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

احد قدس آذر[۱] ، نوروز مرادی نژاد[۲*]

۱. دانش آموخته ی کارشناسی ارشد، گروه مکانیک بیوسیستم، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تبریز(ahad.ghodsazar@yahoo.com)
۲. استادیار، گروه مکانیک بیوسیستم، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تبریز(n.morad@iaut.ac.ir)

چکیده

شیر کنترل پمپ هیدرولیک تراکتور MF285 از نوع کشویی و در ورودی پمپ هیدرولیک تعبیه شده است. این امر باعث می شود تا واکنش سامانه کنترل خودکار کشش تراکتور در برابر تغییرات شرایط خاک به موقع نبوده و از این طریق بازده کششی تراکتور کاهش می 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 کاملا تصادفی و با سه تکرار بررسی گردید. نتایج نشان داد که تاثیر دور موتور ، فشار روغن و اثر متقابل آن ها در سطح احتمال (۱٪) معنی دار بود ولی تاثیر نوع شیرکنترل و اثرات متقابل آن با سایر تیمارها معنی دار نبود. در تمامی فشارهای کاری، با افزایش دور موتور دبی پمپ افزایش معنی داری داشت. همچنین رابطه خطی معنی داری بین دبی پمپ و دور موتور مشاهده شد.

کلمات کلیدی: تراکتور، پمپ هیدرولیک، شیر کنترل، کنترل کشش، الکتروهیدرولیک

مقدمه

سیستم های هیدرولیکی یکی از اجزای مهم در طراحی ماشین های سنگین غیر جاده ای، خاکبرداری و کشاورزی می باشند. تعیین سهم آن ها در بازده کلی اینگونه ماشین ها کاری دشوار است .در این ماشین ها به سیستم هیدرولیک فشار بالا و جریان بالا نیاز است تا بتوانند قسمت های مختلف متحرک را به طور هم زمان راه اندازی کنند. سیستم های هیدرولیکی دبی بالا به انرژی زیادی نیاز دارند و این عامل به تلفات انرژی و افت فشار قابل توجهی منجر می شود[۱۳].

یکی از راه های کاهش تلفات در شیرهای کنترل، بیهنه سازی مسیرهای جریان روغن در داخل آن ها جهت کاهش اغتشاشات جریان است[۱۷]. یکی از راه های 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 قرقره های با سطح براق(صافی سطح عالی) تاثیر زیادی در کاهش نیروهای جریان بر روی محور شیرهای کنترل دارند[٤].

* نویسنده مسئول(n.morad@iaut.ac.ir)

وانگ و همکاران [۱۸] در تحقیقی که در آن شیر کنترل چرخان با موتور سرو کنترل می شد، گشتاورهای جریان دائم را با روش تئوری، شبیه سازی 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 می یابد، به عنوان مقاومت در مقابل چرخش شیر کنترل عمل می کند در حالیکه هنگام کاهش میزان باز بودن دریچه به چرخش شیر کنترل کمک می کند.

شیرهای کنترل جهت که بخشی از مدار هیدرولیک یا جهت عملگرها را کنترل می کنند، از اجزای سیستم هیدرولیک به شمار می روند. شیرهای کنترل جهت اغلب برای کنترل نیرو، سرعت و یا موقعیت عملگرها به کار برده می شوند[۱۸]. 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 گرفته اند. یک شیر کنترل جریان دو راهه که توسط جریان راه انداز تحریک می شد، به منظور بهبود سرعت پاسخ ارائِه گردید ولی میزان دبی پایینی داشت[۱۵]. کارهای مشابه دیگری نیز در این زمینه انجام شده است[۷،۱۱].

جو و همکاران[۹] یک شیر سرو تحریک مستقیم چرخان را تحلیل و مدلسازی کردند. آن ها از روش دینامیک سیالات محاسباتی و تست آزمایشگاهی برای ارزیابی و اعتبارسنجی تحلیل های تئوری استفاده کردند و نتایج شبیه سازی و آزمایشگاهی، نتایج حاصل از تحلیل های تئوری را تایید کردند. ساختار شیرهای الکتروهیدرولیک سرو دونوع هستند: تک مرحله ای(تحریک مستقیم) و چند مرحله ای. شیرهای تحریک مستقیم، به صورت مستقیم به یک موتور محرک متصل و کنترل می شوند. شیرهای سرو چند مرحله ای دارای تقویت کننده هیدرولیکی هستند که نیروی خروجی موتور را جهت غلبه بر نیروهای جریان سیال افزایش می دهد. مزیت اصلی شیرهای چند مرحله ای قدرت بالای آن ها است ولی قیمت بالایی دارند. به عبارت دیگر شیرهای تک مرحله ای ارزان، ساده و قابلیت اطمینان بیشتری دارند[۱۰]. 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 مرحله ای به خود اختصاص داده اند [۱۲].

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 می کند). سیستم هیدرولیک تراکتورهای مسی فرگوسن ساخت داخل ایرادات زیادی دارد که عبارتند از:

۱- **شیر کنترل قطعه ای بسیار حساس و دقیق است و بنا به اظهار تعمیرکاران تراکتور احتمال خرابی آن زیاد است(در اغلب موارد قفل می کند). 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 می باشد 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 می باشد.**

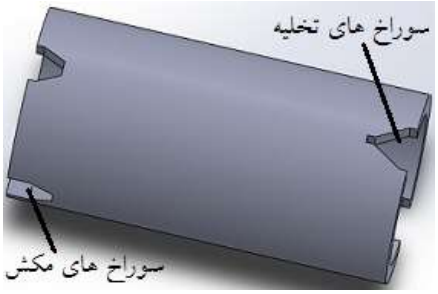
۲- شیر کنترل از نوع سه راهه-سه وضعیتی است و در زمان خلاص و تخلیه، ورودی پمپ مسدود می شود و دبی آن صفر می شود. بنابراین کانال ورودی پمپ به قطر ١٤ میلیمتر و طول تقریبا ١٥ میلی متر کاملا تخلیه می شود و در مرحله بعدی مکش، ارسال روغن به جک هیدرولیک با تاخیر انجام می شود، این امر باعث می شود سیستم کنترل کشش خودکار تراکتور به موقع عمل نکند و در نتیجه باعث افزایش بار روی تراکتور شده و بازده کششی تراکتور کاهش می یابد.

۳- سامانه کنترل کشش مکانیکی تراکتورهای مسی فرگوسن ساخت داخل ضعیف بوده و با تاخیر زیاد عمل می کنند. این مشکل از آن جا ناشی می شود 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[۳].

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 می باشد. اهداف این تحقیق عبارتند از: ۱) طراحی و ساخت شیر کنترل اتصال سه نقطه با قابلیت کنترل الکترونیکی به منظور استفاده در سامانه کنترل الکتروهیدرولیکی کشش ۲) ارزیابی و مقایسه دبی پمپ هیدرولیک تراکتور در بکارگیری شیر کنترل الکترونیکی و شیر کنترل مکانیکی موجود بر روی پمپ.

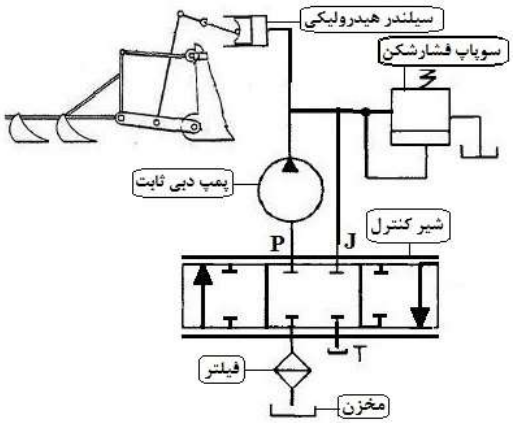
مواد و روش ها

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 می کند. شکل هندسی سوراخ های تخلیه و مکش شیر کنترل به صورت مثلثی و جهت آن ها عکس همدیگر می باشد (شکل ۱). با کشیده شدن قرقره کنترل(اسپول) به سمت جلو، مجرای ورودی پمپ به تدریج باز می شود که کورس مکش تقریبا ۸ میلی متر می باشد. با حرکت تدریجی قرقره به سمت عقب، ورودی پمپ بسته شده و در نقطه ای خاص، مجرا های ورودی و خروجی به طور هم زمان بسته می شوند (حالت خلاص). با ادامه حرکت قرقره به سمت عقب، مجرای تخلیه به تدریج باز می شود و حالت تخلیه اتفاق می افتد که این کورس نیز تقریبا ۷ میلی متر می باشد.

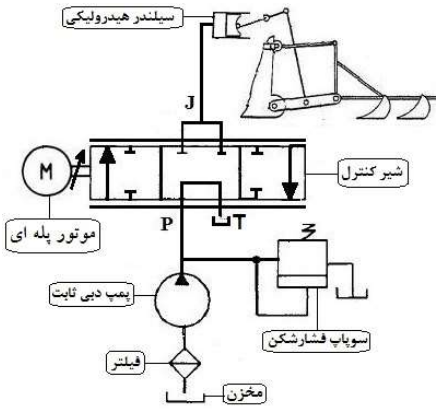


شکل ۱- قرقره شیر کنترل پمپ هیدرولیک تراکتور فرگوسن

در این سامانه، شیر کنترل در ورودی پمپ قرار دارد و از طریق اهرم بندی مکانیکی که تواما به اهرم های کنترل کشش و موقعیت و مکانیزم کنترل خودکار وصل می باشد، کنترل می گردد(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 پله ای، به صورت الکترونیکی کنترل خواهد شد.



شکل ۲- دیاگرام هیدرولیکی تراکتور MF285



شکل ۳- تصویر سمبلیک شیر کنترل جدید در سامانه هیدرولیک

تصویر سمبلیک شیر کنترل جدید در شکل۳ نشان داده شده است. طرح شیر کنترل به گونه ای 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 می کند، بدین صورت که با حرکت تدریجی خود ارتباط کانال ها را به صورت تدریجی و تناسبی تغییر می دهد و این عمل باعث می شود که ضمن کنترل جهت جریان، دبی روغن نیز به صورت تناسبی کنترل گردد. شیر کنترل ساخته شده از نوع چرخان و شامل بدنه، سیلندر، روتور و درپوش های انتهایی می باشد. در این طرح روتور توسط موتور پله ای نسبت به بدنه (سیلندر) شیر چرخانده می شود. زمانی که روتور در وضعیت های مختلف قرار داده می شود، سوراخ های روی سیلندر و روتور با همدیگر ارتباط برقرار کرده و حالت های بالاروی، خنثی و پایین روی فراهم می شود و سامانه اتصال سه نقطه مطابق با عملکرد شیر کنترل جابجا می شود. در مجاری اتصال پمپ(P)،ورودی جک(J) و خروجی جک(J) ممکن است فشار تا بیش از ۲۰۰ بار افزایش یابد(شکل ٤).

مهم ترین پارامتر در طراحی شیر کنترل، محاسبه ابعاد مجراهای ورودی و خروجی آن است. برای محاسبه اندازه دهانه ها و لوله ها از رابطه (۱) استفاده گردید[۲]:

$$d_i = 4.607\sqrt{\frac{Q}{V}} \qquad (۱)$$

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 ٦٤٠ دور در دقیقه محور محرک آن ۱۵/۲ لیتر در دقیقه می باشد و سرعت جریان روغن هیدرولیک در لوله ها از جدول استاندارد انتخاب گردید[۲]. با انتخاب سرعت مناسب و دبی بیشینه، قطر دهانه های ورودی و خروجی(تخلیه) ۷/٤ میلی متر محاسبه شدند. قطر داخلی لوله خروجی پمپ هیدرولیک(لوله ورودی به جک تخلیه) مورد استفاده در تمامی مدل های تراکتور مسی فرگوسن تولیدی شرکت تراکتورسازی تبریز، ۸ میلی متر می باشد. بدین ترتیب قطر محاسبه شده از رابطه (۱) برای خط تخلیه (فشار) با اندازه واقعی آن تقریبا برابر است. بر این اساس قطر دهانه های ورودی و تخلیه ۸ میلی متر انتخاب گردید. نیروهای حاصل از جریان روغن در فشارهای بالا باعث چسبیدن روتور به بدنه سیلندر می شوند و نیروی لازم برای چرخاندن روتور افزایش می یابد. به منظور خنثی کردن نیروهای فشاری روغن، سوراخ های مربوط به مجاری روغن به صورت متقارن و چهارتایی و به قطر ٦ میلی متر ایجاد شدند. همچنین به منظور افزایش واکنش شیر در برابر فرمان های کنترلی ناشی از تغییرات شرایط برای باز و بسته کردن مجاری کنترل با سرعت مناسب، سعی گردید حتی الامکان زاویه چرخش روتور شیر کمتر از ۹۰ درجه باشد. بر این اساس قطر خارجی روتور ۲۰ میلی متر در نظر گرفته شد تا هم بتوان سوراخ ٦ میلی متری را روی آن ایجاد و هم اینکه ابعاد شیر خیلی بزرگ نشود. سیلندر به شکل استوانه ای با قطر بیرونی ۳۰ میلی متر انتخاب گردید. قسمت بیرونی سیلندر به صورت پلکانی ساخته شد که در آن محفظه های مربوط به پمپ، ورودی به جک و خروجی از جک توسط اورینگ هایی آببندی شده اند. همچنین در قسمت داخلی سیلندر، محفظه هایی ایجاد شدند تا با ورود روغن پر فشار به آن ها، نیروهای جانبی جریان روغن وارده بر روتور خنثی شوند. برای ساخت قسمت های مختلف شیر از فولاد CM5 استفاده گردید که بعد از پیاده سازی طرح مورد نظر، ۵۰ راکول سخت کاری شدند تا در برابر سایش مقاوم گردند. بعد از عملیات سخت کاری به منظور ایجاد صافی سطح مناسب که بتواند در فشار بالا از نشت روغن جلوگیری کند، عملیات سنگ زنی و پرداخت کاری با دقت میکرون انجام شد. قسمت داخلی بدنه شیر طوری سنگ زنی شد تا سیلندر با فشار کمی در داخل آن جاسازی و محفظه های بیرونی سیلندر آب بندی شود. درپوش های انتهایی با چهار عدد پیچ به بدنه شیر بسته شدند. برای اتصال شیر کنترل به پمپ هیدرولیک از سوراخ های موجود در روی بدنه تراکتور و از شیلنگ ها و اتصالات استاندارد شرکت تراکتورسازی استفاده گردید.

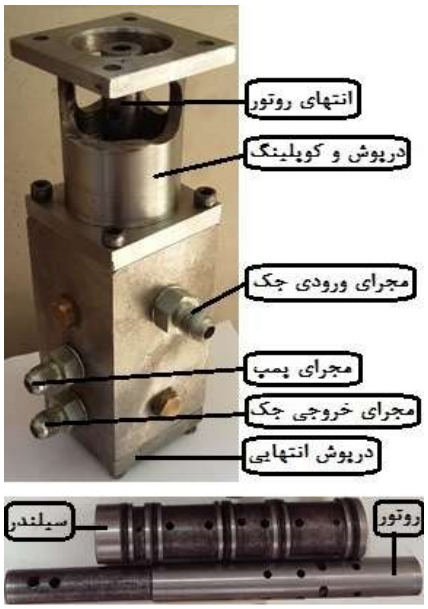
نیروی لازم برای چرخاندن روتور از رابطه (۲) محاسبه می شود:

$$P = \frac{F}{A} \rightarrow F = P * A \qquad (۲)$$

از آن جایی که فشار وارده بر دهانه خروجی شیر تا ۲۵۰ بار یعنی فشار معادل سوپاپ فشارشکن می باشد، نیروی وارده بر روی روتور از طرف روغن تحت فشار باعث می شود 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

محدویت های مهم در طراحی شیر مذکور بود. موتور پله ای که بتواند این نیرو را در سرعت مناسب اعمال کند، در بازار وجود ندارد. برای حل این مشکل، ساختار شیر به گونه ای طراحی گردید که قسمتی از روتور کاملا در داخل روغن غوطه ور شده تا نیروهای جانبی ناشی از فشار روغن خنثی گردد. بعد از اعمال این تغییرات در ساختار شیر، نیروی لازم برای چرخاندن روتور در داخل سیلندر کاهش یافت طوری که در فشار حداکثر با انگشتان دست نیز می توان روتور را به راحتی چرخاند.

شیر کنترل ساخته شده در خروجی پمپ هیدرولیک و زیر صندلی راننده تراکتور سوار گردید طوری که هر دو شیر کنترل بتوانند به صورت مستقل عمل کنند. موتور پله ای 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 ٥).



شکل ٤- اجزای شیرکنترل جدید (الکترونیکی)

شکل ۵- شیر کنترل الکترونیکی نصب شده در روی تراکتور

آزمایش های کارگاهی به روش فاکتوریل، در قالب طرح کاملا تصادفی و با سه تکرار انجام شدند. تیمارها شامل دو نوع شیر کنترل(جدید (الکترونیکی) و مکانیکی(موجود در روی پمپ))، سه سطح دور موتور (۱۰۰۰، ۱۵۰۰ و ۲۰۰۰ دور در دقیقه) و سه سطح فشار روغن سیستم هیدرولیک(۰، ۵۰ و ۱۰۰ بار).

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 کاملا باز هر دو شیر کنترل انجام شدند.

بحث و نتایج

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 دور موتور و فشار روغن سامانه هیدرولیک بر روی دبی پمپ هیدرولیک در سطح احتمال ۱٪ معنی دار می باشد 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 می باشد(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. همانگونه که در بخش مقدمه اشاره شد، پمپ هیدرولیک و شیر کنترل تراکتور های 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[٥،٦،٨،١٤،١٦].

جدول ١. نتایج تجزیه واریانس دبی پمپ هیدرولیک

منابع تغییرات	درجه آزادی	میانگین مربعات	F
تکرار		۰./۰۰۷	۰./۱۲۱ ns
شیرکنترل	۲	۰/۲۰۲	۳/٦٥٤ ns
دور موتور	۱	۲٤۱/۸۲۸	٤/۳۸۱ **
فشار روغن	۲	۱٤/۸۱٥	۲٦۸/٤۱٤ **
شیرکنترل × دور موتور	۲	۰/۰۹۳	۱/٦۸۳ ns
شیرکنترل × فشار روغن	۲	۰/۰۰۸	۰/۱٤۳ ns
دورموتور × فشار روغن	۲	۱/۹۹٦	۳٦/۱۸۳ **
شیر کنترل× دور	٤	۰/۰٤	۰/۷۲۱ ns
موتور×فشار	٤	۰/۰٥٥	
خطای کل	۳٤		

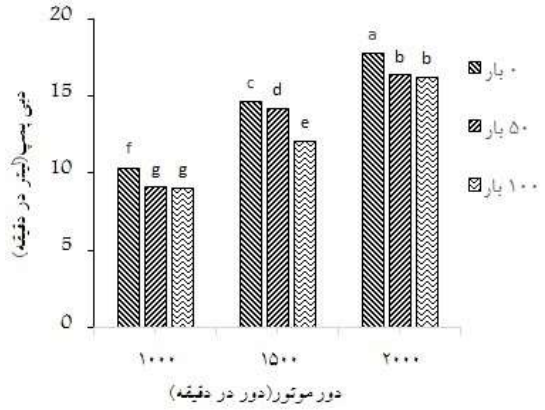
ns اثر معنی داری بر دبی پمپ ندارد.

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

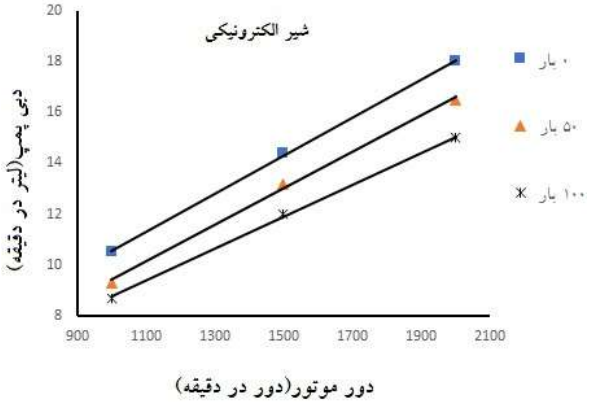
در شکل ٦ مشاهده می شود که با افزایش دور موتور، دبی پمپ افزایش یافته است و این افزایش معنی دار بوده است. این مساله بدین دلیل است که در تراکتور مسی فرگوسن حرکت محور پمپ هیدرولیک مستقیما از موتور گرفته می شود و با افزایش دور موتور ، دور پمپ افزایش و پیرو آن دبی پمپ افزایش می یابد. در منابع تخصصی هیدرولیک گزارش شده است که در پمپ های جابجایی مثبت با افزایش دور محور پمپ، دبی پمپ به صورت خطی افزایش می یابد [١] .

مقایسه میانگین ها در دورهای مختلف محور پمپ و فشارهای متفاوت نشان داد که در تمامی دورهای محور پمپ با افزایش فشار روغن سامانه هیدرولیک، دبی پمپ کاهش معنی داری داشته است(شکل ٦). این مساله را می توان اینگونه 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[١] .

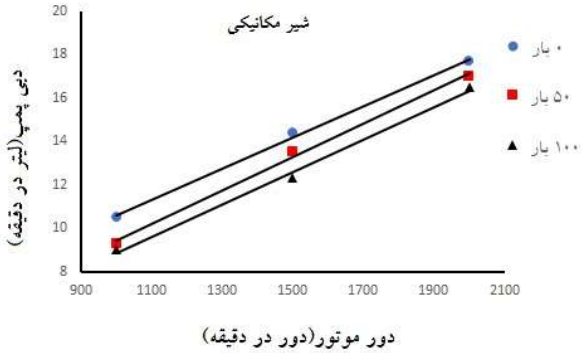
شکل ٧ و ٨ نشان می دهد که در هر دو نوع شیر کنترل و در تمامی فشارها ی سامانه هیدرولیک، با افزایش دور موتور(دور محور پمپ) دبی پمپ به صورت خطی افزایش یافته است. همچنین در هر دو شیر کنترل با افزایش فشار روغن، دبی پمپ کاهش داشته است. نتایج تجزیه واریانس رگرسیونی نیز نشان داد که رابطه خطی معنی داری بین دبی پمپ و دور موتور وجود دارد. نتایج جدول ٢ نشان می دهد که رابطه خطی با ضریب تبیین بالا بین دبی پمپ و دور محور پمپ وجود دارد. این نتایج با نتایج پژوهش های دیگران مطابقت دارد[١،٢].



شکل ٦- مقایسه میانگین های دبی پمپ در تیمارهای مختلف دور موتور و فشار روغن



شکل ۷. نمودار دبی پمپ در بکارگیری شیر کنترل الکترونیکی



شکل ۸. نمودار دبی پمپ در بکارگیری شیر کنترل مکانیکی

جدول ۲. معادله خط دبی پمپ و پارامترهای آماری در فشارهای مختلف کاری

شیر مکانیکی				شیرالکترونیکی				
F	RMSE	R^2	معادله	F	RMSE	R^2	معادله	فشار کاری
٤٣٢*	۰/۲٤٤	/۹۹۸۰	Q=0.007V +3.4	۱۸۷۵*	۰/۱۷۳	۰/۹۹۹	Q=0.008V +3.05	۰ بار
۳٦۳*	۰/۲۸٦	/۹۹۷۰	Q=0.008V +1.717	٤۳۲*	۰/۲٤٤	۰/۹۹۸	Q=0.007V +2.2	۵۰ بار
۲۰۸/۳*	۰/۳٦۷	/۹۹۵۰	Q=0.008V +1.35	۱۳۰۲*	۰/۱۲۲	۰/۹۹۹	Q=0.006V +2.45	۱۰۰ بار

نتیجه گیری

در پمپ هیدرولیک تراکتور مسی فرگوسن، شیر کنترل(مقسم) از نوع کشویی است و در ورودی پمپ هیدرولیک قرار دارد. شیر کنترل قطعه ای حساس و دقیق است و بنا به اظهار تعمیرکاران تراکتور احتمال خرابی آن زیاد است(در اغلب موارد گیرپاژ می کند). در زمان خلاص و تخلیه، ورودی پمپ مسدود می شود و دبی آن صفر می شود. بنابراین در مرحله بعدی مکش، ارسال روغن به جک هیدرولیک با تاخیر انجام می شود و این امر باعث می شود سیستم کنترل کشش خودکار تراکتور به موقع عمل نکند و در نتیجه باعث افزایش بار روی تراکتور شده و بازده کششی تراکتور کاهش یابد. 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 کاملا تصادفی و با سه تکرار بررسی گردید. نتایج نشان داد که شیرهای کنترل نسبت به همدیگر برتری معنی داری نداشته اند و عملکرد شیر کنترل جدید مشابه شیر کنترل مکانیکی بوده و رضایت بخش بود. لازم به ذکر است که با بکارگیری شیر کنترل الکترونیکی معایب مربوط به شیر کنترل مکانیکی مرتفع و بازده کلی تراکتور افزایش خواهد یافت. بنابراین می توان گفت که شیر کنترل الکترونیکی نسبت به شیر کنترل مکانیکی برتری دارد و استفاده از آن باعث بهبود بازده کششی تراکتور خواهد شد.

فهرست منابع

۱- دلایلی، ح و ا، مدینه. ۱۳۸٤. هیدرولیک صنعتی(ج ۱)، کانون پژوهش.

۲- فلاحی، ح. ح، حامدی و ع، کشاورز باحقیقت. ۱۳۸۹. مرجع کاربردی هیدرولیک و پنوماتیک صنعتی، سها دانش.

۳- مراد اصغرلو، ن. س، مینایی. ر، علیمردانی. ع، برقعی و ف، درویش. ۱۳۸۹. ارزیابی و مقایسه عملکرد مزرعه ای دو سامانه کنترل کشش خودکار برای تراکتور مسی فرگوسن مدل ۳۹۹. مجله مهندسی بیوسیستم ایران، دوره ٤۱، شماره ۲ ص: ۱۰۵-۹۷.

4. 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.

5. 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.

6. Ayers, P.D., Varma, K.V., and Karim, M.N. 1989. Design and analysis of electro-hydraulic draft control system. Transaction of ASAE, 32(6): 1853-1855.

7. Hochrein BG. 2002. Rotary Vlave. United States patent US 6499507.

8. 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.

9. 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.

10. Krishnaswamy, K., and Lip, Y. 2002. On using unstable electrohydraulic valves for control. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 124(1): 183–190.

11. Leonard, MB. 1999. Rotary Servo Vlave. United States patent US 5954093.

12. 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.

13. 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.

14. 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.

15. 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.

16. 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.

17. 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.

18. 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.

Design, Development and Evaluation of the control valve with capable of installing at the pump outlet of the MF 285 Tractors.

A. Godsazar[1], N. Moradinejad[2†]

1. Biosystems Engineering Department, Tabriz Branch, Islamic Azad University, Tabriz,IRAN

2. Assistant Professor, Biosystems Engineering Department, Tabriz Branch, Islamic Azad University, Tabriz,IRAN

Abstract:

The Control valve of the hydraulic pump of MF285 tractor is sliding type and 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 that Can be installed at the pump outlet, with electronic control capability and for use in the Electro-hydraulic hitch control system was designed and constructed. 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 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, flow rate

† Corresponding author

E-mail: n.morad@iaut.ac.ir

increased with increasing Engine rpm. Also, a significant linear relationship was observed between pump flow and Engine speed.

Key Words: Tractor, Hydraulic Pump, Control valve, Draft Control, Electrohydraulic.