



انتقال وزن اتوماتیک روی تراکتور ارائه طرحی نوین در زمینه ی کنترل

جواد طریقی^۱، سید سعید محتسبی^۲، رضا علیمردانی^۲

۱- دانشجوی دکتری مکانیزاسیون دانشگاه تبریز، javad_tarighi63@yahoo.com

۲- عضو هیئت علمی گروه مهندسی مکانیک ماشین های کشاورزی دانشگاه تهران

چکیده:

در این تحقیق یک روش اتوماتیک انتقال وزن دینامیکی روی تراکتور پیشنهاد میگردد. مکانیزم پیشنهادی شامل یک وزنه با مقدار مشخص که جلوی تراکتور متصل شده و همراه با یک جک هیدرولیکی جابجا میگردد، یک عدد دینامومتر اتصال سه نقطه، شیب سنخ مغناطیسی و مدار کنترل می باشد. جک هیدرولیکی متصل شده به وزنه، بر حسب شرایط کاری، نیروی مالبندی، شرایط خاک و شیب زمین با توجه به دستور دریافتی از مدار کنترل تحریک شده و با فاصله گرفتن از جلوی تراکتور تا جاییکه توزیع وزن مناسب روی تراکتور برقرار گردد باعث تغییر در گشتاور و انتقال وزن میگردد. سیستم پیشنهادی علاوه بر توزیع وزن بر اساس نیروی مالبندی و شرایط خاک، قادر هست تعادل طولی تراکتور را حین کار روی زمینهای شیب دار حفظ نماید به گونه ای که از واژگونی طولی تراکتور جلوگیری به عمل آورد.

کلمات کلیدی: انتقال وزن، نیروی مالبندی، ایمنی، شیب بحرانی

مقدمه

زمانی که اکثر کشاورزان تراکتور خریداری می کنند، معمول بر این است که مقداری وزنه جلوی تراکتور اضافه می شود تا توزیع وزن روی چرخ ها متعادل گردد. این افزایش وزنه برای اینکه از حداکثر توان تراکتور زمانیکه ادوات سنگین مانند گاو آهن برگرداندار یا زیر شکن را می کشد استفاده کنیم، لازم و ضروری می باشد. بنابراین عملیات کشاورزی مختلفی وجود دارد که که برای انجام آنها نیاز نیست که از وزنه ی اضافه استفاده شود. به دلیل مشکل و طاقت فرسا بودن، خطر ناک بودن و وقت گیر بودن اضافه کردن وزنه، کشاورزان معمولاً وزنه ی اضافه شده روی تراکتور را تغییر نمی دهند که این خود علاوه بر افزایش مصرف سوخت، فرسودگی زودرس تایرهای جلویی را نیز موجب می شود.

بازده کششی متوسط تراکتور ها تحت شرایط اعمال نیروی مالبندی معمولاً تقریباً ۴۶ درصد می باشد (تیلور ۱۹۸۰). بنابراین نزدیک به ۵۴ درصد توان قابل دسترس در محور تراکتور حین انتقال توان به چرخ ها از بین میرود. تیلور تخمین زد که به ازای



۱٪ بهبود بازده کششی، تقریباً ۷۵-۸۰ میلیون گالن سوخت می‌توان صرفه‌جویی کرد. استفاده از وزنه بیش از حد برای سنگین کردن^۱ تراکتور علاوه بر موارد اشاره شده باعث فشردگی بیش از حد خاک و از بین رفتن ساختار خاک می‌گردد. کاهش فشردگی خاک این مزیت را برای کشاورزان به ارمغان خواهد آورد که به جای شخم عمیق هر ساله، هر چند سال یک بار اقدام به شخم عمیق کنند. طبق تحقیقاتی که رِغوان (۱۹۷۶) برای خاک‌های کشاورزی ایالات متحده انجام داد مشاهده کرد که تنها کاهش ۱٪ فشردگی خاک باعث میشود که نزدیک به یک میلیون دلار افزایش تولید و فروش محصولات کشاورزی عاید کشاورزان گردد.

در حال حاضر تنها راه کشاورزان برای سنگین کردن تراکتور، استفاده از روشهای استاتیکی می‌باشد. روشهای استاتیکی شامل استفاده از وزنه‌های آهنی که به چرخ‌ها متصل می‌گردد، اضافه کردن وزنه به جلوی تراکتور، پر کردن داخل تایرها با محلول آب و کلرید کلسیم می‌باشد. همه‌ی این روشهای ذکر شده وقت گیر بوده و حمل وزنه اضافی می‌تواند برای سلامتی کشاورز صدمه برساند.

اگر یک سیستمی طراحی گردد که کشاورز را قادر سازد که به سادگی، سریع و اتوماتیک تراکتور خود را سنگین کند، کشاورز را تشویق خواهد کرد که بسته به شرایط و نوع عملیات کشاورزی توزیع وزن مناسب را روی چرخ‌های تراکتور برای استفاده بهینه از تراکتور برقرار سازد. این می‌تواند باعث کاهش مصرف سوخت، افزایش بازده کششی، کاهش فشردگی خاک، افزایش پایداری تراکتور در زمین‌های شیب دار، جلوگیری از سایش تایرها را منجر گردد. بنابر این هدف از این تحقیق طراحی و پیشنهاد یک سیستم اتوماتیک توزیع وزن روی تراکتورهای دو دیفرانسیل می‌باشد که بسته به شرایط کاری وزن روی چرخ‌ها را در حالت بهینه نگه دارد.

بررسی منابع

گیل و وندریگ (۱۹۶۸) معادلاتی کیفی را برای ماشین‌های کششی پیشنهاد کردند. این معادلات به صورت توابع ریاضی پارامترهایی را که روی کشش تاثیرگذار بودند را مشخص می‌کردند. این توابع به صورت زیر گزارش شدند:

$$P=f(s,d,w,j) \quad (1)$$

که در این رابطه کلی P نیروی کششی تولید شده توسط چرخ‌های تراکتور، s ، مشخصات فیزیکی خاک (نوع خاک، رطوبت و ...)، d ، مشخصات فیزیکی وسیله (نوع تایر، قطر تایر، و ...)، w ، وزن وسیله و بالاخره j ، بکسوات وسیله در حالت دینامیکی می‌باشند.

¹ ballasting.



با آزمون این پارامترها مشاهده گردید که تنها فاکتورهایی که می توان به صورت مکانیکی تغییر داد مشخصات خود وسیله و وزن روی چرخ ها می باشند.

قبلا نیز روش هایی برای سنگین کردن تراکتور به صورت دستی برای کشاورزان پیشنهاد شده است. هافمن (۱۹۷۷) بیان کرد که عملیت سنگین کردن تراکتور در سه مرحله صورت میگیرد:

۱. انتخاب بهترین نوع تایر

۲. انتخاب بهترین وزن برای سنگین کردن تراکتور

۳. تنظیم وزنه ی سنگین کننده به منظور دسترسی به بکسوات بهینه

هافمن همچنین یک لیستی را برای سنگین کردن دستی تراکتور تهیه کرد به طوری که ابتدا میزان بکسوات در شرایط کاری مزرعه مشخص می شد سپس بر اساس آن میزان سنگین کننده برای تراکتور مشخص می گردید. همچنین در تحقیقات خود به این نتیجه رسید که بازه بهینه در محدوده ی ۸-۱۵٪ بکسوات بدست می آید. اگر میزان بکسوات تایرها بیشتر از ۱۵٪ باشد باید وزن روی تایرها افزوده گردد و یا اینکه نیروی مالبندی کاهش داده شود.

ژانگ و چانسور (۱۹۸۸) یک سیستم اتوماتیک انتقال وزن دینامیکی روی تراکتور پیاده کردند که در سیستم پیشنهادی خود از یک وزنه ی ۵۰۰ کیلوگرمی استفاده کردند (یک عدد در هر طرف تراکتور) که موقعیت این وزنه بر حسب وزن دینامیکی روی محور جلویی تراکتور تغییر میکرد. آزمایشات مزرعهای نشان داد که با اعمال این سیستم روی تراکتور تک دیفرانسیل بازه کششی را تا ۵٪ بهبود می بخشد. تنها مشکل سیستم پیشنهادی ژانگ و چانسور تغییر ناگهانی نیرو روی محور بود که در حالت دینامیکی روی توزیع وزن دینامیکی تاثیر داشت.

انتقال وزن علاوه بر تاثیر روی بازه کششی تراکتور و استفاده از حداکثر توان موتور، روی پایداری تراکتور در مزارع شیب دار نیز تاثیر مهمی دارد به طوری که اگر وزن روی چرخ های جلویی به میزان مناسب نباشد تنها با یک نیروی اندک مالبندی یا بی دقتی از طرف راننده تراکتور در کنترل کلاچ می تواند باعث واژگونی گردد که شاید صدمات جانی آن را هرگز نتوان جبران کرد. در ۶۰ سال گذشته تحقیقات قابل توجهی نسبت به پایداری و دینامیک تراکتور انجام شده است. گرچه این تحقیقات از سال ۱۹۶۰ شتاب بیشتری به خود گرفته است. مفهوم اصلی پایداری و دینامیک تراکتور در سال ۱۹۲۰ توسط مک کینین ارائه شد. که از آن به بعد تحقیقات گسترده ای در این زمینه صورت گرفته که همگی به حفظ پایداری تراکتور کمک کرده اند. لیل جدحال و لارسون (۱۹۷۱) جزو اولین کسانی بودن که روی واژگونی تراکتور کار کردند. آنها با استفاده از مدل ریاضی واژگونی تراکتور را مدل سازی کردند و توانستند وقوع آن را پیش بینی کنند. دیویس و رکوگلر (۱۹۷۴) شبیه سازی واژگونی جانبی تراکتور را توسعه بخشیدند. پس از آن مطالعات شبیه سازی با استفاده از مدل ریاضی به شدت دنبال شد. این تحقیقات توسط لارسون (۱۹۷۶) و رکوگلر (۱۹۷۶)



فین و همکاران (۱۹۸۶) ادامه داده شد. چیشلم (۱۹۷۹) یک مدل ریاضی با استفاده از نیروهای اصلی و معادلات تعادل جابجایی، ارائه داد. مدل او برای شبیه سازی واژگونی در شیب های تند و میزان تاثیر ROPS جهت حفظ ایمنی، ارائه گردید. گرچه واژگونی جانبی باعث بروز حوادث ناگوار می شود ولی واژگونی به عقب نیز ممکن هست باعث واژگونی کامل تراکتور گردد و فاجعه برانگیز باشد. گورینگ و همکاران (۱۹۶۷) اولین کسانی بودند که در مورد واژگونی تراکتور به عقب کار تحقیقاتی را انجام دادند. مدل های آنها توانست واژگونی تراکتور به عقب را پیش بینی کند. آنها واژگونی تراکتور به عقب را در دو حالت زیر بررسی کردند:

رها کردن سریع کلاچ بدون اینکه وسیله ای پشت تراکتور متصل باشد.

رها کردن آرام کلاچ در حالتی که یک نیروی مالبندی سنگین پشت تراکتور نصب شده باشد

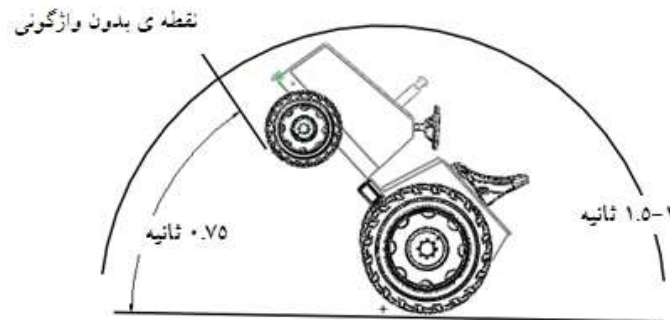
کاج (۱۹۷۰) با استفاده از یک تراکتور با ابعاد واقعی تحقیقات گورینگ را ادامه داد و قابلیت پیش بینی دقیق مدل گورینگ را تأیید کرد. مک کین (۱۹۲۷)، گورینگ (۱۹۶۷) و میتچل (۱۹۷۲) برای پیش بینی و مدل سازی واژگونی تراکتور فرض را بر این گرفتند که واژگونی به عقب تراکتور حول محور عقبی اتفاق می افتد. اسمیت و همکاران (۱۹۷۲) به این نتیجه رسیدند که واژگونی تراکتور به عقب در دو حالت زیر اتفاق می افتد:

- واژگونی حول خط گذرنده از مرکز ثقل تراکتور و موازی با محور عقب
- حالتی که چرخ های جلو از زمین بلند شده و واژگونی حول محور عقب اتفاق می افتد

اسمیت (۱۹۸۴) همچنین در تحقیقات خود به این نتیجه رسید که ارتفاع مالبندی و موقعیت آن یکی از عوامل تاثیر گذار مهم در واژگونی به عقب میباشد. مک کنوین و همکاران (۱۹۸۴)، سانگ (۱۹۸۵) و آنتون (۱۹۸۶) به این نتیجه رسیدند که برای پیش بینی دقیق واژگونی تراکتور نباید تنها از حرکت های عمومی و ارتعاشی تراکتور استفاده کرد. آنها پیشنهاد دادند که سیستم انتقال قدرت، ترمزها و کلاچ نیز روی واژگونی تراکتور تاثیر می گذارند. آن ها پیشنهاد دادند که با استفاده از کامپیوتر مدل های پیچیده ای را ایجاد کنند تا پیش بینی دقیق تر گردد. برای استفاده از کامپیوتر برنامه های کامپیوتری ADAMS, DRAM, DADS, HVOSM, MCADA پیشنهاد شد. مورفی و همکاران (۱۹۸۵) در تحقیقات خود به این نتیجه رسیدند که روش های قبلی ارائه شده برای جلوگیری از واژگونی تراکتور به طور موفقیت آمیز جواب نداده اند و پیشنهاد دادند که بهتر هست ابزارهایی جدید طراحی و ساخته شوند که راننده را از خطر واژگونی تراکتور آگاه سازد. واژگونی به عقب خیلی سریع اتفاق می افتد و ممکن است در کمتر از چند ثانیه تراکتور کاملاً واژگون شود. در واژگونی به عقب در عرض ۳/۴ ثانیه تراکتور ممکن است به نقطه ی



بدون واژگونی ۲ برسد و در مدت ۱-۱.۵ ثانیه تراکتور به صورت کامل واژگون گردد. این بدین معنی است که راننده قادر نیست به آسانی از واژگونی طولی تراکتور جلوگیری کند. (مورفی ۱۹۸۵). شکل (۴)



شکل ۱- مدت زمان واژگونی طولی تراکتور

آنها پیشنهاد دادند که علاوه بر این که راننده باید از خطر واژگونی اطلاع یابد، باید از دلیل آن نیز مطلع گردد. بدین منظور از یک شتاب سنج برای اندازه گیری شیب، از یک مدار برای تعیین حالت پایداری و از یک نمایشگر برای نمایش دادن شرایط پایداری استفاده کردند. نیکول و همکاران (۲۰۰۵) از یک مدار میکرو کنترل و یک شتاب سنج همراه با یک نمایشگر برای نمایش دادن شرایط بحرانی برای واژگونی تراکتور استفاده کردند و پیشنهاد دادند که علاوه بر این که باید از یک نمایشگر برای نشان دادن حالت بحرانی استفاده کرد، بایستی از سیستم هشدار دهنده صوتی نیز برای آگاه کردن راننده از خطر بهره برد. سامر و همکاران (۲۰۰۶) برای نمایش و اعلام خطر واژگونی تراکتور از یک سیستم کنترل ارزان قیمت استفاده کردند. در این سیستم از یک شتاب سنج MEMS برای اندازه گیری شتاب زاویه شیب استفاده شد. برای نمایش شرایط بحرانی از یک نمایشگر استفاده شد که قابلیت ذخیره اطلاعات به مدت ۱۵ ثانیه را داشت تا راننده مجبور نباشد که مدام صفحه ی نمایشگر را ببیند.

مواد و روش ها

در گذشته اغلب تراکتور ها به صورت دو چرخ محرک بوده و عموماً محور محرک، محور عقب تراکتور بود. جهت افزایش نیروی کشش تولید شده توسط تایر ها، با محرک کردن چرخهای جلویی کارخانجات سازنده تراکتور ها اقدام به تولید تراکتورهای دو دیفرانسیل کردند. یکی از عوامل تاثیر گذار روی تولید نیروی کششی، میزان وزن روی چرخ های محرک می باشد، به گونه ای که اگر در یک تراکتور چهار چرخ محرک حین عملیات کشاورزی میزان وزن مناسب روی چرخ های جلویی وجود نداشته باشد

². point of no return



کشش تولید شده توسط این چرخها کم شده و بازده کششی کل تراکتور پایین خواهد آمد. بنابراین بایستی با در نظر گرفتن نیروی مالبندی، شرایط زمین، شیب زمین و نوع ادواتی که پشت تراکتور بسته شده است تخمینی از میزان بار روی چرخ های جلویی زده شود. معادله زیر ارتباط بین نیروی کشش و وزن روی تایر را نشان می دهد:

$$P = 0.75W (1 - e^{-3cn.s}) - W \left(\frac{hT}{cn} + \dots \right) \quad (2)$$

P: نیروی کشش

Cn : ضریب شاخص مخروط

S : بکسوات

W: وزن روی تایرهای محرک

قسمت اولیه معادله فوق مربوط به نیروی کشش تولید توسط تایر و قسمت دوم مربوط به نیروی مقاومت غلتشی می باشد. با توجه به محاسبات به سادگی قابل مشاهده هست که افزایش وزن باعث افزایش نیروی کشش تولید شده توسط تایر ها خواهد شد ولی نباید این نکته را نیز فراموش که مقاومت غلتشی که خود باعث کاهش نیروی کشش خالص می گردد، با افزایش وزن افزایش پیدا می کند. در تراکتور های تک دیفرانسیل با اعمال نیروی کششی به نقطه‌ی مشخصی از تراکتور، با انتقال وزن از چرخ های جلو به چرخ های عقب باعث افزایش نیروی کشش تولیدی توسط چرخ های عقب می شوند. ولی همین انتقال وزن گاهی باعث می شود که وزن روی چرخ های جلویی کم شده و فرمان گیری را دچار مشکل نماید.

این تحقیق در گروه مهندسی مکانیک ماشین های کشاورزی دانشگاه تهران با همکاری معاونت پژوهشی دانشگاه تهران و معاونت صنایع و معادن ایران به انجام رسیده است. در این تحقیق از یک تراکتور دو دیفرانسیل میتسویشی مدل MT250D با توان ۲۵ اسب بخار و وزن کلی ۹۳۵ کیلوگرم استفاده شد. مقدار وزن استاتیکی روی چرخ های جلویی ۴۳۵ و روی چرخ های عقب ۵۰۰ کیلوگرم بود. مختصات دقیق مرکز ثقل تراکتور و شیب بحرانی تراکتور نیز طبق روابط زیر محاسبه گردید:

$$y_g = \frac{x_r - z}{\tan\beta} = \frac{x_r - \frac{x'_r}{\cos\beta}}{\tan\beta} \quad (3)$$

$$\mu = \mu_1 + \mu_2 = \tan \alpha + \tan \alpha'' \quad (4)$$

$$\tan\theta_{\text{critical}} = \frac{x_r}{r_r + y_g} \quad (5)$$

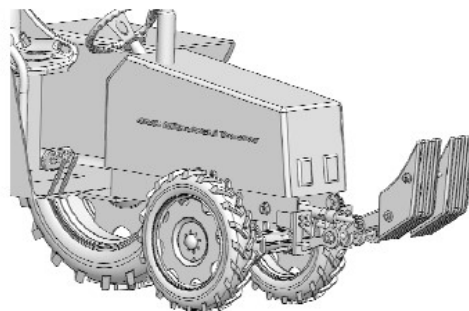
در روابط بالا، θ_{critical} زاویه بحرانی که در آن تراکتور واژگون می گردد، r_r شعاع چرخ عقب، r_f شعاع چرخ جلو، x فاصله ی مرکز چرخ های جلو و عقب، y_g فاصله ی مرکز چرخ های جلو از زمین در حالت بلند شده، x'' فاصله ی مرکز چرخ های



عقب از مرکز چرخ‌های جلو در حالت بلند شده، $Y_{\text{ع}}$ ارتفاع مرکز ثقل تراکتور از زمین، $X_{\text{ع}}$ فاصله‌ی مرکز ثقل تراکتور از محور عقب تراکتور می‌باشند. (کیهانی، ع. طباطبایی، ا. ۱۳۸۵).

سیستم انتقال وزن

به منظور توزیع وزن مناسب برای یک تراکتور دو دیفرانسیل در حالت استفاده از ادوات سوار، بایستی ۶۰٪ وزن کل تراکتور جلوی تراکتور باشد بدین منظور از یک وزنه‌ی ۱۰۰ کیلوگرمی استفاده گردید که با استفاده از یک جک هیدرولیکی متصل شده وزنه فاصله‌ی مرکز ثقل وزنه از محور جلویی قابل تغییر می‌باشد. در حقیقت در طرح پیشنهادی به جای استفاده از یک وزنه‌ی سنگین در جلوی تراکتور، از یک وزنه به مراتب سبکتر استفاده گردید با این تفاوت که فاصله‌ی وزنه از جلوی تراکتور با استفاده از یک جک هیدرولیک و برحسب شرایط کاری قابل تغییر می‌باشد. (شکل ۲ و ۳). اجزای مختلف سامانه در شکل (۴) نشان داده شده است.



شکل ۲. مدل نرم افزاری سامانه



شکل ۳. نمایی از جلوی تراکتور همراه با مکانیزم اتصالی

که :

W_f ، وزن دینامیک روی چرخ های جلو.

W ، وزن کل تراکتور

B_f ، وزنه‌ی متحرک متصل شده به جلوی تراکتور

D ، نیروی مالبندی

L ، مقدار باز شدگی جک هیدرولیک

$L_1, L_2, L_3, L_4, a, h, d, K$ ، اندازه های ثابت

β ، زاویه شیب زمین

α ، زاویه بازوی متحرک با سطح افق

L میزان باز شدگی بازوی جک هیدرولیکی متصل به وزنه می باشد که طبق رابطه زیر و بر حسب زاویه α می تواند محاسبه

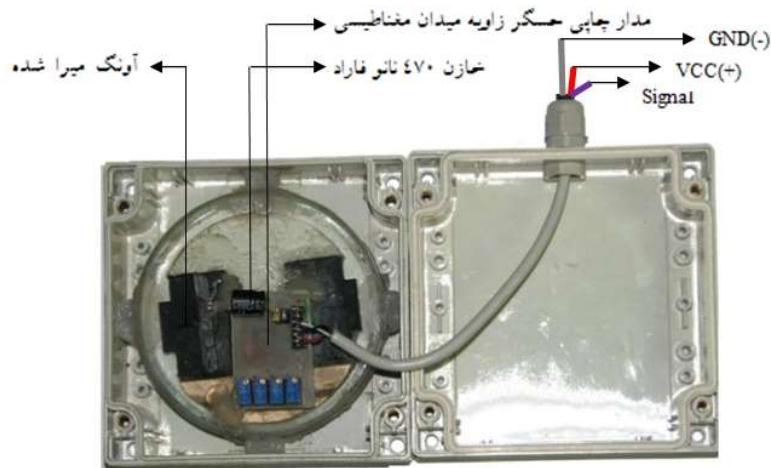
گردد:

$$L = \sqrt{k^2 + f^2} - \gamma k \cdot f \cos \alpha$$

$$\alpha = \cos^{-1} \left(\frac{W_f \cdot (L_r + L_r) \cos \beta - W \cdot (L_r - a \tan \beta) \cos \beta + D \cdot h}{B_f \cdot L_1} - \frac{(L_r + L_r + L_r) \cos \beta}{L_1} \right) - \beta$$

تشخیص شیب زمین

به منظور تشخیص شیب زمین از یک آونگ میرا شده شامل یک میدان مغناطیسی قوی استفاده شد. مدار چاپی حسگر زاویه میدان مغناطیسی در مقابل آونگ نصب گردید تا با چرخش آونگ و در نتیجه چرخش میدان خارجی زاویه شیب اندازه گیری شود. آونگ از یک صفحه پلاستیکی تشکیل شده که در دو طرف محور چرخش آن مغناطیس های دائمی نصب شده است. در زیر مغناطیس ها وزنه های برنجی نصب شد تا مرکز جرم آونگ به پایین منتقل شود. کل آونگ درون یک محفظه شیشه ای درون گلیسیرین غوط ور شد. از گلیسیرین به عنوان میراکننده استفاده شد. خروجی حسگر مستقیماً به یکی از پایه های ورودی میکروکنترلر وارد گردید تا زمانیکه تراکتور در آستانه‌ی واژگونی قرار گرفت به سیستم شیر هیدرولیک در مدار کنترل دستور دهد که بازوی جک هیدرولیک به میزانی که پایداری طولی تراکتور حفظ گردد، باز شود. در این شیب سنخ از حسگر kmz41 و آیبسی راه انداز uzz9000 برای اندازه گیری شیب استفاده گردید. برای از بین بردن نویز نیز از یک عدد خازن ۴۷۰ نانو فاراد استفاده شد. (شکل ۶).



شکل ۶. شیب سنج

این حسگر از دو مدار پل وتسون تشکیل شده، بطوری که با تغییر جهت میدان مغناطیسی خارجی مقاومت اجزاء مقاومتی پل تغییر می‌کند. نمودار خروجی حسگر نسبت به تغییرات زاویه میدان خارجی مشاهده می‌شود. خروجی حسگر بصورت سینوسی نسبت به زاویه میدان تغییر می‌کند. با استفاده از آی سی راه انداز UZZ9000 خروجی این دو پل به یک خروجی خطی تبدیل می‌شود. برنامه نویسی میکرو کنترل با استفاده از نرم افزار کد ویژن و بر اساس زاویه بحرانی محاسبه شده و خروجی شیب سنج نوشته شد. در مدار میکرو کنترل، از یک IC (ATMEGA 32) برای پردازش اطلاعات استفاده شد. از دو عدد چراغ به رنگ های زرد و قرمز جهت پیش بینی و نشان دادن حالت بحرانی برای تراکتور بهره گرفته شد. برای آگاهی بهتر راننده نیز از یک هشدار دهنده ی صوتی استفاده گردید به گونه ای که با نزدیک شدن تراکتور به شیب بحرانی، هشدار دهنده صوتی فعال می شد.

خلاصه و نتیجه گیری

سیستم اتوماتیک انتقال وزن برای یک تراکتور براساس کشش و پایداری با استفاده از یک میکروکنترلر ایجاد گردید. میکروکنترلر با توجه به برنامه‌ایکه به آن داده شده بر حسب شرایط کاری، نیروی مالبندی، شیب زمین و چندین فاکتور دیگر شیر سولونوئیدی مدار هیدرولیک را تحریک کرده که شیر کنترل نیز با کنترل دبی روغن جک هیدرولیک متصل به وزنه را تحریک می‌کند. از یک شیب سنج مغناطیسی برای تشخیص شیب بحرانی زمین در هر لحظه استفاده شد که با نزدیک شدن تراکتور به شیب بحرانی، میکروکنترلر با دادن فرمان به مدار هیدرولیک باعث باز شدن جک و انتقال وزن بیشتر به جلوی تراکتور تراکتور را موجب می‌شد. استفاده از سیستم پیشنهادی و اعمال آن روی تراکتور علاوه بر نیاز به زمان کم سنگین کردن، پایداری طولی تراکتور در زمین های شیبدار را موجب می گردد که این خود می تواند مزیتی برای سیستم پیشنهادی نسبت باشد.

منابع

- [۱] کیهانی، علیرضا و طباطبایی فر، احمد. ۱۳۸۵. مکانیک تراکتور و ادوات خاک ورزی. انتشارات دانشگاه تهران.
- [2] Antoun, R.J., P.B. Hackert, 1986. vehicle dynamic handling computer simulation – model development. ADAMS. SAE Paper 960574. Society of automotive Engineers, Inc, 400 Commonwealth Drive, Warrendle, PA 15096
- [3] Chisholm, C.J. 1979. A mathematical model of tractor overturning and impact behavior. J. of AGRICULTURAL ENGINEERING Research 24(4):375-394
- [4] D.J. Murphy, D.C. Beppler and H.J. Somer. Tractor stability indicator. Applied Ergonomics 1985, 16.3, 187-191
- [5] Davis, D.C and G.E. Rehkugler. 1974. Agriculture wheel- tractor overturning, Part I: mathematical model. TRANSACTION of the ASAE 17(3):477-483
- [6] Dennis J. Murphy, professor, Agricultural Engineering Department, Cooperative Extension Service, Pennsylvania State University, University Park, PA 16802.
- [7] Feng, Y. and E. Rehkugler 1986. a mathematical model for simulation of tractor sideways overturns on slopes. ASAE Paper 86-1063, ASAE, St. Joseph, MI 49085
- [8] Goering, G.E. and W.F. Buchele. 1967. Computer simulation of an unsprung vehicle, Part I and Part II. TRANSACTION of the ASAE 10(2):272-280
- [9] Larson, D.L. and J.B. Liljedahl. 1971. Simulation of sideways overturning of wheel tractors on side slope. SAE paper 710790. Society of automotive Engineers, Inc. 400 Commonwealth Drive, Warrendle, PA 15096
- [10] Larson, D.L. and J.B. Liljedahl. 1971. Simulation of sideways overturning of wheel tractors on side slope. SAE paper 710790. Society of automotive Engineers, Inc. 400 Commonwealth Drive, Warrendle, PA 15096
- [11] Larson, D.L. W. Smit and J.B. Liljedahl. 1976. The dynamics of three dimensional tractor motion. TRANSACTION of the ASAE 19(1): 195-200
- [12] Liljedahl, J.B. W.M. Carlton, tractor and their power units. 3rd edition. McConville, J.B. and J.C. Angle. 1984. The dynamic simulation of a moving vehicle subject to transient steering inputs using the ADAMS computer program. ASME Paper American society of Mechanical engineers, 345E. 47th st. NY, NY 10017-2396.
- [13] Mitchel, B.W., G.L. Zachariah in 1972. prediction and control of tractor stability to prevent rearward overturning. TRANSACTION of the ASAE 15(5):838-844
- [14] Murphy, D.J. D.C. Beppler and H.J. Somer. 1985. Tractor stability indicator. Applied Ergonomics, 16.3, 187-191 Extension Service, Pennsylvania State University, University Park, Pa 16802.
- [15] Nichol, C.I., H.J. Sommer and D.J. Murphy. 2005. Simplified Overturn Stability Monitoring of Agricultural Tractors. J. Agri. Safety and Health 11:99-108
- [16] Raghavan, G. S. V., E. McKyes and B. Beaulieu. 1978. Clay soil compaction due to wheel slip. Transactions of the ASAE 21(4):646-649.
- [17] Rehkugler, G. 1974. simulation of tractor accident and overturn. TRANSACTION of the ASAE 19(3): 602-609
- [18] Smit, D.W. and J.B. Liljedahl. 1972. Simulation of rearward overturning of farm tractors. TRANSACTION of the ASAE 15(5):818-
- [19] Smit, D.W. 1984. The influence of drawbar position on tractor rearward stability. ASAE Paper 84-1560, ASAE, St. Joseph, MI 49185.
- [20] Somer, H.J., C.J. Nichol, and D.J. Murphy. 2006. MEMS Sensors to Prevent Side and Rear Overturn of Agricultural Tractors. Paper number 061153
- [21] Song, A. B.K. Huang and H.D. Bowen. 1985. Simulation of a powered model wheel-tractor on soft ground. ASAE Paper 85-1054, ASAE, St. Joseph, MI 49085
- [22] Taylor, J. H. 1980. Energy savings through improved tractive efficiency. ASAE Publication 4-81. St. Joseph, MI: ASA
- [23] Zha, N. and W. J. Chancellor. 1988. Automatic weight-transfer control for tractor. ASAE Paper No. 88-1001. St. Joseph, MI: ASAE.



Design and fabrication a New Mechanism to Automatic weight transfer control system on Tractor

Abstract

In this study, an automated method is proposed for tractor dynamic weight transfer. The proposed mechanism involves a certain amount of weight on the front of tractor and attached with a hydraulic jack and a dynamometer, inclinometer and a magnetic orbit control. Hydraulic jack attached to weight and depending on the operating conditions, power drawbar, soil conditions and slope with respect to the excitation control circuit and the distance from the front of the tractor to tractor weight distribution up to changing in torque and weight transfer. In addition to the proposed system based on weight distribution and drawbar force conditions, longitudinal balance wheel is able to maintain while working on sloping land where so - preventing the rear overturning of tractor.

Keywords: Weight transfer, drawbar power, slope.

