

УДК 624.138.2.678.063

Кінематична невідповідність і динамічна нерівномірність навантаження спарених коліс трактора

В.І. Мельник¹, М.Я. Довжик², Б.Я. Татяненко², О.О. Соларьов²¹Харківський національний технічний університет сільського господарства
ім. П. Василенка (м. Харків, Україна), victor_melnik@ukr.net²Сумської національний аграрний університет (м. Суми, Україна), lmcсан@i.ua

У статті представлено результати теоретичних досліджень кінематичної невідповідності і динамічної нерівномірності навантаження спарених коліс, їх вплив на реакції з боку ґрунту та втрати потужності трактора. У роботі наведено випадок використання здвоєних коліс з різним тиском у шинах та різним вільним радіусом. У результаті маємо систему паралельних сил, для якої можна записати тільки два рівняння рівноваги статички при чотирьох невідомих реакціях. Задача двічі статично невизначена. Для її вирішення методом сил необхідно скласти два рівняння сумісності деформацій. Деформація ґрунту під шиною може бути визначена одним з методів, які використовуються в розрахунках фундаментів. У нашому випадку при невеликому значенні власної ваги і високій пористості верхнього шару ґрунту можна використовувати наближений метод Розенфельда.

Ключові слова: напруження, ущільнення, реакції, кінематична невідповідність.

Аналіз публікацій. Колісні трактори практично більшу частину робочого часу рухаються по криволінійній траєкторії зі змінним радіусом кривизни. При цьому умови кочення коліс значно погіршуються, а їх тиск на ґрунти стає більш нерівномірно розподіленим між колесами, ніж під час прямолінійного руху, і збільшується, особливо від зовнішніх коліс. Зростає також кінематична невідповідність і динамічна нерівномірність навантаження на колеса.

Дослідженням кінематики і динаміки спарених коліс займалися Л.В. Погорілий, М.П. Сенчук, В.В. Сацюк, М.А. Подригалю, Е.А. Лещенко.

Відомі методи покращення роботи колісних тракторів, як правило мають за мету, збільшення тягово-зчіпних характеристик. Використовуються на практиці і такі не бажані з точки зору ущільнення ґрунту способи, як установка додаткових ваг на дисках коліс, або наповнення рідиною камер шин ведучих коліс з великим внутрішнім об'ємом. З метою зменшення негативного впливу кінематичної невідповідності трансмісії повнопривідних машин використовуються відключення однієї з ведучих осей; при цьому машина стає моно-привідною і втрачає частину потужності. Практикується також заміна заблокованого приводу на диференціальний, але це ускладнює конструкцію і знову-таки призводить до неповного використання потужності. Знайшли призначення і так звані диференціали вільного ходу. Але найбільш поширеним, простим у використанні і досить ефективним залишається визнаний спосіб узгодження колових швидкостей коліс шляхом зміни тиску в шинах [1]. В дисертації Лещенко Е.А. [2] розглянуто, як впливає зміна тиску повітря в шинах на радіуси кочення

коліс трактора під час його руху по дорогах з твердим покриттям, тобто на транспортних роботах. В роботі [3] у якості критерія ефективності впливу на кінематичну невідповідність прийнято тяговий коефіцієнт корисної дії, на базі якого визначено оптимальний коефіцієнт кінематичної невідповідності для трактора 4x4 з однаковими і різними колесами, а також схеми приводів для ведучих мостів.

Мета дослідження: визначити кінематичну невідповідність спарених коліс, її вплив на втрати потужності трактора та реакції ґрунту з метою вивчення впливу здвоєних коліс трактора на головний, з іншої точки зору показник — питомий тиск на ґрунт.

Результати дослідження. Як відомо, використання спарених коліс дозволяє покращити тягово-зчіпні властивості трактора, знизити тиск на ґрунт і ущільнення ґрунту, що позитивно впливає на зростання і розвиток рослин. Здвоєні колеса мають більшу площу контакту, за рахунок чого збільшується сила тертя при меншому питомому тиску і покращуються рушійні показники трактора: збільшуються тягово-зчіпні властивості, прохідність та стійкість, майже повністю виключаються бортові коливання. Раніше [4] були отримані рівняння для визначення напружень у ґрунті під колесами транспортного засобу:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x \\ \sigma_y \end{aligned} \right\} = \frac{q}{\pi} \left[\arcsin \frac{y-a}{\sqrt{x^2+(y-a)^2}} - \arcsin \frac{y+a}{\sqrt{x^2+(y+a)^2}} \pm \frac{x(y-a)}{x^2+(y-a)^2} \mp \frac{x(y+a)}{x^2+(y+a)^2} \right] \quad (1)$$

$$\sigma_z = \frac{2\mu q}{\pi} \left[\arcsin \frac{y-a}{\sqrt{x^2+(y-a)^2}} - \arcsin \frac{y+a}{\sqrt{x^2+(y+a)^2}} \right] \quad (2)$$

$$\tau_{xy} = \frac{q}{\pi} \left[\frac{(y-a)^2}{x^2+(y-a)^2} - \frac{(y+a)^2}{x^2+(y+a)^2} \right]; \quad (3)$$

де q — питомий тиск на площі п'ятна контакту колеса з ґрунтом; μ — коефіцієнт поперечної деформації ґрунту; a — ширина шини колеса.

У випадку спарених коліс при різному тиску в шинах має місце розбіжність в геометричних параметрах, головним з яких є вільний радіус колеса. Це обумовлює кінематичну невідповідність параметрів кочення, а також динамічну нерівномірність навантаження, яка полягає в різних значеннях питомого тиску q_1 і q_2 (рис. 1).

За принципом суперпозиції, справедливим для лінійно-деформованого середовища, напруження в довільній точці K з координатами x , y можна отримати, підставивши в приведені вище формули ординати $y_1 = y + a$ для інтенсивності q_1 і $y_2 = y - a$ для інтенсивності q_2 :

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x \\ \sigma_y \end{aligned} \right\} = \frac{q_1}{\pi} \left[\arcsin \frac{y}{\sqrt{x^2+y^2}} - \arcsin \frac{y+2a}{\sqrt{x^2+(y+2a)^2}} \pm \frac{xy}{x^2+y^2} \mp \frac{x(y+2a)}{(y+2a)^2} \right] + \frac{q_1}{\pi} \left[\arcsin \frac{y-2a}{\sqrt{x^2+(y-2a)^2}} - \arcsin \frac{y}{\sqrt{x^2+y^2}} \pm \frac{x(y-2a)}{x^2+(y-2a)^2} \mp \frac{xy}{x^2+y^2} \right]; \quad (4)$$

$$\sigma_z = \frac{2\mu q_1}{\pi} \left[\arcsin \frac{y}{\sqrt{x^2+y^2}} - \arcsin \frac{y+2a}{\sqrt{x^2+(y+2a)^2}} \right] + \frac{2\mu q_2}{\pi} \times \left[\arcsin \frac{y-2a}{\sqrt{x^2+(y-2a)^2}} - \arcsin \frac{y}{\sqrt{x^2+y^2}} \right]; \quad (5)$$

$$\tau_{xy} = \frac{q_1}{\pi} \left[\frac{y^2}{x^2+y^2} - \frac{(y+2a)^2}{x^2+(y+2a)^2} \right] + \frac{q_2}{\pi} \left[\frac{(y-2a)^2}{x^2+(y-2a)^2} - \frac{y^2}{x^2+y^2} \right]. \quad (6)$$

Задача полягає в тому, щоб визначити, як розподіляється загальна реакція зведеного колеса між двома шинами. Для цього інтенсивності q_1 і q_2 визначаються з умов статичної рівноваги.

Розглянемо загальний випадок, коли тиск в усіх чотирьох шинах однієї осі різний і радіуси

колес r_i (i — номер шини відповідно до рис. 2) можуть бути визначені безпосереднім виміром. Вісь коліс жорстко зв'язана з остовом трактора, тому при навантаженні її силою $2G_k$ (G_k — сила на одне спарене колесо) вертикальна деформація кожної шини і осадка ґрунту під шинами будуть різні, а відповідно, будуть різними і динамічні радіуси шин r_{di} . Це викликає кінематичну невідповідність коліс однієї осі і нерівномірність їх навантаження.

Нерівномірність розподілення навантаження на вісь між шинами даної осі, повинна вплинути на перерозподіл напружень в ґрунті порівняно з рівномірним розподіленням навантаження. Розглянемо випадок прямолінійного руху трактора по горизонтальній поверхні. Маємо систему паралельних сил, для якої можна записати тільки два рівняння рівноваги статички при чотирьох невідомих реакціях. Задача двічі статично невизначена. Для її вирішення методом сил необхідно скласти два рівняння сумісності деформацій.

Прийmemo в якості вихідного якеось горизонтальне положення осі з вертикальними відстанями шин від поверхні ґрунту Δ_i . Після прикладання навантаження $2G_k$ вісь займе нове положення, в загальному випадку похиле до поверхні ґрунту, але збереже прямолінійну форму.

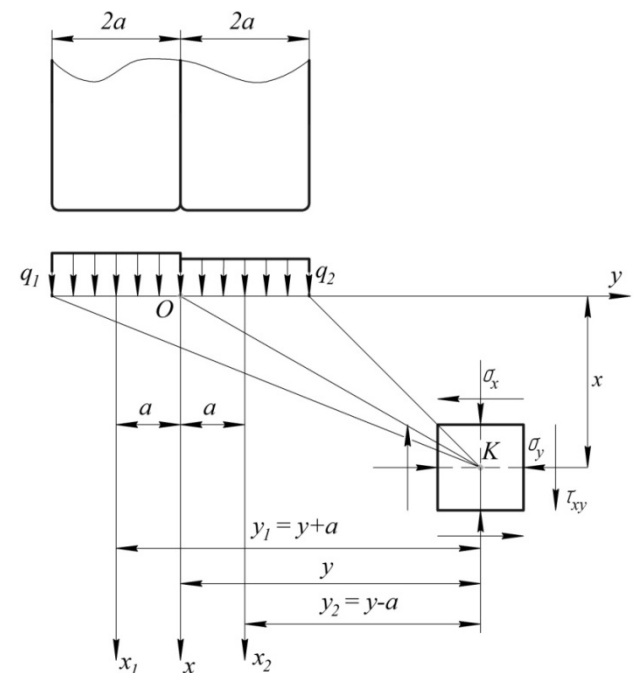


Рис. 1. Напруження в довільній точці від тиску спарених коліс

Вертикальні переміщення центрів коліс: $O_i O'_i = (r_i + \Delta_i) - (r_{gi} - \Delta_{ri}) = (r_i - r_{gi}) + \Delta_i + \Delta_{ri} = \Delta_{wi} + \Delta_i + \Delta_{ri}$, де Δ_{ri} і Δ_{wi} — вертикальна дефо-

рмація ґрунту і вертикальна деформація шин. Тепер можна записати два незалежні геометричні співвідношення, наприклад:

$$\frac{O_1'O_1''}{O_2'O_2''} = \frac{l+2}{l} = m; \quad \frac{O_2'O_2''}{O_3'O_3''} = \frac{l}{2a} = n, \quad (7)$$

де

$$\begin{aligned} O_1'O_1'' &= (\Delta_{w1} + \Delta_1 + \Delta_{r1}) - (\Delta_{w4} + \Delta_4 + \Delta_{r4}) = \\ &= (\Delta_1 - \Delta_4) + (\Delta_{w1} - \Delta_{w4}) + (\Delta_{r1} - \Delta_{r4}) = \\ &= (r_4 - r_1) + (\Delta_{w1} - \Delta_{w4}) + (\Delta_{r1} - \Delta_{r4}). \end{aligned}$$

Аналогічно:

$$\begin{aligned} O_2'O_2'' &= (r_4 - r_2) + (\Delta_{w2} - \Delta_{w4}) + (\Delta_{r2} - \Delta_{r4}); \\ O_3'O_3'' &= (r_4 - r_3) + (\Delta_{w3} - \Delta_{w4}) + (\Delta_{r3} - \Delta_{r4}). \end{aligned}$$

Пневматичні шини тракторних коліс деформуються від вертикальних навантажень як лінійно пружні тіла, тому ці деформації можна виразити через умовний модуль пружності E_w , який для всіх шин одного типу в області малих змін деформацій можна вважати постійним, і площі плям контакту F_{ki} , залежні від реакцій G_i і тиску в шинах p_i , які з метою спрощення рішення можна прийняти для всіх шин осі однаковими $F_k = \frac{1}{4} \sum F_{ki}$, ($i = 1 \dots 4$), що відповідає середньому тиску повітря в шинах $p = \frac{1}{4} \sum p_i$. Тоді: $\Delta_{wi} = G_i / E_w F_k = \alpha G_i$, де $\alpha = 1 / E_w F_k$ — коефіцієнт податливості шини.

З метою отримання більш точних результатів можна визначити коефіцієнти піддатливості кожної шини окремо $\alpha_i = 1 / c_i$, де коефіцієнти нормальної жорсткості шин за Хейдекелем $c_i = 2\pi p_i \sqrt{0,5 B_i r_i}$, B_i — ширина шин.

Тоді площі плям контакту кожної шини будуть $F_{ki} = 2B_i r_i \sin \gamma$, де γ — центральний кут, що спирається на хорду, яка дорівнює довжині плями контакту шини.

Деформація ґрунту під шиною може бути визначена одним з методів, які використовуються в розрахунках фундаментів. У нашому випадку при порівняно невеликому значенні власної ваги ґрунту і високій пористості його верхнього шару можна використовувати наближений метод Розенфельда [5]. У будь-якому випадку деформація ґрунту згідно прийнятої теорії лінійного деформування буде пропорційна вертикальній силі: $\Delta_{ri} = \beta G_i$, де β — коефіцієнт податливості ґрунту.

Виходячи з очевидної рівності для будь-яких двох шин $\Delta_i + r_{gi} = \Delta_j + r_{gj}$, маємо $\Delta_i - \Delta_j = -(r_i - r_j)$. Підставивши прийняті вирази для деформацій у вихідні співвідношення (7), отримаємо два рівняння сумісності деформацій:

$$\begin{aligned} (\alpha + \beta)G_1 - (\alpha + \beta)G_2 - (\alpha + \beta)(1 + m)G_4 &= \\ &= (r_1 - r_4) - m(r_2 - r_4); \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} (\alpha + \beta)G_2 - (\alpha + \beta)G_3 - (\alpha + \beta)(1 + n)G_4 &= \\ &= (r_2 - r_4) - n(r_3 - r_4). \end{aligned} \quad (9)$$

Записавши суму моментів відносно точки O сил, діючих на вісь, і рівняння проєкцій всіх сил на вертикальну вісь, отримаємо два рівняння рівноваги статyki:

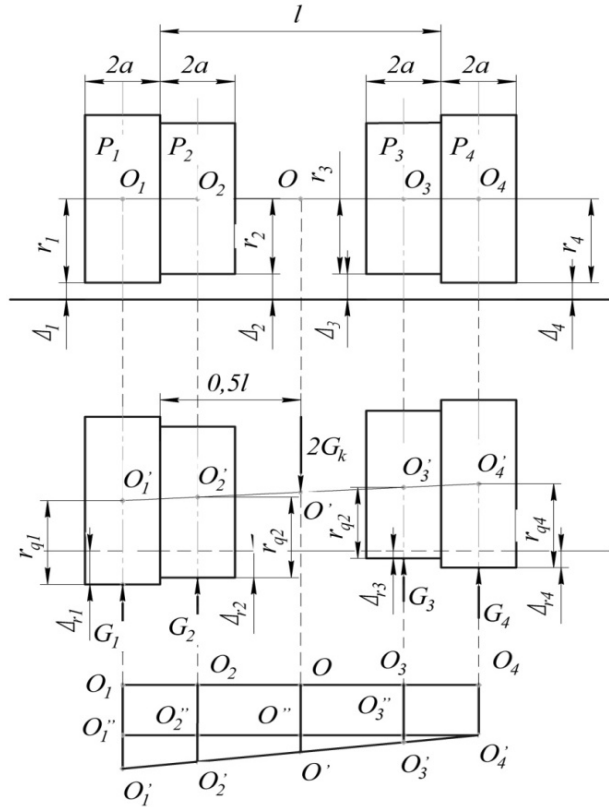


Рис. 2. Схема сумісної деформації чотирьох шин і ґрунту

$$mG_1 + kG_2 - kG_3 - mG_4 = 0, \quad (10)$$

де

$$k = \frac{l - 2a}{l}; \quad G_1 + G_2 + G_3 + G_4 = 2G_k.$$

Таким чином, маємо систему з чотирьох рівнянь:

$$\begin{aligned} a_{11}G_1 + a_{12}G_2 + a_{13}G_3 + a_{14}G_4 &= a_1; \\ a_{21}G_1 + a_{22}G_2 + a_{23}G_3 + a_{24}G_4 &= a_2; \\ a_{31}G_1 + a_{32}G_2 + a_{33}G_3 + a_{34}G_4 &= a_3; \\ a_{41}G_1 + a_{42}G_2 + a_{43}G_3 + a_{44}G_4 &= a_4, \end{aligned}$$

з наступними коефіцієнтами при невідомих і вільними членами:

$$\begin{aligned} a_{11} &= \alpha + \beta; & a_{21} &= -(\alpha + \beta); \\ a_{13} &= 0; & a_{14} &= -(\alpha + \beta)(1 + m); \\ a_{21} &= 0; & a_{22} &= \alpha + 3; \\ a_{23} &= -(\alpha + \beta); & a_{24} &= -(\alpha + \beta)(1 + n); \\ a_{31} &= m; & a_{32} &= k; \\ a_{33} &= -k; & a_{34} &= -m; \\ a_{42} &= 1; & a_{43} &= 1; \\ a_{43} &= 1; & a_{44} &= 1; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} a_1 &= (r_1 - r_4) - m(r_2 - r_4); & a_2 &= (r_2 - r_4) - n(r_3 - r_4); \\ a_3 &= 0; & a_4 &= 2G_k. \end{aligned}$$

Якщо записати коефіцієнти при невідомих і вільні члени системи рівнянь у вигляді матриці

$$\begin{vmatrix} \alpha + \beta & (\alpha + \beta) & -(\alpha + \beta)(1 + m) & (r_1 - r_4) - m(r_2 - r_4) \\ 0 & (\alpha + \beta) & -(\alpha + \beta)(1 + n) & (r_2 - r_4) - n(r_3 - r_4) \\ m & k & -m & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 2G_k \end{vmatrix}$$

то рішення системи рівнянь можна отримати методом послідовного виключення невідомих за методом Гауса-Жордана. Після визначення реакцій шин G_i , можна знайти питомий тиск на ґрунт:

$$q_i = \frac{G_i}{F_{ki}}. \quad (11)$$

З усіх коліс однієї осі, що обертаються з однаковою кутовою швидкістю ω і мають різні діаметри в результаті різного тиску усередині шин, одне колесо (назвемо його опорним) рухається без проковзування. Якщо опорним буде колесо з найбільшим діаметром, то інші колеса рухатимуться з юзом. Як відомо, коефіцієнт юзу в цьому випадку дорівнює $\delta = 1 - v/v_i$, де v — швидкість руху остова; $v_i = \omega r_i$ (r_i — радіус i -го колеса). Якщо сила зчеплення викликає в ґрунті дотичні напруження, що перевищують межу текучості ґрунту σ_T , тоді колесо з найбільшим діаметром буксує, і опорним буде одне з інших коліс. Коефіцієнти буксування визначаються у такий же спосіб, як і коефіцієнти юзу. Тут можливі три випадки:

1. Опорним є колесо з найбільшим радіусом; в цьому випадку всі інші колеса рухаються з юзом.
2. Опорним є колесо з найменшим радіусом — всі інші колеса буксують.
3. Опорне колесо має проміжний радіус між максимальним і мінімальним; тоді колеса з радіусом, меншим радіуса опорного колеса, рухаються з юзом, а інші буксують.

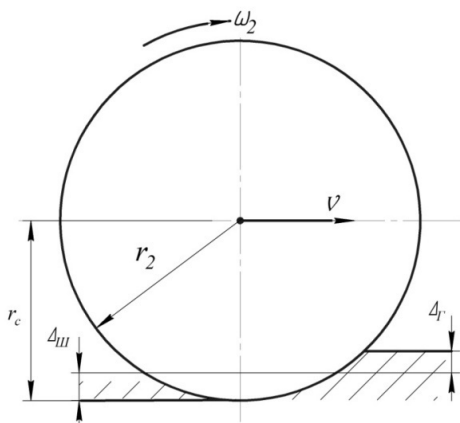


Рис. 3. Деформація колеса і ґрунту

Розділяють вільний радіус колеса r , статичний — r_c і динамічний — r_δ (рис. 3). Якщо колесо рухається по твердій поверхні, то $r_c = r_\delta$. В за-

гальному ж випадку, коли колесо рухається по ґрунту, що деформується, — $r_\delta > r_c$ і визначається за формулою $r_\delta = r_c / (1 - \delta)$.

Швидкість юзу або ковзання одного з двох коліс (рис. 4):

$$\begin{aligned} \Delta v &= v_1 - v_2 = \omega(r_{\delta 1} - r_{\delta 2}) = \\ &= \omega[(r_1 - \Delta_{w1}) - (r_2 - \Delta_{w2})] = \\ &= \omega[(r_1 - r_2) - (\Delta_{w1} - \Delta_{w2})] = \\ &= \omega[\Delta_{12} - \alpha(G_1 - G_2)]. \end{aligned} \quad (12)$$

Тоді втрати потужності в результаті руху коліс з юзом і буксування можна представити в вигляді:

$$\begin{aligned} \Delta N &= f_{ck}\omega \sum (\Delta_i - \alpha\Delta G_i) + \\ &+ f_{cu}\omega \sum (\Delta_\delta - \alpha\Delta G_j), \end{aligned} \quad (13)$$

де f_{ck} і f_{cu} — коефіцієнт буксування і коефіцієнт зчеплення; $\Delta_i = \Delta_{wi} - \Delta_{wo}$. Δ_{wi} — деформація шини i -го колеса, яке рухається з юзом; (Δ_{wo} — деформація шини опорного колеса); $\Delta_j = \Delta_{wj} - \Delta_{wo}$ (Δ_{wj} — деформація шини j -го колеса, яке рухається з ковзанням); $\Delta G_i = G_i - G_o$ (різниця реакцій i -го колеса, яке рухається з юзом, і опорного); $\Delta G_j = G_j - G_o$ (різниця реакцій j -го колеса, яке рухається з ковзанням, і опорного).

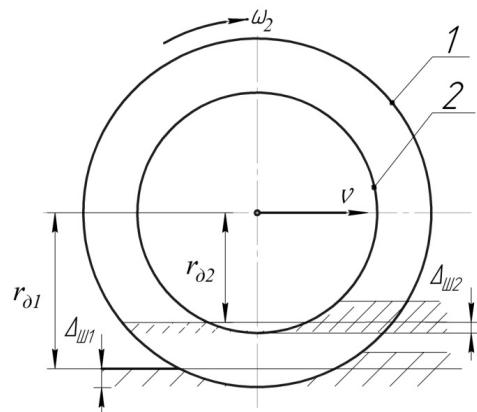


Рис. 4. Деформація двох коліс однієї осі

При незалежній підвісці здвоєних коліс задача пошуку реакцій шин спрощується і після визначення загальної реакції колеса G_k (рис. 5) зводиться до визначення реакцій G_1 і G_2 . Ступінь статично невизначеної цієї задачі дорівнює одиниці. Нехай вільний радіус другого колеса в силу різності тиску в шинах p_1 і p_2 відрізняється від вільного радіуса першого колеса на величину Δ .

Рівняння сумісності деформацій в даному випадку буде:

$$\begin{aligned} r_{\delta 1} - r_{\delta 2} &= \Delta_{r1} - \Delta_{r2} \\ \text{або} \\ (r_1 - \Delta_{w1}) - (r_2 - \Delta_{w2}) &= \Delta_{r1} - \Delta_{r2}. \end{aligned} \quad (14)$$

Тоді $r_1 - r_2 = (\Delta_{r1} - \Delta_{r2}) + (\Delta_{w1} - \Delta_{w2})$, або в прийнятих раніше значеннях отримаємо: $(\alpha + \beta)G_1 - (\alpha + \beta)G_2 = \Delta$; $G_1 + G_2 = G_k$, звідки маємо:

$$G_1 = 0,5 \left(G_k + \frac{\Delta}{\alpha + \beta} \right); G_2 = 0,5 \left(G_k - \frac{\Delta}{\alpha + \beta} \right). \quad (15)$$

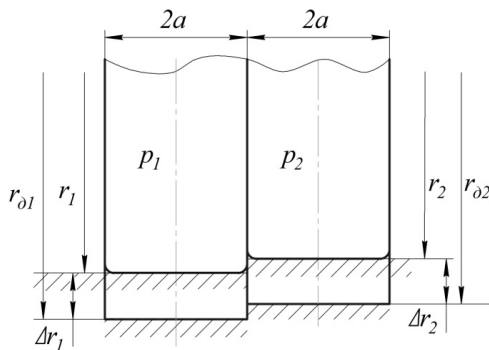


Рис. 5. Схема взаємного деформування двох шин та ґрунту

Висновки.

Використання спарених коліс призводить до збільшення тягово-зчіпних властивостей трактора, зменшення тиску на ґрунт і витрат палива. При різних динамічних радіусах коліс виникають такі явища, як юз та буксування. Ці процеси безпосередньо призводять до нерівномірного розподілення реакцій коліс та додаткових втрат потужності. Для вирішення цього питання необхідно правильно підібрати тиск у шинах, щоб забезпечити однакові динамічні радіуси спарених коліс. Забезпечити оптимальний тиск для виконання такого технологічного процесу як оранка можна шляхом встановлення трактора на тверду поверхню та забезпечення тиску в шинах, при якому три зуби протектора будуть одночасно контактувати з ґрунтом. При використанні шин одного виробника однаковий тиск у спарених колесах дає рівні динамічні радіуси, але

Анотація

Кинематическое несоответствие и динамическая неравномерность нагрузки спаренных колес трактора

В.И. Мельник, М.Я. Довжик, Б.Я. Татьяначенко, А.А. Соларев

В статье представлены результаты теоретических исследований кинематической несоответствия и динамической неравномерности нагрузки спаренных колес, их влияние на реакции со стороны почвы и потери мощности трактора. В данной работе приведены случаи использования сдвоенных колес с разным давлением в шинах и различным свободным радиусом. В результате имеем систему параллельных сил, для которой можно записать только два уравнения равновесия статики при четырех неизвестных реакциях. Задача дважды статически неопределенная. Для ее решения методом сил необходимо составить два уравнения совместности деформаций. Деформация грунта под шиной может

більшість спеціалістів радять використовувати в зовнішніх шинах тиск близько 0,7 бар, а у внутрішніх — 0,9 бар.

Література

1. Пат. 2202477 Российская Федерация. Способ снижения отрицательного влияния кинематического несоответствия трансмиссии полноприводных машин [Текст] / Ю.А. Коцар, А.С. Дурманов, К.С. Зеленов, С.В. Плужников; заявители и патентообладатели Саратовский ГАУ им. Вавилова. – № 2000132499/28; заявл. 25.12.2000; опубл. 20.04.2003.

2. Лещенко Е.А. Снижение расхода топлива на транспортных работах установкой рациональных давлений воздуха в шинах колесных тракторов (на примере трактора МТЗ-82) [Текст]: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / Е.А. Лещенко. – Челябинск, 2014. – 24 с.

3. Гуськов А.В. Определение рационального коэффициента кинематического несоответствия и схемы привода ведущих колес мостов колесного трактора [Текст] / А.В. Гуськов // Вестник Белорусского национального технического университета. – 2008. – № 6. – С. 64 - 67.

4. Довжик М.Я. Напружено-деформований стан ґрунту під слідом колеса транспортного засобу [Текст] / М.Я. Довжик, Б.Я. Татьяначенко, О.О. Соларьов // Матеріали міжнар. науково - практ. конф. [«Науково-технічний прогрес у сільськогосподарському виробництві»], (Мінськ, 28 - 30 листопада, 2013 р.) / М-во сільського господарства і продовольства республіки Білорусь, Білоруський державний аграрний технічний університет. – Мінськ, 2013. – С. 57 - 62.

5. Инженерная геология. Механика ґрунтів, основы і фундаменти [Текст]: Підручник / М.Л. Зоценко [та інш.]. – Полтава: ПНТУ, 2003. – 559 с.

быть определена одним из методов, используемых в расчетах фундаментов. В нашем случае при небольшом значении собственного веса и высокой пористости верхнего слоя почвы можно использовать приближенный метод Розенфельда.

Ключевые слова: *напряжение, уплотнения, реакции, кинематическое несоответствие.*

Abstract

Kinematic discrepancy uneven loads and dynamic twin wheels tractor

V.I. Melnik, M.Ja. Dovzhyk, B.Ja. Tatyanchenko, O.O. Solarov

The article presents the results of theoretical research kinematic and dynamic inconsistency uneven load coupled wheels, their impact on the response from the loss of soil and tractor power.

Wheeled tractors virtually most of the working time moving on a curved trajectory with variable radius of curvature. The conditions of rolling wheels are much worse, and their pressure on the soil becomes more evenly distributed between the wheels than during rectilinear motion, and increases, especially from external wheels. Also increasing discrepancy kinematic and dynamic uneven load on the wheel.

Known methods improve wheeled tractors pursue, as a rule, increased traction and grip characteristics. Used in practice and are not desirable in terms of soil compaction methods as installing additional weights on discs wheels or tires filling liquid chamber driving wheels with a large internal volume. In order to reduce the negative impact of non-kinematic transmission wheel machines used disconnecting one of the driving axles. The machine is driven mono and loses some capacity.

As you know, the use of a pair of wheels improves traction and grip of the tractor, reducing pressure on the soil and soil compaction, which positively affects the growth and development of plants. Dual wheels have a larger contact area, thereby increasing friction with less specific pressure and improved driving performance tractor, increasing traction and grip, stability and permeability, almost completely eliminated onboard vibrations.

In the case of a pair of wheels with different tire pressure is a difference in the geometrical parameters, most of which are free radius of wheel. This causes mismatch rolling kinematic and dynamic uneven load, which is different values of specific pressure.

The uneven distribution of the load on the axle between the tires of axles must influence the redistribution of stress in soil compared with uniform load distribution. Considering the case of rectilinear motion tractor on a horizontal surface. We have a system of parallel forces, for which you can record only two static equilibrium equations in the four unknown reactions. Problem two statically indeterminate. To solve it by force must pass two equations of compatibility of strains.

Using a pair of wheels leads to increase traction and coupling properties of tractor, reducing pressure on the soil and fuel consumption. But different dynamic wheel radii emerging phenomena such as slipping and skidding. These processes directly leading to an uneven distribution of reaction wheels, and additional power losses.

Keywords: *tension, compression, reaction, kinematic mismatch.*

Представлено: М.А. Подригайло / Presented by: M.A. Podrigajlo

Рецензент: М.П. Артёмов / Reviewer: M.P. Artyomov

Подано до редакції / Received: 23.03.2015