

مدلسازی استاتیکی ناپایداری جانبی تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵ روی سطح شیبدار

داوود حدادی^۱، عباس روحانی^{۲*}، مهدی خجسته پور^۳

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی بیوسیستم، دانشگاه فردوسی مشهد

۲- عضو هیئت علمی گروه مهندسی بیوسیستم، دانشگاه فردوسی مشهد

۳- عضو هیئت علمی گروه مهندسی بیوسیستم، دانشگاه فردوسی مشهد

* ایمیل نویسنده مسئول: arohni@um.ac.ir

چکیده

ناپایداری تراکتور از عوامل اصلی خطر آفرین در حرفه کشاورزی محسوب می شود که همواره کاربران این ماشینها را در معرض خطر قرار می دهد. لذا مطالعه عوامل موثر بر ناپایداری و ارائه راهکارهایی برای افزایش پایداری تراکتور و ایمنی کاربران هنگام کار بر روی زمینهای ناهموار بسیار ضروری خواهد بود. در این تحقیق، پایداری جانبی تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵ با استفاده از یک مدل هندسی برای پیش بینی آغاز زاویه ناپایداری و نیروهای تماسی تایرها تحت شرایط شبه استاتیکی مورد بررسی قرار گرفته است. تراکتور در این مدل با استفاده از روش استاتیکی و با فرض صفر بودن تمام شتاب ها در دو قسمت جلویی تراکتور شامل اکسل جلو و چرخ های جلو با جرم و اینرسی قابل چشم پوشی و عقبی تراکتور شامل چرخ های عقب و بقیه ماشین با جرم و اینرسی قابل توجه، تحلیل شده است. این مدل که برای تراکتورهای شاسی ثابت و دو چرخ محرک مناسب است، دو نوع وضعیت ناپایداری جانبی را زمانی که یکی از چرخ های عقبی یا جلویی تماس خود را با سطح شیبدار از دست می دهد (فاز ۱) پیش بینی می نماید. نتایج حاصل از به کارگیری این مدل در تراکتور مورد مطالعه، فعال سازی ترمز روی ۴ چرخ تراکتور به منظور تاخیر انداختن یا متوقف کردن پیشروی ناپایداری به سمت فاز ۲ و واژگونی کامل، افزایش فاصله عرضی بین چرخ های تراکتور و پایین آوردن موقعیت مرکز ثقل را به منظور افزایش ایمنی و پایداری تراکتور حین کار بر روی سطح شیبدار پیشنهاد می کند.

واژه های کلیدی: ایمنی تراکتور، پایداری، تراکتور، ناپایداری جانبی

مقدمه

کاربرد روزافزون ماشین های کشاورزی، اگرچه آسایش کشاورزان و افزایش عملکرد محصولات و صرفه جویی در زمان و هزینه ها را در پی داشته، اما باعث به وجود آمدن خطرات و آسیبهایی برای کاربران این ماشینها و حتی حوادث منجر به مرگ شده است. طبق آمارهای موجود بیش از ۳۰٪ حوادث منجر به مرگ در کشاورزی مربوط به تراکتور بوده که از این عامل بیش از ۴۷٪ آن مربوط به واژگونی تراکتور می باشد. واژگونی تراکتور ها علت اصلی مرگ های وابسته به حرفه کشاورزی در آمریکا می باشد.



جایی که ۷۰٪ تراکتورهای فروخته شده به ROPS (سازه محافظ در برابر واژگونی) مجهزند (Freeman, 1999). لذا مبحث ایمنی تراکتورهای کشاورزی از موضوعات اساسی در طراحی و کاربری این ماشین هاست که قبل از به کارگیری آنها باید طبق آخرین استانداردهایی که توسط مؤسسات معتبر بین المللی تدوین و اعلام شده، مورد بررسی و ارزیابی قرار گیرند. از بین عوامل مختلف ایمنی تراکتور، پایداری آن اهمیت بیشتری دارد. برخی از عوامل تأثیرگذار بر پایداری تراکتور شامل: ارتفاع، سرعت اولیه مرکز ثقل، فاصله عرضی و طولی بین چرخها، جرم و اینرسی تراکتور، نسبت ضربه گیری و ضریب فنری لاستیک، شتاب زاویه ای، سیستم فرمان و ترمز، گشتاور موتور، ضریب خالص گیرایی، ضریب نیروی جانبی و زاویه سرخوردگی لاستیک، ابعاد سطح تماس چرخ با خاک و مقاومت غلتهی آن می باشد. از آنجا که تراکتور ماشین چند منظوره است، در بسیاری از کارها، رانندگان استفاده از این وسیله را به ورای آنچه تراکتور می تواند انجام دهد، گسترش می دهند. تراکتورها معمولاً روی زمین های شیبدار و ناهموار و به عنوان وسائل کشنده ادوات به کار برده می شوند. به علاوه تراکتورها دارای سامانه تعلیق نیستند و این علت اصلی واژگونی این وسیله می باشد. چهار دلیل برای واژگونی تراکتور می توان در نظر گرفت که عبارتند از: کار کردن تراکتور روی زمین های با شیب زیاد، پیچیدن تراکتور با شعاع کم و سرعت زیاد، انتقال توان سریع از جعبه دنده به چرخ های محرک تراکتور و تراکتوری که بار متصل نشده به مالبنند تراکتور را می کشد. بنابراین محدودیت های کاری تراکتور در مورد پدیده واژگونی عبارتند از شیب های تند، سرعت بالا، زمین ناهموار و از دست رفتن کنترل تراکتور. یکی از راه های بررسی تأثیر هر یک از عوامل ذکر شده بر روی پایداری تراکتور، استفاده از مدلسازی ریاضی می باشد.

در ۸۰ سال گذشته تحقیقات قابل توجهی در زمینه دینامیک و پایداری تراکتور انجام گرفته که بیشتر درمورد واژگونی طولی و واژگونی جانبی بوده است. اولین تئوری اصول در مورد دینامیک و پایداری تراکتور در سال ۱۹۲۰ توسط مک کبین پایه گذاری شد. پژوهشگران، تحقیقاتی در مورد واژگونی جانبی تراکتور در دور زندهای سریع در شعاع کم بر روی زمین مسطح انجام دادند (McKormick, 1941; Worthington, 1949). محققین، در تحقیقات خود نشان دادند که واژگونی جانبی تراکتور در دو مرحله صورت می گیرد: در مرحله اول تراکتور حول محوری فرضی که نقطه اتصال اکسل جلو به شاسی را به نقطه تماس با خاک در یکی از چرخ های عقب متصل می کند، و در مرحله دوم حول محوری فرضی که نقاط تماس چرخ های جلو و عقب یک طرف تراکتور با خاک را به هم متصل می کند، شروع به چرخش می کند (Smith et al., 1974). محقق دیگری، معادله تعادل نیرو و جابجایی در هر نقطه تماس تراکتور با زمین حین واژگونی را ارائه داد و معادله وی شبیه سازی واژگونی در شیب ها و همچنین مقدار انرژی که توسط سازه محافظ (ROPS) جذب می شود را پیش بینی کرد (Chisholm, 1979). پژوهشگران دیگری، مدل واژگونی از عقب روی زمین مسطح در حالت رها کردن سریع پدال کلاچ بدون بار مالبنندی و رها کردن آرام پدال کلاچ با بار مالبنندی سنگین را ارائه کردند (Goering and Buchele, 1976). مدل ایشان قادر بود واژگونی از عقب را به دقت پیش بینی کند. اسمیت (۱۹۸۴)، اثرات موقعیت مالبنند تراکتور را بر پایداری طولی آن بررسی نمود. سعادت کامکار و همکاران (۱۳۸۵)، پایداری تراکتور پا بلند مدل ITM 285 HC را از نظر استاتیکی و دینامیکی مورد بررسی قرار دادند. نتایج تحقیقات آنها نشان داد که در



این تراکتور، موقعیت مرکز ثقل نامناسب و زوایای بحرانی تعادل استاتیکی کمتر از حد استاندارد بوده و کشش مالبندی، شعاع دور زدن و سرعت پیشروی جاده ای می توانند خطرات جدی برای پایداری تراکتور به وجود آورند. لذا به منظور افزایش ایمنی و بهینه سازی عملکرد تراکتور، کاهش قطر چرخ های محرک با حفظ ارتفاع شاسی، افزایش فاصله طولی و عرضی بین چرخ های تراکتور، استفاده از وزنه های تعادل و پایین آوردن موقعیت مرکز ثقل با ایجاد تغییرات در ساختمان تراکتور پیشنهاد گردید. محققان یک مدل هندسی برای پیش بینی آغاز ناپایداری جانبی و نیروهای تماس تایر تراکتور تحت شرایط شبه استاتیکی برای تراکتور های دو چرخ محرک ارائه داد (Guzzomi, 2012). مدل او قادر به پیش بینی دو نوع ناپایداری در فاز یک زمانی که چرخ جلو یا چرخ عقب تراکتور تماس خود را با سطح شیبدار از دست می دهند بود. نتایج حاصل از به کارگیری این مدل در یک تراکتور مورد مطالعه نشان داد که افزایش جذب انرژی واژگونی و به دنبال آن محدود شدن سرعت های زاویه ای در چرخش جانبی تراکتور، پیشروی ناپایداری در تراکتور را به تأخیر می اندازد و یا متوقف می کند. لذا برای افزایش ایمنی نصب سیستم های ترمزی ۴ چرخه روی تراکتور پیشنهاد گردید. هدف از انجام این تحقیق، پیش بینی زمان آغاز واژگونی جانبی تراکتور دو چرخ محرک، محاسبه برخی پارامترهای هندسی تاثیر گذار بر پایداری تراکتور و تعیین محدوده ای بهینه برای برخی از این پارامترها که منجر به افزایش آستانه پایداری تراکتور در زمینهای شیبدار می گردد، با استفاده از این مدل ریاضی و نیز با بهره گیری از اصول استاتیکی می باشد.

مواد و روشها

مدل شبه استاتیکی اصلاح شده گوزومی (۲۰۱۲) برای فاز ۱ ناپایداری جانبی

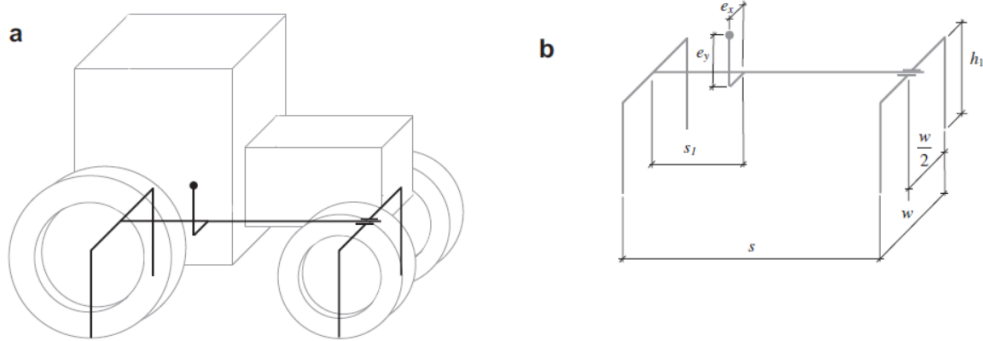
فرضیات اساسی در مدل تعمیم داده شده عبارتند از: ۱- فاصله مرکز چرخ های جلو و عقب با یکدیگر یکسان است. ۲- مفصل اکسل جلو بدون اصطکاک است. ۳- زاویه شیب به طور شبه استاتیکی افزایش می یابد و اثرات دینامیکی آن در نظر گرفته نمی شود. ۴- ضریب اصطکاک تولید شده در سطح مشترک تایر با زمین محدود نیست و امکان لغزش تراکتور به پایین شیب وجود ندارد. ۵- از سختی و صلبیت تایرها صرف نظر شده و تایرها در نقاطی مجزا با سطح تماس دارند. ۶- مرکز ثقل الزاماً در وسط تراکتور قرار ندارد.

۷- از جرم و اینرسی اکسل و چرخ های جلوی تراکتور صرف نظر شده و لذا مرکز ثقل ناشی از بدنه عقبی تراکتور خواهد بود. در شکل ۱ پارامترهای هندسی استفاده شده در این مدل نشان داده شده است.

همانطور که قبلاً ذکر گردید، در این مدل تراکتور به دو قسمت تقسیم شده است:

۱- قسمت اصلی (عقبی) که شامل بدنه، مرکز ثقل و چرخ های عقب تراکتور است. ۲- قسمت جلویی که شامل چرخ های جلو و اکسل جلو می باشد.

برای دست یابی به شرایط پایداری مدل کامل تراکتور، جسم آزاد های این دو قسمت در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۱. شماتیک نمونه ای از تراکتور مرسوم (a) مکانیزم معادل; (b) هندسه به کار رفته (Guzzomi, 2012).

با توجه به اینکه این مطالعه تنها جنبه های استاتیکی را بررسی می کند و از اثرات دینامیکی صرف نظر شده است، در کاربرد اصول بقا اندازه حرکت و قانون دوم نیوتون، تمامی شتاب ها صفر قرار داده شده اند.

تعیین نیروهای تماسی تایرهای تراکتور

با کمک تعادل گشتاوری و نیرویی برای هر یک از دو قسمت در نظر گرفته شده برای تراکتور (شکل ۲) ، معادلات نیروهای تماسی برای هر کدام از چرخهای تراکتور عبارتند از :

$$F_{R2} = \frac{mg}{w} \left\{ \frac{s_1}{s} \left[h_1 \sin \theta - \frac{w}{2} \cos \theta \right] - [h_1 + e_y] \sin \theta + \left[\frac{w}{2} - e_x \right] \cos \theta \right\} \quad (1)$$

$$F_{F3} = \frac{mg}{w} \left(\frac{s_1}{s} \right) \left[\frac{w}{2} \cos \theta - h \sin \theta \right] \quad (2)$$

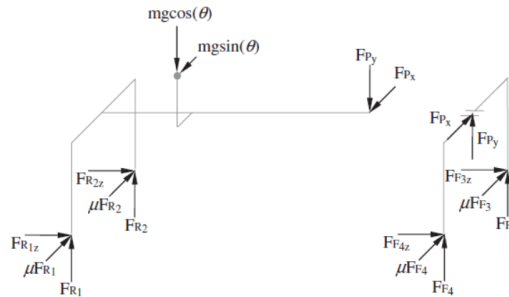
$$F_{R1} = \frac{mg}{w} \left\{ \frac{s_1}{s} \left[h_1 \sin \theta - \frac{w}{2} \cos \theta \right] - [h_1 + e_y] \sin \theta + \left[\frac{w}{2} - e_x \right] \cos \theta \right\} \quad (3)$$

$$F_{F4} = \frac{mg}{w} \left(\frac{s_1}{s} \right) \left[\frac{w}{2} \cos \theta - h \sin \theta \right] \quad (4)$$

در این روابط ، w فاصله عرضی چرخ ها (متر) ، s فاصله طولی چرخ ها (متر) و s_1 فاصله طولی مرکز ثقل نسبت به اکسل عقب (متر) می باشد . عبارات به دست آمده مشخص می کنند که نیروی تماسی موجود در تایرهای تراکتور تحت تأثیر زاویه شیب و هندسه مدل ساده شده تراکتور خواهد بود. در این مدل، زاویه آغاز ناپایداری برای فاز (۱) زمانی که هر کدام از نیروهای F_{F3} یا



F_{R2} به صفر برسد، به دست می آید. بنابراین دو وضعیت از آغاز ناپایداری در این مدل قابل پیش بینی است. یک حالت زمانی که نیروی F_{R2} به صفر برسد ولی نیروی F_{F3} هنوز صفر نشده (PI - R) و حالت دیگر زمانی که نیروی F_{F3} زودتر از F_{R2} به صفر برسد (PI- F).



شکل ۲. جسم آزاد قسمت های جلویی و عقبی تراکتور (Guzzomi,2012).

با در نظر گرفتن دو وضعیت ذکر شده، دو زاویه ناپایداری برای تراکتور پیش بینی می شود که عبارتند از:

$$\theta_{R2} = \tan^{-1} \left(\frac{w(s - s_1) - 2e_x s}{2[(h_1 + e_y)s - h_1 s_1]} \right) \quad (5)$$

$$\theta_{F3} = \tan^{-1} \left(\frac{w}{2h_1} \right) \quad (6)$$

در این روابط e_x ، فاصله مرکز ثقل از محور تقارن طولی تراکتور و e_y ، ارتفاع مرکز ثقل نسبت به مفصل اکسل جلو تراکتور است. آغاز ناپایداری در حداقل مقدار زاویه مثبتی که توسط روابط ۵ یا ۶ محاسبه می شود، تعیین می گردد. در وضعیت متقارن، $e_x = 0$ و لذا با قرار دادن در رابطه ۵ داریم:

$$\Theta_R = \tan^{-1} \left(\frac{W(S - S_1)}{2(h_b s - h_1 s_1)} \right) \quad (7)$$

باید توجه داشت که روابط بدست آمده در این مدل تنها تا لحظه ی آغاز ناپایداری کاربرد دارند و پس از اینکه تماس یکی از تایرهای بالایی از بین رفت، نمی توانند مورد استفاده قرار گیرند.

تعیین پارامترهای هندسی

مدل استفاده شده در این تحقیق، مقدار ضریب اصطکاک را از نتایج تحقیقات چی شولم (۱۹۷۹)، معادل ۰.۵ در نظر گرفته است. با استفاده از روابط بدست آمده در مدل استاتیکی اصلاح شده گوزومی، مقدار نیروی تماسی برای هر کدام از تایرهای تراکتور تا لحظه آغاز ناپایداری، زاویه آغاز ناپایداری، پارامترهای هندسی مربوط به فاز ۱ و نیز مقدار کل انرژی واژگونی تراکتور

مسی فرگوسن ۲۸۵، محاسبه گردید. مدل استفاده شده در این تحقیق، دو وضعیت ناپایداری را برای تراکتور پیش بینی می کند و آن متناظر با زمانی است که نیروی نرمال تماسی در یکی از تایرهای جلویی یا عقبی واقع در شیب بالا به صفر کاهش یابد. برای تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵ با استفاده از روابط ۵ و ۶، زاویه آغاز فاز ۱ ناپایداری برای تایر F_3 برابر 45° و برای تایر R_2 ، $26/84^\circ$ بدست آمد. پارامترهای محاسبه شده مربوط به تراکتور و سطح شیبدار در جدول ۱ آورده شده است.

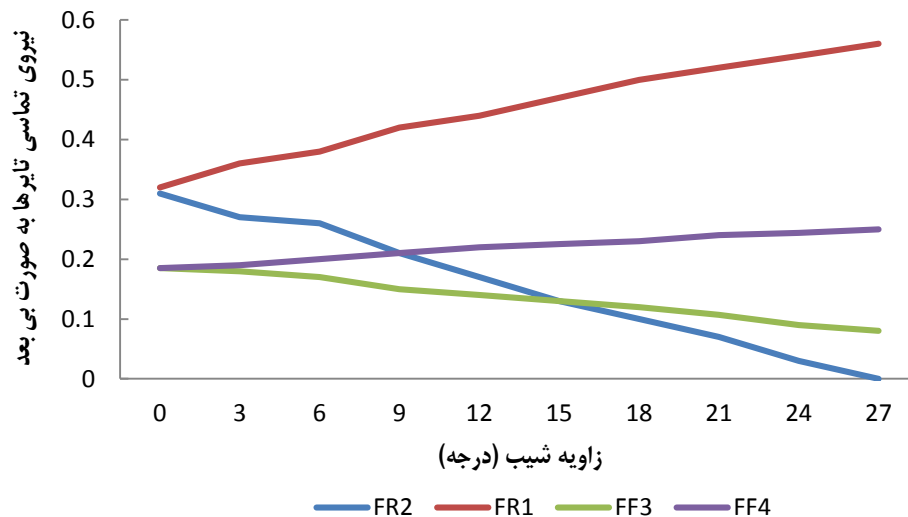
جدول ۱. جدول مشخصات تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵ و پارامترهای مربوط به آن

پارامتر			مشخصات تراکتور		
واحد	مقدار	پارامتر	واحد	مقدار	پارامتر
deg	۲۶/۸۴	θ_R	kg	۳۲۹۰	M
deg	۲۶/۸۴	θ_R	cm	۲۵۹	s
rad	۰/۷۸۵	β	cm	۹۵/۶۵	s_1
mm	۶۰۶/۰۳	x_1	cm	۱۵۸	w
mm	۹۷۳/۹۷	x_2	cm	۷۹	h_1
mm	۳۱۱/۷۵	y_1	cm	۴۶/۶۶	e_y
m	۱/۱۱۷	w'	cm	۱	e_x
m	۲/۶۸	s''	rad	۰/۶۲	α
m	۲/۷۸	s'''	-	۰/۵	μ_k
rad	۱/۳۴	ϕ			
J	۴۷۵/۲۸	W_{F3}			
J	۳۶۱/۰۱۷	W_{F4}			
J	۲۲۱۷۹/۴۴	EP			
%	≈ 4	$100W \frac{ToT}{EP}$			

نتایج و بحث

فاز ۱ ناپایداری در تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵ با توجه به هندسه این تراکتور، از چرخ عقب و در زاویه $26/84^\circ$ آغاز می شود. شکل ۳ نشان می دهد که تغییرات نیروهای تماسی در تایرها برای زوایای شیب مختلف تا لحظه آغاز ناپایداری، بسیار شبیه تراکتور مطالعه شده در مدل استاتیکی اصلاح شده گوزومی (۲۰۱۲) می باشد. در زاویه آغاز ناپایداری، چرخ R_1 بیشترین مقاومت را از خود

نشان می دهد که نمودار بدست آمده نیز این مطلب را تأیید می نماید زیرا طبق این نمودار در این زاویه، نیروی تماسی چرخ R_1 بیشتر از چرخ های دیگر است. این نمودار همچنین نشان می دهد که با افزایش زاویه شیب، همان گونه که در مدل گوزومی نیز پیش بینی شده بود، نیروهای تماسی تایرهای شیب بالای تراکتور کاهش و نیروهای تماسی تایرهای شیب پایین تراکتور افزایش می یابد. این روند تا زمان صفر شدن نیروی تماسی یکی از تایرهای شیب بالا ادامه می یابد و پس از آن فاز ۱ ناپایداری آغاز می گردد. از بحثی که گذشت مشخص می شود که مدل استفاده شده در این پروژه به خوبی زاویه آغاز ناپایداری و نیز مقدار نیروهای تماسی تایرها را برای تراکتور مسی فرگوسن تحت شرایط شبه استاتیکی در حد قابل اطمینانی پیش بینی می نماید.

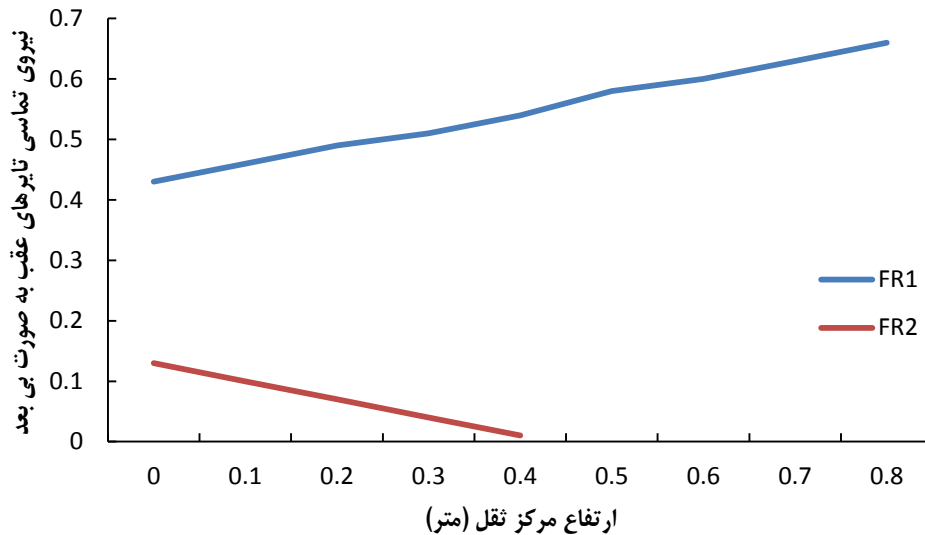


شکل ۳. تغییرات نیروهای تماسی تایرها به عنوان تابعی از زاویه شیب برای تراکتور MF285 با

مشخصات داده شده در جدول ۱

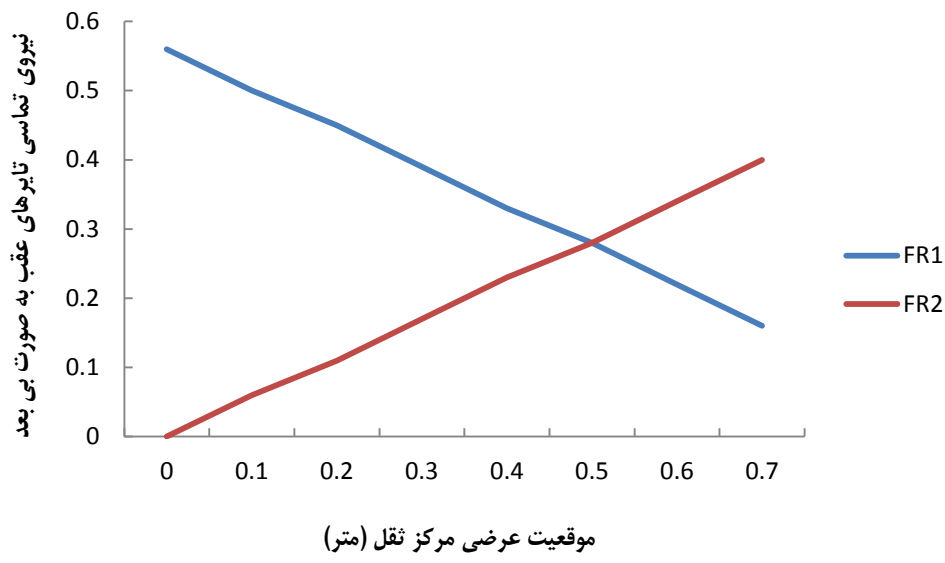
میزان کل انرژی منتشر شده در حین واژگونی برای این تراکتور از طریق معادلات بدست آمده معادل $22179/44J$ محاسبه گردید. در اثر اعمال ترمز، مقدار انرژی صرف شده برای انجام این کار در سطح تماس چرخ های F_3 و F_4 به ترتیب $475/28J$ و $361/017J$ بدست آمد که در مجموع حدود ۴٪ از کل انرژی واژگونی را شامل می شوند. این مقدار جذب انرژی می تواند پیشرفت ناپایداری را در تراکتور به تأخیر انداخته و احتمال واژگونی را کاهش می دهد. لذا ادعای مدل مورد استفاده مبنی بر استفاده از سیستم ترمزی ۴ چرخه برای افزایش ایمنی تأیید می گردد. در ادامه تاثیر برخی پارامترهای هندسی و ابعادی بر پایداری تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵ بررسی شده است.

نمودارهای شکل های ۴ تا ۶ اثر موقعیت مرکز ثقل تراکتور را بر میزان پایداری جانبی آن بر روی سطح شیبدار بررسی کرده اند. این نمودارها در زاویه شیب ۲۷ درجه که زاویه آغاز ناپایداری جانبی از چرخ R2 بوده و برای تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵ با توجه به ابعاد آن محاسبه شده، ترسیم شده اند.

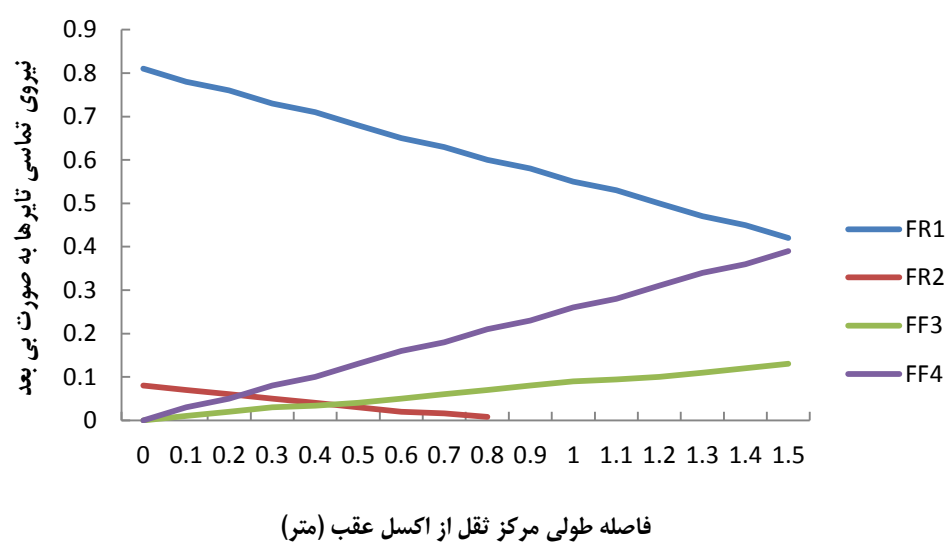


شکل ۴. اثر ارتفاع مرکز ثقل بر نیروهای تماسی چرخ های عقب برای زاویه شیب ۲۷ درجه

با توجه به شکل ۴، با کاهش ارتفاع مرکز ثقل، نیروی تماسی R2 افزایش یافته که باعث افزایش آستانه پایداری تراکتور می گردد. لذا پایین ترین نقطه برای مرکز ثقل که برای سازنده دستگاه قابل دستیابی است به گونه ای که در کارایی وسیله خلی وارد نکند، برای افزایش پایداری در زمین های شیبدار ضروری خواهد بود. همان گونه که در تحقیقات گذشته (سعادت کامگار و همکاران، ۱۳۸۵) نیز پایین آوردن موقعیت مرکز ثقل از فاکتورهای مهم در افزایش ایمنی و پایداری پیشنهاد گردیده است.



شکل ۵. اثر موقعیت عرضی مرکز ثقل بر نیروهای تماسی چرخ‌های عقب برای زاویه شیب ۲۷ درجه

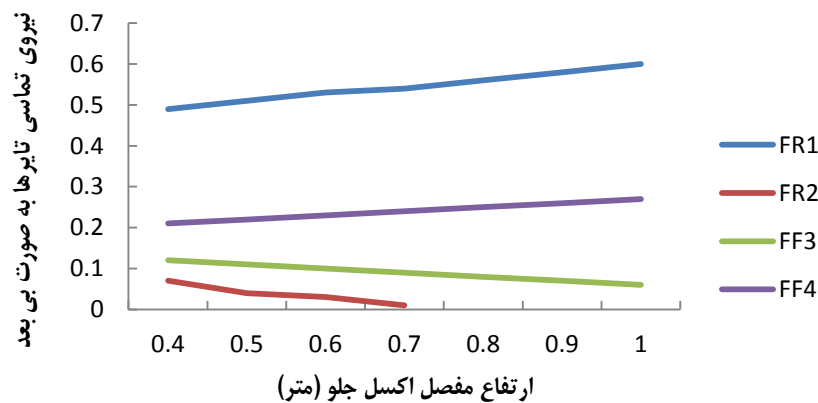


شکل ۶. اثر موقعیت طولی مرکز ثقل بر نیروهای تماسی تیرهای تراکتور برای زاویه شیب ۲۷ درجه

در شکل ۵ همان گونه که انتظار می‌رود، می‌توان آستانه پایداری جانبی را با افزایش موقعیت عرضی مرکز ثقل به طرف شیب بالا افزایش داد. در اینصورت بر مقدار نیروی R2 افزوده و از مقدار نیروی R1 کاسته می‌شود.

شکل ۶ اثر تغییرات موقعیت طولی مرکز ثقل را بر میزان نیروهای تماسی تایرهای تراکتور نشان می دهد. طبق این نمودار هر چه بر فاصله طولی مرکز ثقل نسبت به اکسل عقب افزوده شود، از مقدار نیروهای تماسی چرخ های عقب تراکتور کاسته شده و نیروهای چرخ های جلو افزایش می یابند. در صورتی که مرکز ثقل دقیقاً روی اکسل عقب قرار گیرد ، تراکتور از عقب واژگون خواهد شد و در فاصله ۹۵/۶۵ سانتی متر از اکسل عقب همان گونه که در آزمون گرانیگاه اندازه گیری شده است ، ناپایداری جانبی با صفر شدن نیروی تماسی R2 آغاز می گردد. بنابراین بازه ی بهینه برای فاصله طولی مرکز ثقل تراکتور به گونه ای که هم از عقب واژگون نگردد و هم محدوده ی پایداری جانبی را افزایش دهد ، بین ۰/۳ تا ۰/۹ متر از اکسل عقب پیشنهاد می گردد. البته باید توجه داشت که در این بازه مقدار نیروهای تماسی چرخ های جلو نسبت به حالت اولیه مقدار کمتری داشته و در نتیجه مقدار انرژی که بدلیل کار انجام یافته در چرخ های جلو به واسطه این نیروها مصرف می گردد ، کاهش می یابد. لذا درصد انرژی جذب شده از انرژی کل واژگونی نیز مقدار کمتری خواهد داشت . همچنین در فواصل نزدیک تر مرکز ثقل به اکسل عقب ، استفاده از وزنه های تعادل در جلو تراکتور برای پیشگیری واژگونی از عقب پیشنهاد می گردد.

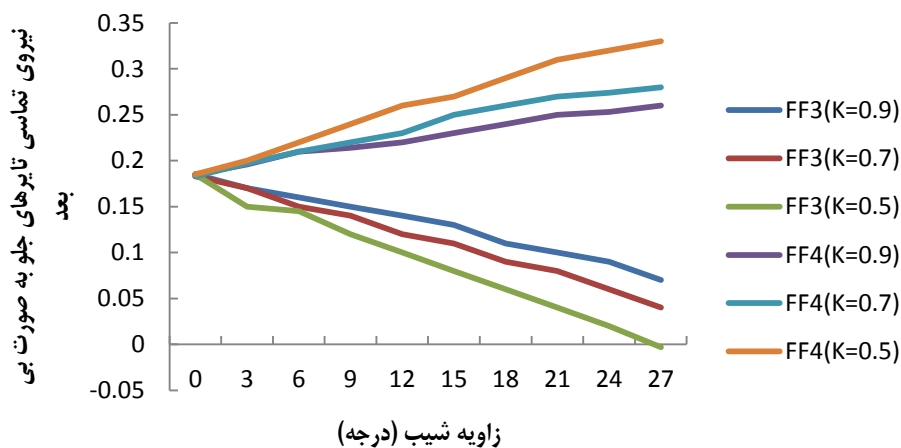
شکل ۷ اثر تغییرات ارتفاع مفصل اکسل جلو تراکتور را بر روی نیروهای تماسی تایرهای تراکتور نشان می دهد. طبق این نمودار با کاهش ارتفاع مفصل اکسل جلو ، نیروی چرخ های R2 و F3 افزایش و نیروی چرخ های R1 و F4 کاهش می یابند. در نتیجه با کاهش ارتفاع مفصل اکسل جلو، زاویه آغاز ناپایداری جانبی به دنبال آن آستانه پایداری تراکتور در زمین شیبدار افزایش می یابد.



شکل ۷. اثر ارتفاع مفصل اکسل جلو بر نیروهای تماسی تایرهای تراکتور برای زاویه شیب ۲۷ درجه

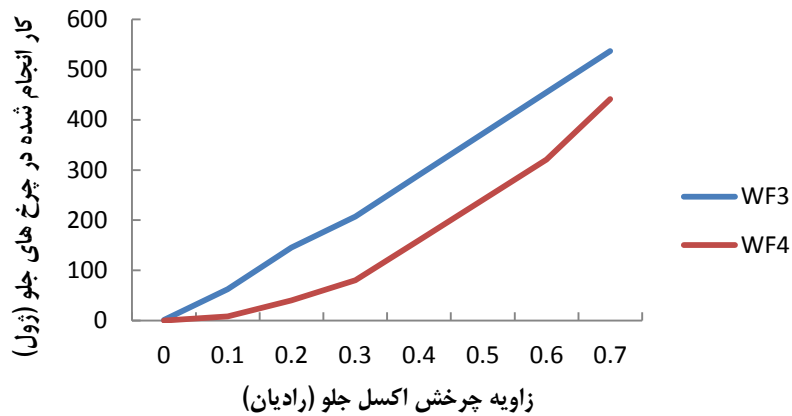
نمودار شکل ۳ با فرض بر اینکه فاصله چرخ های جلو و عقب یکسان بود ، تغییرات نیرویی را بررسی کرد. در حالت کلی تر فاصله چرخ های جلو تراکتور می تواند مضربی از فاصله چرخ های عقب باشد. در حالتی که فاصله چرخ های جلو ۰/۹ چرخ های عقب و نیز زمانی که این فاصله ۰/۷ و نصف فاصله چرخ های عقب در نظر گرفته شود ، تغییرات نیرویی بررسی شد که نتایج در

نمودار شکل ۸ نشان داده شده است. همان گونه که ملاحظه می شود، با کاهش فاصله چرخ های جلو، روند کاهش نیروی چرخ F3 زیاده تر شده و نیز روند افزایشی نیروی چرخ F4، افزایش می یابد. به عبارت دیگر احتمال آغاز فاز ۱ ناپایداری جانبی از چرخ های جلو بیشتر می شود. با توجه به معادله ارائه شده در مدل استاتیکی نیز این نتیجه تایید می گردد به صورتی که با کاهش W در رابطه ۴، زاویه آغاز ناپایداری در چرخ F3 کاهش می یابد. همچنین با توجه به نمودار شکل ۸، هنگامی که فاصله چرخ های جلو تراکتور به نصف فاصله چرخ های عقب کاهش یابد، ناپایداری جانبی از چرخ F3 و در زاویه ۲۶/۵۶ درجه آغاز می گردد. از بحثی که گذشت می توان دریافت که افزایش فاصله عرضی بین چرخ ها، منجر به افزایش ایمنی و آستانه پایداری جانبی در تراکتور می گردد.

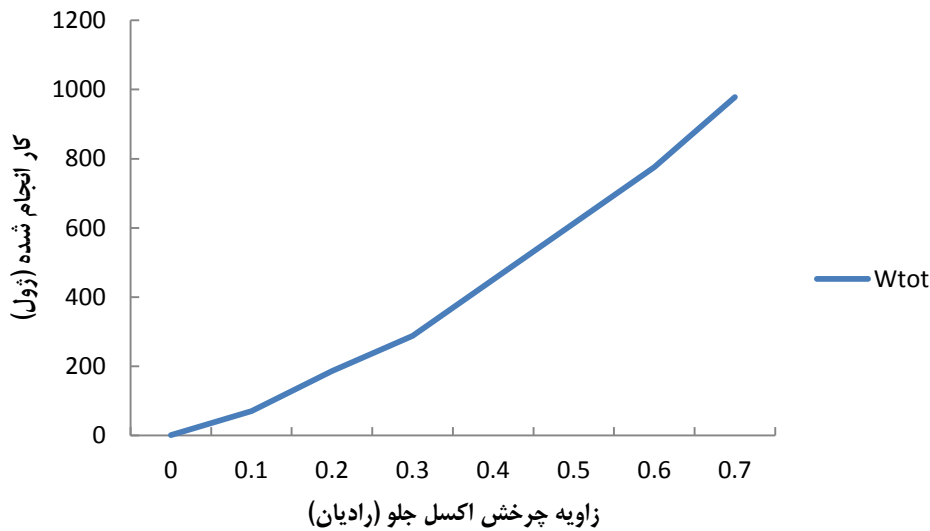


شکل ۸. اثر فاصله عرضی بر تغییرات نیرویی چرخ های جلو در شیب های مختلف

پارامتر دیگری که بر میزان پایداری جانبی تراکتور تاثیر گذار است، زاویه چرخش اکسل جلو (α) می باشد. نمودار شکل ۹ نشان می دهد که با افزایش α ، مقدار انرژی که صرف انجام کار در هر یک از چرخ های جلو در آستانه ی ناپایداری می شود افزایش می یابد که این خود در به تاخیر انداختن پیشروی ناپایداری به دیگر بخش های تراکتور و افزایش ایمنی بسیار موثر است. هدف تعیین محدوده ای بهینه برای زاویه α است که هم پایداری تراکتور به نحو مناسبی تامین گشته و هم مطابق با محدودیت های ساخت و طراحی باشد. با توجه به محدوده ای که برای موقعیت طولی مرکز ثقل پیشنهاد شده است، از روابط ۲ و ۴، نیروهای تماسی در دو انتهای این بازه محاسبه و سپس به کمک آنها، محدوده ای برای انرژی کل مصرفی در چرخ های جلو بدست آمد که از ۲۸۲/۴۳J تا ۸۰۳/۹۹J تغییر می کند. لذا با کمک نمودار شکل ۱۰، بازه ی ۰/۲۸ تا ۰/۶۲ رادیان برای زاویه α بدست می آید.



شکل ۹. اثر زاویه چرخش اکسل جلو بر میزان انرژی مصرفی در این چرخ ها



شکل ۱۰. اثر زاویه چرخش اکسل جلو بر کل کار انجام شده

نتیجه گیری و پیشنهادات

مدل هندسی استفاده شده در این پروژه، دو نوع وضعیت فاز ناپایداری و نیز نیروهای تماسی تایرهای تراکتور را تخمین می زند. همچنین باتوجه به آغاز ناپایداری از یک چرخ و پیشروی آن به دیگر قسمت های تراکتور، این مدل استفاده از ترمز بر روی هر چرخ را برای افزایش ایمنی و کاهش احتمال واژگونی پیشنهاد می نماید که با یک آنالیز ساده از هندسه تراکتور مورد بررسی (مسی فرگوسن ۲۸۵) این مطلب تأیید شد. لذا در کاربری این تراکتور در شیب های خطرناک، علاوه بر دیگر تمهیدات ایمنی، استفاده از سیستم ترمزی ۴ چرخه توصیه می گردد.

منابع



شمسی ، ر. الف. ، کامگار ، س. و فراهانی ، الف. م. ، ۱۳۸۵ ، بررسی پایداری استاتیکی و دینامیکی تراکتور پا بلند مدل ITM285H چهارمین کنگره ملی مهندسی ماشین‌های کشاورزی و مکانیزاسیون ، تبریز ، دانشگاه تبریز.
اکبری ، م. الف. ، ۱۳۸۹ ، بررسی وضعیت عملکرد ارتعاشی صندلی‌های ایمن تراکتور ، پایان نامه کارشناسی ، گروه مهندسی ماشین‌های کشاورزی ، دانشگاه فردوسی مشهد.

Chisholm, C. J. 1979. The effect of parameter variation on tractor overturning and impact behavior. *J. of Agricultural Engineering Research*, 24(4):417-440.

Freeman, S. A. 1999. Potential impact of a ROPS retrofit policy in central Iowa. *Journal of Agricultural safety and Health*, 5(1):232-239.

Guzzomi, A.L. 2012. A revised kineto-static model for phase I tractor rollover. *Biosystems Engineering*, 113(1), 65-75.

Goering, G. E., and Buchele, W.F. 1976. Computer simulation of an unsprung vehicle. part I and part II. *Transactions of ASAE*, 10(2): 272-280.

McKibben, E. G. 1927. The kinematics and dynamics of the wheel type farm tractor. *AGRICULTURAL ENGINEERING*, 8:15-16, 39-40, 58-69, 90-93, 119-122, 155-160, 187-189.

McKormick, E. 1941. Some engineering aspects of high speed farming. *Agricultural Engineering*, 22(5):166-167.

Smith, D. W., Perumpral, J.V., & Liljedahl, J.V. 1974. The kinematics of tractor sideways overturning. *Transactions of ASAE*, 17(1):1-3.

Smith, D. W. 1984. The influence of drawbar position on tractor rearward stability. *ASAE paper*, No. 49085.

Worthington, W.H. 1949. Evaluation of factors affecting the operating stability of wheel tractors. *Agricultural Engineering*, 30(4): 179-183.