

М.А. ПОДРИГАЛО, В.М. КРАСНОКУТСЬКИЙ, В.М. ШЕВЦОВ, О.Б. ПАНАМАРЬОВА

ОСОБЛИВОСТІ ТЯГОВОГО РОЗРАХУНКУ ТРАКТОРНОГО САМОХІДНОГО ШАСІ ПРИ АГРЕГАТУВАННІ З НАВІСНИМИ МАШИНАМИ ТА ЗНАРЯДДЯМИ

Розглянута математична модель, що описує особливості тягового розрахунку самохідних шасі в навісному агрегаті. Проаналізовані особливості застосування типового тягового розрахунку до самохідних шасі зокрема з урахуванням розподілу сил і моментів в поздовжньо-вертикальній площині, що впливають на зчіпні і тягово-потужності якості шасі. Розглянуто агрегування, при якому відбувається довантаження самохідного шасі вагою машини, що в свою чергу впливає на вертикальну складову реакції ґрунту на робочих органах. Розрахунок тягового опору враховує частину сили опору коченню, що викликається нормальним довантаженням самохідного шасі від силового впливу навісних машин

Таким чином, тяговий опір навісної машини в агрегаті в загальному випадку складається з горизонтальної складової реакції ґрунту на робочих органах і сили опору коченню від довантаження трактора або самохідного шасі при роботі. Співвідношення цих складових в балансі тягового опору визначається прийнятим способом агрегування і конструктивними параметрами машини. На співвідношення цих складових впливають також умови роботи агрегату: зі збільшенням щільності ґрунтів підвищується опір робочим органам і знижується опір коченню; зменшення щільності, підвищення вологості і інші чинники збільшують опір коченню при одночасному зниженні величини реакції ґрунту на робочих органах.

Ключові слова: самохідне шасі, агрегування, тяговий розрахунок.

M. PODRYHALO, V. KRASNOKUTSKYI, V. SHEVTSOV, O. PANAMARIOVA

PECULIARITIES OF TRACTION CALCULATION OF A TRACTOR SELF-PROPELLED CHASSIS WHEN COMBINED WITH ATTACHMENTS AND IMPLEMENTS

A mathematical model describing the features of traction calculation of self-propelled chassis in a hinged unit is considered. The peculiarities of applying a typical traction calculation to self-propelled chassis are analysed, in particular, taking into account the distribution of forces and moments in the longitudinal-vertical plane, which affect the coupling and traction capacities of the chassis. The paper considers aggregation, in which the self-propelled chassis is loaded with the weight of the machine, which in turn affects the vertical component of the soil reaction on the working bodies. The calculation of traction resistance takes into account the part of the rolling resistance force caused by the normal loading of the self-propelled chassis from the forceful impact of the mounted machines

Thus, the traction resistance of a mounted machine in a machine generally consists of the horizontal component of the soil reaction on the working members and the rolling resistance force caused by the tractor or self-propelled chassis loading during operation. The ratio of these components in the balance of traction resistance is determined by the adopted method of aggregation and the design parameters of the machine. The ratio of these components is also influenced by the operating conditions of the machine: with an increase in soil density, the resistance to the working bodies increases and the rolling resistance decreases; a decrease in density, an increase in humidity and other factors increase the rolling resistance while simultaneously reducing the magnitude of the soil reaction on the working bodies.

Keywords: self-propelled chassis, aggregation, traction calculation.

Вступ. Методи тягового розрахунку тракторів і самохідних шасі характеризують їх тягові якості і придатні головним чином для аналізу роботи причіпних агрегатів.

При агрегуванні з навісними машинами і знаряддями, на самохідне шасі (ТСШ) впливає система сил і моментів в поздовжньо-вертикальній площині, впливаючи на зчіпні і тягово-потужності якості шасі. Тому показники тягового розрахунку самохідного шасі не можуть бути використані для аналізу роботи навісних агрегатів на його базі. При тяговому розрахунку виходять з умови незмінності ваги самохідного шасі. Однак при агрегуванні з навісними машинами та знаряддями відбувається довантаження самохідного шасі вагою машини, і, крім того, впливає вертикальна складова реакції ґрунту на робочих органах. Залежно від конструкції навісної машини і способу її агрегування змінюється характер силового впливу на самохідне шасі і величина його довантаження. Крім того, в залежності від місця розташування навісної машини на рамі самохідного шасі змінюється зчіпна вага агрегату.

Зміна загальної і зчійної ваги ТСШ в агрегаті впливає на роботу колієутворення, коректуючи величину сили опору коченню. Різний розподіл нормальних реакцій між осями самохідного шасі в агрегатах, в свою чергу, впливає на умови перекочування переднього і заднього мостів, формуючи різну за величиною силу опору коченню. Не залишається незмінним і характер буксування ведучих коліс самохідного шасі в агрегаті: воно знижується за рахунок довантаження ведучих коліс і пов'язаного з цим поліпшення зчійних якостей. Тяговий розрахунок не дозволяє виявити в повній мірі діапазон можливості тягового навантаження самохідного шасі в навісному агрегаті, в результаті обмеження його по зчепленню ведучих коліс з ґрунтом.

Особливості тягового розрахунку ТСШ. Зчійна вага агрегату і його зміна. З урахуванням силового впливу навісних машин і агрегатів на самохідне шасі загальна вага агрегату G_a може бути розрахована за формулою

$$G_a = Y_n + Y_s = G_u + \Delta G \quad (1)$$

де ΔG -- довантаження самохідного шасі, що визначається при агрегуванні з наступних співвідношень:

- для агрегатів, що не мають взаємодіючих з ґрунтом робочих органів

$$\Delta G = G_n \quad (2)$$

- для агрегатів з силовим і позиційним способами регулювання робочих органів

$$\Delta G = G_n \pm R_y \quad (3)$$

- для агрегатів з висотним способом регулювання робочих органів

$$\Delta G = G_n + R_y - Y_n \approx G_m \quad (4)$$

- для агрегатів з комбінованим (висотно-силовим) способом регулювання робочих органів

$$\Delta G = G_m - \sum P_n \quad (5)$$

($\sum P_n$ -- тиск силового регулятора або натискних пружин).

Плече довантаження ТСШ відносно осі ведучих коліс визначається за формулою

$$a = \frac{\sum (G_i a_i)}{\sum G_i} \quad (6)$$

Для агрегатів, які не мають взаємодіючих з ґрунтом робочих органів

$$\sum G_i = G_n \cdot i \cdot \sum (G_i \cdot a_i) = G_n \cdot a_n \quad (7)$$

тому плече довантаження в цьому випадку дорівнює горизонтальній координаті центру ваги навісної машини, відлічуваної від осі ведучих коліс $a = a_n$.

Для агрегатів з силовим і позиційним способами регулювання робочих органів плече довантаження визначають за формулою

$$a = \frac{G_n a_n \pm R_y a_1}{G_n - R_y} \quad (8)$$

де a_1 -- відстань від лінії дії R_y до вертикальної площини, що проходить через вісь ведучих коліс.

Для агрегатів з висотним способом регулювання робочих органів

$$a = \frac{G_n a_n + R_y a_1 - Y_n a_2}{\Delta G} \quad (9)$$

де a_2 -- відстань між осями ведучого колеса шасі і опорного колеса машини.

При спрощеному розрахунку силового впливу навісної машини (в цьому випадку $\Delta G \approx G_M$) Плече довантаження приймають рівним відстані центра ваги остову машини G_M від осі ведучих коліс шасі

$$a = a_M \quad (10)$$

Аналогічним чином визначають плече довантаження в агрегатах з висотно-силовим способом регулювання робочих органів:

$$a = \frac{G_M a_M - \sum P_n a_3}{\Delta G} \quad (11)$$

де a_3 -- відстань від лінії дії тиску $\sum P_n$ натискних пружин силового регулятора до осі ведучих коліс.

Зчипну вагу агрегату на базі ТСШ, чисельно рівну нормальній реакції на ведучих колесах, визначають з рівняння моментів відносно точки дотику передніх коліс з основою:

$$Y_3 = G_3 + \Delta G \left(1 - \frac{a}{L}\right) + \frac{M_f}{L} \quad (12)$$

Підставляючи в формулу величину довантаження ТСШ і відповідну відстань до точки її застосування від осі задніх коліс, отримуємо наступні значення зчипного ваги для різних способів агрегування:

для агрегатів, що не мають взаємодіючих з ґрунтом робочих органів:

$$Y_3 = G_3 + G_n \left(1 - \frac{a_n}{L}\right) + \frac{M_f}{L} \quad (13)$$

для агрегатів з силовим і позиційним способом регулювання робочих органів:

$$Y_3 = G_3 + G_n \pm R_y - \frac{G_n a_n \pm R_y a_1}{L} + \frac{M_f}{L} \quad (14)$$

для агрегатів з висотним способом регулювання робочих органів

$$Y_3 = G_3 + G_n + R_y - Y_n - \frac{G_n a_n + R_y a_1 - Y_n a_2}{L} + \frac{M_f}{L} \quad (15)$$

або

$$Y_3 \approx G_3 + G_m(1 - \frac{a_m}{L}) + \frac{M_f}{L} \quad (16)$$

для агрегатів з висотно-силовим способом регулювання

$$Y_3 = G_3 + G_m - \sum P_n - \frac{G_m a_m - \sum P_n a_3}{L} + \frac{M_f}{L} \quad (17)$$

Горизонтальну складову реакції ґрунту R_x на робочих органах знаходять розрахунковим способом за величиною питомого опору і прийнятій ширині захоплення. Ця величина необхідна для визначення вертикальної складової R_y , Функціонально пов'язаної з R_x .

При розрахунку відносно невеликої величини $\frac{M_f}{L}$ можна скористатися наближеним значенням моменту опору коченню агрегату вагою $G_{uu} + \Delta G$. Більш точне визначення моменту опору коченню розгляну нижче.

Опір коченню і його зміна. Зі зміною загальної і зчіпної ваги в агрегаті змінюються момент і наведена сила опору коченню самохідного шасі.

Знаючи загальну вагу агрегату і його розподіл між осями ТСШ, наведену силу опору коченню можна виразити у вигляді

$$P_f = G_a f = f_1 Y_n + f_2 Y_3 \quad (18)$$

звідки наведений коефіцієнт кочення

$$f = \frac{f_1 Y_n + f_2 Y_3}{Y_n + Y_3} \quad (19)$$

Як і раніше, для визначення змінних значень коефіцієнтів кочення передніх f_1 і задніх f_2 коліс використовують одне з перетворень формули Грандвуане-Горячкіна

$$f_i = \frac{1}{2} \sqrt[3]{\frac{Y_i}{K b D_1^2}} \quad (20)$$

Визначивши значення нормальних реакцій на колеса ТСШ в агрегаті, можна знайти величину наведеного коефіцієнта кочення

$$f_i = \frac{Y_n}{2(Y_n + Y_3)} \sqrt[3]{\frac{Y_n}{K_n b_n D_1^2}} + \frac{Y_3}{2(Y_n + Y_3)} \sqrt[3]{\frac{Y_3}{K_3 b_3 D_1^2}} \quad (21)$$

і наведену силу опору коченню ТСШ в агрегаті.

$$P_f = \frac{Y_n}{2} \sqrt[3]{\frac{Y_n}{K_n b_n D_1^2}} + \frac{Y_3}{2} \sqrt[3]{\frac{Y_3}{K_3 b_3 D_1^2}} \quad (22)$$

Момент опору коченню знаходять за рівнянням

$$M_f = P_f r_k - Y_n f_1 (r_k - r_n) \quad (23)$$

Підставляючи значення P_1 і f_1 , після перетворень отримаємо

$$M_f = \frac{Y_n r_n}{2} \sqrt[3]{\frac{Y_n}{K_n b_n D_1^2}} + \frac{Y_3 r_k}{2} \sqrt[3]{\frac{Y_3}{K_3 b_3 D_1^2}} \quad (24)$$

Знаючи значення нормальних реакцій на колесах ТСШ (Y_3 і $Y_n = G_{uu} + \Delta G - Y_3$), можна визначити силу опору коченню для кожного з розглянутих способів регулювання глибини обробітку ґрунту.

Буксування і його зміна. При тягових розрахунках зазвичай використовують експериментальні значення буксування. Зміна загальної та зчпної ваги ТСШ в агрегаті впливає на умови зчеплення ведучих коліс з ґрунтом, змінюючи показники буксування. Тому тягова характеристика самохідного шасі може бути використана тільки для визначення емпіричних коефіцієнтів, що входять в формулу для аналітичного визначення буксування ведучих коліс ТСШ в агрегаті

$$\delta = a \frac{P_k}{G_{uu} + \Delta G} + b \left(\frac{P_k}{G_{uu} + \Delta G} \right)^c \quad (25)$$

Використання методу найменших квадратів при побудові ступеневої функції буксування по тяговим характеристикам ТСШ дає наступні значення коефіцієнтів, що є складовою цієї залежності (табл. 1).

Формула враховує вплив дотичної сили тяги і зміну загальної ваги агрегату на буксування ведучих коліс ТСШ. Однак зміна загальної ваги агрегату лише побічно характеризує величину зчпного навантаження, чисельно рівний нормальній реакції на провідних колесах шасі. Тому для визначення буксування можна також скористатися залежністю буксування від коефіцієнта використання зчеплення $\varphi = \frac{P_k}{Y_3}$, для умов роботи на стерні.

Таблиця 1 – Коефіцієнти використання зчеплення

Агрофон	Коефіцієнт		
	a	b	c
Культивоване поле	0,45	5	5
Стерня	0,25	3,5	5

Формула для визначення буксування тракторів на стерні нормальної вологості:

$$\delta = a \frac{P_k}{G_{uu} + \Delta G} + b \left(\frac{P_k}{G_{uu} + \Delta G} \right)^c \quad (26)$$

де $c = 0,06 \dots 0,10$ при $n = 1,0 \dots 1,2$.

На м'яких ґрунтах, як показує практика, буксування носить вигнутий характер у всьому діапазоні тягових навантажень. Тому для визначення буксування в таких умовах представлена формула:

$$\delta = a\varphi^n \quad (27)$$

з наступними значеннями вхідних коефіцієнтів для умов роботи ТСШ на культивованому полі $a = 2,5$, $n = 3,6$.

Врахування впливу довантаження ведучих коліс при визначенні буксування дозволить уточнити розрахункові показники робочої швидкості і тягової потужності ТСШ в навісному агрегаті. ККД, що враховує втрати на буксування, знаходять за уточненими значеннями буксування ведучих коліс самохідного шасі в агрегаті

$$\eta_o = 1 - \delta \quad (28)$$

Особливості розрахунку тягових показників. При тяговому розрахунку тракторів їх тягове зусилля приймають рівним тяговому опору на гаку. Подібно до цього тяговий опір навісної машини в агрегаті часто ототожнюють з горизонтальною складовою реакції ґрунту на робочих органах. Таке ототожнення є правомочним лише в тому випадку, якщо відсутнє довантаження трактора або ТСШ за рахунок силового впливу навісної машини. Для навісних агрегатів на базі трактора з висотним способом регулювання глибини обробітку ґрунту завантаження трактора в агрегаті можна наближено оцінювати по горизонтальній складовій реакції ґрунту на робочих органах, якщо відсутні довантажувачі ведучих коліс $P_{\text{мяг}} \approx R_x$. Оскільки вага машини і вертикальна складова реакції ґрунту на робочих органах сприймаються переважно опорними колесами, то $G_n + R_y \approx Y_n$ і тому $\Delta G \rightarrow 0$.

У ТСШ при тих же умовах довантаження, як правило, здійснюється вагою остова навісної машини, жорстко закріпленої на рамі $\Delta G \approx G_M$, в той час, як в положенні, близькому до рівноважного, залишаються лише шарнірно з'єднані з остовом секції робочих органів з опорними колесами.

При розрахунку тягового опору необхідно враховувати частину сили опору коченню, що викликається нормальним довантаженням ТСШ від силового впливу навісних машин

$$P_{\text{мяг}} = R_x + \Delta G f \quad (29)$$

З урахуванням цього тяговий опір навісних машин з силовим або позиційним способом регулювання робочих органів слід визначати за формулою

$$P_{\text{мяг}} = R_x + (G_n \pm R_y) f \quad (30)$$

Тяговий опір машин з висотним способом регулювання робочих органів

$$P_{\text{мяг}} = R_x + (G_n + R_y - Y_n) f \quad (31)$$

При $G_n + R_y \approx Y_n$ $P_{\text{мяг}} \approx P$, тобто ототожнення тягового опору навісної машини з горизонтальною складовою реакції ґрунту на робочих органах є окремим випадком агрегування трактора.

Для ТСШ на підставі раніше розглянутого умови рівноваги агрегату маємо $G_n + R_y - Y_n \approx G_M$, тому

$$P_{\text{мяг}} = R_x + (G_M - \sum P_n) f \quad (32)$$

Для машин, які не мають взаємодіючих з ґрунтом робочих органів, навпаки, $R_x = 0$, а їх тяговий опір визначається додатковою силою опору коченню ТСШ

$$P_{\text{мяг}} = G_n f \quad (33)$$

Це характеризує окремий випадок агрегування, коли тяговий опір рівний тільки частині сили опору коченню ТСШ від довантаження його вагою навісної машини G_n .

Таким чином, тяговий опір навісної машини в агрегаті в загальному випадку складається з горизонтальної складової реакції ґрунту на робочих органах і сили опору коченню від довантаження трактора або ТСШ при роботі. Співвідношення цих складових в балансі тягового опору визначається прийнятим способом агрегування і конструктивними параметрами машини. На співвідношення цих складових впливають також умови роботи агрегату: зі збільшенням щільності ґрунтів підвищується опір робочим органам і знижується опір коченню; зменшення щільності, підвищення вологості і інші чинники збільшують опір коченню при одночасному зниженні величини реакції ґрунту на робочих органах.

Невірна оцінка тягового опору навісної машини може призвести до недооцінки необхідної тягової потужності самохідного шасі і, як наслідок цього, до зниження продуктивності агрегату. Особливості розрахунку тягового опору навісної машини слід враховувати при визначенні дотичної сили тяги ТСШ в агрегаті:

$$P_k = P_{\text{мяз}} + G_{\text{ш}} f = R_x + (G_{\text{ш}} + \Delta G) f \quad (34)$$

Для агрегатів, які не мають взаємодіючих з ґрунтом робочих органів,

$$P_k = G_a f \quad (35)$$

Для агрегатів з силовим або позиційним способом регулювання робочих органів

$$P_k = R_x + (G_{\text{ш}} + G_n \pm R_y) f \quad (36)$$

Для агрегатів з висотним способом регулювання робочих органів

$$P_k = R_x + (G_{\text{ш}} + G_n + R_y - Y_n) f \approx R_x + (G_{\text{ш}} + G_m) f \quad (37)$$

Для агрегатів з комбінованим способом регулювання робочих органів

$$P_k = R_x + (G_{\text{ш}} + G_m - \sum P_n) f \quad (38)$$

Відповідно, ККД, що враховує втрати на кочення, набуває таких значень: для агрегатів, що не мають взаємодіючих з ґрунтом робочих органів,

$$\eta_f = \frac{P_{\text{мяз}}}{P_k} = \frac{G_n}{G_a} \quad (39)$$

для агрегатів з силовим або позиційним способом регулювання робочих органів

$$\eta_f = \frac{R_x + (G_n \pm R_y) f}{R_x + (G_{\text{ш}} + G_n \pm R_y) f} \quad (40)$$

для агрегатів з висотним способом регулювання робочих органів

$$\eta_f = \frac{R_x + (G_u + R_y - Y_u) f}{R_x + (G_u + G_u + R_y - Y_u) f} \approx \frac{R_x + G_m f}{R_x + (G_u + G_m) f} \quad (41)$$

для агрегатів з комбінованим способом регулювання робочих органів

$$\eta_f = \frac{R_x + (G_u - \sum P_n) f}{R_x + (G_u + G_m - \sum P_n) f} \quad (42)$$

Тяговий ККД ТСШ в навісному агрегаті розраховують за відомою формулою

$$\eta_m = \eta_{mp} \eta_\delta \eta_f \quad (43)$$

але з урахуванням уточнених значень ККД трансмісії η_{mp} з достатньою для практичних розрахунків точністю може бути прийнятий однаковим для ТСШ і агрегатів на його базі.

Знаючи тяговий опір навісної машини, її робочу швидкість і тяговий ККД агрегату, можна розрахувати тягову потужність самохідного шасі і потужність двигуна.

При визначенні тягової потужності враховують вплив довантаження ТСШ при агрегуванні $N_{кр} = \frac{P_{мяз} v}{270} = \frac{(R_x + \Delta G f) v_m (1 - \delta)}{270}$, причому величина буксування δ визначається для відповідних значень дотичної сили тяги $P_k = R_x + (G_u + \Delta G) f$ і зчпної ваги агрегату.

Ефективна потужність, що витрачається

$$N_e = \frac{P_k v}{270 \eta_{mp}} = \frac{[R_x + (G_u + \Delta G) f] v_m (1 - \delta)}{270 \eta_{mp}} \quad (44)$$

Для забезпечення роботи самохідного шасі в агрегаті необхідно, щоб дотримувалася умова

$$N_e + N_{вом} \leq N_{ен} \eta_\delta \quad (45)$$

де $N_{вом}$ -- потужність, що знімається з ВВП;

$N_{ен}$ -- номінальна потужність двигуна;

η_δ -- допустимий коефіцієнт завантаження двигуна на даній операції.

Визначивши попередньо довантаження ТСШ в агрегаті і відповідні значення коефіцієнтів кочення і буксування, можна розрахувати величини тягових і ефективних потужностей для різних випадків агрегування.

Висновки. Традиційний метод тягового розрахунку тракторів не дозволяє в повній мірі виявити діапазон можливого тягового навантаження тракторного самохідного шасі при агрегуванні з різними навісними машинами та знаряддями в наслідок обмеження його по зчепленню ведучих коліс з ґрунтом. При агрегуванні тракторного самохідного шасі з різними навісними машинами та знаряддями виникає дозавантаження ТСШ їх вагою і, крім цього, діє вертикальна складова реакції ґрунту на робочих органах. В залежності від конструкції навісної машини чи знаряддя і способу агрегування змінюється характер силового впливу на ТСШ і величина його дозавантаження. В залежності від місця розміщення зчпного пристрою і навісної машини чи знаряддя (чи кількох знарядь) на рамі ТСШ змінюється зчпна вага машино-тракторного агрегату.

Список літератури

1. Bulgakov V.V. et al. Investigation of draft coefficient of efficiency of wheeled tractor // 15th International scientific conference “Engineering for rural development”: proceedings, Jelgava, Latvia. 2016. Vol. 2016-Janua. P. 1036–1041.
2. Adamchuk V. et al. Theoretical research into the power and energy performance of agricultural tractors // Agron. Res. Estonian Research Institute of Agriculture, 2016. Vol. 14, № 5. P. 1511–1518
3. Бойко С.М. Вдосконалення методики розрахунку раціонального складу машинно-тракторного агрегату / С.М. Бойко // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Молодь і технічний прогрес в АПК. Інноваційні розробки в аграрній сфері. Том 2. – Харків: ХНТУСГ, 2019. – 240-242 с.
4. Надикто В., Кюрчев В. (2021). Нові елементи теорії тягової динаміки та експлуатації колісних тракторів. Техніка і технології АПК. 4 (117). 21-26.
5. Ярошенко П. М. про вдосконалення методики розрахунку тягового зусилля МТА / П.М. Ярошенко // Вісник Сумського національного аграрного університету Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів», випуск 4 (42), 2020, 22-25 с.
6. Закапко О.Г. Поліпшення агрегатованості і маневреності тракторних самохідних шасі використанням переднього поворотного мосту / О.Г. Закапко // Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії.
7. Подригало М.А. Принципи раціонального агрегування тракторних самохідних шасі / М.А. Подригало, В.М. Краснокутський, В.М. Шевцов // Вісник НТУ «ХПІ» Серія Ав-томобіле-та тракторобуду-вання №2 2021 с. 91-98

References (transliterated)

1. Bulgakov V.V. et al. Investigation of draft coefficient of efficiency of wheeled tractor // 15th International scientific conference “Engineering for rural development”: proceedings, Jelgava, Latvia. 2016. Vol. 2016-Janua. P. 1036–1041.
2. Adamchuk V. et al. Theoretical research into the power and energy performance of agricultural tractors // Agron. Res. Estonian Research Institute of Agriculture, 2016. Vol. 14, № 5. P. 1511–1518
3. Boiko S.M. Vdoskonalennia metodyky rozrakhunku ratsionalnoho skladu mashynno-traktornoho ahrehatu / S.M. Boiko // Materialy Mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii «Molod i tekhnichnyi prohres v APK. Innovatsiini rozrobky v ahraarii sferi. Tom 2. – Kharkiv: KhNTUSH, 2019. – 240-242 s.
4. Nadykto V., Kiurchev V. (2021). Novi elementy teorii tiahovoi dynamiky ta ekspluatatsii kolisnykh traktoriv. Tekhnika i tekhnolohii APK. 4 (117). 21-26.
5. Yaroshenko P. M. pro vdoskonalennia metodyky rozrakhunku tiahovoho zusyillia MTA / P.M. Yaroshenko // Visnyk Sumskoho natsionalnoho ahraaroho universytetu Seriiia «Mekhanizatsiia ta avtomatyzatsiia vyrobnychykh protsesiv», vypusk 4 (42), 2020, 22-25 s.
6. Zakapko O.H. Polipshennia ahrehatovanosti i manevrenosti traktornykh samokhidnykh shasi vykorystanniam perednoho povorotnoho mostu / O.H. Zakapko // Dysertatsiia na zdobuttia naukovooho stupenia doktora filosofii.
7. Podryhalo M.A. Pryntsyipy ratsionalnoho ahrehatuvannia traktornykh samokhidnykh shasi / M.A. Podryhalo, V.M. Krasnokutskyyi, V.M. Shevtsov // Visnyk NTU «KhPI» Seriiia Av-tomobile-ta traktorobudu-vannia №2 2021 s. 91-98

Надійшла (received): 05.12.2023 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Подригало Михайло Абович (Podryhalo Mykhailo) – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1624-5219>; e-mail: pmikhab@gmail.com.

Краснокутський Володимир Миколайович (Krasnokutskyyi Volodymyr) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0001-9484-4113> e-mail: hvukvn62@gmail.com.

Шевцов Вадим Михайлович (Shevtsov Vadym) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5115-4398>; e-mail: shevtsovvadim@ukr.net

Панамарьова Ольга Борисівна (Panamariova Olga), кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут» доцент кафедри гідравлічні машини м. Харків, Україна, ORCID 0000-0003-4080-4532 e-mail: olga.panamariova@khi.edu.ua