

Висновки. Існуючі системи управління охороною праці не дозволяють реально оцінити професійні ризики, вплив на здоров'я працюючих, приймати рішення з їхнього усунення або мінімізації. Одна з вагомих причин полягає в тому, що чинна на сьогодні система управління охороною праці побудована на принципах реагування на нещасні випадки, а не на принципах профілактики цих випадків.

Усе це свідчить про необхідність корінного удосконалення державницького підходу до охорони праці в нашій країні.

Список використаних джерел

1. Закон України „Про охорону праці„ від 21 листопада 2002 р.// ВР-№ 229-IV.
2. Гандзюк М.П., Желібо Є.П. Халімовський М.О. Основи охорони праці – К.: Каравела, 2004. – 408 с.
3. Воронов І.О., Коваленко І.Д., Афанасьєв П.В., Булгач Т.В. Основи охорони праці. – К.: Генеза, 2004. – 263 с.
4. Журнал “Охорона праці” – К.: № 3, 2011. – 64 с.
5. Інформаційний бюлетень з “Охорони праці” – К.: 2001.

Аннотація. Если посмотреть статистику, то количество несчастных случаев уменьшается практически во всех отраслях промышленного производства, но не потому что больше занимаются вопросами охраны труда, а потому, что есть реальное сокращение объемов промышленного производства. Неблагоприятные условия труда, производственный травматизм, профессиональная заболеваемость ухудшают демографическую ситуацию в Украине, в частности приводят к экономическим потерям.

Ключевые слова: смертельный травматизм, несчастные случаи, аграрный сектор, охрана труда, сектор экономики, служба охраны труда, комиссия по расследованию несчастных случаев.

Abstract. If you look at the statistics the number of accidents decreased in virtually all sectors of industrial production, but not because more concerned with safety, but because there is a real decline in industrial production. Adverse working conditions, occupational injuries occupational morbidity worsen the demographic situation in Ukraine, in particular leads to economic losses.

Key words: fatal injuries, accidents, agriculture, health and safety, economy, labor protection service, a commission of investigation of accidents.

УДК 629.113.012.3.001

О.А. Роляк, кандидат технічних наук ПДАТУ

ДОСЛІДЖЕННЯ СПІРНИХ ПОЛОЖЕНЬ ТЕОРІЇ КОЧЕННЯ ПРУЖНОГО КОЛЕСА

Представлені результати дослідження розподілу ведучих моментів і сил тяги між ведучими мостами тракторів залежно від сили тяги на гаку. Обчислені також динамічні і кінематичні радіуси коліс, буксування трактора і розподіл буксування по мостах, а також за складовими від радіальної і тангенціальної деформації пневматичних шин і від їх проковзування відносно опорної поверхні.

Ключові слова: енергетичні затрати ведучого рушія, процеси взаємодії рушія з опорною поверхнею, узагальнюючий коефіцієнт втрати швидкісного фактора, радіус кочення у веденому режимі, пружний гістерезис шини, комплексний вплив випадкових факторів, тангенціальна еластичність шини в поточному та навантажувальному режимі.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Незважаючи на те, що розвитком даної галузі механіки займається чимало дослідників протягом десятиріч, у теорії кочення є багато суперечливих думок, які викликають сумніви в справедливості теоретичних положень. Така обставина, очевидно, пояснюється надзвичайно складним характером взаємодії пневматичного колеса з опорною

поверхнею. Все це спонукало автора статті на підставі систематизації та узагальнення відомих положень виконати комплекс досліджень у галузі теорії кочення загалом і прикладної теорії зокрема.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми. Результати теоретичних та експериментальних досліджень надруковані в різних технічних виданнях [2-8] тощо. Дана стаття підсумовує результати виконаних робіт.

Вихідні передумови. 1. Одним із питань, яке має різні тлумачення дослідників, є поняття теоретично можливого ідеального колеса і оціночних критеріїв, що йому відповідають. Через те, що пропонувані в літературних джерелах варіанти не мають один перед другим ніяких переваг і деякі від поняття „ідеальні”, як вихідні дані прийняті параметри реального колеса у веденому режимі, які є проміжним між основними режимами роботи колісного рушія: ведучим і гальмовим. Зв'язок головних параметрів колеса (рушія машини в цілому) у веденому і ведучому режимах подається такими рівняннями (рис. 1а):

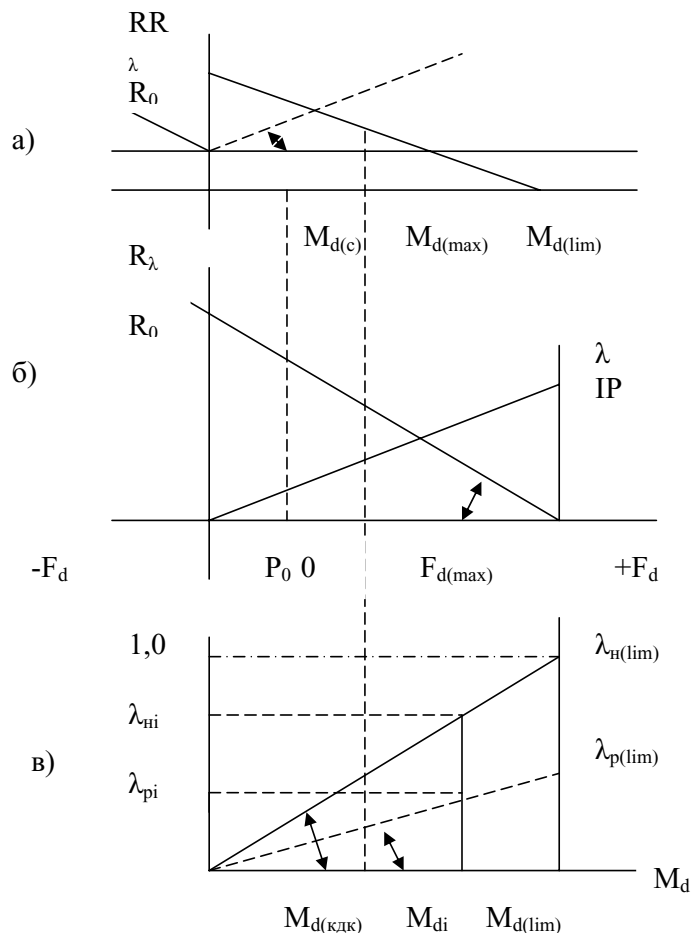


Рис. 1а, 1б і 1в. Зв'язок головних параметрів колеса у веденому і ведучому режимах

$$R_a = R_0 - K_T M_d, \quad (1)$$

$$M_{sf} = M_{sf0} + \beta_M M_d, \quad (2)$$

де R_λ – кінематичний радіус, який являє собою радіус кочення такого рушія, для якого функція $R_\lambda = I(\theta)$, згідно з рівнянням (1), зберігає лінійний характер у всьому діапазоні реальних і теоретично можливих значень обертового моменту;

M_d , M_{sf} , M_{sf0} – момент опору кочення у ведучому і веденому режимах відповідно;

K_T – коефіцієнт тангенціальної еластичності шини в поточному навантажувальному режимі (за певного тиску повітря і нормального навантаження);

β_M – безрозмірний коефіцієнт втрат на пружний гістерезис, зумовлений дією на рушій обертового моменту M_d ;

R_0 – радіус кочення у веденому режимі.

2. Для оцінки робочих процесів колісного рушя необхідно мати один кількісний критерій. Дану проблему можна вирішити з таких міркувань. Зазвичай при побудові математичних моделей, процесів і явищ, які відбуваються при коченні колісного рушя, останній розглядається як замкнута матеріальна система, що описується однозначними законами. Водночас за реальних умов роботи рушій піддається комплексному впливу випадкових факторів. Крім того, в ньому має місце розсіяний потік енергії. Унаслідок дивних обставин рушій мусить розглядатися як відкрита система, яка описується ймовірнісними законами [1]. Отримане в роботі [5] рівняння узагальнюючого коефіцієнта втрати швидкісного фактора підтверджує той факт, що процеси взаємодії рушя з опорною поверхнею мають складний характер і їх слід розглядати як схоластичні. З огляду на це єдиним безрозмірним критерієм оцінки втрат швидкісного фактора та енергетичних затрат ведучого рушя прийняті ймовірності зазначених явищ.

3. Значення всіх величин, які входять до наведених нижче рівнянь, відповідають даному конкретному розподілу нормальних навантажень на колеса і конкретним значенням тиску повітря в шинах.

Свого часу рядом вчених [9] були запропоновані різні формули для розрахунку коефіцієнта опору кочення ведучого колеса. Слід погодитися з думкою В.О. Петрова [9], що помилка, яка виникла при виведенні формул, викликана тим, що автори „намагалися внаслідок формальних перетворень різних виразів виявити фізику явищ, а не навпаки, описати її відповідними формулами”. Розв’язання поставленої задачі пропонується здійснити на підставі схем (рис. 1б і 1в). Унаслідок впливу крутного моменту на пряму контакту ведучого колеса підводять сильно стиснені ділянки бігової доріжки. Останні на певній ділянці плями контакту зберігаються, а потім бігова доріжка розпрямлюється. У результаті цього спостерігається відносно стиснення бігової доріжки на ділянці розвантаження λ_p . Поточне значення коефіцієнта тангенціальної деформації колеса

$$\lambda_\gamma = 1 - \frac{R_\lambda}{R_0} \quad (3)$$

Спільне рішення (1) і (3) дає змогу отримати рівняння функції $\lambda_T = f(M_d)$:

$$\lambda_T = \frac{K_T}{R_0} M_d \quad (4)$$

Оскільки $R_0 / K_T = M_{d(\text{lim})}$, формула (4) набуває вигляд:

$$\lambda_T = M_d / M_{d(\text{lim})}, \quad (5)$$

де $M_{d(\text{lim})}$ – теоретичне значення моменту, за якого $R_\lambda = 0$, $\lambda_T = 1$.

У разі постійності нормального навантаження G_k і тиску повітря в шинах $M_{d(\text{lim})} = \text{const}$, а функція $\lambda_T = f(M_d)$ – лінійна. З рис. 1в витікає, що $a = \frac{1}{M_{d(\text{lim})}}$ $\beta = \frac{\lambda_{p(\text{lim})}}{M_{d(\text{lim})}}$. Для будь-

якого i -го навантажувального режиму $\lambda_{pi} = \frac{M_{di}}{M_{d(\text{lim})}}$, $\lambda_{pi} = \frac{M_{di}^* \lambda_{p(\text{lim})}}{M_{d(\text{lim})}}$. З урахуванням наведених вище формул додатковий момент опору ведучого рушя

$$M_{rdi} = (\lambda_i - \lambda_{pi}) M_{di} = \lambda_{ni} (1 - \lambda_{p(\text{lim})}) M_{di}. \quad (6)$$

Рівняння (5) на відміну від запропонованих залежностей [9] відображає той факт, що деформація реального еластичного колеса являє собою частково оборотний процес, тобто затрачена на окружну деформацію шини робота частково повертається (а не цілком поглинається) за наступного відновлення початкової форми колеса. Формула (5) розкриває якісний чинник досліджуваного процесу. Для одержання рівняння, яке дає змогу кількісно характеризувати додатковий опір кочення рушя M_{rd} за прикладання до нього крутного моменту M_d , скористаємося такими залежностями (рис. 1б):

$$M_d = R_0(P_{r0} + F_d) + M_{rd}, \quad (7)$$

$$\lambda_m = m_F(P_{r0} + F_d), \quad (8)$$

де F_d – сила тяги;

P_{r0} – сила опору коченню у веденому режимі;

m_F – кутовий коефіцієнт функції $\lambda_m = f(P_{r0} + F_d) = f(F_m)$.

Визначивши F_d з (4) і (7), а також із (8) і прирівнявши одержані залежності, отримаємо:

$$M_{rd} = \left(1 - \frac{K_T}{m_F}\right) M_d. \quad (9)$$

Варто звернути увагу ще на один бік результатів даних досліджень. Із рівнянь (5) і (9)

$$\text{витікає, що } \lambda_T(1 - \lambda_{p(\text{lim})}) = 1 - \frac{K_T}{m_F}.$$

Звідси

$$\lambda_{p(\text{lim})} = \frac{K_T - m_F(1 - \lambda_T)}{\lambda_T m_F}.$$

Величина $\lambda_{p(\text{lim})}$ позитивна для рушія, який працює у ведучому режимі. При цьому $\lambda_T \geq 1 - \frac{K_T}{m_F}$. З огляду на це, якщо для рушія машини в цілому $\lambda_{p(\text{lim})} < 0$, значить один із елементів рушія (колесо чи вісь) працює в гальмовому режимі.

Мета дослідження: для дослідження втрат швидкісного фактора рушія розроблена методологія розв'язання задач теорії кочення колеса, яке деформується, по жорсткісній основі дала змогу чітко диференціювати втрати швидкісного фактора. Шлях L_K , пройдений колесом із радіусом кочення R_K за один оберт, може бути поданий нескінченною незліченною множиною точок. У такому разі $\{L_K\} = \{R_K\}$. За наявності нескінченної незліченної множини рівно можливих наслідків ймовірності подій визначаються геометрично, зокрема як відношення довжини відрізків. Звідси ймовірності невідворотних витрат швидкісного фактора рівні за рахунок:

тангенціальної деформації шин

$$p(\lambda) = 1 - \frac{R_\lambda}{R_0}; \quad (10)$$

буксування коліс

$$p(\Psi) = 1 - \frac{5_\Psi}{5_\lambda}; \quad (11)$$

впливу обох факторів

$$p(\Delta) = 1 - \frac{5_\Psi}{5_\lambda} = p(\lambda) + p(\Psi) - p(\lambda) \times p(\Psi), \quad (12)$$

де 5_Ψ – радіус кочення з буксуванням.

Рівняння (3) і (10) тотожні, з чого витікає, що у ведучому режимі коефіцієнт тангенціальної деформації колеса λ_T чисельно відповідає величині ймовірності втрати швидкісного фактора за рахунок тангенціальної деформації шин.

У роботах В.О. Петрушкова як критерій, який розмежує кочення без буксування і з буксуванням, пропонується використати фактор порушення умов нероздільності суцільного середовища, якому підпорядковується зв'язок між ведучою і веденою координатами колеса при коченні без буксування. З точки зору загальної теорії кочення дана пропозиція заперечень не викликає, однак практичного застосування вона не знаходить.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для вирішення даного питання пропонується використати результати тягових випробувань у всьому діапазоні робочих тягових навантажень F_d . У діапазоні $0 \leq F_d \leq F_{d\Psi}$ опрацьовують результати випробувань і отримують функцію регресії

$$R_\lambda^p = R_0 - m_R F_m, \quad (13)$$

де

$$m_p = \frac{\sum F_{mi} \sum R_{\lambda i} - n \sum F_{mi} R_{\lambda i}}{n \sum F_{mi}^2 - (\sum F_{mi})^2}, \quad (14)$$

$$R_0 = \frac{\sum R_{\lambda i} \sum F_{mi}^2 - \sum F_{mi} \sum F_{mi} R_{\lambda i}}{n \sum F_{mi}^2 - (\sum F_{mi})^2}, \quad (15)$$

$$m_F = \frac{\sum F_{mi} \sum R_{\lambda i} - n \sum F_{mi} R_{\lambda i}}{\sum F_{mi}^2 \sum R_{\lambda i} - \sum F_{mi} \sum F_{mi} R_{\lambda i}}, \quad (16)$$

$F_{d\Psi}$ – гранична сила тяги за умовами зчеплення, величину якої беремо рівною $0,5G_k$.

$$F_{mi} = F_{di} + P_{ro}, \quad (17)$$

$$P_{ro} = \frac{1}{n} \sum P_{roi}, \quad (18)$$

де F_{di} – поточне значення сили тяги;

P_{ro} – середнє значення сили опору коченню рушія (машини) у веденому режимі; $i = 1, 2, \dots, n$;

n – загальна кількість режимів, на яких проводиться випробування;

G_k – нормальне навантаження, $\sum = \sum_{i=1}^n$.

Отримані розрахункові параметри використовуються для знаходження функції R_λ і $p(\lambda)$ тягового зусилля F_d в усьому діапазоні тягових навантажень. Відтак скористаємося параметром емпіричної дисперсії біля прямої регресії $R_\lambda^p = \phi(F_d)$ [10]:

$$S_r^2 = \frac{n-1}{n-2} \left(S_R^2 - \frac{S_{FR}^2}{S_F^2} \right). \quad (19)$$

Параметри, які входять до формули (19), являють собою:

– емпіричну коваріантність

$$S_{FR} = \frac{1}{n-1} \sum (F_{di} - \bar{F}_{di})(R_{\lambda i} - \bar{R}_\lambda), \quad (20)$$

– емпіричні дисперсії

$$S_F^2 = \frac{1}{n} \sum (F_{di} - \bar{F}_{di})^2,$$

$$S_R^2 = \frac{1}{n} \sum (R_{\lambda i} - \bar{R}_\lambda)^2,$$

де $R_{\lambda i}$ та \bar{R}_λ – поточне і середнє значення радіуса кочення на режимах, для яких заздалегідь відомо, що буксування відсутнє;

F_{di} і \bar{F}_{di} – поточне і середнє значення сили тяги;

$R_{\lambda i}$ – поточне значення радіуса кочення на всіх режимах роботи рушія.

Тягові режими, де значення R_{ki} виходять за межі довірчого інтервалу $2S_n$, тобто $R_k < R_\lambda^p - 2S$, є режимами, на яких рушій працює з буксуванням.

Маючи результати цих вимірювань ($R_k < R_\Psi$) та емпіричну залежність $R_\lambda^p = f(F_d)$, з'являється можливість для кожного фіксованого значення сили тяги F_{di} визначити $p(\Psi)_i$ і отримати рівняння кривої буксування

$$p(\Psi) = ab^{2,30266Fd}, \quad (21)$$

де a і b – постійні коефіцієнти;

e – основа натурального логарифма.

Метод розв'язання зазначеного рівняння у подальшій роботі [7].

Розрахунок енергетичних витрат рушія

У роботах [5] і [6] розглянута можливість диференціювати витрати енергії в рушієві. В остаточному вигляді рівняння для цього відображаємо таким чином:

$$M_{sf} = R_0(p(\lambda)K_T^{-1} - F_d), \quad (22)$$

$$M_{s\lambda} = R_0F_dp(\lambda) \quad (23)$$

$$M_{sc} = R_0[p(\lambda)K_T^{-1} - F_d(1 - p(\lambda))] \quad (24)$$

$$M_{s\Psi} = R_0F_d(1 - p(\lambda))p(\Psi) \quad (25)$$

$$M_s = R_0[p(\lambda)K_T^{-1} - F_d(1 - p(\Delta))], \quad (26)$$

де M_{sf} і $M_{s\lambda}$ – втрати потужнішого фактора за рахунок подолання опору коченню і тангенціальної деформації шин відповідно;

M_{sc} – внутрішні непродуктивні витрати, $M_{sc} = M_{sf} + M_{s\lambda}$;

$M_{s\Psi}$ – втрати за рахунок буксування коліс;

M_{si} – сумарні втрати рушія;

Величина корисно використовуваної частини силового потоку

$$M_{sf} = R_0F_d(1 - p(\Delta)) \text{ при } p(\Psi) \neq 0,$$

$$M_{sf} = R_0F_d(1 - p(\Delta)) \text{ при } p(\Psi) = 0.$$

Згідно з теорією ймовірностей [6] множина $\Omega = \{M_d\}$ може бути подана простором елементарних подій, які являють собою компоненти силового фактора обертового потоку M_{sf} , $M_{s\lambda}$ і M_{sF} . Останні утворюють повну групу, оскільки $\sum M_{sf} = M_d$, тобто їх сума є достовірною подією, а сума їхніх ймовірностей дорівнює одиниці. Через це ймовірності втрат енергії відповідно дорівнюють:

$$S(I) = 1 - S(I\lambda)S(\lambda)^{-1}, \quad (27)$$

$$p(s\lambda) = K_TF_d, \quad (28)$$

$$p(sc) = p(\lambda) + p(sf) - p(\lambda)p(sf) \quad (29)$$

$$,(\dots) = (\dots),(\dots)(1 - \dots(\lambda)),(\lambda)^{-1} \quad (30)$$

$$p(st) = p(\Delta) + p(sf) - p(\Delta)p(sf) \quad (31)$$

$$p(sF) = 1 - p(st) \text{ при } p(\Psi) \neq 0 \quad (32)$$

$$p(sF) = 1 - p(st) \text{ при } p(\Psi) = 0.$$

Насамкінець даного розділу. Через те, що для оцінки ефективності роботи колісного рушія визначальним фактором мусить бути співвідношення корисно використовуваної потужності та потужності втрат, пропонується ввести як оціночний критерій коефіцієнт ефективності рушія, який в загальному випадку руху

$$C_N = p(sF) / p(sc). \quad (33)$$

А при $P(\Psi) = 0$

$$C_N = 1 / p(sc) - 1. \quad (34)$$

Рівняння зв'язку C_N і ккд рушія має вигляд:

$$\eta = C_N / (1 - C_N). \quad (35)$$

Розрахунок характеристик рушіїв машин з блокованим приводом ведучих мостів. Відомо, що розрахунок робочих характеристик рушія машини з блокованим приводом являє складну аналітичну задачу, розв'язання якої спрощується в тому разі, коли при розрахунках виходити з ідеального силового зв'язку між ведучими мостами. Однак єдиної думки вчених з цього приводу немає. Розглянемо дане питання на прикладі плоскої розрахункової схеми тягача з колісною формулою 4×4 .

З метою спрощення запису аналітичних залежностей скористаємося поняттями зведеного радіуса кочення у веденому режимі R_0 і зведеного коефіцієнта тангенціальної еластичності рушія K_T . Для рушія вісі з міжколісним диференціалом

$$R_{oj} = 2 \left(\sum_1^2 \frac{1}{R_{ow}} \right)^{-1}, \quad (36)$$

$$K_{Tj} = \frac{1}{4} \sum_1^2 K_w, \quad (37)$$

де R_{ow} – радіус кочення у веденому режимі правого та лівого коліс даної вісі;

K_w – коефіцієнт тангенціальної еластичності тих самих коліс.

За відсутності міжосьового диференціалу зведені значення R_0 і K_T для тягача загалом дорівнюють:

$$R_0 = (R_{01} \times K_{T2} + R_{02} \times K_{T1}) \left(\sum_1^2 K_{Ti} \right)^{-1}, \quad (38)$$

$$K_T = K_{T1} \times K_{T2} \left(\sum_1^2 K_{Ti} \right)^{-1} \quad (39)$$

де індекси 1 і 2 стосуються параметрів передньої і задньої вісей.

Подальші аналітичні дослідження побудовані на прикладі рушія машини, в якій $R_{01} < R_{02}$, що характерно для тягачів тракторного типу з однаковими номінальними розмірами передніх і задніх коліс.

Дослідження [8] засвідчили, що ккд кінематичних ланцюгів блокованого силового привода справляють вплив на розподіл крутного моменту по мостах лише у веденому режимі, який не є типовим для роботи тягачів. У ведучих режимах (вільному і тяговому) співвідношення моментів описується рівнянням:

$$M_{d2} = \frac{M_{d1} K_{T1} + R_{021}}{K_{T2}}, \quad (40)$$

де M_{d1} і M_{d2} – крутні моменти на передній і задній вісях відповідно;

$$5_{021} = 5_{02} - 5_{01}.$$

Абсолютні значення крутних моментів визначаються наступними залежностями:

$$M_{d1} = \frac{R_{012}}{\sum_1^2 K_{Ti}} + \lambda_T \frac{R_{01}}{K_{T1}}, \quad (41)$$

$$M_{d2} = \frac{R_{012}}{\sum_1^2 K_{Ti}} + \lambda_T \frac{R_{02}}{K_{T2}}. \quad (42)$$

Наведені значення коефіцієнтів тангенціальної деформації шин кожної вісі з урахуванням їх алгебраїчних знаків дорівнюють:

$$\lambda_1 = \left(1 - \frac{R_{02}}{R_{01}} \right) \frac{K_{T1}}{\sum_1^2 K_{Tj}} + \lambda_T \frac{R_0}{R_{01}}, \quad (43)$$

$$\lambda_2 = \left(1 - \frac{R_{01}}{R_{02}} \right) \frac{K_{T2}}{\sum_1^2 K_{Tj}} + \lambda_T \frac{R_0}{R_{02}}. \quad (44)$$

Повний крутний момент рушія:

$$M_d = \lambda_T \sum_1^2 R_{0j} K_{Tj}^{-1} = \lambda_T \sum_1^2 M_{d(\text{lim})j}, \quad (45)$$

де зведений коефіцієнт тангенціальної деформації шин:

$$\lambda_T = \frac{\sum_1^2 \lambda_j M_{d(\min)j}}{\sum_1^2 M_{d(\lim)j}}. \quad (46)$$

У рівняннях (39) і (40) перші складники являють собою відносні деформації цін λ_j^{\perp} від дії пружного моменту, а другі – відносні деформації λ_j^{\parallel} від крутних моментів M_{di} [8]. З огляду на це можна записати, що припинення циркуляції потужності відбувається в разі рівності λ_j^{\perp} і λ_j^{\parallel} . При цьому сила тяги

$$F_d = \frac{|R_{012}| K_{T1}}{R_0 m_F \sum_1^2 K_{Tj}} - P_{r0}, \quad (47)$$

де P_{r0} – сила опору кочення блокованого рушія у веденому режимі [8].

Усі параметри, що входять до наведених вище рівнянь, розраховуються на підставі нескладних експериментів. Виняток становлять одержання пружної характеристики $K_T = f(G_k)$. Однак розв'язання даної задачі спрощується, якщо врахувати, що [7]:

$$K_0 = K_T = m_f (1 - m_f P_{r0}), \quad (48)$$

де K_0 – коефіцієнт на режимі вільного руху, тобто за конструктивного розподілу нормального навантаження на вісях і $F_d = 0$. Методика стендових випробувань викладена в роботі [3]. При проведенні ходових випробувань треба скористатися рівнянням (15) і визначити K_0 , який з іншого боку дорівнює (39). Якщо провести тягові випробування з відключеним переднім мостом, з'являється можливість розрахувати $K_{T2(c)}$ для режиму вільного кочення за формулою:

$$K_{T2(c)} = \frac{m_{F2} (1 - m_{F2} P_{r0})}{1 - m_{F2} P_{r0}}, \quad (49)$$

де P_{r01} і P_{r0} – середні значення кількох замірів сили опору коченню передніх коліс та опору кочення рушія машин за відсутності блокування відповідно. Із (39) витікає, що:

$$K_{T2(c)} = \frac{K_0 K_{T2(c)}}{K_{T2(c)} - K_0}. \quad (50)$$

Таким чином, дві крайні точки гіперболічної функції $K_T = f(G_k)$ визначені. Результат обробки численних експериментальних даних, одержаних різними дослідниками, свідчать про те, що координати третьої проміжної точки (з точністю до 5%) можна розрахувати за формулами:

$$K_{T3(c)} = \frac{2K_{T1(c)} * K_{T2(c)}}{\sum_1^2 K_{T(c)}}, \quad (51)$$

$$G_{3(c)} = \sqrt{G_{1(c)} * G_{2(c)}}, \quad (52)$$

де $G_{1(c)}$ і $G_{2(c)}$ – вертикальні навантаження відповідно на передню та задню вісі за вільного режиму руху. За трьома знайденими значеннями K_T можна побудувати графік чи отримати емпіричну формулу і за допомогою рівності (38) виконувати розрахунки K_T на будь-якому тяговому режимі.

Висновки. Дослідження засвідчили, що ККД, кінематичних ланцюгів блокованого силового привода справляють вплив на розподіл крутного моменту по мостах лише у веденому режимі, який не є типовим для роботи транспортних тягачів, що характерно тільки для тягачів тракторного типу з однаковими номінальними розмірами передніх і задніх коліс.

Список використаних джерел

1. Антонов А.С. Комплексные силовые передачи. – Л.: Машиностроение, 1981. – 496 с.
2. Борозняк Ю.П. Определение радиуса качения автомобильного колеса в ведомом режиме по недеформируемой поверхности // Автомобильный транспорт – Вып. 3. – К.: Техника. – 1966.
3. Борозняк Ю.П. Определение КПД мощных колесных тягачей на динамометричном стенде с беговыми барабанами // Автомобильный транспорт – Вып. 5. – К.: Техника, 1986. – С. 45-53.
4. Борозняк Ю.П. Сопротивление качению пневматических движителей // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1977. – № 8. – С. 22-23.
5. Борозняк Ю.П. Некоторые вопросы аналитического расчета рабочих характеристик пневматических движителей // Вестник ХГАДТУ – Вып. 6. – Х.: РИО ХГАДТУ. – 1997. – С. 13-16.
6. Борозняк Ю.П. К вопросу исследования силового потока колесного движения // Механіка та машинобудування. – Х.: ХТУ „ХІІІ”, 2001. – № 1, 2. – С. 80-84.
7. Борозняк Ю.П. Узловые вопросы прикладной теории качения ведущего пневматического колеса по жесткому основанию // Механіка та машинобудування. – Х.: НТУ „ХІІІ”. – 2003. – № 1.
8. Борозняк Ю.П. Об оценке рабочих характеристик движителей колесных машин с заблокированным приводом ведущих мостов // Механіка та машинобудування. – Х.: НТУ „ХІІІ”. – 2004.
9. Петров В.А. Основы теории качения пневматического колеса // Вестник машиностроения. – 1986. – № 2. – С. 40-44.
10. Практические вопросы испытания металлов (математические основы оценки результатов измерений) // Пер. с нем. под ред. О.П. Елютина. – М.: Металлургия, 1979. – С. 9-38.

Аннотация. Представлены результаты исследования распределения ведущих моментов и силы тяги между ведущими колесами тракторов в зависимости от силы тяги на тягово-сцепном устройстве. Рассчитаны динамические и кинематические радиусы колес буксования трактора и распределения буксования по мостам в зависимости от радиальной и тангенциальной деформации пневматических шин и их проскальзывания относительно опорной поверхности

Ключевые слова: энергетические затраты ведущего движителя, процессы взаимодействия движителя с опорной поверхностью, обобщающий коэффициент потери скоростного фактора, радиус качения в ведомом режиме, эластичный коэффициент, гистерезис шины, комплексное влияние случайных факторов, тангенциальная эластичность шины в поточном и нагрузочном режиме.

Abstract. This paper presents the results of research of leading moments and traction forces between the driving axles of the tractors, depending on the traction force on the hook. Also, calculated as dynamic and kinematic radius of wheel tractor slipping and slipping on the distribution of bridges, as well as components of radial and tangential deformations of pneumatic tires and their slippage relatively to the reference surface.

Keywords: energy costs of leading engine, the processes of interaction with the supporting surface engine, fast synthesis rate of loss factor, the radius of rolling in the conduct regime, elastic hysteresis of tires, complex influence of random factors, tangential elasticity of the tire and loading in the current mode