتاژ خروجی پتانسیومتر محور گردنده هیدرولیک برای چندین موقعیت (ارتفاع) معلوم انتهای بازوهای پایینی از سطح زمین واسنجی شد. نتایج واسنجی کارگاهی نشان داد که رابطه خطی با ضریب تبیین بالا بین ولتاژ خروجی پتانسیومتر و مقادیر اندازه‌گیری شده وجود دارد (شکل ۱۱).



شکل ۱۱- واسنجی پتانسیومتر محور گردنده هیدرولیک

Fig 11. Calibration of potentiometer

۳-۳- ارزیابی سامانه کنترل الکترونیکی

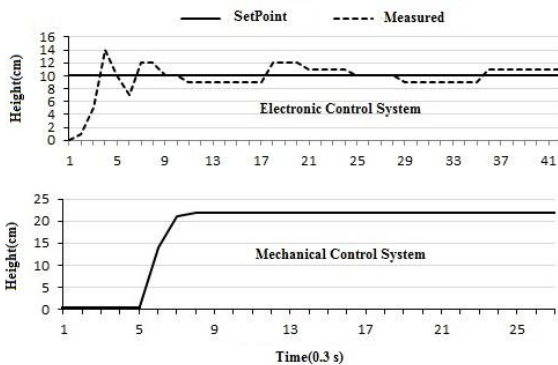
موقعیت

پاسخ گذرای سامانه کنترل الکترونیکی در فرآیند بالاروی به ورودی پله‌ای (۱۰ سانتی متر) نشان داد که رفتار سامانه کنترل مشابه سیستم‌های کنترل مرتبه دوم زیر میرا می‌باشد و زمان تاخیر، زمان صعود، زمان اوج و زمان نشست به ترتیب ۰/۳، ۰/۶، ۰/۹ و ۱/۸ ثانیه می‌باشد (شکل ۱۲). همان‌طور که از شکل ۱۲ پیداست، سامانه کنترل با سرعت مناسبی ورودی را دنبال کرده و بعد از رسیدن به حالت پایداری، ارتفاع بازوهای اتصال سه نقطه از زمین را در محدوده ± 2 سانتی‌متر (ناحیه مرگ ۴ سانتی‌متر) ثابت نگه داشته است. این نتایج با نتایج دیگران مشابهت دارد (Lee et al., 1998). زمان تاخیر در فرآیند بالاروی بیشتر به عملکرد بخش هیدرولیکی سامانه مربوط می‌شود، بدین‌صورت که حداکثر سرعت بالاروی بازوهای اتصال سه نقطه تراکتور تقریباً ۱۵ سانتی‌متر در ثانیه می‌باشد و این امر خود باعث ایجاد تاخیر می‌شود. هم‌چنین منحنی پاسخ سامانه کنترل خودکار مکانیکی تراکتور در فرآیند بالاروی نشان داد که رفتار این سامانه مشابه سیستم

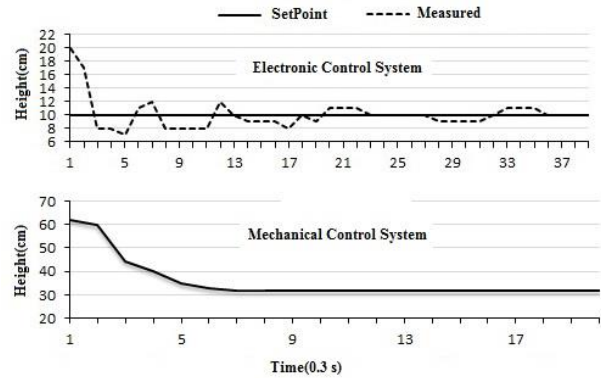
های کنترل مرتبه دوم فوق میرا می‌باشد و تاخیر زیادی در شروع بالاروی اتفاق افتاده است (شکل ۱۲). تاخیر زیاد در شروع بالاروی بدین دلیل است که شیر کنترل در ورودی پمپ هیدرولیک قرار دارد. بنابراین در حالت خلاص و تخلیه ورودی پمپ مسدود شده و قسمتی از مسیر جریان روغن از ورودی تا خروجی پمپ که طول قابل ملاحظه ای دارد، خالی از روغن می‌ماند و این امر منجر به تاخیر در عملکرد سامانه کنترل مکانیکی می‌شود. لازم به ذکر است که این مشکل در سامانه کنترل الکترونیکی مرتفع گردید بدین صورت که شیر کنترل از ورودی پمپ هیدرولیک حذف و در خروجی آن تعبیه شد. در فرآیند بالاروی سامانه مکانیکی، زمان تاخیر ۱/۲ ثانیه و زمان نشست ۲/۱ ثانیه مشاهده شد (شکل ۱۲). در آزمایش سامانه مکانیکی امکان اندازه‌گیری الکترونیکی ورودی (ارتفاع تنظیمی) وجود نداشت و فقط ارتفاع لحظه ای بازوهای اتصال سه نقطه اندازه‌گیری شدند (ابتدا اهرم کنترل موقعیت تا موقعیت مشخص شده در روی کوادرنات بالا برده شد و سپس خیلی سریع دکمه ذخیره اطلاعات فشرده شد). لازم به ذکر است که سامانه کنترل خودکار مکانیکی از پایداری بهتری برخوردار است و دقیق و بدون نوسان عمل می‌کند ولی تاخیر زیادی دارد. این تاخیر ایراد بزرگی است و در سامانه مکانیکی کنترل خودکار کشش که در موقع شخم زدن استفاده می‌شود، باعث کاهش عملکرد تراکتور می‌شود (Moradasgharloo et al., 2011).

در حالت پایین‌روی نیز برای هر دو سامانه کنترل، ورودی پله‌ای اعمال شد. در سامانه مکانیکی برای تنظیم ورودی پله‌ای (۳۰ سانتی متری)، در حالی که بازوهای اتصال سه نقطه در ارتفاع ۶۲ سانتی‌متری از زمین قرار داشت اهرم کنترل موقعیت در روی کوادرنات تا موقعیت مشخصی به سرعت پایین برده شد و هم‌زمان دکمه ذخیره اطلاعات سامانه اندازه‌گیری فشرده شد (ورودی در سامانه کنترل مکانیکی موقعیت اهرم کنترل موقعیت در روی کوادرنات است. به دلیل عدم امکان اندازه‌گیری آن، امکان انتخاب ورودی‌های یکسان برای دو سامانه وجود نداشت). در حالت پایین‌روی (تخلیه)، وسیله فقط در اثر وزن خود پایین می‌رود و وزن وسیله در سرعت پایین‌روی تأثیر دارد. به همین دلیل در سامانه مکانیکی در شروع پایین‌روی، تاخیر زمانی مشاهده نشد و سامانه کنترل مکانیکی با سرعت قابل قبولی، ورودی را

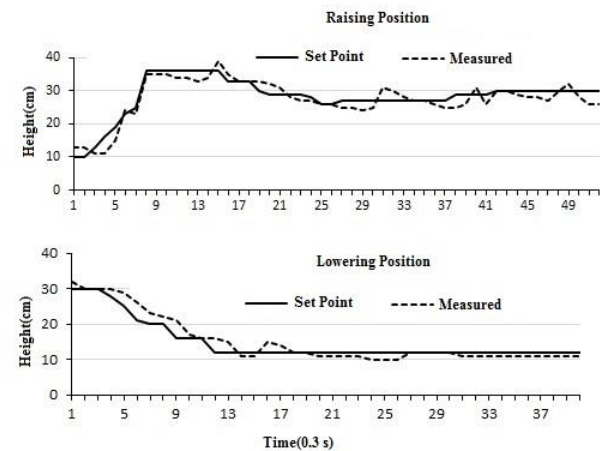
دنبال کرده است (شکل ۱۳). تاخیر زمانی در منحنی پاسخ سامانه مکانیکی به ظرفیت تخلیه و تنظیم حساسیت پایین‌روی سامانه هیدرولیک مربوط می‌شود (اهرم تنظیم حساسیت در وسط قرار داده شده بود). در سامانه کنترل الکتروهیدرولیکی ورودی پله‌ای (۱۰ سانتی متری) اعمال شد (شکل ۱۳). سامانه الکتروهیدرولیکی به سرعت ورودی را دنبال کرد و مقداری فرجهش داشت که زمان اوج تقریباً $0/6$ ثانیه و زمان نشست آن $1/5$ ثانیه می‌باشد. سامانه کنترل بعد از رسیدن به حالت پایداری قادر بود ارتفاع را در محدوده تنظیم شده ($2 \pm$ سانتی‌متر) کنترل نماید. این نتیجه با نتایج کارهای انجام شده در این زمینه مطابقت دارد (Anthonis *et al.*, 2004). لازم به ذکر است که در حالت پایداری، سامانه الکتروهیدرولیکی در مقایسه با سامانه مکانیکی نوسان بیشتری داشت. نوسان سامانه کنترل الکتروهیدرولیکی به دلیل عدم حرکت پیوسته و دقیق موتور پله‌ای می‌باشد که به‌ویژه در انتهای مراحل بسته شدن شیر کنترل دقت لازم را نداشت. بنابراین برای رفع این مشکل به ناچار ناحیه مرگ کمی بزرگ‌تر انتخاب گردید ($2 \pm$ سانتی متر). البته این مشکل را می‌توان با استفاده از سرو موتورهایی که حرکت پیوسته و دقیق‌تری دارند، برطرف کرد. آزمایش‌های دیگری برای ارزیابی واکنش سامانه کنترل الکتروهیدرولیکی در حالت‌های بالاروی و پایین‌روی به ورودی‌هایی که به صورت پیوسته و تدریجی اعمال گردید، انجام شدند. نتایج نشان داد که سامانه کنترل الکتروهیدرولیکی با سرعت و دقت قابل قبولی، ورودی‌ها را دنبال کرد و عملکردش رضایت بخش بود (شکل ۱۴).



شکل ۱۲- پاسخ گذرای سامانه‌های کنترل در حالت بالاروی
Fig 12. Transient response of control systems in raising position



شکل ۱۳- پاسخ گذرای سامانه‌های کنترل در حالت پایین روی
Fig 13. Transient response of control systems in lowering position



شکل ۱۴- پاسخ سامانه کنترل الکتروهیدرولیکی به ورودی‌های مختلف

Fig 14. The response of electro-hydraulic system to different inputs

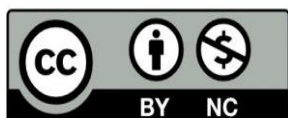
۴- نتیجه گیری

در پمپ هیدرولیک تراکتور مسی‌فرگوسن، شیر کنترل (مقسم) از نوع کشویی است و در ورودی پمپ هیدرولیک قرار دارد. شیر کنترل قطعه‌ای حساس و دقیق است و بنا به اظهار تعمیرکاران تراکتور احتمال خرابی آن زیاد است (در اغلب موارد گریپاژ می‌کند). در زمان خلاص و تخلیه، ورودی پمپ مسدود می‌شود و دبی آن صفر می‌شود. بنابراین در مرحله بعدی مکش، ارسال روغن به جک هیدرولیک با تاخیر انجام می‌شود و این امر باعث می‌شود سیستم کنترل کشش خودکار تراکتور به موقع عمل نکند و در نتیجه باعث افزایش بار روی تراکتور شده و بازده کششی تراکتور کاهش یابد. در این تحقیق یک شیر کنترل جدید قابل نصب در خروجی پمپ هیدرولیک و با قابلیت کنترل الکترونیکی و با هدف بکارگیری در سامانه کنترل الکتروهیدرولیکی اتصال سه نقطه طراحی و ساخته شد. به منظور اطمینان از صحت عملکرد شیر کنترل جدید، تاثیر دو نوع شیر کنترل (الکترونیکی و مکانیکی) در سه سطح دور موتور و سه سطح فشار روغن هیدرولیک بر روی دبی پمپ در قالب طرح کاملاً تصادفی و با سه تکرار بررسی گردید. نتایج نشان داد

که شیرهای کنترل نسبت به همدیگر برتری معنی‌داری نداشته اند و عملکرد شیر کنترل جدید مشابه شیر کنترل مکانیکی بوده و رضایت بخش بود. نتایج آزمایش‌های کارگاهی سامانه کنترل الکترو هیدرولیکی نشان داد که سامانه کنترل ورودی‌های مختلف را با سرعت مناسبی دنبال کرد و در حالت پایداری قادر بود ارتفاع وسیله را با دقت قابل-قبولی کنترل نماید. بنابراین می‌توان گفت که شیر کنترل الکترونیکی نسبت به شیر کنترل مکانیکی برتری دارد و استفاده از آن باعث بهبود کارایی تراکتور خواهد شد.

۵- منابع

- Amirante, R., Moscatelli, P.G., and Catalano, L.A. (2007). Evaluation of the flow forces on a direct (single stage) proportional valve by means of a computational fluid dynamic analysis. *Energy Convers. Manag.* 48:942–953.
- Anthonis, J., Mouazen, A. M., Saeys, W., and Ramon, H. (2004). An automatic depth control system for online measurement of spatial variation in soil compaction, part 3: design of depth control system. *Biosystems Engineering*, 89 (1): 59–67.
- Dalayeli, H., and Madineh, A. (2014). *Industrial hydraulics*, vol (1). Isfahan. Kanooneh pajohesh (In Persian).
- Fallahi dahaki, H., Hamedi, H. & Keshavarz bahagigat, A. (2010). *Applicable Reference of Hydraulic and Pneumatic Comprehensive Guide to Automation Studio*. Tehran. Soha danesh. (In Persian)
- Hochrein BG. (2002). Rotary Valve. United States patent US 6499507.
- Ismail, S.M., Singh, G., and Gee-Clough, D. (1981). A preliminary investigation of a combined slip and draught control for tractors. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 26(1): 293-306.
- Jue, Y., Jian, Z., and Dehong, Z. (2014). Modeling and Analysis of a Rotary Direct Drive Servovalve. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 27 (5): 1064-1074.
- Krishnaswamy, K., and Lip, Y. (2002). On using unstable electrohydraulic valves for control. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 124 (1): 183–190.
- Lee, J., Yamazaki, M., Oida, A., Nakashima, H. and Shimizu, H. (1998). Electro-hydraulic tillage depth control system for rotary implements mounted on agricultural tractor - design and response experiments of control system. *Journal of Terramechanics*, 35 (4), 229–238.
- Leonard, MB. (1999). Rotary Servo Valve. United States patent US 5954093.
- Lisowski, E., Czyzycki, W., and Rajda, J. (2013). Three dimensional CFD analysis and experimental test of flow force acting on the spool of solenoid operated directional control valve. *Energy Conversion and Management*, 70: 220–229.
- Loghavi, M., and Mollasadeghi, A. (2002). Evaluation and Comparison of Tractive Efficiencies of MF285 and U650 Tractors During Moldboard plowing. *Journal of Science and Technology of Agriculture and Natural Resources*, 6 (2): 177-185. (In Persian)
- Okhotnikov, I., Noroozi, S., Sewell, Ph., and Godfrey, Ph. (2017). Evaluation of steady flow torques and pressure losses in a rotary flow control valve by means of computational fluid dynamics. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 64: 89-102.
- Moradasgharloo, N., Minaei, S., Borgheei, A., and Darvish, F. (2011). Comparison of the field performance of two automatic draft control systems on a MF-399 tractor. *Iranian Journal of Biosystem Engineering (IJBSE)*, 41 (2): 97-104. (In Persian)
- Pranav, P.K., Tewari, V.K., Pandey, K.P., and Jha, K.R. (2012). Automatic wheel slip control system in field operations for 2WD tractors. *Computer and Electronics in Agriculture*, 84: 1–6.
- Ruan, J., Burton, RT., and Ukrainetz, P. (2002). An investigation in to the characteristic of a two-dimensional 2D flow control valve. *J Dyn Sys- Trans ASME*, 124: 14-20.
- Scarlett, A.J. (2001). Integrated control of agricultural tractors and implements: a review of potential opportunities relating to cultivation and crop establishment machinery. *Computer and Electronics in Agriculture*, 7: 269–284.
- Simic, M., and Herakovic, N. (2015). Reduction of the flow forces in a small hydraulic seat valve as alternative approach to improve the valve characteristics. *Energy Convers. Manag.* 89: 708–718.
- Wang, H., Gong, G., Zhou, H., and Wang, W. (2016). Steady flow torques in a servo motor operated rotary directional control valve. *Energy Conversion and Management*, 112: 1-10.



This is an open access article under the CC BY NC license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/2.0/>)