بررسی روش‌های ارزیابی و محاسبه برهمکنش چرخ با خاک کشاورزی

رضا عباسی‌نژاد[۱*]، علی‌نجات لرستانی[۲]، محمد یونسی‌الموتی[۳]

۱- کارشناس ارشد مکانیک ماشین‌های کشاورزی دانشگاه رازی کرمانشاه
۲- استادیار مکانیک بیوسیستم دانشگاه رازی کرمانشاه
۳- استادیار مکانیک ماشین‌های کشاورزی موسسه تحقیقات فنی و مهندسی کرج

ایمیل مکاتبه کننده: Abbasinejad.reza@gmail.com

چکیده

تحقیقات انجام شده تا کنون نشان می‌دهد که حدود ۲۰ تا ۵۵ درصد انرژی تراکتور در سطح درگیری چرخ و زمین اتلاف می‌شود، بنابراین تحقیق و توسعه در زمینه برهمکنش چرخ و خاک دارای اهمیت زیادی است. هدف عمده از مطالعه درگیری چرخ با خاک، ایجاد رابطه‌ای بین پارامترهای طراحی و عملکرد تراکتور و مشخصات فیزیکی و مکانیکی خاک است. روش‌های متنوعی برای مطالعه قابلیت تردد پذیری چرخ روی خاک‌های مختلف ایجاد شده است. این روش‌های متنوع را می‌توان در سه دسته اصلی روش‌های تجربی، شبه تجربی و تحلیلی طبقه بندی کرد. در این تحقیق مدل‌های ارائه شده در این سه روش مورد بررسی قرار گرفته است.

واژه‌های کلیدی: چرخ، برهمکنش، روش تحلیلی، روش شبه‌تجربی، روش تجربی

مقدمه

محیط کاری چرخ دارای تنوع بسیاری است، از جاده سخت تا زمین گل و لای، که ترددپذیری چرخ را محدود می‌کند. از قرن گذشته تلاش‌های زیادی برای کشف، توسعه و بهبود مشخصات مکانیکی درگیری بین چرخ و خاک صورت گرفته است. هدف عمده از مطالعه درگیری چرخ با خاک، ایجاد رابطه‌ای بین پارامترهای طراحی و عملکرد خودروهای خارج از جاده و مشخصات فیزیکی و مکانیکی خاک است. این رابطه، مهندسین را قادر خواهد ساخت که یک پیش‌بینی واقع گرایانه از عملکرد خودرو تحت شرایط کاری متفاوت داشته باشند(ونگ، ۲۰۱۰).

روش‌های متنوعی برای مطالعه قابلیت ترددپذیری خودروهای خارج از جاده ایجاد شده است. این روش‌های متنوع را می‌توان در سه دسته اصلی روش تجربی، روش شبه تجربی و روش تحلیلی طبقه بندی کرد(آپادیایا و همکاران، ۲۰۰۹).

مواد و روش‌ها

روش‌های محاسبه برهمکنش چرخ با خاک

روش تجربی

این رویکرد در انتهای جنگ جهانی دوم به‌عنوان روشی برای اندازه‌گیری قابلیت پیمایش چرخ بر روی خاک توسط ارتش آمریکا ابداع شد. به‌دلیل آنکه آزمایشات اولیه این روش در ایستگاه آزمایشی واتروی[1] انجام شده، این روش به روش WES نیز مشهور است. در این روش برای ارزیابی سریع خواص خاک از دستگاه شاخص مخروطی[2] بعنوان وسیله‌ی مشخص کننده پارامتر مقاومت خاک استفاده می‌شود. این پارامتر، تنها پارامتر مورد نیاز خاک در این روش نیز محسوب می‌شود(ونگ، ۲۰۱۰).

فریتج[3] در سال ۱۹٦۵، رابطه‌ای برمبنای توصیف یک پارامتر ساده و بدون بعد تحت عنوان عدد چرخ-خاک یا عدد حرکت پذیری (N)، که مشخص کننده رابطه فشار تماسی و قابلیت تحمل بار توسط خاک است را ایجاد کرد.

$$N = \frac{cbd}{W}\sqrt{\frac{\delta}{h}} \qquad (۱)$$

که در آن c مقدار شاخص مخروطی، d قطر چرخ، b عرض تایر، W نیروی عمودی وارد بر تایر، h ارتفاع مقطع تایر و δ میزان فشردگی تایر تحت بار است.

تورنج[4] در سال ۱۹۷۲، عدد چرخ- خاک را برای انطباق با خاک چسبنده خالص(نزدیک به رس اشباع) به رابطه‌ای تحت عنوان عدد رس توسعه داد.

$$N_c = \frac{cbd}{W\left(1+\frac{b}{2d}\right)}\sqrt{\frac{\delta}{h}} \qquad (۲)$$

او همچنین برای خاک اصطکاکی خالص (ماسه خشک) عدد چرخ- خاک را به رابطه‌ای تحت عنوان عدد ماسه، توسعه داد.

$$N_s = \frac{G(bd)^{\frac{s}{2}}}{W}\frac{\delta}{h} \qquad (۳)$$

که در آن G شیب نمودار مقادیر شاخص مخروطی در مقابل عمق خاک یا همان شیب مقاومت به نفوذ ماسه است.

برای خاک‌های چسبنده کامل، مقادیر شاخص مخروطی با مقاومت برشی خاک رابطه دارند، ولی برای خاک‌های اصطکاکی، مقادیر شاخص مخروطی عملکرد چرخ را به خوبی بیان نمی‌کنند(آپادیایا و همکاران، ۲۰۰۹).

در نتیجه تورنج در سال ۱۹۷۸، عدد چرخ- ماسه را بصورت زیر گسترش داد.

[1] Waterways Experiment Station
[2] Cone index
[3] Freitag
[4] Turnage

$$N = G_{sy}\frac{(bd)^{\frac{3}{2}}}{W}\frac{\delta}{h} \quad (٤)$$

که در آن G_{sy} نشان دهنده قابلیت تراکم پذیری ماسه، قطر متوسط دانه ماسه و فاکتورهای دیگر خاک است.

تورنج در سال ۱۹۷۸روابط (۵) و (٦) را نیز برای بیان مقاومت غلتشی(R) و کشش در لغزش ۲۰٪ (D_{20}) ایجاد کرد.

$$\frac{R}{W} = 0.04 + \frac{0.020}{M-2.5} \quad (۵)$$

$$\frac{D_{20}}{W} = 0.80 - \frac{1.31}{M-2.45} \quad (٦)$$

که در آن M عدد حرکت پذیری در خاک رس (N_c) است.

بریزیس[5] در سال ۱۹۷۸یک بیان بسیار گسترش یافته برای خواص کششی تایر بایاس ایجاد کرد. رویکرد او بر مبنای عدد حرکت پذیری بسط یافته بود که به نام B_n نام گذاری کرد. که B_n عددی وابسته به پارامترهای خاک و تایر است.

$$B_n = \left(\frac{cbd}{W}\right)\left(\frac{1+5\frac{\delta}{h}}{1+3\frac{\delta}{d}}\right) \quad (۷)$$

$$\frac{T}{rW} = 0.88(1-e^{-0.1B_n})(1-e^{-7.5S}) + 0.04 \quad (۸)$$

$$\frac{R}{W} = \frac{1.0}{B_n} + 0.04 + \frac{0.5S}{\sqrt{B_n}} \quad (۹)$$

که در آن T نیروی کشش و r شعاع غلتش و s لغزش (بصورت اعشاری) است.

او برای استفاده صحیح از معادلاتی که ارائه کرده بود برای چرخ‌های عقب تراکتور، یک معادله برای شاخص مخروطی پس از عبور چرخ تهیه کرد.

$$C_f = C_i(1 + 1.8e^{-0.11B_n}) \quad (۱۰)$$

که در آن C_i شاخص مخروطی قبل از عبور چرخ و C_f شاخص مخروطی پس از عبور چرخ است.

معادلات بریزیس در شرایطی بهتر کار می‌کنند که مقدار شاخص مخروطی بزرگتر از $200\ Kpa$ باشد. معادله بریزیس مقاومت حرکتی را بعنوان تابعی از لغزش بیان می‌کند. این مسئله به‌دلیل تأثیر نشست- لغزش خاک و اتلاف انرژی در تغییر شکل برشی خاک به طور مشهودی درست است(آپادیایا و همکاران، ۲۰۰۹).

الحامد[6] و همکاران در سال ۱۹۹٤ در معادلات ارائه شده توسط بریزیس در معادله (۸) به جای۷/۵، ۹/۵ و به‌جای ۰/۰٤، ۰/۰۳۲ و به‌جای ۱، ۰/۹ را برای تایرهای رادیال جایگذاری کردند.

اوانز[7] در سال ۱۹۸۹ معادلات بریزیس را برای تراکتورهای چهار چرخ محرک به کار بردند. اما ثابت‌هایی را انتخاب کردن، که بهتر با داده‌های آزمایشگاهی منطبق شوند. اوانز در سال ۱۹۸۹ فرمول زیر را برای نیروی کشش استفاده کرد.

[5] Brixius
[6] Al-Hamed
[7] Evans

$$\frac{T}{rW} = C_1(1 - e^{-C_2 B_n})(1 - e^{-C_3 S}) + 0.04 \quad (11)$$

که در آن T نیروی کشش و W بار عمودی روی چرخ و C_1 و C_2 و C_3 ثابت‌های مربوط به خاک، تراکتور و سطح رابط تایر و خاک است.

مطابق رویکرد عدد حرکت پذیری فریتج و تورنج، دیویر[8] در سال ۱۹۸۵ رابطه‌ای برای ضریب مقاومت غلتشی و کشش خالص در لغزش ۲۰٪ و کشش خالص ماکزیمم ایجاد کرد. این معادلات آخرین معادلات تعمیم یافته از رویکرد عدد حرکت پذیری است که بر پایه تست‌های بی‌شمار اجرا شده درطی چندین سال در بیش ۱۵۰ حالت مختلف از شرایط زمین می‌باشد.

$$C_T = (C_T)_{max}(1 - e^{-KS}) \quad (12)$$

$$TE = \frac{C_T(1 - S)}{C_T + C_R} \quad (13)$$

$$C_R = 0.049 + \frac{0.287}{M} \quad (14)$$

$$(C_T)_{max} = 0.796 - \frac{0.92}{M} \quad (15)$$

$$K(C_T)_{max} = 4.838 + 0.061M \quad (16)$$

که در آن C_T ضریب کشش خالص، $(C_T)_{max}$ ضریب کشش خالص ماکزیمم، C_R ضریب مقاومت غلتشی و K ثابت معادله و M عدد چرخ هستند.

$$M = \left(\frac{cbd}{W}\right)\sqrt{\frac{\delta}{h}}\left(\frac{1}{1+\frac{b}{2d}}\right) \quad (17)$$

ویسمر[9] و لوث[10] در سال ۱۹۷۳ یک پارامتر بدون بعد تحت عنوان عدد چرخ (C_n) برای تایرهای بکار گرفته شده در خاک‌های چسبنده و اصطکاکی ارائه کردند.

$$N_{cs}(C_n) = \frac{cbd}{W} \quad (18)$$

آن‌ها همچنین روابط پرکاربرد (۱۹) و (۲۰) را نیز برای مقاومت غلتشی و گشتاور تایر ارائه کردند.

$$\frac{R}{W} = \left(\frac{1.2}{C_n}\right) + 0.04 \quad (19)$$

$$\frac{T}{rW} = 0.75(1 - e^{-0.3C_n S}) \quad (20)$$

[8] Dwyer
[9] Wismer
[10] Luth

که در آن C_n عدد چرخ، T گشتاور ورودی،r شعاع غلتش در شرایط صفر یعنی کشش خالص صفر در لغزش صفر بر روی زمین سخت و s لغزش (بصورت اعشاری) است. این روابط برای شرایط b/d=0.3 و δ/h=0.2 در فشار اسمی باد تایر و r/d=0.475 معتبر هستند.

در شرایطی که مقادیر آزمایشگاهی در دسترس نباشد، برای تخمین شعاع غلتش، مطابق با معادلات ویسمر و لوث، چارلز[11] و اسکورینگ[12] یک رابطه تجربی ارائه کردند.

$$r = \frac{2.5(UR.LR)}{1.5(UR+LR)} \qquad (۲۱)$$

که در آن UR شعاع در حالت بدون بار و LR شعاع در حالت بارگذاری شده است.

در سال ۱۹۸٤ چارلز و اسکورینگ رابطه تجربی دیگری برای بدست آوردن شعاع غلتش ارائه کردند.

$$r = (1-K)UR + K.LR \qquad (۲۲)$$

سادگی معادلات ویسمر و لوث به همراه اینکه فقط به یک پارامتر مقاومت خاک(شاخص مخروطی) نیاز است، باعث استفاده گسترده این معادلات شده است(آپادیایا و همکاران، ۲۰۰۹).

خالد[13] و اسمیت[14] در سال ۱۹۸۱ از روابط گسترش یافته ویسمر و لوث استفاده کردند.

$$\frac{R}{W} = \beta C_n + \rho \qquad (۲۳)$$

$$\frac{D}{W} = \theta\left(1 - e^{-(\lambda+\mu C_n)S}\right) - \frac{R}{W} \qquad (۲٤)$$

که در آن β، ρ، θ، λ و μ پارامترهای تایر و خاک هستند (اوانس و همکاران، ۱۹۸۹).

کلارک[15] در سال ۱۹۸۵ نیز از معادلات گسترش یافته ویسمر و لوث استفاده کرد.

$$\frac{D}{W} = C_3\left[1 - e^{-C_4(C_n S)}\right] - \frac{R}{W} \qquad (۲۵)$$

$$\frac{R}{W} = \frac{C_1}{C_n} + C_2 \qquad (۲٦)$$

که در آن C_1، C_2، C_3 و C_4 ثابت های رابطه هستند.

رومر[16] و آشمور[17] در سال ۱۹۸٦یک بخش ($\frac{W}{W_R}$) را به معادله ویسمر و لوث برای تخمین سر خوردن تایر اضافه کردند.

$$\frac{T}{rW} = -0.47\left(1 - e^{-0.20(C_n S)}\right) + 0.28\left(\frac{W}{W_R}\right) \qquad (۲۷)$$

---

11 Charles
12 Schuring
13 Khalid
14 Smith
15 Clark
16 Rummer
17 Ashmore

$$\frac{R}{W} = -0.10\frac{W}{W_R} + \frac{0.22}{C_n} + 0.20 \quad (۲۸)$$

که در آن W_R بار مجاز بر روی تایر در فشار باد تایر مشخص شده است.

وانگ[18] و زویرب[19] در سال ۱۹۸۸نگرش ویسمر و لوث را برای بررسی خواص کششی تراکتور های چهار چرخ محرک استفاده کردند. آن‌ها نشان دادند که مقاومت حرکتی به لغزش برطبق معادله (۲۹) وابسته است.

$$\frac{R}{W} = \left(\frac{1.2}{C_n}\right) + 0.04 + 0.5(S - 0.08) \quad (۲۹)$$

آن‌ها نشان دادند که مفهوم شاخص کشش نسبت به شاخص مخروطی برای تخمین میزان کشش مناسب‌تر است. این کمیت می‌تواند در حال حرکت بوسیله رایانه همراه با حل معکوس معادله ویسمر و لوث بدست آید. و سپس این اطلاعات می‌تواند برای بهینه کردن کشش استفاده شود.

رولا[20] و نوتال[21] در سال ۱۹۷۱یک مدل تجربی مشهور به شاخص مخروطی خودرویی(VCI) برای پیشگویی عملکرد خودرو و قابلیت تردد پذیری خاک ارئه کردند. همانگونه که در معادله‌های (۳۰)، (۳۱) و (۳۲) مشخص است VCI شاخصی است برای پیشگویی مقاومت حداقلی خاک در لایه بحرانی خاک برای خودرو در حرکت بر روی خاک با تعداد عبور و مرور معین. شاخص حرکت MI برای محاسبه تاثیر ویژگی‌های طراحی خودرو در VCI است. K_{cp} فاکتور فشار تماسی است که برابر با وزن ناخالص خودرو تقسیم بر سطح تماس است. K_w فاکتور وزن است که برای وزن کمتر از ۲۲/۲٤ تن برابر ۱ است. برابر ۱/۲ است وقتی وزن بین ۲۲/۲٤ تا ۳۱/۱٤ تن است. مساوی ۱/٤ است وقتی وزن بین ۳۱/۱٤ تا ٤٤/٤۸ تن است. و برابر ۱/۸ است وقتی وزن بزرگتر از ٤٤/٤۸ تن باشد. K_t فاکتور خط اثر است که برابر عرض لاستیک تقسیم بر۱۰۰ است. K_g فاکتور چرخ است که برابر با ۱ است وقتی ارتفاع چرخ کمتر از ۳/۸ سانتی متر باشد، و برابر است ۱/۱ وقتی ارتفاع بیشتر از ۳/۸ سانتی متر باشد. K_{bg} فاکتور چرخ جفت است که برابر است با اندازه وزن ناخالص خودرو تقسیم بر ۱۰. K_{cl} فاکتور فضای خالی است که مساوی است با اندازه فضای خالی تقسیم بر ۱۰. K_{en} فاکتور موتور است که برابر است با ۱ وقتی توان موتور تقسیم بر وزن خودرو از ۸/۲ بزرگتر باشد و برابر است با ۱/۰۵ وقتی کمتر از ۸/۲ باشد. K_{tr} فاکتور جعبه دنده است که برابر است با ۱ برای خودروهای دنده اتوماتیک و ۱/۰۵ برای خودروهای دنده دستی.

$$VCI_1 = 7.0 + 0.2MI - \left(\frac{39.2}{MI + 5.6}\right) \quad (۳۰)$$

$$VCI_{50} = 19.72 + 0.43MI - \left(\frac{125.79}{MI + 7.08}\right) \quad (۳۱)$$

[18] Wang
[19] Zoerb
[20] Rula
[21] Nuttall

$$MI = \left(\frac{K_{cp} \times K_w}{K_t \times K_g} + K_{bg} - K_{cl}\right) \times K_{en} \times K_{tr} \quad (۳۲)$$

VCI_1 شاخص مخروطی خودرو برای اولین عبور و VCI_{50} شاخص مخروطی خودرو برای پنجاه‌امین عبور.

روش شبه‌تجربی

رویکرد شبه تجربی یا پارامتری از دو وسیله برای بیان مشخصات درگیری تایرو خاک استفاده می‌کند. تغییر شکل عمودی خاک تحت بار، مانند تغییر شکل خاک تحت یک صفحه صاف فرض می‌شود و تغییر شکل برشی خاک زیر تایر، مانند تغییر شکل برشی خاک تحت وسایل برشی پیچشی فرض می‌شود. معمولاً یک وسیله‌ای که به بوامتر[۲۲] مشهور است برای بدست آوردن پارامترهای ضروری خاک مورد استفاده قرار می‌گیرد(آپادایا و همکاران، ۲۰۰۹).

برنستین[۲۳]یک مدل برای تشخیص رابطه بین فشار و نشست تحت یک صفحه صاف فشاری بصورت رابطه(۳۳) ارائه کرد.

$$Z = K\sqrt{P} \quad (۳۳)$$

Z نشست خاک است و K مدول تغییر شکل خاک و P فشار وارده است(آپادایا و همکاران، ۲۰۰۹).

گوریاچکین[۲٤] در سال ۱۹۳٦رابطه برنستین را بصورت رابطه (۳٤) معکوس کرد.

$$P = K_1 Z^n \quad (۳٤)$$

که K_1 سختی خاک، و n نمای نشست خاک هستند(آپادایا و همکاران، ۲۰۰۹).

بوسیله بسط روابط برنستین و گوریاچکین، بکر[۲۵] در سال ۱۹۵٦رابطه‌ی فشار- نشست را برای خاک همگن به کمک دستگاه بوامتر ایجاد کرد. او ارائه کرد که مدول‌های تغییر شکل خاک از دو مولفه تشکیل شده‌اند، یکی به دلیل خاصیت چسبندگی خاک K_c و دیگری به دلیل خاصیت اصطکاکی خاک K_φ.

$$P = \left[\left(\frac{K_c}{b}\right) + K_\varphi\right] Z^n \quad (۳۵)$$

پارامترهای K_c و K_φ دارای ابعاد مختلفی بسته به توان n هستند. و b کوچکترین ضلع صفحه فشار است.

بکر در سال ۱۹٦۹ یک بیان برای فشار باد تایر که بیشتر از آن تایر بصورت صلب رفتار می‌کند، ایجاد کرد.

$$P_{gcr} = \left(\frac{K_c}{b} + K_\varphi\right)^{\frac{1}{2n+1}} \left(\frac{3W}{(3-n)b\sqrt{D}}\right)^{\frac{2n}{2n+1}} \quad (۳٦)$$

در آن P_{gcr} فشار بحرانی، W بار اکسل محوری و D قطر تایر هستند.

بکر در سال ۱۹٦۹ براساس فرض برینستین که مقاومت غلتشی وارد بر چرخ به سبب کار انجام شده برای تغییر شکل خاک زیر چرخ است، رابطه (۳۷) را برای محاسبه مولفه‌ی تراکمی مقامت غلتشی ارائه کرد.

$$R_c = \frac{1}{(n+1)\left(K_c + bK_\varphi\right)^{\frac{1}{n}}} \left(\frac{W}{l}\right)^{\frac{n+1}{n}} \quad (۳۷)$$

---

[22] bevameter
[23] Bernstein
[24] Goriatchkin
[25] Bekker

با در نظر گرفتن انحنای چرخ صلب بکر بیان خود را درباره نشست و مولفه‌های تراکم مقاومت غلتشی بصورت رابطه‌های (۳۸) و (۳۹) فرمول‌بندی کرد.

$$R_c = \frac{1}{(3-n)^{\frac{2n+2}{2n+1}}(n+1)\left(K_c + bK_\varphi\right)^{\frac{1}{2n+1}}}\left(\frac{3W}{\sqrt{d}}\right)^{\frac{2n+2}{2n+1}} \quad (۳۸)$$

$$Z = \left[\frac{3W}{(3-n)\left(K_c+bK_\varphi\right)\sqrt{d}}\right]^{\frac{2}{2n+1}} \quad (۳۹)$$

بکر همچنین یک بیان دیگر برای پیشگویی مقاومت غلتشی تایر تغییر شکل پذیر، ایجاد کرد.

در این مورد مولفه‌ی تراکمی مقاومت غلتشی اگر از رابطه (٤۰) برای محاسبه فشار زمینی استفاده شود، می‌تواند محاسبه شود.

$$P_g = P_i + P_c \quad (٤۰)$$

P_i فشار باد تایر می‌باشد، در حالی که سختی اسکلت تایر با P_c بیان می‌شود. اگر معادله (٤۰) برای بیان بار ایجاد شده بوسیله قسمت صاف تایر استفاده شود، رابطه (٤۱) بدست می‌آید.

$$R_c = \frac{[b(P_i+P_c)]^{\frac{n+1}{n}}}{\left(K_c+bK_\varphi\right)^{\frac{1}{n}}(n+1)} \quad (٤۱)$$

بکر معادله‌ای را نیز برای توصیف رابطه تنش برشی- جابه‌جایی برای خاک شکننده ارائه داد.

$$\frac{\tau}{\tau_{max}} = \frac{e^{(-K_2+\sqrt{K_2^2-1})K_1 j} - e^{(-K_2-\sqrt{K_2^2-1})K_1 j}}{e^{(-K_2+\sqrt{K_2^2-1})K_1 j_0} - e^{(-K_2-\sqrt{K_2^2-1})K_1 j_0}} \quad (٤۲)$$

که در آن K_1 و K_2 پارامترهای تجربی معادله بکر هستند و j جابه‌جایی برشی و j_0 جابه‌جایی برشی در تنش برشی ماکزیمم هستند.

جانوسی[۲٦] و هاناموتو[۲۷] در سال ۱۹٦۱ یک مدل بسط یافته از رابطه تنش برشی- تغییر شکل برپایه معادله بکر ارائه دادند. این معادله بسط یافته به دلیل سادگی که فقط شامل یک ثابت است، به صورت گسترده در کشاورزی استفاده می‌شود.

$$\tau = \tau_{max}\left(1 - e^{-\frac{j}{k}}\right) \quad (٤۳)$$

که در آن $\tau_{max} = c + P\tan\varphi$ و c چسبندگی خاک، φ زاویه اصطکاک داخلی، j تغییر شکل برشی، k مدول برشی هستند.

اویدا[۲۸] در سال ۱۹۷۵ یک معادله تنش برشی- جابه‌جایی برای خاک لومی ارائه کرد.

[26] Janosi
[27] Hanamoto

تشخیص ثابت‌های معادله اویدا به دلیل ویژگی‌های غیر خطی در رابطه، یک پروسه کاملا پیچیده و وقت گیر است(آپادیایا و همکاران، ۲۰۰۹).

$$\frac{\tau}{\tau_{max}} = K_r\left[1-\frac{\sqrt{1-K_r}\left[1+\frac{(\sqrt{1-K_r}-1)}{K_r}\right]^{\frac{j}{j_0}}}{\sqrt{1-K_r}\left(1-\frac{2}{K_r}\right)+\frac{2}{K_r}-2}\right]\left[1-\left[1+\frac{(\sqrt{1-K_r}-1)}{K_r}\right]^{\frac{j}{j_0}}\right] \quad (٤٤)$$

ونگ[29] در سال ۱۹۸٤معادله اویدا را برای ساده سازی تشخیص ثابت‌ها بصورت معادله (٤٥) گسترش داد.

$$\frac{\tau}{\tau_{max}} = K_r\left[1+\left(\frac{1}{K_r\left(1-\frac{1}{e}\right)}-1\right)e^{1-\frac{j}{j_0}}\right]\left(1-e^{1-\frac{j}{j_0}}\right) \quad (٤٥)$$

که K_r نسبت تنش برشی پسماند به تنش برشی ماکزیمم است (محسنی منش و همکاران، ۲۰۰۹).

ونگ و پریستون-توماس در سال ۱۹۸٤ برای خاک‌های چسبنده معادله (٤٦) را ارائه دادند (مولونگی و همکاران، ۲۰۰۷)

$$\frac{\tau}{\tau_{max}} = \left(\frac{j}{j_0}\right)e^{\left(1-\frac{j}{j_0}\right)} \quad (٤٦)$$

ریس[30] در سال ۱۹٦٤ اعتبار معادله نشست- فشار بکر را بررسی کرد. او مشاهده کرد که پارامترهای نشست خاک در معادله بکر به طور محسوسی با ابعاد صفحه صاف آزمایش تغییر می‌کند. او از مکانیک کلاسیک خاک برای تحلیل شکست خاک تحت بار نواری استفاده کرد و پارامترهای بدون بعدی را برپایه نتایج آزمایشگاهی ایجاد کرد و در نهایت رابطه فشار-نشست را بصورت رابطه (٤٧) بیان کرد.

$$P = \left(cK_c' + \gamma bK_\varphi'\right)\left(\frac{z}{b}\right)^n \quad (٤٧)$$

که K_c' و K_φ' مدول های بدون بعد نشست خاک هستند.

ریس نشان داد که تاثیر K_c' بر فشار اعمال شده برای ماسه‌های خشک و بدون چسبندگی می‌تواند صرف نظر شود و تاثیر K_φ' بر فشار اعمال شده برای رس غیر اصطکاکی و چسبنده می‌تواند صرف نظر شود. رابطه ریس مزیت دیگری که دارد، با روابط ترزاگی و میرهوف مطابقت دارد که یک پایه تئوریک استوار برای این روابط است(آپادیایا و همکاران، ۲۰۰۹).

رابطه ریس تطبیق خوبی با نتایج عملی بدست آمده بوسیله تست صفحه نشست در خاک‌های رس و ماسه‌ای نشان داد(آپادیایا و همکاران، ۲۰۰۹).

میریون-گریفیث[31] و سپنکو[32] در سال ۲۰۱۱ برپایه داده‌های آزمایشگاهی برای پنج تایر مختلف مدل کلاسیک رابطه فشار نشست را برای تایرهای کوچک بصورت زیر توسعه دادند.

$$P = K'Z^{n'}d^m \quad (٤٨)$$

---

[29] Wong
[30] Reece
[31] Meirion-Griffith
[32] Spenko

که K' ،n' و m پارامترهای فشار- نشست خاک هستند.

رابطه (٤٨) نشان داد که قطر تایر نقش مهمی را در رابطه فشار نشست بازی می‌کند(آپادیایا و همکاران، ۲۰۰۹).

ونگ اطلاعات ریاضی‌واری را برای تخمین مقاومت حرکتی و نیروی کشش چرخ محرک در سال ۱۹٦۷تهیه کرد(ونگ، ۲۰۱۰).

$$Z_0 = \left(\frac{P_{gr}}{\frac{K_c}{b}+K_\varphi}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (٤٩)$$

$$MR = \frac{b P_{gr}^{\frac{n+1}{n}}}{(n+1)\left(\frac{K_c}{b}+K_\varphi\right)^{\frac{1}{n}}} \quad (٥٠)$$

که در آن Z_0 تغییر شکل ماکزیمم خاک، $P_{gr} = P_c + P_i$ میانگین فشار زمینی، P_c فشار به سبب سختی بدنه تایر، P_i فشار باد تایر، MR مقاومت حرکتی هستند(ونگ، ۲۰۱۰).

ونگ معادله‌ای نیز برای توصیف واکنش خاک برای بارگذاری‌های مکرر بصورت رابطه (٥١) منتشر کرد(ونگ، ۲۰۱۰).

$$P = \left(\frac{K_c}{b} + K_\varphi\right) Z_A{}^n - K_u(Z_A - Z) \quad (٥١)$$

اوانز و همکاران در سال ۱۹۸۹ در بررسی‌های خود برای عملکرد خودروهای نظامی چرخ زنجیردار عمل کننده در خاک‌های رس پیشنهاد کرد که فشار زیر چرخ‌زنجیر با نشست بصورت معادله (٥٢) رابطه دارد.

$$P = 8.28c\left(1 - e^{-K\frac{Z}{b}}\right) \quad (٥٢)$$

که در آن c چسبندگی خاک، K ثابت تغییر شکل خاک، b عرض چرخ زنجیر و Z نشست خاک هستند.

یوفلمان[33] عملکرد چرخ صلب را در نشست کم خاک بررسی کرد و معادله (٥٢) را بصورت معادله (٥٣) گسترش داد(ونگ، ۲۰۱۰).

$$P = 5.7c \quad (٥٣)$$

و سپس نشست خاک و مقاومت غلتشی را بدست آورد. این معادلات به دلیل سادگی برتری دارند اما فقط برای خاک‌های رس معتبر هستند(ونگ، ۲۰۱۰).

$$Z = \frac{W^2}{(5.7c)^2 b^2 d} \quad (٥٤)$$

$$R = \frac{W^2}{5.7cbd} \quad (٥٥)$$

روش تحلیلی

روش تحلیلی روش بسیار جذابی است، که فهم پایه‌ای و اصولی از فرایند درگیری تایر و خاک ارائه می‌کند. در این روش برای پیشگویی صحیح عملکرد تایر، نیاز به پیدا کردن توزیع تنش‌های عمودی و برشی در سطح درگیری تایر و خاک است که حالت‌های تئوریک آن در مکانیک خاک کلاسیک موجود است(آپادیایا و همکاران، ۲۰۰۹).

[33] ufelman

گرچه مدل‌های بر پایه الاستیسیته، مانند معادلات بوسینیسک[۳٤]، برای تعیین توزیع تنش در داخل خاک مفید هستند اما ارزش کمی در مسائل تخمین کشش تایر در خاک دارند. مدل‌های بر پایه تئوری فشار غیرفعال رانکین یا تئوری پلاستیسیته، استفاده گسترده‌ای در مسائل درگیری تایر و خاک پیدا کرده است. این مدل‌ها خاک را به عنوان یک ماده صلب–پلاستیک فرض می‌کنند و معیار مور–کلمب به عنوان معیار شکست خاک در این مدل‌ها استفاده می‌شود(آپادیایا و همکاران، ۲۰۰۹).

به‌دلیل آنکه معادلات دیفرانسیلی تعادل پلاستیک در خاک با روش‌های مرسول ریاضی به صورت دقیقی قابل حل نیست، روش های حل عددی برای حل این معادلات استفاده می‌شود که از رایج‌ترین آن‌ها روش المان محدود است که بوسیله مدل‌سازی رایانه‌ای نتایج نسبتاً دقیقی بدست می‌دهد(آپادیایا و همکاران، ۲۰۰۹).

توزیع تنش و تغییر شکل خاک تحت بار اکسل تراکتور بوسیله مدل دو بعدی اجزا محدود، اولین بار توسط پرومپرا[۳۵] در سال ۱۹۷۱ ارائه شد که در آن چرخ بصورت ثابت با خاک درگیر بود و خاک بصورت الاستیک غیر خطی و سطح تماس تایر با خاک به شکل بیضی فرض شد.

یانگ[۳٦] و فتاح[۳۷] در سال ۱۹۷٦ یک مدل دو بعدی اجزا محدود برای تحلیل درگیری تایر صلب با خاک الاستیک ارائه دادند. در این مدل تنش قائم، تنش برشی و خواص برهمکنش بعنوان ورودی مدل نیاز هستند و در ابتدا چرخ در حالت سکون برای بررسی دینامیک نشست خاک با خاک درگیر شد سپس آنالیز حرکت پایای چرخ برای بدست آوردن کشش مالبندی و رفتار خاک ارائه شد.

پی[۳۸] در سال۱۹۸۸ یک مدل دو بعدی از تایر الاستیک و خاک ویسکو الاستیک ارائه کرد. که توزیع فشار تماسی، تغییر شکل خاک و سطح تصویر تایر برخاک توسط این مدل بدست می‌آید.

لیو[۳۹] و وانگ در سال ۱۹۹٦ شبیه‌سازی دو بعدی درگیری تایر و خاک را با اندازه گیری‌های تجربی مقایسه کردند و نشان دادند که در سطح قابل قبولی مدل‌ها بر واقعیت انطباق دارند.

آیوبل[٤۰] در سال ۱۹۹۳ یک مدل دو بعدی اجزا محدود برای بدست آوردن تراکم خاک و عملکرد دینامیکی تایر ایجاد کرد.

فرورز[٤۱] در سال ۱۹۹٤ مدل آیوبل را برای بررسی تاثیر طرح های آج مختلف، فشار باد تایر و لغزش اصلاح کرد.

شوپ[٤۲] و همکاران در سال ۱۹۹۹یک مدل سه بعدی از درگیری تایر و برف پیشنهاد داد که توانایی حرکت تایر بر روی برف با ضخامت‌های مختلف را شبیه سازی کرد، که البته تایر صلب در نظر گرفته شده بود.

شوپ و دارنل[٤۳] در سال ۲۰۰۲ یک مدل سه بعدی اجزا محدود با تایر تغییر شکل‌پذیر و خاک نرم را برای شبیه سازی توانایی پیمایش تایر و تغییرشکل خاک ارائه کردند.

---

34 busenisqe
35 Perumpral
36 Yong
37 Fattah
38 Pi
39 Liu
40 Aubel
41 Fervers
42 Shoop

ژانگ[٤٤] و همکاران در سال ۲۰۰۱ مدل سه بعدی اجزا محدودی برای بررسی توزیع تنش در ناحیه تماس ارائه کرد.

سویی[٤٥] و همکاران در سال ۲۰۰۷ مدل اجزا محدودی بر مبنای برنامه پلاکسیس[٤٦] برای بررسی تنش های عمودی در ناحیه تماس ایجاد کرد.

مولونگی[٤٧] و همکاران در سال ۲۰۰۷ زمین را به چهار لایه تقسیم کرد و بوسیله نرم‌افزار انسیس تأثیر فشار تایر، ابعاد تایر و بار اکسل را بر زمین تغییر شکل پذیر بررسی کرد.

هامبلتون[٤٨] و دریسچر[٤٩] در سال ۲۰۰۹ رابطه نشست و بار محوری تراکتور را بوسیله روابط تحلیلی و مدل های المان محدود بررسی کردند که منحی های نشست- بار برای این دو روش الگوی مشابهی داشتند.

محسنی‌منش تایر را بوسیله مدلساری غیر خطی اجزا محدود مدل سازی کرد و آن را با نتایج آزمایشات تجربی مقایسه کرد و درگیری تایر با خاک دارای لایه‌های مختلف را در نرم افزار انسیس بررسی کرد.

ژیبا[٥٠] در سال ۲۰۱۰ از مدل دراکر پراگر برای توصیف پلاستیسیته خاک و لاستیک تراکم ناپذیر برای توصیف تایر استفاده کرد و درگیری آن‌ها در نرم افزار آباکوس با صرف نظر از طرح آج تایر شبیه‌سازی کرد و تأثیر فشار باد تایر، بار چرخ، سرعت حرکت بر تراکم خاک و پیمایش تایر را بررسی کرد.

بریس[٥١] و آنگوریان[٥٢] در سال ۲۰۱۱ روش اجزا محدود را برای بررسی تأثیر فشار باد بر تنش و کرنش در تایر تراکتور بکار گرفت و تایر را به عنوان ماده هایپرالاستیک در نرم افزار انسیس تحلیل کرد.

پروایکسیما[٥٣] و کروسی[٥٤] در سال ۲۰۱۱۱ برای حل مشکل تغییر شکل های بزرگ در ماسه، آن را به عنوان ماده پیوسته اویلری و همچنین تایر را به عنوان نمونه لاگرانژی در شبیه‌سازی اجزا محدود خود مدل کرد.

لیی[٥٥] در سال ۲۰۱۱ بدون در نظر گرفتن طرح آج تایر را به عنوان ماده الاستیک، ویسکوالاستیک و هایپرالاستیک و زمین را با استفاده از مدل اصلاح شده دراکر پراگر مدل‌سازی کرد و کشش تایر، مقاومت غلتشی، نیروی مالبندی، فرو رفتگی تایر، چگالی زمین و تنش‌های عمودی و برشی در ناحیه تماس را بدست آورد.

---

43 Darnell
44 Zhang
45 Cui
46 PLAXIS
47 Mulungye
48 Hambleton
49 Drescher
50 Xia
51 Biris
52 Ungureanu
53 Pruiksma
54 Kruse
55 Lee

چویی[56] و همکاران در سال ۲۰۱۲ عملکرد کششی و ترمزی تایر خودروهای سواری را بر روی برف بوسیله نرم افزار اجزا محدود دیتران[57] بررسی کردند که در گیری بین تایر و برف با استفاده از رابطه اویلر– لاگرانژ بیان شده که از چهار طرح آج تایرهای سواری در بلوک‌های مختلف برف از نظر سختی سطح پوشیده از برف استفاده شد و نشان دادند برای کدام طرح آج عملکرد کششی مانند کشش خالص و مقامت غلتشی مناسب‌تر است.

هاوولی[58] و اسکیندر[59] در سال ۲۰۱۰ تایر را بصورت کامل با در نظر گرفتن ویژه‌گی‌های ساختاری آن مدل کردند و تحلیل دینامیکی برهمکنش تایر–خاک را در نرم‌افزار آدامز شبیه سازی کرد و با داده‌های بدست آمده از روش‌های تحلیلی مقایسه کردند.

نتیجه‌گیری

در کل هریک از این روش‌های ارائه شده در موارد خاصی کاربرد داشته و معتبر هستند اما در کل روش‌های تجربی برای ارزیابی سریع قابلیت پیمایش چرخ بر روی خاک و همچنین مقایسه عملکرد چرخ‌های مختلف در شرایط یکسان زمین هستند و روش‌های شبه تجربی و تحلیلی برای طراحی و توسعه و بهینه سازی برهمکنش چرخ و خاک هستند. روش شبه تجربی و تحلیلی کلاسیک در موارد با پیچیدگی کمتر و روش تحلیلی با استفاده از محاسبات عددی بویژه روش اجزا محدود برای موارد با پیچیدگی بیشتر(آپادیایا و همکاران، ۲۰۰۹).

منابع و مآخذ

1. Al-Hamed, S. A., R. D. Grisso, F. M. Zoz, and Von Bargen, K. 1994. Tractor performancespreadsheet for radial tires. Computers and Electronics in Agric. 10 45-62.
2. Aubel, T. 1993. FEM simulation of the interaction between elastic tire and soft soil. In Proceedings, 11th International Conference of the ISTVS, Lake Tahoe, Nevada.
3. Bekker, M. G. 1956. Theory of Land Locomotion. The Mechanics of Vehicle Mobility. Ann Arbor, Mich.: Univ. Michigan Press.
4. Bekker, M. G. 1969. Introduction to Terrain-Vehicle Systems. Ann Arbor, Mich.: Univ. Michigan Press.
5. Biris, S. and Ungureanu, N. 2011. FEM Model to study the influence of tire pressure on agricultural tractor wheel deformations. Engineering for Rural Development, 10, 223-228.
6. Brixius, W. W. 1987. Traction prediction equations for bias ply tires. ASAE PaperNo. 87-1622.St. Joseph, Mich.: ASAE.
7. Charles, M., and Schuring, D. J. 1984. An empirical model for predicting the effective rolling radius of agricultural drive tires. ASAE Paper No. 84-1555. St. Joseph, Mich.: ASAE.
8. Choi, J. H. et. al. 2012. Numerical investigation of snow traction characteristics of 3-D patterned tire. Journal of Terramechanic, 49 (2), 81-93.
9. Clark, R. L. 1985. Tractive modelling with the modified Wismer and Luth model. ASAE Paper No. 85-1049. St. Joseph, Mich.: ASAE.

[56] Choi
[57] MSC/Dytran
[58] Hao Li
[59] Schindler

10. Cui, K. Defossez, P. and Richard G. 2007. A new approach for modelling vertical stress distribution at the soil/tire interface to predict the compaction of cultivated soils by using the PLAXIS code. Soil and Tillage Research, 95 (1/2), 277-287.
11. Dwyer, M. J. 1985. Predicting tractive performance. In Proc. Intl. Conf. on Soil Dynamics, 4:679-692. Auburn, Ala. Auburn Univ.
12. Evans, M. D. R. L. Clark. And Manor, G. 1989. A traction prediction and ballast selection model. ASAE Paper No. 89-1054. St. Joseph, Mich.: ASAE.
13. Fervers, C. W. 1994. FE simulations of tire-profile effects on traction on soft soil. In Proceedings, 6th European Conference of the ISTVS, Vienna, Austria.
14. Freitag, D. R. 1965. A dimensional analysis of the performance of pneumatic tires on soft soils. Technical Report No. 3-688. Vicksburg, Mississippi, USA. US Army Engineer Waterways Experiment Station.
15. Hambleton, J. P. and Drescher, A. 2009. Modeling wheel-induced rutting in soils Rolling. Journal of Terramechanics, 46, 35-47.
16. Khalid, M. and J. L. Smith 1981. Predicting tractor performance of four wheel drive tractors. ASAE Paper No. 81-1538. St. Joseph, Mich. ASAE.
17. Lee J. H. 2011. Finite element modeling of interfacial forces and contact stresses of pneumatic tire on fresh snow for combined longitudinal and lateral slips. Journal of Terramechanics, 48, 171-197.
18. Li H. and Schindler, C. 2010. Three-dimensional finite element and analytical modelling of tyre–soil interaction. Journal of Multi-body Dynamics227 (1) 42–60.
19. Liu, C. H. and Wong, J. Y. 1996. Numerical simulations of tire-soil interaction based on critical state soil mechanics. Journal of Terramechanics, 33, 209-221.
20. Meirion-Griffith, Spenko, G. 2011. M. A modified pressure-sinkage model for small, rigid wheels on deformable terrains. Journal of Terramechanics, 48 (2), 149-155.
21. Mohsenimanesh, A. Ward, S. M. Owende, P. O. and Javadi, M. A. 2009. Modelling of Pneumatic Tractor Tyre Interaction with Multi-layered Soil. Biosystems Engineering, 104(2)191-198.
22. Mulungye, R. M. Owende, P. M. O. and Mellon, K. 2007. Finite element modelling of flexible pavements on soft soil subgrades. Materials and Design, 28, 739-756.
23. Oida, A. 1975. Analysis of tractive performance of tracklaying tractor. Tech. Rep. 4: 157-184. Kyoto, Japan: Farm Power and Machinery Lab.
24. Perumpral, J. V. Liljedahl, J. B. and Perloff, W. H. 1971. A numerical method for predicting the stress distribution and soil deformation under a tractor wheel. Journal of Terramechanics, 8, 9-22.
25. Pi, W. S. 1988. Dynamic tire/soil contact surface interaction model for aircraft ground operations. Journal of Aircraft, 25(11),1038-1044.
26. Pruiksma J. P. and Kruse, G. A. M. 2011. Tractive Performance Modelling of ExoMars Rover Wheel Design on Loosely Packed Soil Using the Coupled Eulerian Lagrangian Finite Element Technique.
27. Reece, A. R. 1964. Problems of soil vehicle mechanics. Report No. 8470. Warren, Mich.: Components R&D Laboratories, Land Locomotion Laboratory.
28. Rula, A. and Nuttall, J. 1971. An Analysis of Ground Mobility Models (ANAMOB). Technical Report M-71-4. U. S. Army Engineer Waterways Experiment Station. Vicksburg, Mississippi.
29. Rummer, R., and C. Ashmore. 1986. Factors affecting the rolling resistance of rubber-tired skidders. ASAE Paper No. 86-1611. St. Joseph, Mich.: ASAE.
30. Shoop, S. A. and Darnell, I. 2002. Analysis of Tire Models for Rolling on a Deformable Substrate. Tire Science and Technology, 30 (3), 180-197.

31. Shoop, S. A. et. al. 1999. Finite element analysis of a wheel rolling in snow. In: Proceedings of the 10th international conference on cold regions engineering. Lincoln, NH.
32. Turnage, G. W. 1972. Performance of soils under tire loads; application of test results to tire selection for off-road vehicles. Technical Report No. 3-666. Vicksburg, Mississippi, USA. US Army Engineer Waterways Experiment Station.
33. Turnage, G. W. 1978. A synopsis of tire design and operational considerations aimed at increasing in-soil tire drawbar performance. Proceedings of the 6th International Conference of the International Society for Terrain-Vehicle Systems.
34. Upadhyaya,s. et al. 2009. ADVANCES IN SOIL DYNAMICS. Volume 3. ASABE
35. Wang, G. and G. G. Zoerb. 1988. Indirect determination of tractive efficiency. ASAE Paper No. 88-1517. St. Joseph, Mich.: ASAE.
36. Wismer, R. D., and Luth, H. J. 1973. Off-road traction prediction for wheeled vehicles. J.Terramechanics 10: 49-61.
37. Wong, J. Y. 1984a. On the study of wheel-soil interaction. J. Terramechanics 21: 117-131.
38. Wong, J. Y. 2010. Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering. Elsevier.
39. Wong, J. Y. and Preston-Thomas, J. 1983. On the characterization of the shear stress-displacement relationship of terrain. Journal of Terramechanics. 19 (4), 107-127.
40. Xia, K. M. 2010 . Finite element modeling of tire/terrain interaction: Application to predicting soil compaction and tire mobility. Journal of Terramechanics, 48, 113-123.
41. Yong, R. N. and Fattah, E. A. 1976. Prediction of wheel-soil interaction and performance using finite element method. Journal of Terramechanics, 13(4), 227-240.
42. Zhang, X. Rakheja, S. and Ganesan, R. 2001. Estimation of tire-road contact pressure distribution based on nonlinear finite element analysis. International Journal of Heavy Vehicle Systems, 8 (3/4), 197-217.

Investigation methods of assessment and calculation of wheel-agricultural soil interaction

Abstract

The investigation has shown that about 20 to 55 percent of available tractor energy is wasted at the wheel-soil interface, so the research and development of interaction between the wheel and the soil is of great importance. The main objective of the study involved the wheel-soil interaction is, creating a relationship between design parameters and performance of tractors and mechanical and physical properties of soil. Various methods for the study of traffic capacity of wheel on different soils were created. These methods can be classified into three main categories, emprical method, semi empirical method and analytical method. The models presented in this three methods, have been studied.

Keywords: wheel, interaction, emprical method, semi empirical, analytical method