

## توسعه سازوکار اندازه‌گیری نیروها و گشتاور بازگرداننده وارد بر چرخ‌های هادی یک وسیله نقلیه چهارچرخ

علی حاجی احمد<sup>۱</sup> - علی جعفری<sup>۲\*</sup> - علیرضا کیهانی<sup>۳</sup> - هادی گلی<sup>۴</sup> - بابک نوع دوست<sup>۵</sup>

تاریخ دریافت: ۹۲/۱/۲۲

تاریخ پذیرش: ۹۲/۶/۲

### چکیده

در این مقاله، یک سامانه دینامومتری برای چرخ‌های غیر محرک فرمان‌پذیر ارائه شده است. برای تعیین عملکرد سامانه ابداعی، چرخ دینامومتری ساخته شده و مورد ارزیابی قرار گرفت. از چهار لودسل S- شکل به‌همراه ترکیب روابط نیرویی و سینماتیکی با کمترین مفروضات ساده کننده برای به‌دست آوردن مؤلفه‌های گشتاور (ناوشی، برگردان و غلتشی) و نیروی عمودی وارد بر چرخ استفاده شد. یک شمارنده نوری (فرستنده و گیرنده مادون قرمز) سرعت دوران چرخ را اندازه‌گیری نموده و از یک پتانسیومتر به‌منظور به‌دست آوردن زاویه فرمان چرخ هادی استفاده شده است. نتایج ارزیابی این ساز و کار نشان داد، واسنجی سامانه به‌طور مطلوب انجام شده و با ضرایب تبیین بالاتر از ۰/۹۹ قابل به‌کارگیری در مطالعات تعیین رفتار دینامیکی وسایل نقلیه چهار چرخ می‌باشد.

**واژه‌های کلیدی:** پتانسیومتر، دینامومتر، شمارنده نوری، لودسل، نیروها و گشتاورهای وارد بر چرخ

### مقدمه

سامانه‌ای که قادر به اندازه‌گیری لحظه‌ای مؤلفه‌های نیرو و گشتاور وارد بر چرخ‌های وسیله نقلیه در کنار تعیین سرعت دوران و میزان بکسوات آن باشد، موجب سهولت انجام مطالعات مذکور خواهد شد. تایلر در نقش نگه‌دارنده، تمام نیروهای وارد بر وسیله نقلیه را به سطح اتکای خود وارد می‌کند. شبیه‌سازی عملکرد وسایل نقلیه و تحلیل رفتار دینامیکی آن‌ها مستلزم تعیین نیروها و گشتاور وارد بر تایلر است. بنابراین داشتن اطلاعات در مورد مؤلفه‌های نیرو و گشتاور وارد بر تایلر در امتداد سه محور عمود بر هم برای تحلیل دینامیکی وسیله نقلیه ضروری است. انجمن مهندسان خودرو<sup>۷</sup> طبق استاندارد J670e (SAE, 1978)، یک سیستم مختصات واحد مطابق شکل ۱ برای تایلر تعریف کرده است. مبدأ مختصات در این استاندارد منطبق بر مرکز ناحیه تماس خاک و تایلر بوده و هر یک از مؤلفه‌های نیرویی و گشتاوری با نام مشخص معرفی شده‌اند.

مرور منابع نشان می‌دهد مطالعات رفتار دینامیکی وسیله نقلیه می‌تواند از طریق تحلیل‌های تئوری و تجربی انجام شود. معمولاً نتایج تجربی برای ارزیابی پیش‌بینی‌های تئوری نیز به‌کار می‌رود که می‌تواند به کمک تجهیزات آزمایشگاهی (Tönük and Ünlüsoy, 2001) و آزمون‌های میدانی (Pearson and Bevly, 2007)

در بسیاری از مطالعات مربوط به وسایل نقلیه زمینی<sup>۶</sup> خصوصاً مطالعات دینامیکی، اطلاع از مقادیر لحظه‌ای کمیت‌های فیزیکی وسیله نقلیه ضروری است. در غیر این صورت محقق ناگزیر است از معادلات فیزیکی حاکم که غالباً مفروضات ساده کننده‌ای دارند و از دقت نتایج می‌کاهد، استفاده کند، و یا متوسل به به‌کارگیری روابط تجربی گردد که غالباً در شرایط معین استخراج شده‌اند و قابلیت تعمیم چندانی ندارند. کمیت‌های مذکور در حوزه تعیین رفتار دینامیکی وسایل نقلیه غالباً مشتمل بر نیروهای وارد بر آنان است که از طریق زمین (سطح اتکای وسیله نقلیه) به چرخ‌ها اعمال می‌شوند. طراحی

۱- استادیار گروه مهندسی ماشین‌های کشاورزی، دانشکده مهندسی و فناوری کشاورزی، دانشگاه تهران

۲ و ۳- استاد گروه مهندسی ماشین‌های کشاورزی، دانشکده مهندسی و فناوری کشاورزی، دانشگاه تهران

\*- نویسنده مسئول: (Email: jafarya@ut.uc.ir)

۴- استادیار دانشکده کشاورزی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد سنندج

۵- دانشجوی کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیزاسیون کشاورزی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات

اندکی از این پارامترها ( Al-Janobi et al., 1997; Besselink, 1994; Gu and Kushwaha, 2004) بود و یا از ابزار پرهزینه‌ای استفاده (Baffet et al., 2008a; McLaughlin et al., 1993) شده بود. در این مقاله ساز و کاری<sup>۱</sup> کم‌هزینه و دقیق برای دریافت آبی مقادیر کمیت‌های مذکور بر روی چرخ‌های هادی یک وسیله نقلیه نمونه ارائه شده است. این سامانه علاوه بر امکان مطالعات تعیین رفتار دینامیکی وسایل نقلیه می‌تواند موجب فراهم کردن بستر مناسب تعیین شرایط بهینه کاری آن‌ها نیز گردد. ضمن اینکه به کمک آن می‌توان به مطالعات بهینه‌سازی مصرف انرژی و کاهش استهلاک قطعات، خصوصاً تایر پرداخت.

### مواد و روش‌ها

این سامانه به منظور دریافت سریع مقادیر مؤلفه‌های نیروی وارد بر چرخ‌های غیرمحرک فرمان‌پذیر به‌علاوه تعیین سرعت دوران و زاویه فرمان لحظه‌ای طراحی گردیده است. این سامانه، قابلیت اندازه‌گیری پارامترهای ذکر شده در استاندارد J670e انجمن مهندسی خودرو (شکل ۱) را دارا است، به‌طوری‌که بار دینامیکی عمودی<sup>۲</sup> وارد بر چرخ و گشتاور برگردان<sup>۳</sup> را مستقیماً اندازه می‌گیرد و نیروی مقاومت غلتشی، نیروی جانبی و فاصله نقطه اثر نیروهای عکس‌العمل سطح از مرکز ناحیه تماس خاک و تایر به‌طور غیر مستقیم، از طریق معادلات کمکی با کمترین مفروضات ساده کننده قابل محاسبه‌اند.

### تعیین بار دینامیکی وارد بر چرخ ( $F_z$ )

با توجه به ماهیت فشاری نیروی وزن وسیله نقلیه بر روی تایر، سامانه اندازه‌گیری بار دینامیکی وارد بر چرخ طوری از یک لودسل S- شکل بهره می‌گیرد که مطابق شکل ۲، بار دینامیکی عمودی وارد بر چرخ ( $W_d$ )، باعث اعمال نیروی فشاری در آن (لودسل ۱ با نمایش نیروی  $F_1$ ) گردد. از آنجا که این لودسل قادر به اندازه‌گیری وزن بخش زیرین خود ( $W_b$ ) نمی‌باشد، وزن این بخش قبل از مونتاز وسیله نقلیه به کمک ترازو اندازه‌گیری گردید که این مقدار به اعداد نمایش داده شده توسط لودسل ۱ اضافه می‌گردد، یعنی بار دینامیکی عمودی وارد بر چرخ ( $W_d$ ) از رابطه (۱) محاسبه می‌گردد.

$$F_z = W_d = F_1 + W_b \quad (1)$$

### تعیین گشتاورهای لازم برای تعیین نیروهای $F_y$ و $F_x$

در این سامانه اندازه‌گیری گشتاورهای  $M'_y$  و  $M'_x$  (برای تعیین

Shoop, 1992) اجرا شود. بنابراین اغلب این‌گونه تحقیقات نیازمند اندازه‌گیری نیروها و گشتاور وارد بر چرخ می‌باشد. ضمناً تعیین رفتار دینامیکی وسایل نقلیه مستلزم اندازه‌گیری گشتاور و نیروهای وارد بر تایر آن‌ها می‌باشد (Gillespie, 1992; Jazar, 2008; Wong, 2001). برخی از آزمایشات در مخزن خاک (Gee-Clough and Sommer, 1981; Karafiath, 1986; Kawase et al., 2006; Krick, 1973; Raheman and Singh, 2004) انجام می‌شوند در حالی که آزمون‌های میدانی معمولاً به وسایل نقلیه مجهز به ابزار اندازه‌گیری نیازمندند (Ahmad et al., 2011; Al-Janobi et al., 1997; Baffet et al., 2008b; Besselink, 2004; Gu and Kushwaha, 1994; Itoh et al., 1995; McLaughlin et al., 1993; Oida, 1983; Pearson and Bevely, 2007).

اویدا (۱۹۸۳) نیروی جانبی وارد بر تایر یک تراکتور کمرشکن را با نصب چهار کرنش سنج بر پوسته محور محرک آن اندازه‌گیری نمود تا رفتار چرخشی تراکتور را در هنگام دور زدن تعیین نماید (Oida, 1983). شوپ (۱۹۹۲) محور محرک یک وسیله نقلیه را به نیروسنج‌هایی مجهز نمود (Shoop, 1992). این نیروسنج‌ها برای اندازه‌گیری نیروهای وارد بر تایر در ناحیه تماس با خاک به کار گرفته شدند. پژوهشگرانی یک تراکتور کشاورزی ۹۷ کیلووات را به سیستم‌های اندازه‌گیری و جمع‌آوری اطلاعات مجهز نمودند (McLaughlin et al., 1993). ایشان از این تراکتور در تحقیقات مزرعه‌ای تعیین عملکرد ادوات استفاده نمودند. این تراکتور به تعدادی مبدل اندازه‌گیری میزان مصرف سوخت، سرعت پیشروی، دور موتور، سرعت دورانی چرخ، گشتاور نهاده، بار دینامیکی و نیروهای وارد بر سیستم اتصال سه نقطه مجهز شده بود. محققینی یک روش اندازه‌گیری برای نیروهای عمودی، طولی و جانبی وارد بر تایر یک تراکتور چهارچرخ محرک ارائه نمودند (Itoh et al., 1995). الجانوبی و همکاران (۱۹۹۷) یک مبدل دقیق اندازه‌گیری گشتاور و بار دینامیکی وارد بر چرخ را برای یک تراکتور ابداع نمودند (Al-Janobi et al., 1997). ایشان بدین منظور کاسه چرخ استاندارد این تراکتور را با مبدل ساخته شده جایگزین نمودند. بسلینک (۲۰۰۴) یک وسیله نقلیه نمونه را به یک دینامومتر اندازه‌گیری نیروی کششی به کمک یک لودسل S- شکل مجهز نمود تا مطالعه عملکرد کششی آن میسر گردد (Besselink, 2004). بافت و همکاران (۲۰۰۸) از یک واسط دینامومتری بسیار گران قیمت برای اندازه‌گیری نیروها و گشتاورهای وارد بر تایرهای یک وسیله نقلیه جاده‌ای استفاده نمودند (Baffet et al., 2008). احمد و همکاران (۲۰۱۱) یک ابزار کششی پشت تراکتوری برای اندازه‌گیری مقاومت غلتشی انواع تایر را مورد ساخت و ارزیابی قرار دادند (Ahmad et al., 2011).

گرچه روش‌های فوق برای اندازه‌گیری نیروها و گشتاورهای وارد بر تایر انجام شده‌اند اما این روش‌ها یا محدود به اندازه‌گیری تعداد

1- Mechanism  
2- Normal force  
3- Aligning moment

بنابراین مقدار گشتاور  $M'_x$  طبق شکل ۳ a بر حسب عدد نمایش داده شده توسط لودسل ۳، از رابطه (۲) به دست می‌آید.

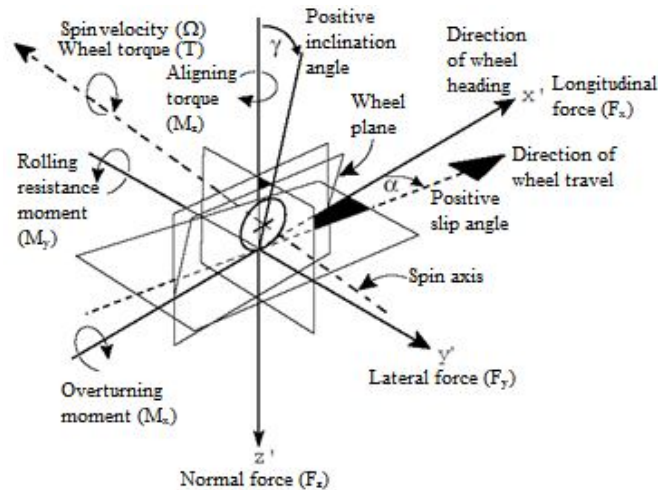
$$M'_x = F_3 \times y_L \quad (2)$$

به همین ترتیب مقدار گشتاور  $M'_y$  نیز مطابق شکل ۳ b از رابطه (۳) قابل محاسبه است.

$$M'_y = F_2 \times x_L \quad (3)$$

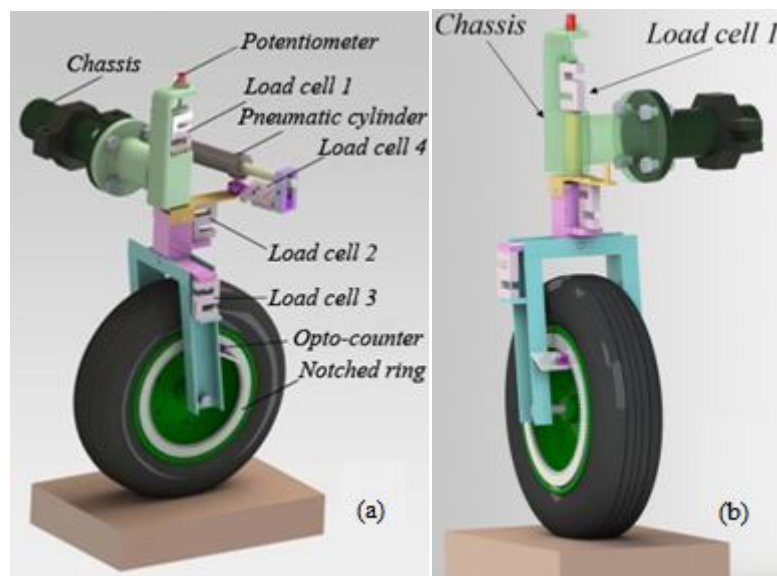
نیروهای  $F_x$  و  $F_y$  نیز به کمک لودسل‌های S- شکل صورت می‌گیرد. انتخاب این حسگرها به دلیل قیمت بسیار کمتر آن‌ها در مقایسه با مبدل‌های گشتاور است. نصب لودسل‌های S- شکل، در فاصله معینی از محور دوران (مرکز گشتاور) و در امتدادی که محور لودسل عمود بر فاصله مذکور قرار گیرد، امکان اندازه‌گیری گشتاور را فراهم می‌آورد.

بدیهی است مقدار گشتاور عبارت است از حاصل ضرب عدد قرائت شده توسط لودسل در فاصله عمودی محور آن از مرکز دوران.



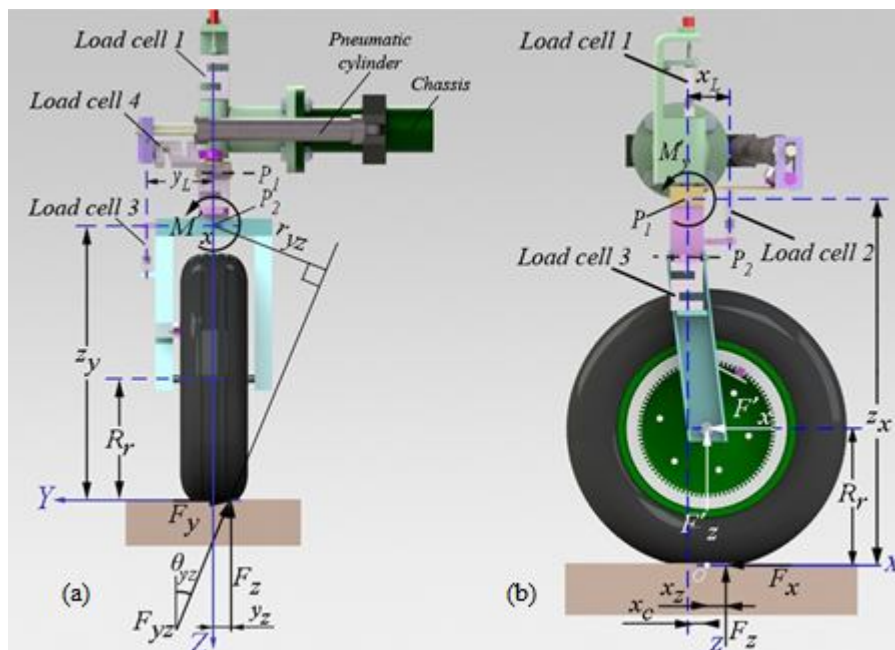
شکل ۱- محورهای مختصات مفروض جهت انطباق با تایر (SAE, 1978)

Fig.1. Assumed coordinate system in accordance with tire (SAE, 1978)



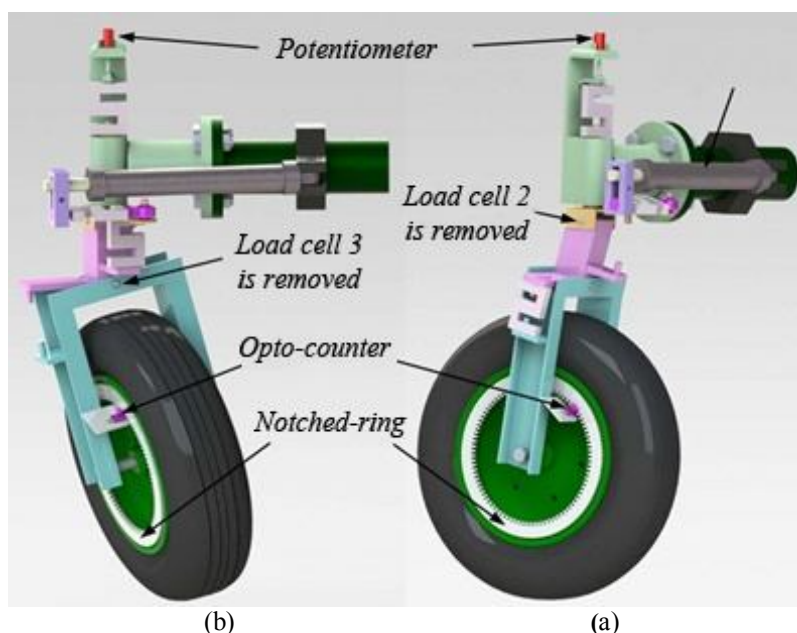
شکل ۲- (a) نمای سه بعدی چرخ هادی تراکتور نمونه، مجهز به سامانه اندازه‌گیری گشتاور و نیروهای دینامیکی، (b) نحوه اعمال نیرو به لودسل شماره ۱ (در این شکل، شاسی شفاف نمایش داده شده است)

Fig.2. (a) 3D view of the prototype tractor steering wheel, equipped with dynamic forces and moment measurement system, (b) Force acting method to load cell 1



شکل ۳- (a) نمای روبه‌روی چرخ هادی سمت راست تراکتور نمونه با نمایش نیروهای موازی صفحه  $yz$ ، (b) تصویر از راست چرخ هادی سمت راست تراکتور نمونه به همراه نمایش نیروهای موازی صفحه  $xz$

Fig.3. (a) Front view of the prototype tractor right steering wheel displaying forces parallel to  $yz$  plane, (b) Right view of the prototype tractor right steering wheel displaying forces parallel to  $xz$  plane



شکل ۴- نمای سه بعدی چرخ هادی سمت راست تراکتور نمونه؛ (a) درجه آزادی ایجاد شده با برداشتن لودسل شماره ۲، (b) درجه آزادی ایجاد شده با برداشتن لودسل شماره ۳

Fig.4. 3D view of the prototype tractor right steering wheel; (a) The degree of freedom removing load cell 2, (b) The degree of freedom removing load cell 3

هستند. همان‌طور که در شکل ۴ نمایش داده شده است در صورتی که هر کدام از لودسل‌های ۲ و ۳ از روی دینامومتر برداشته شوند، با وجود

تعیین گشتاورهای  $M'_y$  و  $M'_x$  توسط لودسل‌های ۲ و ۳ طوری صورت می‌پذیرد که مقادیر نیرویی لودسل‌ها کاملاً از یکدیگر مستقل

لودسل دیگر، سامانه درجه آزادی مربوطه را خواهد داشت.

### تعیین نیروی مقاومت غلتشی وارد بر تایر ( $F_x$ )

به دلیل وجود زاویه کستر<sup>۱</sup> در قرارگیری محور دوران چرخ‌های هادی نسبت به شاسی، بخشی از گشتاور  $M'_y$  به‌دست آمده از طریق رابطه (۲)، ناشی از حاصل ضرب نیروی عمودی (وزن) وارد بر چرخ در انحراف طولی محور چرخ از محور دوران چرخ<sup>۲</sup> می‌باشد و بخش دیگر آن به دلیل وجود نیروی مقاومت غلتشی وارد بر چرخ است، مقدار گشتاور  $M'_y$  از رابطه (۴) به‌دست می‌آید.

$$M'_y = F_z \times x_c - F_x \times (z_x - R_f) \quad (4)$$

همان‌طور که در شکل ۳ b نمایش داده شده است، عبارت  $(z_x - R_f)$  در رابطه (۴)، برابر فاصله محور گشتاورگیری  $P_1$  از محور دوران چرخ است که به سادگی قابل اندازه‌گیری است. بنابراین با مشخص بودن مقدار گشتاور  $M'_y$  از رابطه (۴)، مقدار نیروی مقاومت غلتشی ( $F_x$ ) با دقت خوبی محاسبه می‌شود.

### محاسبه انحراف طولی محل اثر نیروی عمودی وارد بر

#### چرخ از مرکز ناحیه تماس خاک و تایر ( $x_z$ )

از آنجا که محور چرخ‌های غیرمحرک مفصلی است که نمی‌تواند گشتاوری به چرخ وارد نماید، در حالت استاتیکی (سکون یا حرکت بدون شتاب) گشتاورهای وارد شده یکدیگر را خنثی می‌کنند، بنابراین مطابق شکل ۳ b رابطه (۵) به‌دست می‌آید.

$$F_z \times x_z - F_x \times R_f = 0 \quad (5)$$

عبارت  $x_z$  در رابطه (۵)، معرف مقدار ناچیز انحراف طولی محل اثر نیروی عمودی وارد بر چرخ از مرکز ناحیه تماس خاک و تایر است. مقدار فاصله  $R_f$  نیز وابسته به محل اثر نیروی مقاومت غلتشی ( $F_x$ ) است. از آنجا که تغییرات محل اثر نیروی مقاومت غلتشی در مقابل شعاع تایر ناچیز است، لذا فاصله  $R_f$  بر روی سطوح معمولی و نه خیلی نرم، برابر فاصله محور چرخ از سطح زمین در نظر گرفته می‌شود. بنابراین رابطه (۵) می‌تواند برای استخراج میزان انحراف طولی محل اثر نیروی عمودی وارد بر چرخ از مرکز ناحیه تماس خاک و تایر به کار رود.

### محاسبه نیروی جانبی وارد بر تایر ( $F_y$ ) و انحراف عرضی

#### محل اثر نیروی عمودی وارد بر چرخ از مرکز ناحیه تماس

#### خاک و تایر ( $y_z$ )

گشتاور  $M'_x$  چرخ نیز در اثر انحراف عرضی محل اثر نیروی عمودی وارد بر چرخ از مرکز ناحیه تماس خاک و تایر ( $y_z$ ) و نیروی

جانبی وارد بر آن ایجاد می‌شود، که از رابطه (۶) به‌دست می‌آید.

$$M'_x = F_z \times y_z + F_y \times z_y \quad (6)$$

مقدار فاصله  $z_y$  نیز وابسته به محل اثر نیروی جانبی ( $F_y$ ) است، لذا این فاصله با تقریب خوبی در سطوح نه چندان نرم، برابر فاصله محور  $P_2$  از سطح خاک در نظر گرفته می‌شود. به این ترتیب پارامترهای  $F_y$  و  $y_z$  در رابطه (۶) نامعلوم‌اند، که تعیین مقادیر آن‌ها به کمک شکل ۳ a میسر خواهد بود. در این شکل نیروی  $F_{yz}$  برآیند نیروهای طولی و بار دینامیکی وارد بر چرخ می‌باشد، که روابط (۷) و (۸) به ترتیب مقدار و جهت آن را نمایش می‌دهند.

$$F_{yz} = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \quad (7)$$

$$\theta_{yz} = \tan^{-1} \left( \frac{F_y}{F_z} \right) \quad (8)$$

با جابه‌جا کردن نیروی برآیند  $F_{yz}$  در امتداد نشان داده شده در شکل ۳ a، می‌توان گشتاور  $M'_x$  را به فرم رابطه (۹) بازنویسی نمود.

$$M'_x = F_y \times r_{yz} \sin \theta_{yz} + F_z \times r_{yz} \cos \theta_{yz} \quad (9)$$

از طرفی رابطه (۱۰) نیز از تحلیل هندسی ابعاد و اندازه‌ها به‌دست می‌آید.

$$r_{yz} = y_z \cos \theta_{yz} + z_y \sin \theta_{yz} \quad (10)$$

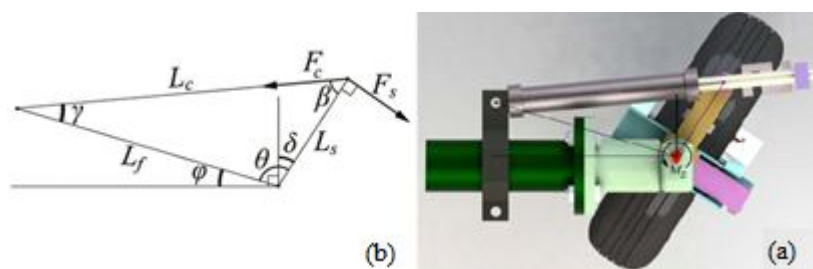
روابط (۲)، (۶)، (۹) و (۱۰) تشکیل یک دستگاه معادلات می‌دهند که دارای چهار مجهول است ( $y_z$ ،  $F_y$ ،  $\theta_{yz}$ ،  $r_{yz}$ ) و به سادگی قابل حل می‌باشد. بدین ترتیب مقادیر نیروی جانبی و انحراف عرضی محل اثر نیروی عمودی وارد بر چرخ از مرکز ناحیه تماس خاک و تایر به‌دست می‌آیند.

### تعیین گشتاور برگردان ( $M_z$ )

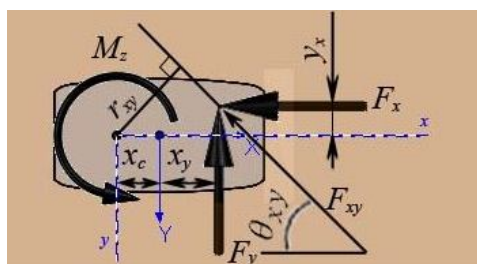
شکل ۵ a روش فرمان‌گیری هر یک از چرخ‌های فرمان‌پذیر را نمایش می‌دهد. وسیله نقلیه دارای دو چرخ هادی است که هر کدام به تنهایی از طریق یک سیلندر نیوماتیک تغییر زاویه می‌دهند. یک مقاومت متغیر (پتانسیومتر<sup>۳</sup>) مقدار دقیق زاویه فرمان ( $\delta$ ) را به واحد کنترل الکترونیکی ارسال می‌کند. لودسل ۴ نیز ابزار اندازه‌گیری گشتاور برگردان می‌باشد به طوری که مقدار آن برابر است با حاصل ضرب طول بازوی فرمان<sup>۴</sup> ( $L_s$ ) در مؤلفه نیروی عمود بر آن، یعنی گشتاور برگردان  $M_z$  از رابطه (۱۱) محاسبه می‌گردد.

$$M_z = F_s \times L_s \quad (11)$$

طول بازوی فرمان همواره ثابت است ولی برای یافتن مقدار نیروی  $F_s$  باید از محاسبات هندسی کمک گرفت.



**شکل ۵-** (a) نمای فوقانی چرخ هادی تراکتور نمونه، (b) نمایش نیروهای وارد بر سامانه هدایت تراکتور  
**Fig.5.** (a) Front view of the prototype tractor steering wheel, (b) The forces acting on the tractor steering system



**شکل ۶-** دیاگرام آزاد تایلر در ناحیه تماس با خاک  
**Fig.6.** Tire free body diagram in the contact patch

$$M_z = F_x \times y_x + F_y \times (x_c + x_y) \quad (16)$$

$$M_z = F_{xy} \times r_{xy} \quad (17)$$

$$M_z = F_x \times r_{xy} \sin \theta_{xy} + F_y \times r_{xy} \cos \theta_{xy} \quad (18)$$

### تعیین درصد سرش (بکسوات)

چرخ‌های غیرمحرک در معرض لغزیدن (چرخیدن با پیشروی کمتر) قرار نمی‌گیرند ولی به دلیل اصطکاک بلبرینگ‌ها در محور دوران چرخ امکان سرش (پیشروی با چرخش کمتر) وجود دارد، در چرخ دینامومتری طراحی شده همان‌طور که در شکل ۲ و شکل ۳ b دیده می‌شود، یک حلقه فلزی کنگره‌دار تعبیه گردیده است تا هنگام دوران چرخ، نور مادون قرمز تابیده شده از دیود نوری (فرستنده) به حسگر (گیرنده) مادون قرمز قطع و وصل شده و بدین ترتیب امکان اندازه‌گیری میزان دوران چرخ میسر گردد. این حلقه دارای ۱۸۰ کنگره است، یعنی می‌تواند به ازای هر دو درجه چرخش چرخ یک پالس الکتریکی به واحد پردازش مخابره نماید. در صورت استخراج هم‌زمان سرعت حقیقی پیشروی تراکتور نمونه ( $V_a$ )، محاسبه درصد سرش از رابطه (۱۹) میسر می‌گردد.

$$S = \frac{V_a - V_t}{V_t} \quad (19)$$

در رابطه (۱۹) سرعت تئوری ( $V_t$ ) حاصل ضرب شعاع غلتشی تایلر ( $R_f$ ) در سرعت زاویه‌ای آن خواهد بود.

مقدار زاویه  $\delta$  هنگام قرارگیری چرخ در امتداد شاسی برابر صفر در نظر گرفته می‌شود و هنگام دوران چرخ به راست و چپ علامت این زاویه به ترتیب مثبت و منفی فرض می‌شوند. لذا می‌توان با توجه به شکل ۵ b رابطه (۱۲) را نوشت.

$$\delta - \theta + \varphi = 90^\circ \quad (12)$$

که در آن  $\varphi$  همواره ثابت است و به ابعاد قطعات سامانه هدایت تراکتور نمونه وابسته است. بدین ترتیب زاویه  $\theta$  تابعی خطی از زاویه معلوم  $\delta$  می‌باشد. بین زوایای داخلی مثلث تشکیل شده توسط سیلندر نیوماتیک و لودسل ۴ ( $L_c$ )، بازوی فرمان ( $L_s$ ) و رابط بین مفصل تکیه‌گاهی سیلندر و محور دوران چرخ ( $L_f$ ) نیز طبق قانون سینوس‌ها رابطه (۱۳) برقرار است.

$$\frac{L_c}{\sin \theta} = \frac{L_f}{\sin \beta} = \frac{L_s}{\sin \gamma} \quad (13)$$

از طرفی با توجه به معلوم بودن مقادیر  $L_s$ ،  $L_f$  و زاویه  $\theta$  رابطه (۱۴) طول  $L_c$  را به دست می‌دهد.

$$L_c = \sqrt{L_f^2 + L_s^2 - 2 L_f L_s \cos \theta} \quad (14)$$

لذا مقدار زاویه  $\beta$  با جایگذاری  $L_c$  به دست آمده از رابطه (۱۴) در رابطه (۱۳) به صورت رابطه (۱۵) محاسبه می‌شود.

$$F_s = F_c \times \sin \beta \quad (15)$$

که مقدار نیروی  $F_c$  در رابطه (۱۵) معادل نیرویی است که به سیلندر نیوماتیک وارد می‌شود و توسط لودسل ۴ قرائت می‌گردد.

### محاسبه فاصله عمودی بین نیروهای مماس سطح از مرکز ناحیه تماس خاک و تایلر ( $y_x$ و $x_y$ )

با توجه به شکل ۶ دستگاه معادلات سه مجهولی نمایش داده شده در روابط (۱۶) تا (۱۸) که مقادیر  $F_x$ ،  $F_y$ ،  $F_{xy}$ ،  $M_z$  و  $\theta_{xy}$  به کمک روابط ذکر شده در بخش‌های قبل قابل استخراج می‌باشند، به دست می‌آید. مجهولات این دستگاه عبارت هستند از  $x_y$ ،  $y_x$  و  $r_{xy}$  که مقادیر آن‌ها با حل دستگاه معادلات محاسبه می‌شوند.

جدول ۱ - پارامترها و مشخصات تراکتور نمونه

Table 1- The prototype tractor parameters and specifications

پارامتر Parameter	مقدار Value	پارامتر Parameter	مقدار Value
زاویه کمبر Camber angle	0 degree	زاویه کستر Castor angle	5 degree
$\phi$	27 degree	$L_s$	0.172m
d	0.398m	$L_f$	0.290m
$x_c$	0.033m	$R_r$	0.195m
$x_L$	0.066m	W	4000N
$y_L$	0.132m	$W_b$	285N
$z_x-R_r$	0.396m	i	0.400
$z_y-R_r$	0.328m	h	0.830m

## نتایج و بحث

چرخ‌های هادی تراکتور نمونه از نوع شش لایه و با شماره ۴/۰۰-۸ انتخاب شدند. سایر مشخصات تراکتور نمونه در جدول ۱ ذکر شده‌اند.

## ارزیابی عملکرد سامانه‌های اندازه‌گیری نصب شده بر روی چرخ‌های هادی

در شکل ۷ نتایج واسنجی هر یک از چهار لودسل به کار رفته در سامانه اندازه‌گیری نیرو و گشتاورهای وارد بر چرخ‌های هادی تراکتور نمایش داده شده است. در تهیه این نمودارها از نقاطی استفاده شده است که با اعمال نیروهایی با مقدار و جهت معین به چرخ، نیروهای واقع بر محور عمودی نمودارها از روابط بخش قبل به هر یک از لودسل‌ها اعمال شوند، در همین حال، مقدار قرائت شده از خروجی لودسل مربوطه، مقادیر محور افقی را نمایش می‌دهند.

به منظور ارزیابی ساز و کار طراحی شده، یک مسیر حرکت مطابق شکل ۸ بر روی سطح خاک رسم گردید. این مسیر حرکت مرکب از خط مستقیم و مسیر نیم‌دایره‌ای با شعاع‌های مختلف ۳، ۵، ۷ و ۹ متری است که دوتای آن‌ها به سمت چپ و دوتای دیگر به سمت راست می‌باشد. هنگام حرکت تراکتور نمونه در مسیر مذکور، عوامل قابل تغییر آن ثابت شدند، که مقادیر هر یک در جدول ۲ ذکر شده‌اند.

## زاویه فرمان چرخ‌های هادی

در شکل ۹ زاویه فرمان چرخ هادی سمت راست در طول حرکت تراکتور بر روی مسیر ارزیابی عملکرد آن نسبت به زمان نمایش داده شده است.

همان‌طور که در شکل ۹ دیده می‌شود، نوسان زیادی در ابتدای هر یک از تغییر زاویه‌های فرمان دیده می‌شود. از آن‌جا که در این آزمایش، سیستم هدایت تراکتور نمونه به صورت دستی و کنترل از راه دور بوده است، اصلاح مسیر حرکت توسط کاربر صورت گرفته و

نوسانات ابتدای هر تغییر مسیر جهت انطباق زاویه فرمان تراکتور با شعاع دوران آن بوده است. معیار کنترل مسیر توسط کاربر، وزنه مخروطی شکل سنگینی (شاقول) بوده است که از امتداد گرانیگاه خود توسط یک نخ به وسط محور جلوی تراکتور متصل شده بود و روی مسیر رسم شده حرکت داده می‌شد. با توجه به خطای کاربر در هدایت تراکتور، حداکثر فاصله رأس مخروط از مسیر ارزیابی حدود پنج سانتی‌متر مشاهده شد.

## سامانه‌های اندازه‌گیری چرخ‌های هادی

در شکل ۱۰ لودسل‌های نصب شده بر روی چرخ‌های هادی تراکتور نمونه به همراه سامانه‌های اندازه‌گیری سرعت زاویه‌ای و زاویه فرمان که در بخش قبل معرفی شده‌اند، نمایش داده شده است. در بند قبل عملکرد حسگرهای زاویه فرمان روی مسیر ارزیابی عملکرد تراکتور مورد بررسی قرار گرفت و در ادامه، بررسی کارایی سایر حسگرهای این مجموعه ارائه گردیده است.

## بار عمودی وارد بر چرخ‌ها

شکل ۱۱ نمونه‌ای از منحنی‌های بار عمودی به دست آمده از لودسل‌های واقع بر چرخ‌های تراکتور را نشان می‌دهد. نمودار به تصویر درآمده در این شکل مربوط به بار دینامیکی وارد بر چرخ هادی سمت راست می‌باشد که از لودسل شماره ۱ طبق شکل ۱۰ به دست آمده است.

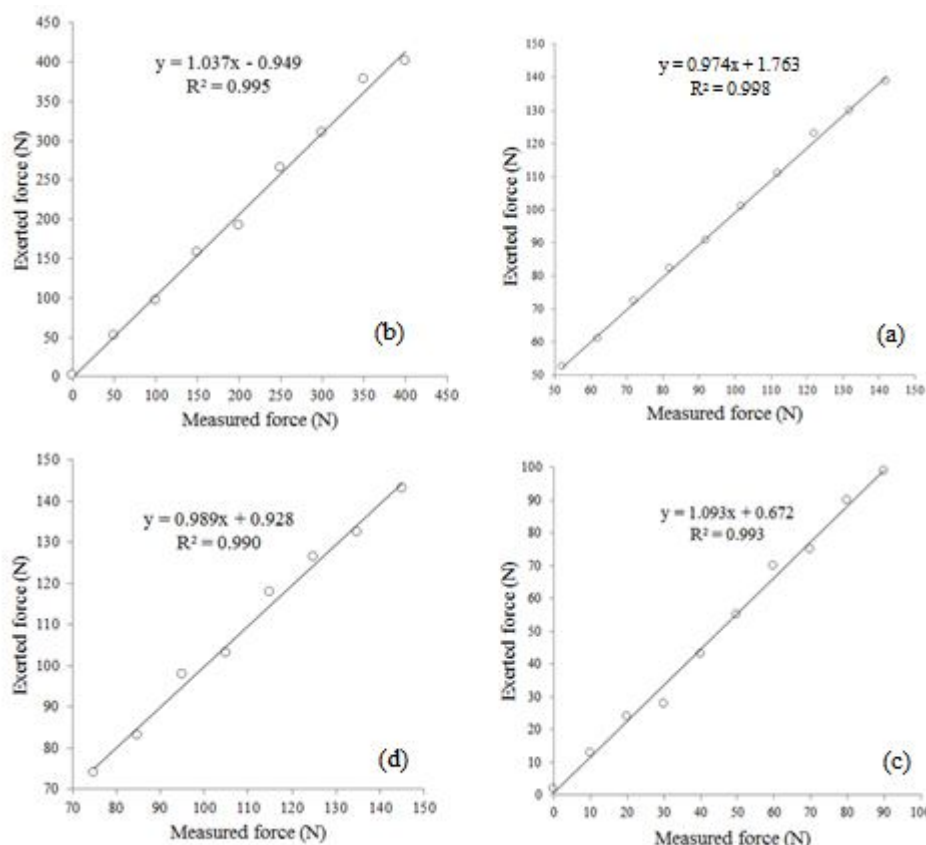
همان‌طور که دیده می‌شود، حرکت تایر روی خاک، نوساناتی را پدید آورده که تغییرات مقدار بار عمودی هنگام حرکت روی مسیر ارزیابی در مقابل آن قابل ملاحظه نیست. در این شکل مقدار میانگین بار عمودی وارد بر چرخ در بازه‌های زمانی مربوط به هر یک از قسمت‌های مسیر ارزیابی با خط قرمز نمایش داده شده است. می‌توان تغییرات جزئی میانگین بار عمودی وارد بر چرخ را هنگام حرکت روی مسیر ارزیابی ملاحظه نمود. بخش اعظم این تغییرات ناشی از انتقال

(۴) را نمایش می‌دهد. نوسانات ناشی از ناهمواری‌های سطح خاک و سایر ارتعاشات در این نمودار نیز به چشم می‌خورد. با دقت در نمودار می‌توان به تأثیر بار دینامیکی وارد بر چرخ بر میزان مقاومت غلتشی تأثیر پی‌برد، به طوری که در زمان‌هایی که میانگین مقادیر بار دینامیکی وارد بر چرخ افزایش داشته مقاومت غلتشی تأیر نیز افزایش یافته است.

وزن وارد بر چرخ در اثر نیروی جانب مرکز می‌باشد. همان‌طور که دیده می‌شود، این تغییرات هنگام حرکت روی مسیر نیم‌دایره با کمترین شعاع (۳ متر) در انتهای مسیر بیشتر می‌باشد.

### مقاومت غلتشی چرخ‌های هادی

شکل ۱۲ نمودار به دست آمده از لودسل ۲ طبق شکل ۱۰ و رابطه



شکل ۷- نمودارهای واسنجی لودسل‌های به کار رفته در ساز و کار اندازه‌گیری نیروها و گشتاور وارد بر چرخ جلوی تراکتور نمونه؛ (a) لودسل شماره ۱، (b) لودسل شماره ۲، (c) لودسل شماره ۳، (d) لودسل شماره ۴

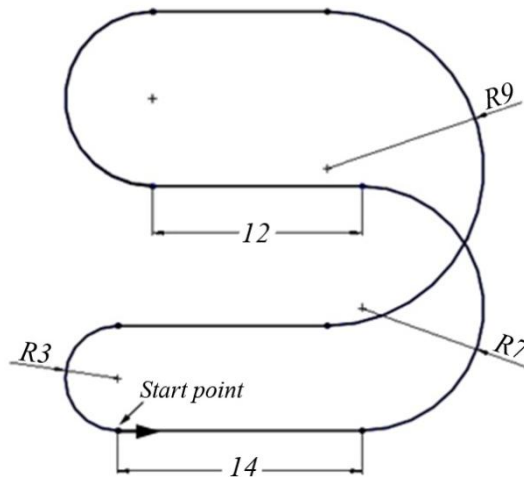
Fig.7. Calibration diagrams of the load cells applied in the mechanism measuring forces and moment acting on the prototype tractor front wheel; (a) Load cell 1, (b) Load cell 2, (c) Load cell 3, (d) Load cell 4

### جدول ۲- مقدار هر یک از پارامترهای تراکتور نمونه در طول مسیر ارزیابی

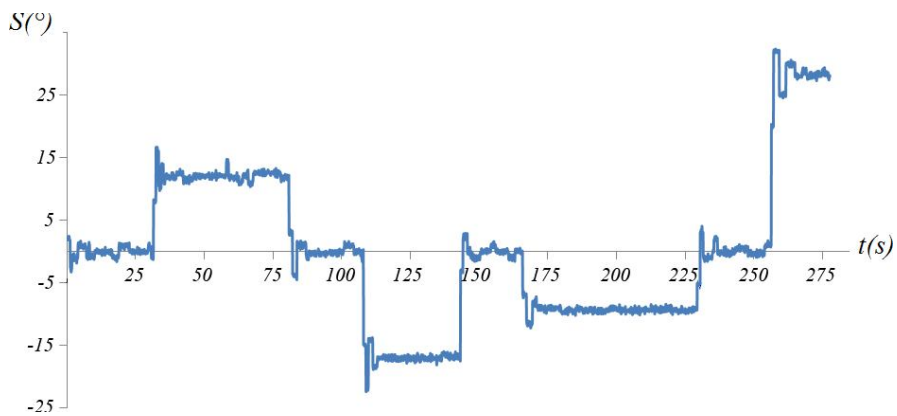
Table 2- Each parameter value of the prototype tractor on the evaluation path

کمیت Parameter	طول Length (m)	عرض Width (m)	نسبت فاصله موقعیت گرانیگاه از محور جلو به طول اتکا Ratio of the distance between center of gravity and front axis to wheel base (-)	سرعت Velocity (km h <sup>-1</sup> )	فشار باد Inflation pressure (psi)	وزن تراکتور Tractor weight (N)
مقدار Value	1.39	0.92	0.572	1.6	30	3750

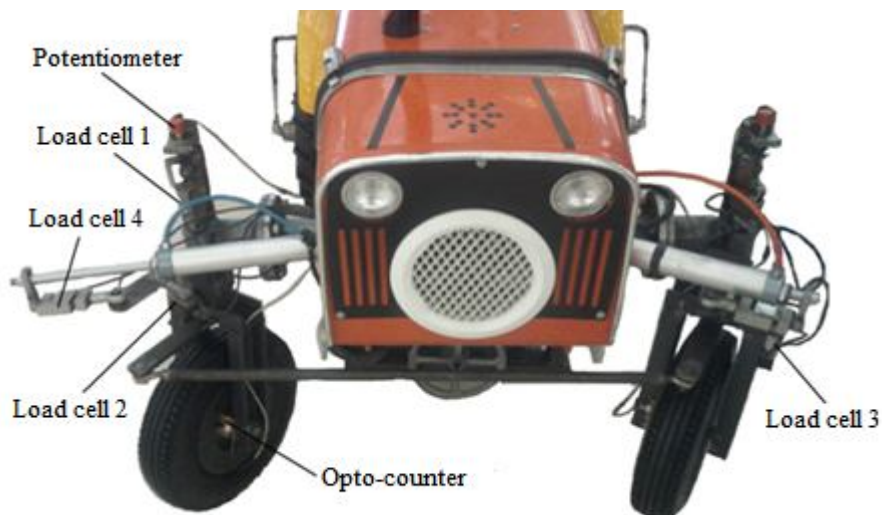




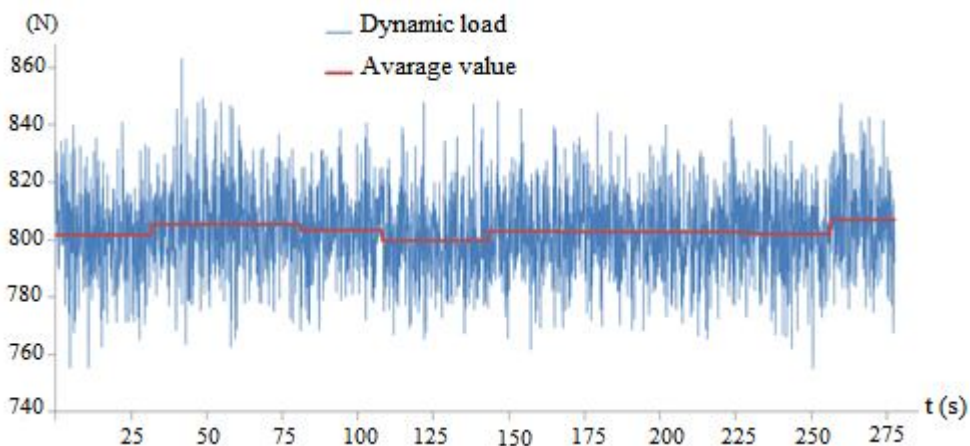
شکل ۸- مسیر خط کشی شده روی خاک مسطح برای ارزیابی سامانه (اندازه‌ها بر حسب متر)  
**Fig.8.** Drawn path on a flat ground to evaluate the measurement system



شکل ۹- نمودار زاویه فرمان چرخ هادی سمت راست نسبت به زمان روی مسیر ارزیابی عملکرد تراکتور  
**Fig.9.** The diagram of the right wheelsteering angle versus time on the evaluation path

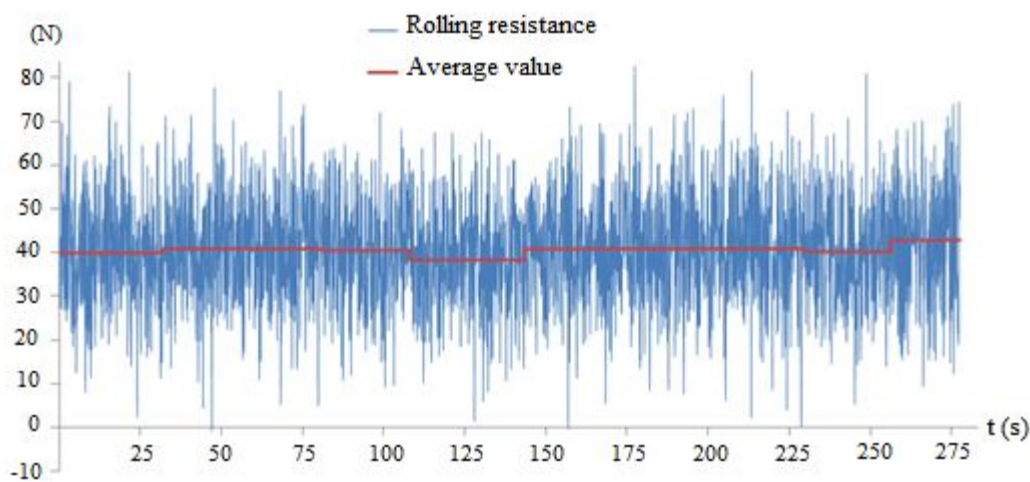


شکل ۱۰- تصویر حقیقی چرخ‌های هادی تراکتور نمونه به‌همراه سامانه‌های اندازه‌گیری نصب شده بر آن‌ها  
**Fig.10.** Real view of the prototype tractor instrumented steering wheels



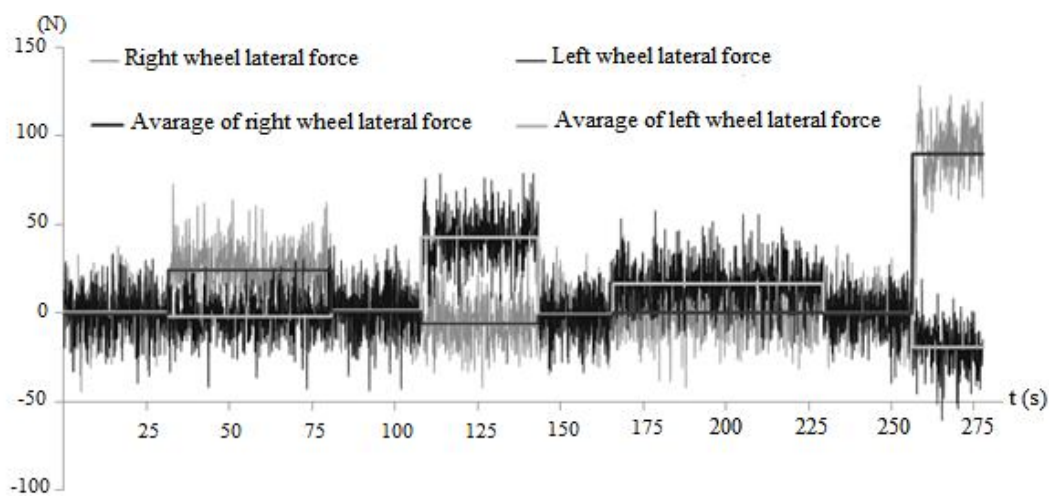
شکل ۱۱- نمودار بار دینامیکی وارد بر چرخ هادی سمت راست نسبت به زمان هنگام حرکت تراکتور روی مسیر ارزیابی

Fig.11. The diagram of dynamic load acting on the right steering wheel versus time on the evaluation path



شکل ۱۲- نمودار مقاومت غلتشی چرخ هادی سمت راست نسبت به زمان هنگام حرکت تراکتور روی مسیر ارزیابی

Fig.12. The diagram of rolling resistance acting on the right steering wheel versus time on the evaluation path



شکل ۱۳- نمودار نیروی جانبی وارد بر چرخ‌های هادی نسبت به زمان هنگام حرکت تراکتور نمونه روی مسیر ارزیابی

Fig.13. The diagram of lateral force acting on the right steering wheel versus time on the evaluation path

افزایش می‌یابد، که به دلیل افزایش زاویه لغزش جانبی تایر در این مواقع می‌باشد.

### سرعت زاویه‌ای چرخ‌های هادی

شکل ۱۴ منحنی داده‌های سرعت دورانی چرخ‌های هادی چپ و راست را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در حرکت مستقیم تراکتور، سرعت زاویه‌ای چرخ‌ها تقریباً با هم برابرند و اختلاف بین سرعت زاویه‌ای چرخ‌ها با کاهش شعاع دوران مسیر، افزایش می‌یابد. از آن‌جا که هنگام دوران تراکتور، چرخ هادی بیرونی، شعاع دوران بزرگتری را طی می‌کند، سرعت دوران بیشتری دارد.

### نیروی جانبی وارد بر چرخ‌های هادی

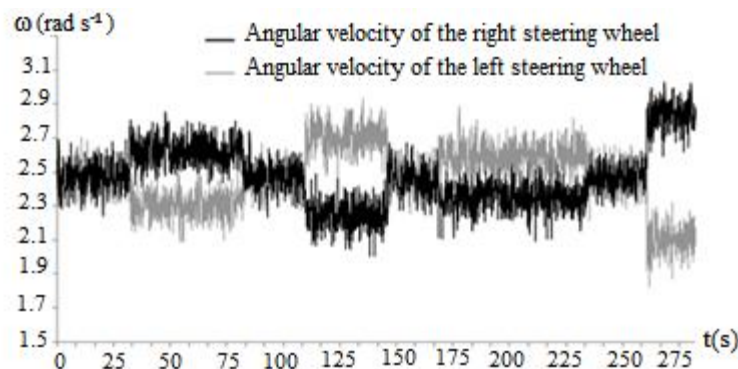
در شکل ۱۳ منحنی داده‌های به‌دست آمده از لودسل ۳ طبق شکل ۱۰ و روابط (۲)، (۶)، (۹) و (۱۰) به‌ترتیب برای چرخ‌های هادی سمت چپ و راست نسبت به زمان آزمایش روی مسیر ارزیابی نمایش داده شده است.

در جدول ۳ مقدار میانگین نیروهای وارد بر چرخ در بازه‌های زمانی مربوط به هر یک از قسمت‌های مسیر ارزیابی قید شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، نیروی جانبی وارد بر چرخ هادی سمت راست هنگام دور زدن تراکتور به سمت چپ، افزوده می‌شود و نیروی جانبی وارد بر چرخ هادی سمت چپ در حال دور زدن به سمت راست

### جدول ۳- مقایسه مقدار میانگین نیروهای وارد بر چرخ هنگام حرکت تراکتور نمونه روی هر یک از قسمت‌های مسیر ارزیابی

**Table 3-** Comparison of the average acting forces on the prototype tractor steering wheel on each segment of the evaluation path

	مقاومت غلزشی Rolling resistance	بار دینامیکی عمودی Vertical dynamic load	نیروی جانبی چرخ راست The right wheel lateral force	نیروی جانبی چرخ چپ The left wheel lateral force
مسیر مستقیم Straight path	39.88	801.66	0.41	-0.66
شعاع ۷ متر (چپ) 7m radius (left)	40.84	805.33	-1.96	24.19
مسیر مستقیم Straight path	40.48	803.37	1.41	0.68
شعاع ۵ متر (راست) 5m radius (right)	38.31	799.70	42.58	-6.05
مسیر مستقیم Straight path	40.80	803.01	-0.91	-1.73
شعاع ۹ متر (راست) 9m radius (right)	40.86	802.75	16.46	0.11
مسیر مستقیم Straight path	40.20	802.06	-0.12	-0.43
شعاع ۳ متر (چپ) 3m radius (left)	42.82	806.94	-19.31	89.69



شکل ۱۴- نمودار سرعت زاویه‌ای چرخ‌های هادی تراکتور روی مسیر ارزیابی

**Fig.14.** The diagram of angular velocity of the right steering wheel versus time on the evaluation path

## نتیجه‌گیری

محل اثر نیروی مقاومت غلتشی، نیروی طولی تایر با اندکی خطای مورد انتظار محاسبه می‌گردد.

## سپاسگزاری

این مقاله با حمایت مالی معاونت پژوهشی پردیس کشاورزی و منابع طبیعی دانشگاه تهران طی طرح تحقیقاتی شماره ۷۱۰۹۰۱۵/۱/۰۵ به اجرا درآمد که بدینوسیله از همکاری ایشان تشکر و قدردانی به عمل می‌آید.

نتایج این تحقیق نشان داد که سامانه اندازه‌گیری مذکور به خوبی قادر به معین کردن رفتار دینامیکی چرخ هادی وسیله نقلیه مورد استفاده بودند. لودسل‌های ارزان قیمت S- شکل مورد استفاده در این سامانه در مقایسه با نصب کرنش سنج بر روی اجزای وسیله نقلیه از پیچیدگی کمتر و دقت بالاتری برخوردار بودند. اگرچه این سامانه تنها بر روی وسیله نقلیه ساخته شده قابل استفاده می‌باشد ولی در مقایسه با واسط‌های دینامومتری گران قیمت، ضمن دقت مطلوب به هزینه کمتری نیاز دارد. در این مقاله به دلیل عدم اطلاع از موقعیت دقیق

فهرست علائم	
d	قطر تایر [m]
$F_{st}$	نیروی عمود بر بازوی فرمان [N]
$F_x$	نیروی طولی وارد بر تایر [N]
$F_y$	نیروی جانبی وارد بر تایر [N]
$F_z$	نیروی عمودی وارد بر تایر [N]
$F'_x$	نیروی طولی وارد بر مرکز چرخ [N]
$F'_z$	نیروی عمودی وارد بر مرکز چرخ [N]
$F_{xy}$	برآیند نیروی طولی و جانبی [N]
$F_{yz}$	برآیند نیروی جانبی و عمودی [N]
$F_2$	نیروی نمایش داده شده با لودسل ۲ [N]
$F_3$	نیروی نمایش داده شده با لودسل ۳ [N]
$F_4$	نیروی نمایش داده شده با لودسل ۴ [N]
h	ارتفاع مقطع تایر [m]
i	نسبت وزن وارد بر محور جلو به وزن کل [-]
$M_x$	گشتاور ناووشی [N m]
$M_y$	گشتاور غلتشی [N m]
$M_z$	گشتاور برگرداننده [N m]
$r_{yz}$	بازوی گشتاوری نیروی $F_{yz}$ [m]
$R_r$	شعاع غلتشی تایر [m]
W	وزن کل وسیله نقلیه [N]
$W_b$	وزن بخش زیرین لودسل ۱ [N]
$W_d$	وزن دینامیکی وارد بر چرخ هادی [N]
$x_c$	فاصله طولی بین محور دوران چرخ و مرکز ناحیه تماس [m]
$x_y$	فاصله طولی بین مرکز ناحیه تماس و نیروی جانبی [m]
$x_z$	فاصله طولی بین مرکز ناحیه تماس و نیروی عمودی [m]
$y_x$	فاصله جانبی بین مرکز ناحیه تماس و نیروی طولی [m]
$y_z$	فاصله جانبی بین مرکز ناحیه تماس و نیروی عمودی [m]
$z_L$	فاصله عمودی بین مرکز دوران و محور لودسل [m]
$z_x$	فاصله عمودی بین مرکز دوران و نیروی طولی [m]
$Z_y$	فاصله عمودی بین مرکز دوران و نیروی جانبی [m]
$\beta$	زاویه بین امتداد چرخ و سیلندر بادی [deg.]
$\delta$	زاویه فرمان چرخ هادی [deg.]
$\theta_{yz}$	زاویه بین نیروی $F_{yz}$ و محور عمودی [deg.]

## منابع

- Ahmad, D., S. Shamsuddin, A. B. Fashina, and F. B. Akande. 2011. Development of a tractor-pulled motion resistance test rig for traction studies on towed narrow wheels. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering* 4: 21-27.
- Al-Janobi, A., S. A. Al-Suhaibani, A. A. Bedri, and A. S. Sabeir. 1997. A precision wheel torque and weight transducer for most common agricultural tractors. *Agricultural Mechanization in Asia, Africa And Latin America* 28: 13-17.
- Baffet, G., A. Charara, and D. Lechner. 2008a. Estimation of tire-road forces and vehicle sideslip angle. *Advances in robotics, automation and control*, October 2008, I-Tech, Vienna, Austria: 137-150.
- Baffet, G., A. Charara, D. Lechner, and D. Thomas. 2008b. Experimental evaluation of observers for tire-road forces, sideslip angle and wheel cornering stiffness. *Vehicle System Dynamics* 46: 501-520.
- Besselink, B. 2004. Development of a vehicle to study the tractive performance of integrated steering-

- drive systems. *Journal of Terramechanics* 41: 187-198.
6. Gee-Clough, D., and M. Sommer. 1981. Steering forces on undriven, angled wheels. *Journal of Terramechanics* 18: 25-49.
  7. Gillespie, T. D. 1992. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Society of Automotive Engineers Warrendale, PA.
  8. Gu, Y., and R. L. Kushwaha. 1994. Dynamic load distribution and tractive performance of a model tractor. *Journal of Terramechanics* 31: 21-39.
  9. Itoh, H., A. Oida, and M. Yamazaki. 1995. Measurement of forces acting on 4WD-4WS tractor tires during steady-state circular turning in a rice field. *Journal of Terramechanics* 32: 263-283.
  10. Jazar, R. N. 2008. *Vehicle dynamics: Theory and applications*. Springer Verlag.
  11. Karafiath, L. L. 1986. Tire-soil interaction model for turning (steered) tires. *Journal of Terramechanics* 23: 153-169.
  12. Kawase, Y., H. Nakashima, and A. Oida. 2006. An indoor traction measurement system for agricultural tires. *Journal of Terramechanics* 43: 317-327.
  13. Krick, G. 1973. Behaviour of tyres driven in soft ground with side slip. *Journal of Terramechanics* 9: 9-30.
  14. McLaughlin, N. B., L. C. Heslop, D. J. Buckley, G. R. St Amour, B. A. Compton, A. M. Jones, and P. Van Bodegom. 1993. A general purpose tractor instrumentation and data logging system. *Transactions of the ASAE* 36: 265-273.
  15. Oida, A. 1983. Turning behavior of articulated frame steering tractor-I. Motion of tractor without traction. *Journal of Terramechanics* 20: 153-165.
  16. Pearson, P., and D. M. Bevly. 2007. Modeling and validation of hitch loading effects on tractor yaw dynamics. *Journal of Terramechanics* 44: 439-450.
  17. Raheman, H., and R. Singh. 2004. Steering forces on undriven tractor wheel. *Journal of Terramechanics* 40: 161-178.
  18. SAE. 1978. *Vehicle Dynamics Terminology: SAE J670e*. Global Info Centre Canada.
  19. Shoop, S. A. 1992. Precision analysis and recommended test procedures for mobility measurements made with an instrumented vehicle. DTIC Document. Report no.
  20. Tönük, E., and Y. S. Ünlüsoy. 2001. Prediction of automobile tire cornering force characteristics by finite element modeling and analysis. *Computers and Structures* 79: 1219-1232.
  21. Wong, J. Y. 2001. *Theory of ground vehicles*. Wiley-Interscience.