

طراحی و ارزیابی عملکرد مدل تعلیق نیمهفعال کابین تراکتور

ایمان احمدی^{۱*} تاریخ دریافت: ۹۲/۳/۲۷ تاریخ پذیرش: ۹۲/۷/۲۱

چکیدہ

اثر تجمعی ارتعاشات انتقالی به راننده تراکتور کشاورزی نه تنها سلامتی راننده را تهدید می کند بلکه میتواند به کاهش بازده کاری وی بینجامد. یکی از روشهای کاهش سطح ارتعاشات انتقالی به راننده، استفاده از سیستم تعلیق است. در این پژوهش طراحی و ارزیابی مدل تعلیق نیمهفعال کابین تراکتور مورد توجه قرار گرفته است، بنابراین ابتدا مدل ارتعاشی کامل تراکتور توسعه یافت و سپس به طراحی گام به گام مدل میراکن نیمهفعال پرداخته شد. آزمون مدل مشخص کرد که افزایش دو برابری سطح مقطع پیستون و حجم محفظه هوایی انباره هیدرولیکی بهصورت مجرزا، بهترتیب باعث افزایش ۳۹ درصدی و کاهش ۳۱ درصدی فرکانس تشدید ارتعاشات انتقالی به راننده شد. از سوی دیگر افزایش دو برابری سطح مقطع پیستون و فشار فوای اولیه انباره بهصورت مجزا، RMS شتاب ارتعاشات انتقالی به راننده شد. از سوی دیگر افزایش دو برابری سطح مقطع پیستون و فشار عددی خروجی مدل در حالت استفاده و عدم استفاده از تعلیق نیمهفعال کابین تراکتور در شرایطی که تحت تأثیر تابع تحریک کننده مشابه قرار داشتند، به بهبود ۴۳ درصدی هر این ایتقالی به صندای راننده ترا بعر کابین تراکتور در شرایطی که تحت تأثیر تابع تحریک کننده مشابه قرار داشتند، به مهوای اولیه انباره بهصورت مجزا، RMS شتاب ارتعاشات انتقالی به راننده را بهترتیب ²-ه کاس کاهش و ²⁻ه ماع ۶ افزایش دو. به کانده مشابه قرار داشتند، به مهرای اولیه انباره بهصورت مجزا، RMS شتاب ارتعاشات انتقالی به راننده را بهترتیب ²-ه کانه کاهش و ²-ه مایت تعدریک کنده مشابه قرار داشتند، به معدی خروجی مدل در حالت استفاده و عدم استفاده از تعلیق نیمهفعال کابین تراکتور در شرایطی که تحت تأثیر تابع تحریک کنده مشابه قرار داشتند، به بهبود ۴۳ درصدی هر در حالت استفاده و عدم استفالی به صندلی رانده تراکتور منجر شد، بنابراین سامانه تعلیق طراحی شده در این پژوهش قادر به کاستن از سطح ارتقالی به راننده تراکتور میاشد.

واژههای کلیدی: تراکتور کشاورزی، تعلیق نیمه فعال، کابین تراکتور، مدل سازی

مقدمه

از بررسی منابع علمی چنین بر میآید که رانندگان تراکتورهای کشاورزی در معرض ارتعاشات ایجاد شده بهوسیله موتور تراکتور و هرکت تراکتور روی ناهمواریهای زمین زراعی قرار دارند (Marsili مرکت تراکتورهای کشاورزی فاقد سیستم تعلیق مرسوم (تعلیق وسایل اغلب تراکتورهای کشاورزی فاقد سیستم تعلیق مرسوم (تعلیق وسایل نقلیه تندرو) هستند و کاهش ارتعاشات وارده تنها وابسته به میرایی ناشی از چرخهای تراکتور و تعلیق ناشی از صندلی راننده است، اهمیت دوچندان پیدا میکند. با این وجود پژوهشهایی نیز در ارتباط با نصب سیستمهای تعلیق مرسوم روی تراکتورهای کشاورزی صورت پا نصب سیستم ای رامی ای به مواری که سه نوع سیستم تعلیق وجود دارد: غیر فعال ⁷ و فعال ⁷. در سیستم تعلیق غیر فعال در غیاب یک منبع انرژی، ترکیب موازی فند و میراکن به کاهش ارتعاشات وارده به راننده منجر میشود. اما در سیستم تعلیق فعال با

۱- استادیار گروه زراعت، دانشگاه آزاد اسلامی واحد اصفهان (خوراسگان)
 (Email: i_ahmadi_m@yahoo.com (*- نویسنده مسئول:

4- Active

موثرتری صورت می گیرد. عملکرد سیستم تعلیق نیمه فعال حد واسط تعلیق فعال و غیر فعال است. معمولاً در سیستمهای تعلیق نیمه فعال از میراکنهای دو وضعیتی ON-OFF شونده استفاده می گردد (Bouazara *et al.*, 2006). از سوی دیگر در وسایل نقلیه غیرجاده ای محل نصب سیستم تعلیق می تواند زیر صندلی راننده، بین کابین و شاسی و یا بین شاسی و اکسل باشد (Donati, 2002).

در زمینه اثر میراکن دو وضعیتی ON-OFF شونده روی کارکرد سامانه تعلیق صندلی تراکتور پژوهشی توسط (Duke and Goss,) مورت گرفته است. آنها خاطر نشان کردهاند که صندلی مجهز به تعلیق نرم و دارای فرکانس طبیعی پایین نسبت به صندلی دارای سامانه تعلیق سفت، راحتی رانندگی بیشتری را به هزینه افزایش فاصله بازی صندلی فراهم میکند. همچنین این مطلب مورد تأکید قرار گرفته است که میراکنهای معمولی سعی دارند مصالحه ای بین حرکات صندلی و کم کردن سطح ارتعاشات دارای فرکانس تحریک بالای وارده از طرف زمین به سامانه، بهوجود آورند. آنها از پژوهش خود این طور نتیجه گیری کردهاند که استفاده از میراکنی که برای فرکانسهای ورودی پایین ON شود و برای فرکانسهای ورودی بالا از برخورد پایه صندلی به متوقف کنندههای حرکت عمودی صندلی میشود.

²⁻ Passive

³⁻ Semi-active



شبکل ۱ – (a) مدل ارتعاشی کامل تراکتور دارای تعلیق نیمهفعال کابین، (b) نمودار جسم آزاد اکسل جلو، (c) نمودار جسم آزاد شاسی، (d) نمودار جسم آزاد کابین

Fig.1. (a) Full vehicle vibration model of a tractor with semi-active cabin suspension, (b) Free body diagram of front axle, (c) Free body diagram of chassis, (d) Free body diagram of cabin

قیمت بودن و ساختار محکم آن است. از سوی دیگر در زمینه مقایسه سامانههای تعلیق کابین غیر فعال و نیمهفعال پژوهشی توسط (Deprez et al., 2005) صورت گرفته است. آنها به این جمعبندی رسیدند که تعلیق کابین با استفاده از تجهیزات هیدروپنوماتیکی قادر است راحتی راننده را در ماشینهای از نظر کمی این نتیجه بهدست آمد که استفاده از سامانه مـذکور باعث بهبود ۴۰ درصـدی در ریشـه میـانگین مربعـی (RMS) شـتاب انتقالی به راننده تراکتور نسبت به شـتاب انتقـالی بـه راننـده در یـک سامانه تعلیق صندلی غیر فعال میشود. نکته قابل توجه دیگـر دربـاره سامانه توسـعه یافتـه در پـژوهش (Duke and Goss, 2007)، ارزان

کشاورزی بهبود دهد. استفاده از سامانه دارای تجهیزات هیدروپنوماتیکی روی کمباین در حالت غیر فعال باعث بهبود ۶۰ درصدی در راحتی راننده از نظر سطح ارتعاشات انتقالی شد، در حالیکه با تغییر وضعیت سامانه به تعلیق نیمهفعال، بهبود ۹۰ درصدی در راحتی راننده حاصل شد.

با توجه به بررسی منابع صورت گرفته، هدف اصلی انجام پژوهش حاضر طراحی و ارزیابی عملکرد مدل سیستم تعلیق نیمهفعال کابین تراکتور است. مدل مورد نظر شامل مدلهای ارتعاشی کامل تراکتور و میراکن نیمهفعال دو وضعیتی است.

مواد و روشها

در مدل مورد نظر در این پژوهش، کابین تراکتور از چهار گوشه به شاسی متصل شـده و اجـزای واسط ایـن اتصـال، میـراکنهـای هیدروپنوماتیکی نیمه فعال مـی اشـند کـه چیـدمانشـان بـهصـورت شماتیک در شکل ۱ ۵ نشان داده شده است.

شکل ۱ a نشان میدهد که علاوه بر تعلیق حاصل شده توسط کابین، ویژگیهای فنریت و میرایی چرخهای تراکتور نیز در حذف ارتعاشات انتقالی به راننده تراکتور دخیل میباشند، به علاوه در مدل طراحی شده در این پژوهش نحوه اتصال اکسل جلو به شاسی تراکتور به صورت لولای مرکزی در نظر گرفته شده است. طراحی مدل نیمه فعال کابین تراکتور در دو مرحله صورت می گیرد که عبارت هستند از: ۱ – توسعه معادلات سینماتیکی و سینتیکی اکسل جلو، شاسی و کابین تراکتور.

توسعه معادلات سینماتیکی و سینتیکی اکسل جلو، شاسی و کابین تراکتور

نمودارهای جسم آزاد اکسل جلو، شاسی و کابین تراکتور بهترتیب در شکلهای ۱ مb ، د ۵ ، و ۱ کا نشان داده شدهاند. با توجه به این نمودارها میتوان معادلات سینماتیکی و سینتیکی مربوط به اکسل جلو، شاسی و کابین تراکتور را بهصورت زیر توسعه داد. فنریت و میرایی لاستیک تراکتور با پارامترهای c₁ و k در نظر گرفته شدهاند و بهصورت چیدمان موازی در نقاط اتصال چرخ به شاسی به کار برده میشوند (Taylor *et al.*, 2000). از آنجا که نیروی فنر متناسب با تغییر طول فنر و نیروی میراکن متناسب با نرخ تغییر طول میراکن نسبت به زمان است (Khajavi and Abdollahi, 2007)، نیروی ارتعاشی وارد به نقطه اتصال هر چرخ به اکسل از رابطه (۱) بهدست میآید.

$$k_{ti}(z_{aij}-z_{Rij})+c_{ti}\frac{d}{dt}(z_{aij}-z_{Rij})$$
(1)

که در رابطه (۱)، i یکی از حروف f و r به ترتیب به معنای جلو و عقب تراکتور، j یکی از ارقام ۱ و ۲، به ترتیب به معنای سمت چپ و راست تراکتور و حروف a و R به ترتیب به معنای اکسل و جاده (زمین زراعی) می باشد. با توجه به شکل ۱ b و وجود اتصال لولایی بین اکسل جلو و شاسی، می توان با نوشتن معادله تعادل نیرویی در جهت محور Z، نیروی F_f را محاسبه کرد (رابطه ۲).

$$\sum_{i=1}^{\infty} F_{Z} = 0$$

$$\Rightarrow F_{f} = \sum_{j=1}^{2} [k_{tf}(z_{afj} - z_{Rfj}) + c_{tf} \frac{d}{dt}(z_{afj} - z_{Rfj})]$$
(7)

از سوی دیگر با نوشتن معادلات سینتیکی برای شاسی تراکتور ($\frac{d^2}{dt^2} z_{C.G.B}$) و (شکل ۵ C)، شتاب خطی مرکز ثقل شاسی تراکتور (C A) گذرنده از شتابهای زاویه ای شاسی تراکتور حول محورهای X و Y گذرنده از مرکز ثقل شاسی تراکتور ($\theta_{dt}^2 \theta_B$) و $\frac{d^2}{dt^2}$) با روابط (۳)، (۴) و (۵) قابل محاسبه اند.

$$\left(\frac{d^{2}}{dt^{2}}z_{C.G.B}=-\frac{1}{m_{B}}\left(F_{f}+\sum_{j=1}^{2}F_{rj}-\sum_{k=1}^{4}F_{ck}\right)$$
(7)

$$\begin{cases} \frac{d^2}{dt^2} \theta_{\rm B} = \frac{1}{I_{\rm xxB}} (F_{\rm f} I_{\rm f} + I_{\rm r} \sum_{k=1}^{2} F_{\rm ck} - R_{\rm bl} \sum_{k=3}^{1} F_{\rm ck} - I_{\rm r} \sum_{j=1}^{2} F_{\rm rj}) \quad (\ref{eq:tabular}) \\ \frac{d^2}{dt^2} \phi_{\rm B} = \frac{t_1}{I_{\rm yyB}} (F_{\rm r1} + F_{\rm c2} + F_{\rm c3} - (F_{\rm r2} + F_{\rm c1} + F_{\rm c4})) \quad (\Delta) \end{cases}$$

$$\begin{split} I_{xxB} & \text{J}_{yyB} \text{ or } I_{yyB} \text{ or } X \text{ or$$

$$\int \frac{d^2}{dt^2} z_{afc} = \frac{d^2}{dt^2} z_{C.G.B} - l_f \frac{d^2}{dt^2} \theta_B$$
(8)

$$\frac{d^{2}}{dt^{2}}z_{ar1} = \frac{d^{2}}{dt^{2}}z_{bc1} = \frac{d^{2}}{dt^{2}}z_{C.G.B} + l_{r}\frac{d^{2}}{dt^{2}}\theta_{B} - t_{1}\frac{d^{2}}{dt^{2}}\phi_{B}$$
(Y)

$$\frac{d^{2}}{dt^{2}}z_{ar2} = \frac{d^{2}}{dt^{2}}z_{bc2} = \frac{d^{2}}{dt^{2}}z_{C.G.B} + l_{r}\frac{d^{2}}{dt^{2}}\theta_{B} + t_{1}\frac{d^{2}}{dt^{2}}\phi_{B} \qquad (\Lambda)$$

$$\frac{d^{2}}{dt^{2}} z_{bc3} = \frac{d^{2}}{dt^{2}} z_{C.G.B} - R_{bl} \frac{d^{2}}{dt^{2}} \theta_{B} + t_{1} \frac{d^{2}}{dt^{2}} \phi_{B}$$
(9)

$$\left(\frac{d}{dt^2}z_{bc4} = \frac{d}{dt^2}z_{C.G.B} - R_{bl}\frac{d}{dt^2}\theta_B - t_1\frac{d}{dt^2}\phi_B \right)$$
(1.)

www.SID.ir

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t^2} z_{\mathrm{afl}} = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t^2} z_{\mathrm{afc}} - t_1 \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t^2} \alpha \tag{11}$$

$$\frac{d^2}{dt^2} z_{af2} = \frac{d^2}{dt^2} z_{afc} + t_1 \frac{d^2}{dt^2} \alpha$$
(17)

اگر فرض شود که محل اتصال پایه صندلی روی کابین، درست مرکز ثقل کابین باشد (برای سادهسازی معادلات)، با نوشتن معادلـه تعادل در جهت محور Z برای کابین تراکتور میتوان شتاب مرکز ثقل کابین (شتاب پایه صندلی تراکتور) را با رابطه (۱۳) برآورد کرد.

$$\frac{d^2}{dt^2} z_{\text{C.G.C}} = \frac{d^2}{dt^2} z_{\text{seat base}} = -\frac{1}{m_C} \left(\sum_{k=1}^4 F_{ck} \right)$$
(13)

همچنین شتابهای زاویهای کابین تراکتور حول محورهای Y و X از روابط (۱۴) و (۱۵) قابل محاسبهاند.

$$\frac{d^2}{dt^2} \phi_C = \frac{c_w}{I_{yyC}} \left(F_{c1} + F_{c4} - (F_{c2} + F_{c3}) \right)$$
(14)

$$\frac{d^2}{dt^2}\theta_{\rm C} = \frac{c_1}{I_{\rm xxC}} \left(F_{\rm c3} + F_{\rm c4} - (F_{\rm c2} + F_{\rm c1}) \right) \tag{10}$$

در نهایت شتاب خطی هـ ر یـک از چهـار گوشـه کـابین و محـل اتصال پایه صندلی بـه کـابین، بـهکمـک روابـط (۱۶) تـا (۲۰) قابـل محاسبه است.

$$\frac{d^{2}}{dt^{2}}z_{cc1} = \frac{d^{2}}{dt^{2}}z_{C.G.C} + c_{1}\frac{d^{2}}{dt^{2}}\theta_{C} - c_{w}\frac{d^{2}}{dt^{2}}\phi_{C}$$
(15)

$$\frac{d^2}{dt^2} z_{cc2} = \frac{d^2}{dt^2} z_{C.G.C} + c_1 \frac{d^2}{dt^2} \theta_C + c_w \frac{d^2}{dt^2} \phi_C$$
(1V)

$$\frac{d^2}{dt^2} z_{cc3} = \frac{d^2}{dt^2} z_{C.G.C} \cdot c_1 \frac{d^2}{dt^2} \theta_C + c_w \frac{d^2}{dt^2} \phi_C \qquad (1\Lambda)$$

$$\frac{d^2}{dt^2} z_{cc4} = \frac{d^2}{dt^2} z_{C.G.C} \cdot c_1 \frac{d^2}{dt^2} \theta_C \cdot c_w \frac{d^2}{dt^2} \phi_C$$
(19)

$$\frac{d^2}{dt^2} z_{\text{seat base}} = \frac{d^2}{dt^2} z_{\text{C.G.C}} + c_{\text{l-seat base}} \frac{d^2}{dt^2} \theta_{\text{C}} \qquad (\Upsilon \cdot)$$

$$d^2$$

$$+c_{\text{w-seat base}} \frac{d}{dt^2} \phi_{\text{C}}$$

در رابطه (۲۰)، c_{w-seat base} و c_{l-seat base} بهترتیب برابر با فاصله طولی و عرضی مرکز ثقل کابین تا محل اتصال پایه صندلی به کابین هستند. پس از محاسبه شتاب گوشههای کابین و پایه صندلی، با انتگرال گیری می توان تغییر مکانهای آنها را بهدست آورد.

طراحی گام به گام تعلیق هیدروپنوماتیکی کابین

هدف از توسعه معادلات مطرح در روابط (۱) تا (۲۰) یافتن تغییر مکانهای دو سر هر یک از میراکنهای هیدروپنوماتیکی یعنی z_{bck} و z_{cck} میباشد. بهدلیل تشابه واحدهای هیدروپنوماتیکی نصب شده در گوشههای کابین، اجزای یک واحد هیدروپنوماتیکی در شکل ۲ a و سمبل شماتیک آنها در شکل ۲ b نشان داده شده است.

با توجه به شکل ۲ a، این واحد هیدروپنوماتیکی از یک جک هیدرولیکی دو طرفه تشکیل شده که بین هر یک از گوشههای شاسی و کابین قرار گرفته و هر یک از خروجیهای ⁽ آن از طریق گلویی متغیر ^۲ به انباره هیدرولیکی^۳ ارتباط دارد. در پاراگرافهای پیش رو مدلسازی هر یک از اجزای اصلی سامانه با جزئیات تشریح می شود.

مدلسازی جک هیدرولیکی

شکل ۲ c پارامترهای لازم برای مدلسازی جک هیدرولیکی و روابط (۲۱) تا (۲۵) فرمول های ارتباط دهنده یپارامترها را نشان مردهند.

$$F = P_{C1}A_1 - P_{C2}A_2 \qquad (Y1)$$

$$O = A_{V} \qquad (Y2)$$

$$Q_1 - A_1 V \tag{11}$$
$$Q = A_2 V \tag{27}$$

$$\begin{array}{l} Q_2 = A_2 v \\ \Delta V_1 = A_1 \Delta x \end{array} \tag{(11)}$$

$$\Delta V_1 = A_2 \Delta x \tag{(7)}$$

در رابطه (۲۱)، F نیروی اعمال شده به جک میباشد. توجه به این نکته اهمیت دارد که دبی جریان روغـن (Qi) بـرای مـدلسازی گلویی متغیر و تغییرات حجم دو سمت جک (ΔVi) برای مـدلسازی انباره هیدرولیکی به کار برده می شود.

مدلسازي انباره هيدروليكي

انباره هیدرولیکی وسیلهای برای ذخیره سازی روغن تحت فشار است. این وسیله در سامانههای تعلیق مشابه فنر عمل میکند. با توجه به شکل ۲ b فشار نهایی هوای فشرده (Pa2) به کمک رابطه (۲۶) محاسبه می شود، که در رابطه (۲۶) ماP و ا V_{a1} به ترتیب فشار و حجم اولیه محفظه هوایی انباره و ΔV تغییر حجم محفظه و K ثابت پلی تروپیک با مقدار ۱/۳۵ می باشد. حجم اولیه محفظه هوا (Val) از طریق رابطه (۲۷) به فشار هوای انباره قبل از نصب روی سیستم تعلیق (Pa1)، حجم انباره قبل از نصب (Va0) و فشار هوای اولیه (Pa1) مرتبط می شود. ورودی مدل انباره تغییر حجمی است که از مدل جک می آید و خروجی آن فشار نهایی هوای فشرده (فشار روغن هر سمت جک) است، که از طریق گلویی متغیر به مدل جک اعمال می شود.

¹⁻ Cylinder ports

²⁻ Variable throttle

³⁻ Hydraulic accumulator



شکل ۲ – (a) اجزاء و (b) شکل شماتیک یک واحد تعلیق هیدروپنوماتیکی کابین تراکتور، (c) اجزاء و پارامترهای جک، (d) انباره هیدرولیکی،

(e) اجزاء و (f) حالتهای کاری گلویی متغیر، (g) چهار حالت سطح میرایی گلویی متغیرهای دو سمت جک

Fig.2. (a) Components and (b) Schematic figure of a hydro-pneumatic unit of tractor cabin suspension, (c) Components and parameters of jack, (d) Hydraulic accumulator, (e) Components and (f) Working modes of a variable throttle, (g) Four damping levels created by variable throttles of each side of jack

$$C_{VT} = \begin{cases} C_{high} & \text{when} & v_2(v_2 - v_1) > 0 \\ C_{low} & \text{when} & v_2(v_2 - v_1) < 0 \end{cases}$$
(YY)

OFF با تنظیم شیر گلویی متغیر در وضعیت Chigh (۳۲)، او Chigh با تنظیم شیر گلویی متغیر در وضعیت OFF حاصل می شود. و Clow با تنظیم شیر گلویی متغیر در وضعیت ON حاصل می شود. شکل ۲ g چهار ترکیب ممکن از سطح میرایی گلویی متغیرهای دو سمت جک هیدرولیکی که از وضعیتهای مختلف سرعت مطلق گوشه کابین (V2) و سرعت نسبی گوشه کابین نسبت به گوشه متناظر از شاسی (V2-V1) به دست می آیند را نشان می دهد. مدل سازی simulink معادلات ریاضی توسعه یافته با استفاده از برنامه Matlab انجرا شد.

آزمونهای اعتبار سنجی مدل

برای اجرای مدل، پارامترهای آن باید به نرم افـزار داده شـود تـا براسـاس آنهـا شـبیهسـازی صـورت پـذیرد، لیسـت پارامترهـای مورد استفاده برای اجرای مدل که از ویژگیهای تراکتـور MF 285 و مورد استفاده برای اجرای مدل که از ویژگیهای تراکتـور MF 285 و مورد استفاده برای اجرای مدل که از ویژگیهای تراکتـور Ahmadi, 2013; Bouazara *et al.*, 2006; Lines) شـده است (and Murphy, 1991; Vitas *et al.*, 1988).

ورودی مدل توسعهیافته، جابهجاییهای Z_R معرف ناهمواریهای زمین زراعی و خروجی مدل شتاب و جابهجایی پایه صندلی تراکتور در راستای محور Z بود. برای اجرای مدل ورودیهای _Z بهصورت تابع پله به ارتفاع ۱۰ سانتیمتر و در زمانهای وt و t به چرخهای جلو و عقب مدل اعمال شد. فاصله زمانی بین وt و t با توجه به سرعت پیشروی تراکتور (v) و فاصله بین چرخهای جلو و عقب تراکتور (WB)، به کمک رابطه (۳۳) محاسبه گردید.

$$t_1 - t_0 = \frac{WB}{V} \tag{(77)}$$

شبیه سازی در دو حالت استفاده از تعلیق نیمه فعال کابین و عدم استفاده از تعلیق نیمه فعال کابین انجام شد. به منظور ارزیابی مشابهت نتایج حاصل از شبیه سازی با نتایج آزمون عملی، تراکتور 285 MF (که تراکتور فاقد کابین دارای سیستم تعلیق است) به سامانه سنجش ارتعاشات (شکل ۳) مجهز شد. این سامانه قادر به اندازه گیری شتاب لحظه ای در سه جهت X، Y و Z به صورت همزمان و با فرکانس ا ۱۰ Hz است و شتاب های به دست آمده را به صورت ۳ فایل جداگانه در حافظه ذخیره می کند. پس از داده برداری امکان انتقال داده ها به رایانه و انجام پردازش های نهایی روی آن ها وجود دارد.

$$P_{a2} = P_{a1} (V_{a1} / (V_{a1} + P_{a1} \Delta V))^{k}$$
(Y8)

$$V_{a1} = \frac{P_{a0} \times V_{a0}}{P_{a1}} \tag{YV}$$

مدلسازی گلویی متغیر

در این پژوهش، مقدار نیروی میرایی سامانه تعلیق نیمهفعال بهوسیله واحدهای گلویی متغیر کنترل میشود. با توجه به شکل ۲ e و ۲ گلویی متغیر، یک میراکن دو وضعیتی ON-OFF شونده میباشد، به این معنی که دو سطح میرایی زیاد و کم از این وسیله بهدست میآید. هنگامی که شیر سولنوئیدی ON است، یک لوله کنار گذر روغن را در حالی به جک منتقل می کند که با میرایی گلویی متغیر مواجه نمیشود، البته در این حالت افت فشاری در هنگام خروج روغن از جک ایجاد میشود که این افت از رابطه (۲۸) بهدست میآید. در رابطه (۲۸)، م چگالی روغن و محم سطح مقطع لوله خروجی از جک هیدرولیکی میباشد. در این وضعیت نیروی میرایی جک از رابطه (۲۹) محاسبه میشود.

$$\Delta P_{CP} = (3\rho Q^2) / (2A_{CP}^2)$$

$$F_i = A_i \Delta P_{CPi}$$
(YA)
(YA)

در رابطه (۲۹)، A_i سطح مقطع پیستون هر طرف جک است. ذکر این نکته اهمیت دارد که تنها در مسیر جریان خروجی از یک جک میتوان افت فشار را محاسبه کرد، بهعبارت دیگر F_i ها ($F_2 \ e \ F_2$) بهطور همزمان نمیتوانند وجود داشته باشند. از سوی دیگر هنگامی که شیر سولنوئیدی OFF است، علاوه بر افت فشار حاصل از خروج روغن از جک، جریان روغن با افت فشار ناشی از گلویی متغیر که از رابطه (۳۰) بهدست میآید مواجه میشود، که A_{VT} سطح مقطع گلویی متغیر و α عدد مرجع جریان است. تحت این شرایط F_i از رابطه (۳۱) محاسبه میشود. بنابراین در مدل گلویی متغیر، ورودی و خروجی بهترتیب دبی جریان روغن جک (خروجی مدل جک هیدرولیکی) و نیروی میراکننده هستند.

$$\Delta P_{\rm VT} = (\rho Q^2) / (2\alpha^2 A_{\rm VT}^2) \tag{\mathcal{T}}$$

 $F_{i} = A_{i} (\Delta P_{CPi} + \Delta P_{VTi})$ (7)

مدلسازی عملگر

مدل عملگر با ترکیب مدلهای جک، انباره و گلویی متغیر حاصل میشود. بنابراین ورودیهای مدل عملگر، تغییر مکان و سرعت هر یک از گوشههای شاسی تراکتور و خروجی آن نیروی میرایی وارده به هر یک از گوشههای کابین تراکتور میباشد.

مدلسازی سامانه کنترل

فرمانهای سامانه کنترل که به شیر سولنوئیدی مدل گلویی متغیر اعمال میشوند بر مبنای استراتژی کنترل تولید میشوند. استراتژی به

I able 1- Parameters utilized in simulation of the developed model							
پارامتر	مقدار	واحد	پارامتر	مقدار	واحد		
Parameter	Value	Unit	Parameter	Value	Unit		
k _{tf}	30000	$N m^{-1}$	t_1	0.87	m		
c_{tf}	1000	N sm ⁻¹	l_r	0.91	m		
\mathbf{k}_{tr}	30000	$N m^{-1}$	$l_{\rm f}$	1.35	m		
c_{tr}	2000	N sm ⁻¹	I _{xxB}	1800	kgm ²		
c_{w}	0.87	m	I_{yyB}	750	kgm ²	پارمترهای مدل تراکتور	
c_1	1.10	m	I _{xxC}	100	kgm ²	Parameters of tractor model	
cw-seat base	0.00	m	I _{yyC}	85	kgm ²		
c _{l-swat base}	0	m	I_{yyA}	10	kgm ²		
m _B	3000	kg	m _C	400	kg		
A ₁	1200	mm^2	A_2	600	mm^2		
A_{cph}	27.5	mm^2	A _{cpr}	22.5	mm^2		
A _{vth}	25	mm^2	A _{vtr}	20	mm^2	المغمية تداعت المواجع والم	
Pa0h	100	kPa	Paor	50	kPa	پاراستون مین مین مینی میل	
P _{a1h}	550	kPa	Palr	180	kPa	Parameters of semi-active suspension model	
V_{a0h}	800	cm ³	V_{a0r}	500	cm ³		
W	750	Ν	ρ	0.9	g cm ⁻³		

جدول ۱ – پارامترهای مورد استفاده در اجرای مدل محمولینده مطلقه مینوانند و محمولیسته ما



شبکل ۳ – سامانه سنجش ارتعاشات وارد به پایه صندلی تراکتور Fig.3. Tractor seat base vibration measuring apparatus

در رابطه (۳۴)، T دوره زمانی نمونهبرداری است. شایان ذکر است که رابطه (۳۴) برای محاسبه RMS کمیت a که کمیتی آنالوگ است مورد استفاده قرار می گیرد، اما دادهبرداری در سامانه سنجش ارتعاشات بهصورت دیجیتال است. محاسبه RMS دادههای دیجیتال از طریق کدنویسی حاصل می شود و کد مربوطه که در محیط برنامه نویسی نرم افزار Matlab نوشته شد، ضمیمه این مقاله است. با محاسبه RMS شتابهای واقعی و شبیه سازی شده، خطای شبیه سازی شتاب به کمک رابطه (۳۵) محاسبه شد.

RMS error of simulation= ((RMS of simulated acceleration-RMS of real acceleration)/RMS of real acceleration)×100

$$RMS(a) = \sqrt{\frac{1}{T}} \int_0^T a^2(t) dt$$
 (TY)

¹⁻ Root mean square

RMS شتاب (cm s ⁻²)	فرکانس تشدید (Hz)	بازه تغييرات تيمار	تيمار
Acceleration RMS	Resonance frequency	Tolerance of treatment variation	Treatment
42	2.12	500	حجم محفظه هوايي انباره
37	1.45	1050	Accumulator volume (cm ³)
84	1.43	800	سطح مقطع پيستون
7	2.00	1600	Piston area (cm ²)
12	1.77	350	فشار هواي اوليه انباره
78	1.68	750	Initial air pressure of accumulator (kPa)
43	1.7	40	سطح مقطع گلویی متغیر
39	1.6	100	Throttle area (cm^2)

جدول ۲ – اثر تغییر پارامترهای مدل روی RMS شتاب و فرکانس تشدید ارتعاشات انتقالی به راننده تراکتور Table 2- Effect of variation of parameters of the model on the value of acceleration RMS and resonance frequency of tractor driver vibrations

حاصل از عبور واقعی تراکتور MF285 مجهز به حسگر ارتعاش سنج با سرعت ¹⁻ km hr از ناهمواری مربع شکل به ارتفاع ۱۰ cm صورت گرفت. همان طور که در رابطه (۳۶) محاسبه شده است، با توجه به سرعت پیشروی و فاصله بین چرخهای جلو و عقب تراکتور که برابر با ۲/۲۵ است، در آزمون عملی تأخیر ۳ ثانیه ای برای زمان رسیدن چرخهای عقب تراکتور به ناهمواری نسبت به زمان رسیدن چرخهای جلو به ناهمواری به دست آمد (رابطه ۳۶).

 $t = \frac{WB}{V} = \frac{2.25 \text{ m}}{0.75 \text{ m s}^{-1}} = 3 \text{ sec}$ (7%)

برای ایجاد مشابهت شبیهسازی انجام شده با آزمون واقعی، تابع مربع شکل به ارتفاع ۱۰ cm در زمان ۵ ثانیه به چرخهای جلو تراکتـور مدل شده در نرم افزار متلب و در زمان ۸ ثانیه به چرخهای عقـب آن اعمال شد. نتایج به دست آمده (تغییر مکانهای پایه صندلی تراکتـور) در حالت فعال و غیر فعال بودن سامانه تعلیق نیمه فعال کابین تراکتور در شکلهای ۵ ه و ۵ مانشان داده شدهاند.

همان طور که مشاهده می شود وجود سیستم تعلیق نیمه فعال کابین تراکتور توانسته است میرا شدن ارتعاشات وارده به صندلی راننده تراکتور را به مقدار قابل ملاحظهای بهبود دهد. از سوی دیگر مقایسه خروجی های مدل با نتایج به دست آمده از اجرای آزمایش عملی روی تراکتور مجهز به سامانه ارتعاش سنج نشان داد که از نظر ریاضی درصد خطای شبیه سازی مدل در حالت غیر فعال بودن تعلیق نیمه فعال کابین تراکتور حدود ۳۰٪ بود. مقایسه عددی خروجی مدل نیمه فعال کابین تراکتور حدود ۲۰٪ بود. مقایسه عددی خروجی مدل نشان دهنده ۴۳٪ بهبود (کاهش) در مقدار RMS شتاب ارتعاشی انتقالی به صندلی راننده تراکتور است، این نتایج با نتیجه به دست آمده توسط (2006) که درباره تحلیل ایمنی و راحتی یک مدل وسیله نقلیه سه بعدی با تعلیق فعال غیر خطی بود، در توافق می باشند. PSD¹ تحلیل دیگری که در بررسی نتایج استفاده شد، تحلیل PSD¹ است. در این تحلیل سطح توان موجود در ارتعاشات انتقالی به راننده برحسب فرکانس به صورت نموداری ارائه می شود. کد برنامه مربوط به محاسبه PSD که در محیط برنامه نویسی نرم افزار مطلب نوشته شده است. به عنوان پیوست به مقاله ضمیمه شده است.

نتايج و بحث

به منظور ارزیابی اثر تغییر پارامترهای سامانه تعلیق نیمه فعال کابین تراکتور روی خروجی مدل، پارامترهای حجم محفظه هوایی انباره، سطح مقطع پیستون، فشار هوای اولیه انباره هیدرولیکی و سطح مقطع گلویی متغیر در بازههایی تغییر داده شد و اثر این تغییرات روی RMS شتاب و فرکانس تشدید ارتعاشات انتقالی به راننده، تحت شرایط اعمال ارتعاش ورودی ثابت به چرخهای تراکتور مدل بررسی گردید. لازم به ذکر است که برای محاسبه فرکانس تشدید ارتعاشات انتقالی به راننده از تحلیل PSD استفاده شد. نتایج به دست آمده در جدول ۲ نشان داده شده است.

همان طور که مشاهده می شود از بین پارامتره ای مورد مطالعه، سطح مقطع پیستون و حجم محفظه هوایی انباره هیدرولیکی تأثیر بیشتری روی فرکانس تشدید ارتعاشات انتقالی به راننده تراکتور داشتهاند، در حالی که سطح مقطع پیستون و فشار هوای اولیه انباره مقدار RMS شتاب ارتعاشات انتقالی به راننده را متأثر ساختهاند. بنابراین برای تنظیم کردن سامانه از نظر فرکانس تشدید یا مقدار RMS شتاب ارتعاشات وارده بهتر است پارامترهای بالا مورد استفاده قرار گیرند. به عنوان نمونه و به منظور ارائه چگونگی تغییرات فرکانس تشدید و RMS شتاب ارتعاشی، نمودارهای مربوطه در شکل ۴ نشان داده شدهاند.

ارزیابی مدل با مقایسه نتیجه حاصل از شبیهسازی و نتیجه

¹⁻ Power spectral density analysis



تشديد ارتعاشات از سطح مقطع پيستون و حجم محفظه هوايي انباره هيدروليكي

Fig.4. (a) RMS value of acceleration of transmitted vibrations as affected by piston area and initial air pressure of accumulator, (b) and (c) Resonance frequency of transmitted vibrations as affected by piston area and accumulator volume



شکل ۵- خروجی مدل طراحی شده؛ (a) با فعالسازی تعلیق نیمهفعال کابین، (b) بدون فعالسازی تعلیق نیمهفعال کابین Fig.5. Output of the model; (a) With activation of semi-active cabin suspension, (b) Without activation of semi-active cabin suspension

al., 2004) حاصل شده است. بنابراین می توان گفت که سامانه تعلیق طراحی شده در این پژوهش قادر به کاستن قابل ملاحظه از سطح ارتعاشات انتقالی به راننده تراکتور است.

آنها در پژوهش خود به این نتیجه رسیدند که عملکرد راحتی صندلی مجهز به میراکنهای فعال و نیمهفعال در مقایسه با میراکنهای غیر فعال به مقدار ۲۵٪ بهبود مییابد. نتایج مشابهی از Duke and Goss, 2007; Hostens *et*) مطالعات انجام شده توسط (

نتيجه گيرى

کابین تراکتور که شامل مدل ارتعاشی کامل تراکتور MF285 و مدل میراکن نیمه فعال دو وضعیتی بود، پرداخته شد. نتایج به دست آمده از این پژوهش بر صحت عملکرد مدل تأکید داشت، بنابراین می توان از مدل طراحی شده در این پژوهش برای پیش بینی پاسخ محتمل تراکتور واقعی مجهز به تعلیق نیمه فعال کابین استفاده کرد.

قبل از ساخت نمونه اولیه یک دستگاه، طراحی و اجرای آزمونهای اولیه روی مدل دستگاه میتواند به کاهش هزینه و زمان طراحی و صرف نظر شدن از ساخت دستگاه به شیوه سعی و خطا بیانجامد. در این پژوهش به طراحی مدل سیستم تعلیق نیمهفعال

k.	فنريت تاير تراكتور
(Tire stiffness
Ct	میرایی تایر تراکتور
-1	Tire damping ratio
i	پارامتر مشخص کننده جلو یا عقب تراکتور: i=f برای جلو و i=r برای عقب تراکتور
	A parameter to indicate front or rear of tractor: i=f for front and i=r for raer
i	پارامتر مشخص کننده راست یا چپ تراکتور: j=1 برای جلو و j=2 برای عقب تراکتور
J	A parameter to indicate left or right side of tractor: j=1 for left and j=2 for right side
7	جابهجایی عمودی هر یک از گوشههای اکسل چرخهای تراکتور
Zay	Vertical displacement of each corner of tractor wheel axle
7	جابهجایی عمودی زمین (جاده) زیر هر یک از چرخهای تراکتور
ZRij	Vertical displacement of the ground (road) beneath each of the tractor wheels
7 and 7	بەترتىب جابەجايى مركز ثقل شاسى و كابين تراكتور
ZC.G.B and ZC.G.C	Linear displacement of center of gravity of tractor chassis and cabin respectively
θ_{-} and θ_{-}	بهترتیب جابهجایی زاویهای شاسی و کابین تراکتور حول محور X
o_B and o_c	Angular displacement of the tractor chassis and cabin about X axis respectively
and a	بهترتیب جابهجایی زاویهای شاسی و کابین تراکتور حول محور Y
φ_B and φ_c	Angular displacement of the tractor chassis and cabin about Y axis respectively
m- and m	بەترتىب جرم شاسى و جرم كابين تراكتور
mg and m _c	Mass of the tractor chassis and cabin respectively
LnandLa	بهترتیب ممان اینرسی جرمی شاسی و کابین تراکتور حول محور Y
TyyB and TyyC	Mass moment of inertia of the tractor chassis and cabin about Y axis respectively
I and I	بهترتیب ممان اینرسی جرمی شاسی و کابین تراکتور حول محور X
I _{xxB} and I _{xxC}	Mass moment of inertia of the tractor chassis and cabin about X axis respectively
t landl	طول های مشخص کننده مرکز ثقل شاسی
t_1 , t_r and t_f	Lengths which determine the center of gravity of chassis
	پارامتر مشخص کننده هر یک از گوشههای شاسی و کابین که واحدهای هیدروپنوماتیکی به آنجا متصل شدهاند.
	k=1 برای گوشه عقب و چپ، k=2 برای گوشه عقب و راست، k=3 برای گوشه جلو و راست، k=4 برای گوشه جلو و چپ
k	Parameter which indicates each of the corners of tractor chassis and cabin which a hydro-
V	pneumatic unit is attached. k=1 for rear-left corner, k=2 for rear -rigth corner, k=3 for front-
	rigth corner, and k=4 for front-left corner
1	بهترتیب تغییر مکان قائم نقاط اتصال میراکنها به شاسی و کابین تراکتور
z_{bck} and z_{cck}	Vertical displacement of each point of chassis and cabin where a hydro-pneumatic unit is attached respectively
7	تغيير مكان عمودي نقطه اتصال شاسي به مركز لولاي اكسل جلو تراكتور
Zafc	Vertical displacement of the pivot point of the front axle
a	زاويه اكسل جلو با افق
u	Angle of the front axle relative to horizontal line
Ι.	ممان اینرسی جرمی اکسل جلو حول محور Y
тууд	Mass moment of inertia of the front axle about Y axis
c, and c	طول های مشخص کننده مرکز ثقل کابین
	Lengths which determine the center of gravity of cabin
c _{l-seat base} and	طولهای مشخص کننده محل اتصال پایه صندلی از مرکز ثقل کابین تراکتور

لیست علائم مورد استفاده در بخش مدل ارتعاشی کامل تراکتور

ليست علائم مورد استفاده در بخش سامانه تعليق هيدروپنوماتيكي				
i	پارامتر مشخص کننده سرهای جک هیدرولیکی: i=1 طرف بدون دسته پیستون، i=2 طرف دارای دسته پیستون			
	Parameter which determines each side of jack: i=1 for head side, i=2 for rod side			
P _{ci}	فشار سیال هیدرولیکی در هر طرف جک هیدرولیکی			
	Hydraulic oil pressure on each side of the hydraulic jack			
A_i	سطح مقطع پیستون در هر طرف جک هیدرولیکی			
	Piston area of each side of jack			
V	سرعت باز يا بسته شدن جک هيدروليکي			
	Raise or retraction velocity of the hydraulic jack			
ΔV_i	تغییر حجم هر یک از سمتهای جک هیدرولیکی			
	Volume alternation of each side of jack			
ΛX	تغيير مكان دسته پيستون جک هيدروليکی			
	Displacement of the piston arm of the hydraulic jack			
O:	دبی جریان سیال هر سمت جک هیدرولیکی			
×1	Volumetric oil flow rate of each side of jack			
i	پارامتر مشخص کننده حالت کاری انباره هیدرولیکی: j=0 مرحله قبل از نصب روی سامانه، j=1 مرحله اولیه هنگام کار و j=2 مرحله ثانویه هنگام کار			
J Det	Determines the operation mode of accumulator: j=0 pre-installation mode, j=1 initial mode, and j=2 final mode			
Pai	فشار هوا در محفظه انباره هیدرولیکی در مراحل مختلف			
± aj	Air pressure of hydraulic accumulator air chamber in different operation modes			
Vai	حجم محفظه هوایی انباره هیدرولیکی در مراحل کاری مختلف			
∗ aj	Volume of hydraulic accumulator air chamber in different operation modes			
Acpi	سطح مقطع لوله خروجي ازهر طرف جک هیدرولیکی			
UM	Cross sectional area of outlet pipe of each side of jack			
Avti	سطح مقطع گلویی متغیر هر طرف جک			
11	Cross sectional area of the variable throttle of each side of jack			
ΔP_{CPi}	اختلاف فشار دو سمت لوله خروجی از هر یک گذرگاه های خروجی جک			
· Cri	Pressure variation across the outlet port of each side of jack			
$\Delta P_{\rm VTi}$	اختلاف فشار دو سمت گلویی متغیر هر طرف جک هیدرولیکی			
- 11	Pressure variation across the variable throttle of each side of jack			

Lengths which determine the location of the seat base from the center of gravity of cabin

پيوست

fs=; aw=[]; N=numel(aw); aw=[aw.^2]; AW=0; for i=1:N AW=AW+aw(i); end AW=AW/N; $Arms = AW^{(1/2)}$

 $c_{w-seat-base}$

۱) کد برنامه محاسباتی RMS شتاب انتقالی به راننده تراکتور در محیط برنامه نویسی نرم افزار Matlab %Sampling frequency %Measured data must be entered in this vector

Heave=awa;	
fs = 10;	
T = 1/fs;	
L = size(Heave, 1);	
NFFT = $2^{nextpow2(L)}$;	

۲) کد برنامه محاسباتی PSD در محیط برنامه نویسی نرم افزار Matlab %Acceleration data awa is from "for RMS calculation section" % Sampling frequency % Sample time % Length of the signal % Next power of 2 from length of y

Win = hann(NFFT); % Window is a Hanning window of the length NFFT f = fs/2*linspace(0,1,NFFT/2); [mpsd f] = psd(Heave, NFFT, fs, Win, 0); PSD = [2*mpsd/NFFT]; %Plot PSD Graph figure (3), plot(f,PSD,'b','LineWidth',2) aro2=0.2*max(PSD); axis([0 20 0 aro2]), grid minor title('c) PSD chart obtained from high piston area & low accumulator volume'), xlabel('Frequency (Hz)'), label('PSD (m2/ s4/ Hz)')

1. Ahmadi, I. 2014. Development and evaluation of a full-vehicle vibration model of an MF 285 tractor. Research in Agricultural Engineering 60: 107-114.

- 2. Bouazara, M., M. J. Richard, and S. Rakheja. 2006. Safety and comfort analysis of a 3-D vehicle model with optimal non-linear active seat suspension. Journal of Terramechanics 43: 97-118.
- 3. Deprez, K., D. Moshou, J. Anthonis, J. D. Baerdemaeker, and H. Ramon. 2005. Improvement of vibrational comfort on agricultural vehicles by passive and semi-active cabin suspensions. Computers and Electronics in Agriculture 49: 431-440.
- 4. Donati, P. 2002. Survey of technical preventive measures to reduce whole-body vibration effects when designing mobile machinery. Journal of Sound and Vibration 253 (1): 169-183.
- 5. Duke, M., and G. Goss. 2007. Investigation of tractor driver seat performance with non-linear stiffness and on-off damper. Biosystems Engineering 96 (4): 477-486.
- 6. Hostens, I., K. Deprez, and H. Ramon. 2004. An improved design of air suspension for seats of mobile agricultural machines. Journal of Sound and Vibration 276: 141-156.
- 7. Khajavi, M. N., and V. Abdollahi. 2007. Comparison between optimized passive vehicle suspension system and semi active fuzzy logic controlled suspension system regarding ride and handling. World Academy of Science, Engineering and Technology 25: 57-61.
- 8. Lines, J. A., and K. Murphy. 1991. The stiffness of agricultural tractor tyres. Journal of Terramechanics 28 (1): 49-64.
- 9. Marsili, A., L. Ragni, G. Santoro, and G. Servadio. 2002. Innovative systems to reduce vibrations on agricultural tractors: Comparative analysis of acceleration transmitted through the driving seat. Biosystems Engineering 81 (1): 35-47.
- 10. Scarlett, A. J., J. S. Price, and R. M. Stayner. 2007. Whole-body vibration: Evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors. Journal of Terramechanics 44 (1): 65-73.
- 11. Taylor, R. K., L. L. Bashford, and M. D. Schrock. 2000. Methods for measuring vertical tire stiffness. Transactions of the ASAE 43 (6): 1415-1419.
- 12. Vitas, N., R. Torisu., and J. Takeda. 1988. Determining inertia tensor of farm tractors. Journal of the Faculty of Agriculture, Iwate University 19 (1): 37-54.

منابع