

besplatformennykh inercial'nykh navigacionnykh system [Introduction to the theory of strapdown inertial navigation systems]. Moscow, Nauka Publ., 1992. 280 p. **3.** Kuznetsov, Yu. A., Oleynik, S. V., Demenkov, V. A. and Plakhsy, Yu. A. Primeneniye modeley vrashheniya dlya analiza pogreshnostey algoritmov besplatformennykh inercial'nykh sistem orientatsii podvizhnykh ob'ektov [Using rotation models for analyzing the errors of algorithms of strapdown inertial navigation systems of moving objects]. *XVII Sankt-Peterburgskaya Mezhdunar. Konf.* [XVII St. Petersburg International Conference] S.-Peterburg, CNII "Yeletropribor" Publ., 2010, pp. 114–116. **4.** Tkachenko, A. I. O primeneniі parametrov Rodriga-Gamil'tona v algoritmakh opredeleniya orientatsii ob'ekta [On the application of the Rodrigues-Hamilton parameters in the algorithms of defining object orientation]. *Kibernet. i vychisl. tehn* [Cybernetics and Computing Technique]. Kyiv, 1970, vol. 5, pp. 20–22. **5.** Panov, A. P. Optimizatsiya vysokotochnykh algoritmov vychisleniya kvaternionov v sluchaye precessii tverdogo tela [Optimization of high-precision quaternion calculation algorithms in the case of rigid body precession]. *Kibernet. i vychisl. tehn* [Cybernetics and Computing Technique]. Kyiv, 1987, vol. 73, pp. 3–9. **6.** Plakhsy, Yu. A. Etalonna trygonometrychna kvaternionna model' precessiyogo typu obertannya tverdogo tela [A quaternion trigonometric precession reference model of a rigid body rotation]. *Visnyk NTU «KhPI»* [Bulletin of the National Technical University «KhPI»]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2013, no. 37 (1010), pp. 141–147. **7.** Plakhsy, Yu. A. Tr'okhchastotni analitychni etalonnі modeli obertannya tverdogo tela [Three-frequency analytical reference model of a rigid body rotation]. *Visnyk NTU «KhPI»* [Bulletin of the National Technical University «KhPI»]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014, no. 6 (1049), pp. 175–185. **8.** Plakhsy, Yu. A. Uzagal'nennya tr'okhchastotnoyi trygonometrychnoyi kvaternionnoyi modeli obertannya tverdogo tela. Pershyy typ modeli [Generalization of a three-frequency trigonometrical quaternion model of a rigid body rotation]. *Visnyk NTU «KhPI»* [Bulletin of the National Technical University «KhPI»]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no.41 (1150), pp. 111–119.

Надійшла (received) 28.03.2016

Відомості про автора / Сведения об авторе / Information about author

Плаксій Юрій Андрійович – кандидат технічних наук, доцент, професор НТУ «ХПІ», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (057) 707-64-36; e-mail: plakhsy_yu@gmail.com.

Плаксій Юрій Андреевич – кандидат технических наук, доцент, профессор НТУ «ХПИ», Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков; тел.: (057) 707-64-36; e-mail: plakhsy_yu@gmail.com.

Plakhsy Yuriy Andriyovych – Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, Professor NTU "KhPI", National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv; tel.: (057) 707-64-36; e-mail: plakhsy_yu@gmail.com.

УДК 631.37

О. Ю. РЕБРОВ**РОЗПОДІЛ ПОТОКІВ ПОТУЖНОСТІ І ККД МЕХАНІЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ ПОВНОПРИВІДНОГО КОЛІСНОГО ТРАКТОРА**

Запропоновано метод визначення складових потоку потужності і ККД на прикладі трансмісії повнопривідного колісного сільськогосподарського трактора. Метод передбачає на основі попередньо розрахованих часток потужності в місці розгалуження потоку потужності від двигуна до ведучих мостів трактора визначити ККД трансмісії в режимах роботи при наявності і відсутності циркуляції потужності. Для практичних розрахунків також встановлений взаємозв'язок часток потужності в місці розгалуження потоку потужності з частками потужності безпосередньо на колесах ведучих мостів трактора.

Ключові слова потужність, потік потужності, приводи ведучих мостів трактора, трансмісія трактора.

Вступ. Удосконалення сільськогосподарських технологій нерозривно пов'язано з впровадженням інноваційних технологій в різних сферах сільськогосподарського виробництва. Аналіз та прогнозування перспектив підвищення ефективності тракторної техніки сільськогосподарського призначення мають тісний взаємозв'язок з таким класичним поняттям, як ККД. Обґрунтування заходів щодо підвищення ККД трактора не тільки як тягового, а й енергетичного засобу для сільськогосподарського виробництва, потребує детального розгляду складових потоків потужності від двигуна до ходової системи тракторів тягової концепції і складових, пов'язаних з передачею потужності в приводах активних органів сільськогосподарських знарядь тракторів тягово-енергетичної і енергетичної концепцій. Крім того, для забезпечення допустимого впливу на ґрунт передбачається застосування багатоопорних колісних рушіїв тракторів і активних приводних ходових систем сільськогосподарських знарядь.

Тому питання розподілу потоків потужності, насамперед, в приводах ведучих мостів трактора, а також в приводах сільськогосподарських знарядь є актуальним з точки зору пошуку резервів підвищення ефективності тракторної техніки.

Аналіз останніх досліджень. Проблематика тракторної енергетики, теорії трактора та шляхів розв'язання протиріч, що виникають при реалізації трактором тягової або тягово-енергетичної концепції технологічного процесу механічної обробки ґрунту, розглядається в роботах [1 – 4], де відмічається перспективність застосування активних приводів ходових систем і робочих органів сільськогосподарських знарядь з точки зору підвищення ККД технологічного процесу. Вирішення питання застосування активних приводів в машино-тракторних

агрегатах потребує підвищення потужності тракторних двигунів до рівня, який не може бути повною мірою реалізований тільки ходовою системою самого трактора. Зростання потужності призводить до підвищення енергонасиченості тракторів [5 – 6], що обумовлено поступовим переходом від тягової до тягово-енергетичної та енергетичної концепції розвитку трактора на майбутнє. Підвищення енергонасиченості сільськогосподарських тракторів потребує уточнення складових балансу потужності і ККД машино-тракторних агрегатів [7], особливо з урахуванням різних способів передачі потужності від двигуна трактора до сільськогосподарської машини [8].

Постановка задачі. Ефективність використання колісної тракторної техніки на енергоємних сільськогосподарських операціях в складі машино-тракторних агрегатів, особливо з приводними ґрунтообробними знаряддями, залежить від раціонального розподілу потоку потужності двигуна в приводах ходової системи і сільськогосподарського знаряддя. Це обумовлює задачу моделювання процесу розгалуження потоку потужності в приводах машино-тракторного агрегату для визначення загального ККД трактора в агрегаті з сільськогосподарським знаряддям. Тому метою даної роботи є розробка методу визначення складових потоку потужності і ККД на прикладі трансмісії повнопривідного колісного сільськогосподарського трактора.

Розподіл потоків потужності і ККД механічної трансмісії повнопривідного колісного трактора. Для повнопривідних тракторів, виконаних за схемою 4К4а або 4К4б, при розгалуженні потоку потужності в трансмісії до ведучих мостів, загальний ККД трансмісії за відсутності циркуляції потужності визначається виходячи з існуючих потоків потужності:

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{тр}0} \cdot (\eta_{\text{тр}1} \cdot \lambda_1 + \eta_{\text{тр}2} \cdot \lambda_2), \quad (1)$$

де $\eta_{\text{тр}0}$ – ККД ділянки трансмісії від двигуна до розгалуження потоків потужності в трансмісії трактора; $\eta_{\text{тр}1}$, $\eta_{\text{тр}2}$ – ККД ділянок трансмісії від розгалуження до передніх і задніх ведучих коліс, відповідно; λ_1 , λ_2 – частки потужності двигуна, які передаються до переднього і заднього ведучих мостів в місці розгалуження потоку потужності та визначаються зі співвідношень:

$$\lambda_1 = \frac{N_{e1}}{N_e}; \quad \lambda_2 = \frac{N_{e2}}{N_e}; \quad \lambda_1 + \lambda_2 = 1; \quad (2)$$

N_e – ефективна потужність двигуна, що розподіляється при розгалуженні на складові N_{e1} і N_{e2} до переднього і заднього ведучих мостів, відповідно.

За відсутності циркуляції потужності потоки потужності протікають в трансмісії наступним чином (рис. 1, а). Ефективна потужність, що розвивається двигуном відповідно до його завантаження за потужністю ε_N , розподіляється по ведучим мостам у співвідношенні λ_1 / λ_2 (при цьому частина потужності втрачається на тертя $N_{\text{тр}1}$ і $N_{\text{тр}2}$) та надходить до передніх і задніх ведучих коліс: $N_{\text{к}1}$ і $N_{\text{к}2}$. В результаті буксування переднього δ_1 і заднього δ_2 мостів розвивається дотична сила тяги трактора, при цьому частина потужності втрачається (відбувається зниження швидкості руху) у вигляді складових N_{δ_1} і N_{δ_2} . Тому на остов трактора передається потужність N_{o1} і N_{o2} , яка є добутком дотичної сили тяги (як для потужності $N_{\text{к}1}$ і $N_{\text{к}2}$) та дійсної швидкості руху V (замість теоретичних швидкостей $V_{\text{т}1}$ і $V_{\text{т}2}$ у потужності $N_{\text{к}1}$ і $N_{\text{к}2}$). Далі частина потужності N_{o1} і N_{o2} витрачається на подолання опору перекошування трактора у вигляді складових N_{f1} і N_{f2} . В результаті всіх перерахованих втрат залишається корисна складова потужності, що характеризує досконалість трактора як тягового засобу, – це кривока потужність $N_{\text{кр}}$.

При малих дотичних силах тяги і великій кінематичній невідповідності окружних швидкостей ведучих коліс мостів трактора можлива циркуляція потужності. Причину виникнення циркуляції потужності зручно розглянути на прикладі трактора 4К4б, у якого шини, наприклад, передніх коліс більш навантажені і мають менший внутрішній тиск. За цих умов динамічний радіус задніх коліс може бути істотно більше передніх. Якщо привід ведучих мостів блокований, то виникають різні окружні швидкості в зоні контакту передніх і задніх коліс з опорною поверхнею, що викликає підвищене буксування моста, у якого окружна швидкість в зоні контакту більше, і юз коліс моста, який відстає і працює в гальмівному режимі по відношенню до випереджаючого моста.

В результаті описаного явища виникає циркуляція потужності в контурі: «пляма контакту випереджаючих коліс з ґрунтом – остов трактора – пляма контакту відстаючих коліс з ґрунтом – трансмісія – пляма контакту випереджаючих коліс з ґрунтом» (рис. 1, б). Циркуляція потужності супроводжується додатковими втратами потужності в трансмісії і ходовій системі та суттєво знижує ККД трансмісії і тяговий ККД трактора.

Умова виникнення циркуляції потужності в трансмісії трактора визначається із рівності дійсної швидкості руху переднього і заднього мостів:

$$V_{\text{т}1} \cdot (1 - \delta_1) = V_{\text{т}2} \cdot (1 - \delta_2). \quad (3)$$

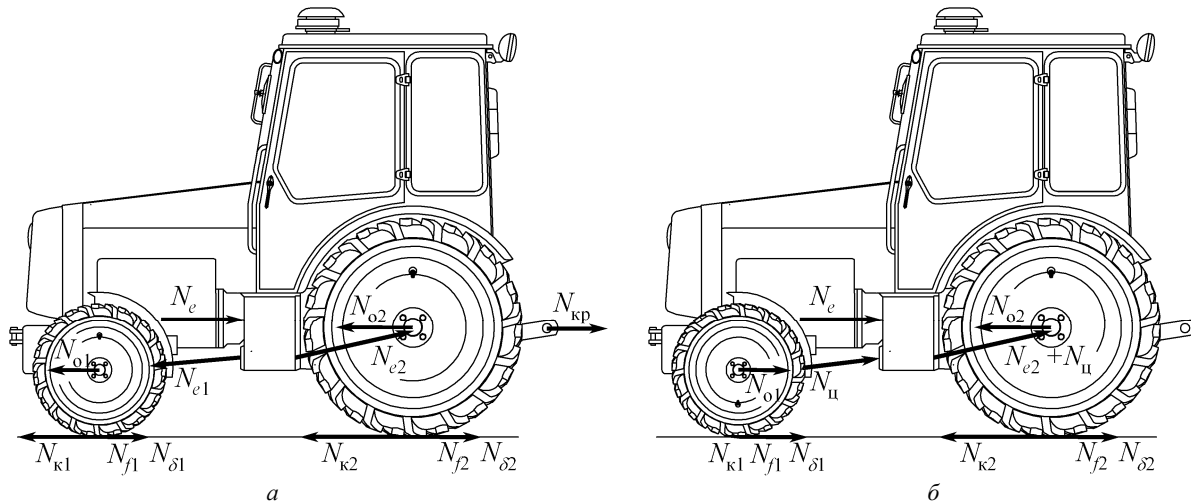


Рис. 1 – Схема потоків потужності для повнопривідного трактора:
 а – за відсутності циркуляції потужності; б – з циркуляцією потужності.

З урахуванням передавальних чисел трансмісії від двигуна до ведучих коліс переднього u_1 і заднього u_2 мостів, а також їх динамічних радіусів r_{k1} і r_{k2} , визначається коефіцієнт *кінематичної невідповідності* k_n :

$$\frac{r_{k1}}{u_1} \cdot \frac{u_2}{r_{k2}} \cdot (1 - \delta_1) = (1 - \delta_2); \quad k_n \cdot (1 - \delta_1) = (1 - \delta_2); \quad k_n = \frac{r_{k1}}{u_1} \cdot \frac{u_2}{r_{k2}} = \frac{V_{T1}}{V_{T2}}. \quad (4)$$

Припустимо, що відстає передній міст, а забігає – задній. Ознакою циркуляції потужності буде негативна дотична сила тяги і юз моста, що відстає:

$$k_n < 1; \quad \delta_1 < 0; \quad \delta_2 < 1 - k_n. \quad (5)$$

Аналогічно отримуємо умову циркуляції потужності коли відстає задній і забігає передній міст:

$$k_n > 1; \quad \delta_2 < 0; \quad \delta_1 < 1 - 1/k_n. \quad (6)$$

З огляду на той факт, що коефіцієнт кінематичної невідповідності знаходиться в межах 0,95 – 1,05, тобто не більше ніж на 5% відрізняється в експлуатації від 1, отримуємо з (5) і (6), що циркуляція можлива при малому буксуванні (до 5%) моста, який забігає, при цьому відстаючий міст має негативне буксування (юз) в межах 1,5%.

При циркуляції потужності коли відстає передній міст:

$$\eta_{TP} = \eta_{TP0} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{TP1}} \cdot \lambda_1 + \eta_{TP2} \cdot \lambda_2 \right); \quad \lambda_1 < 0; \quad \lambda_2 > 1; \quad \lambda_1 + \lambda_2 = 1, \quad (7)$$

а коли відстає задній міст:

$$\eta_{TP} = \eta_{TP0} \cdot \left(\eta_{TP1} \cdot \lambda_1 + \frac{1}{\eta_{TP2}} \cdot \lambda_2 \right); \quad \lambda_1 > 1; \quad \lambda_2 < 0; \quad \lambda_1 + \lambda_2 = 1. \quad (8)$$

На практиці при проведенні експериментальних і теоретичних досліджень не завжди зручно користуватися частками потужності λ_1 і λ_2 , які повинні визначатися на розгалуженні потоків потужності в трансмісії. Експериментальним і розрахунковим шляхом простіше визначити частки потужності, підведеної до ведучих коліс трактора. Позначимо частки потужності, що підводиться до коліс переднього і заднього ведучих мостів, λ_{k1} і λ_{k2} :

$$\lambda_{k1} = \frac{N_{k1}}{N_{k1} + N_{k2}} = \frac{N_{k1}}{N_k}; \quad \lambda_{k2} = \frac{N_{k2}}{N_{k2} + N_{k1}} = \frac{N_{k2}}{N_k}; \quad \lambda_{k1} + \lambda_{k2} = 1. \quad (9)$$

Розглянемо схему потоків потужності без циркуляції для визначення часток λ_1 і λ_2 , загального ККД трансмісії η_{TP} по відомим часткам потужності λ_{k1} і λ_{k2} , ККД ділянок трансмісії η_{TP0} , η_{TP1} і η_{TP2} (рис. 2, а). Позначимо потужність N_{p0} , що розподіляється при розгалуженні в трансмісії на складові N_{p1} і N_{p2} до переднього і заднього ведучого моста відповідно:

$$N_{p0} = N_{p1} + N_{p2}; \quad \lambda_1 = \frac{N_{p1}}{N_{p0}}; \quad \lambda_2 = \frac{N_{p2}}{N_{p0}}; \quad \lambda_1 + \lambda_2 = 1. \quad (10)$$

З урахуванням ККД ділянок приводів до ведучих мостів і (9) отримаємо:

$$N_{p1} = \frac{N_{k1}}{\eta_{TP1}} = \frac{N_k \cdot \lambda_{k1}}{\eta_{TP1}}; \quad N_{p2} = \frac{N_{k2}}{\eta_{TP2}} = \frac{N_k \cdot \lambda_{k2}}{\eta_{TP2}}. \quad (11)$$

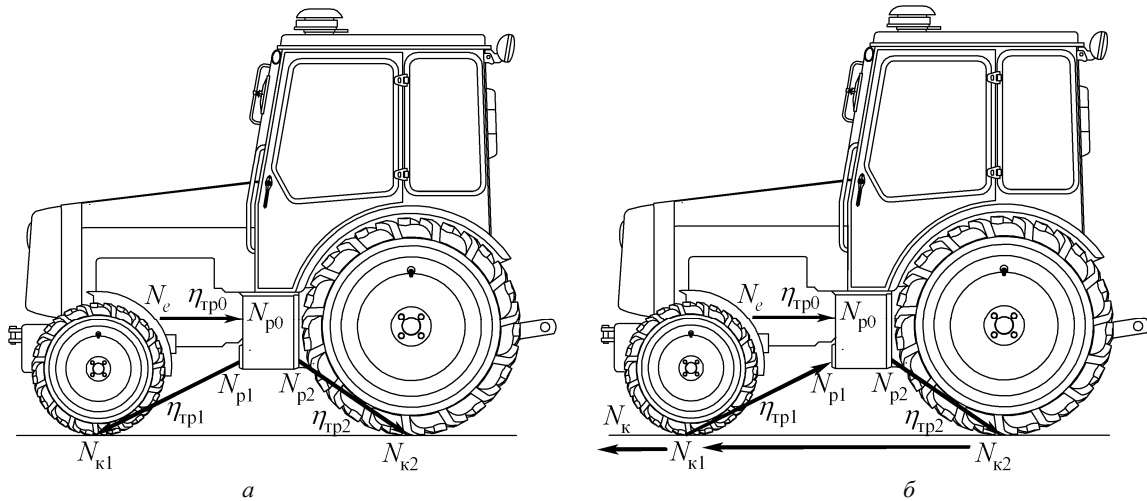


Рис. 2 – Схема для визначення ККД трансмісії:
 а – за відсутності циркуляції потужності; б – з циркуляцією потужності.

З урахуванням (10):

$$\lambda_1 = \frac{N_k \cdot \lambda_{k1}}{N_{p0} \cdot \eta_{тр1}}; \lambda_2 = \frac{N_k \cdot \lambda_{k2}}{N_{p0} \cdot \eta_{тр2}}. \tag{12}$$

Взаємозв'язок між частками потужності при розгалуженні і на ведучих колесах при відповідних ККД ділянок приводів до ведучих мостів виглядає так:

$$\frac{\lambda_1 \cdot \eta_{тр1}}{\lambda_{k1}} = \frac{\lambda_2 \cdot \eta_{тр2}}{\lambda_{k2}}. \tag{13}$$

$$\lambda_1 = \frac{\eta_{тр2} \cdot \lambda_{k1}}{\eta_{тр2} \cdot \lambda_{k1} + \eta_{тр1} \cdot \lambda_{k2}}; \lambda_2 = \frac{\eta_{тр1} \cdot \lambda_{k2}}{\eta_{тр2} \cdot \lambda_{k1} + \eta_{тр1} \cdot \lambda_{k2}}. \tag{14}$$

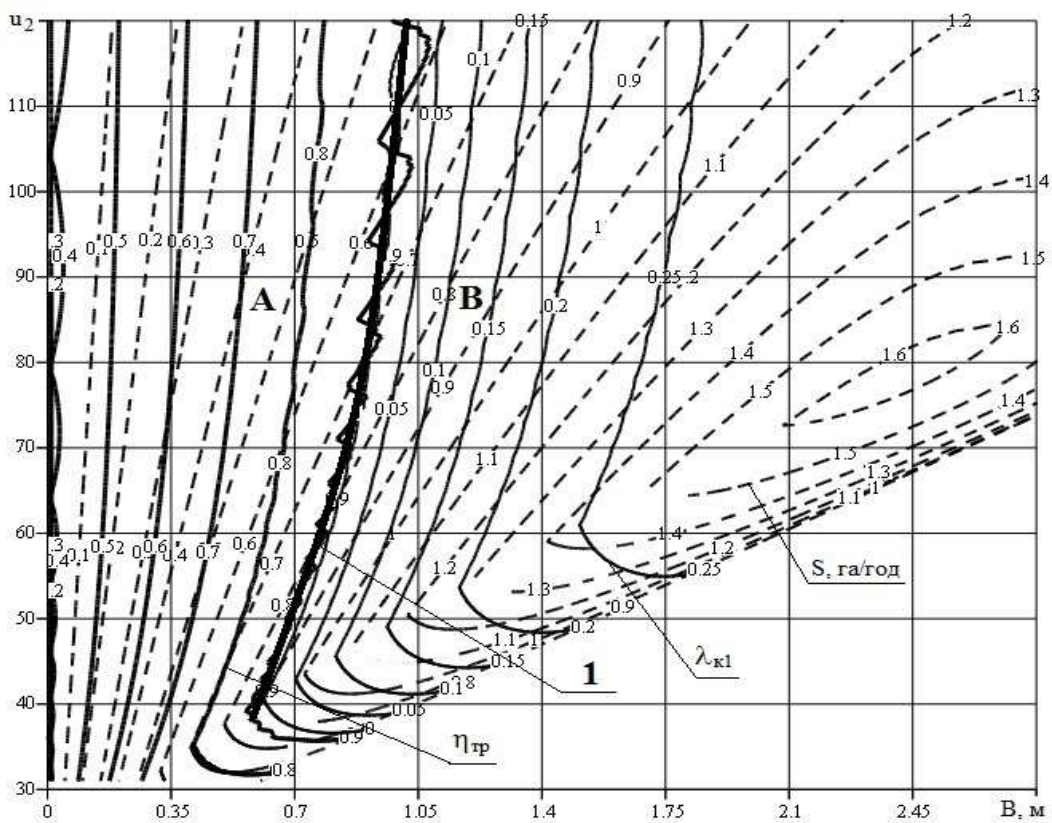


Рис. 3 – Розподіл потужності і ККД трансмісії трактора 4К4а в координатах «Ширина захвату плуга (В, м) – передавальне число трансмісії приводу заднього моста (u₂)».

Загальний ККД трансмісії при роботі без циркуляції потужності з відомими часткам потужності $\lambda_{к1}$ і $\lambda_{к2}$:

$$\eta_{тр} = \eta_{тр0} \cdot \left(\frac{\eta_{тр1} \cdot \eta_{тр2}}{\eta_{тр2} \cdot \lambda_{к1} + \eta_{тр1} \cdot \lambda_{к2}} \right). \quad (15)$$

Для випадку циркуляції потужності, коли відстає передній міст (рис. 2, б), замість (11) отримуємо:

$$N_{p1} = N_{к1} \cdot \eta_{тр1}; \quad N_{p2} = \frac{N_{к2}}{\eta_{тр2}}. \quad (16)$$

З урахуванням (9):

$$N_{p1} = N_{к} \cdot \lambda_{к1} \cdot \eta_{тр1}; \quad N_{p2} = \frac{N_{к} \cdot \lambda_{к2}}{\eta_{тр2}}. \quad (17)$$

Взаємозв'язок між частками потужності при розгалуженні і на ведучих колесах при відповідних ККД ділянок приводів до ведучих мостів і циркуляції потужності описується рівняннями:

$$\frac{\lambda_1}{\lambda_{к1} \cdot \eta_{тр1}} = \frac{\lambda_2 \cdot \eta_{тр2}}{\lambda_{к2}}. \quad (18)$$

$$\lambda_1 = \frac{\lambda_{к1} \cdot \eta_{тр1} \cdot \eta_{тр2}}{\lambda_{к2} + \lambda_{к1} \cdot \eta_{тр1} \cdot \eta_{тр2}}; \quad \lambda_2 = \frac{\lambda_{к2}}{\lambda_{к2} + \lambda_{к1} \cdot \eta_{тр1} \cdot \eta_{тр2}}. \quad (19)$$

Запишемо загальний ККД трансмісії при роботі з циркуляцією потужності з відомими часткам потужності $\lambda_{к1}$ і $\lambda_{к2}$:

$$\eta_{тр} = \eta_{тр0} \cdot \left(\frac{\lambda_{к1} \cdot \eta_{тр2} + \lambda_{к2} \cdot \eta_{тр1}}{\lambda_{к2} + \lambda_{к1} \cdot \eta_{тр1} \cdot \eta_{тр2}} \right) = \frac{\eta_{тр0} \cdot \eta_{тр2}}{\lambda_{к2} + \lambda_{к1} \cdot \eta_{тр1} \cdot \eta_{тр2}}. \quad (20)$$

Якщо відстає задній міст і відбувається циркуляція потужності, взаємозв'язок між частками потужності має вигляд:

$$\lambda_1 = \frac{\lambda_{к1} \cdot \eta_{тр1} \cdot \eta_{тр2}}{\lambda_{к2} + \lambda_{к1} \cdot \eta_{тр1} \cdot \eta_{тр2}}; \quad \lambda_2 = \frac{\lambda_{к2}}{\lambda_{к2} + \lambda_{к1} \cdot \eta_{тр1} \cdot \eta_{тр2}}. \quad (21)$$

Отримаємо загальний ККД трансмісії:

$$\eta_{тр} = \eta_{тр0} \cdot \left(\frac{\lambda_{к1} \cdot \eta_{тр1} + \lambda_{к2} \cdot \eta_{тр1}}{\lambda_{к1} + \lambda_{к2} \cdot \eta_{тр1} \cdot \eta_{тр2}} \right) = \frac{\eta_{тр0} \cdot \eta_{тр1}}{\lambda_{к1} + \lambda_{к2} \cdot \eta_{тр1} \cdot \eta_{тр2}}. \quad (22)$$

Результати моделювання. За викладеною методикою був визначений ККД ступінчастої механічної трансмісії трактора 4К4а масою 9200 кг з двигуном потужністю 128,36 кВт, шинами передніх коліс 380/85 R34, задніх – 480/80 R46, розподілом маси в статичному положенні: 40 % – на передній міст, 60 % – на задній, тиском повітря в передніх шинах – 0,12 МПа, задніх – 0,19 МПа. Розподіл потоку потужності по ведучим мостам трактора визначався з позицій отримання максимальної *чистої продуктивності* (S , га/год) при виконанні оранки. Частки потужності на ведучих мостах визначалися аналітично з використанням (3) – (6), а також методики розрахунку коефіцієнтів буксування. Аналіз показує, що поле можливих режимів роботи трактора в агрегаті з плугом розподіляється лінією **1** на дві області (рис. 3). В області **А** відбувається циркуляція потужності при агрегуванні плугами з шириною захвату 0,7 – 1,05 м, частка потужності $\lambda_{к1} < 0$, має місце юз передніх коліс трактора. В області **В** ведучими є обидва мости, частка потужності на колесах переднього моста $\lambda_{к1}$ поступово зростає до значень 0,29 – 0,30 при максимальній продуктивності 1,60 – 1,63 га/год, ширині захвату плуга близько 2,45 м, передавальному числі трансмісії 78 – 79.

Слід зазначити, що ККД трансмісії в області **В** мало змінюється і близький до 0,9, а в області **А** суттєво знижується внаслідок циркуляції потужності.

Перспективи подальших досліджень. Розподіл потоку потужності в трансмісіях сучасних тракторів залежить, в першу чергу, від агрегування, типу сільськогосподарського знаряддя, типорозмірів та характеристик пневматичних шин і тиску повітря в них, типу приводів мостів і конструктивно закладеного коефіцієнта кінематичної невідповідності та інших факторів. Виникнення циркуляції потужності в механічних трансмісіях колісних тракторів може нівелюватися при коректуванні внутрішнього тиску повітря в шинах установкою відповідних систем регулювання, або використанні в приводах мостів механізмів, що забезпечують їх підключення при виході на режими роботи, коли немає умов виникнення циркуляції потужності. Виходячи з вищезазначеного, подальші дослідження впливу перелічених факторів, насамперед розподілу потоку потужності в трансмісії трак-

тора з метою підвищення ККД не тільки трансмісії, а й машино-тракторного агрегату в цілому, мають відповідний науково-практичний інтерес.

Висновки. Таким чином, наведена методика визначення параметрів розподілу потоків потужності і ККД механічної трансмісії повнопривідного трактора може використовуватись при пошуку і аналізі резервів підвищення ефективності машино-тракторних агрегатів на базі колісних тракторів. Найбільше поширення в тракторобудуванні знайшли трактори, виконані за класичною схемою 4К4а з колесами різного діаметру, для яких частка потоку потужності до переднього ведучого мосту в експлуатації може досягати 30 % на режимах максимальної продуктивності. Незважаючи на переважну роль заднього ведучого моста в формуванні сили тяги на гаку таких тракторів, ККД трансмісії на режимах роботи без циркуляції потужності змінюється несуттєво, близький до розрахункового значення відповідно до ККД окремих вузлів і практично не залежить від часток потужності в приводах ведучих мостів. При підвищенні частки потужності, що циркулює, ККД трансмісії суттєво знижується, але такі режими роботи спостерігаються лише при малих силах тяги на гаку і великому коефіцієнті кінематичної невідповідності. Загалом наведений в даній роботі підхід може бути використаний при обґрунтуванні способів передачі потужності від двигуна трактора до сільськогосподарської машини не тільки через ходову систему трактора, а й безпосередньо на робочі органи або ходову систему самого сільськогосподарського знаряддя, що бачиться перспективним з позицій підвищення ККД машино-тракторного агрегату в цілому.

Список літератури: 1. Лебедев А. Т. Некоторые проблемы теории трактора тягово-энергетической концепции // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків, 2012. – Вип. 124. – Т.2. – С. 5 – 15. 2. Лебедев А. Т. Тракторна енергетика: проблеми та їх розв'язання // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- і тракторобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – №9 (1118). – С. 9 – 16. 3. Лебедев А. Т., Кравчук В. І., Лебедев С. А. Тракторна енергетика: проблеми та рішення // Техніка і технології АПК. – 2014. – № 1 (1). – С. 6 – 11. 4. Лебедев А. Т. Научно-инновационные аспекты теории трактора // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків : ХНТУСГ, 2015. – Вип. 156. – С. 272 – 281. 5. Шуляк М. Л. Методи використання надлишкової потужності двигуна енергонасиченого трактора // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків : ХНТУСГ, 2014. – Вип. 146. – С. 219 – 226. 6. Ребров А. Ю., Самородов В. Б., Кучков В. В. Определение рациональной энергонасыщенности пахотного МТА на базе колесного сельскохозяйственного трактора // Механіка та машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2011. – № 1. – С. 136 – 140. 7. Ребров А. Ю. Мощностной баланс и КПД пахотного МТА при работе в тяговом режиме // Вісник національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ», 2012. – № 20. – С. 67 – 72. 8. Подскребко М. Д. Определение коэффициента полезного действия пахотных агрегатов при различных способах передачи мощности от двигателя трактора к рабочей машине // Весті нацыянальнай акадэміі навук беларусі. Серыя аграрных навук. – 2007. – № 7. – С. 96 – 105.

References: 1. Lebedev, A. T. Nekotoryie problemy teorii traktora tyagovo-energeticheskoy kontseptsii [Some problems of the theory of tractor pull-energy concept]. *Visnyk HNTUSG im. P. Vasylenka* [Bulleting of the P. Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture]. Kharkiv, 2012, no. 124, vol. 2, pp. 5–15. 2. Lebedev, A. T. Traktorna energetika: problemi ta yih rozv'yazannya [Tractor energetics: problems and their solutions]. *Visnyk NTU «HPI»*. Seriya: Avtomobile- i traktorobuduvannya [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Automobile and tractor engineering]. Kharkiv, NTU «KhPI» Publ., 2015, no. 9 (1118), pp. 9–16. 3. Lebedev, A. T., Kravchuk, V. I. and Lebedev, S. A. Traktorna energetyka: problemy ta rishennya [Tractor energetics: problems and solutions]. *Tehnika i tehnologiyi APK* [Technique and Technologies for Agro-Industrial Complex]. 2014, no. 1 (1), pp. 6–11. 4. Lebedev, A. T. Nauchno-innovatsionnye aspekty teorii traktora [Research and innovative aspects of the theory of tractor] *Visnyk HNTUSG im. P. Vasylenka* [Bulleting of the P. Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture]. Kharkiv, 2015, no. 156, pp. 272–281. 5. Shulyak, M. L. Metody vykorystannya nadlyshkovoyi potuzhnosti dyvguna energonasychenogo traktora [Methods of using surplus power of high-power tractor engine] *Visnyk HNTUSG Im. P. Vasylenka* [Bulleting of the P. Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture]. Kharkiv, 2014, no. 146, pp. 219–226. 6. Rebrov, A. Yu., Samorodov, V. B. and Kuchkov, V. V. Opredelenie ratsional'noy energonasyshchennosti pakhotnogo MTA na baze kolesnogo sel'skokhozyaystvennogo traktora [Determining rational energy saturation of plowing tractor unit based on wheeled agricultural tractor] *Mehanika ta mashinobuduvannya* [Mechanics and mechanical engineering]. Kharkiv, NTU «KhPI» Publ., 2011, no. 1, pp. 136–140. 7. Rebrov, A. Yu. Moschnostnoy balans i KPD pakhotnogo MTA pri rabote v tyagovom rezhime [Power balance and efficiency of plowing tractor unit operating in traction mode] *Visnyk natsional'nogo tekhichnogo universytetu «KhPI»* [Bulletin of the National Technical University «KhPI»]. Kharkiv, NTU «KhPI» Publ., 2012, no. 20, pp. 67–72. 8. Podskrebko, M. D. Opredelenie koeffitsienta poleznogo deystviya pahotnykh agregatov pri razlichnykh sposobakh peredachi moschnosti ot dvigatelya traktora k rabochey mashine [Determining efficiency of plowing units for different methods of transferring power from tractor engine to working machine]. *Vesti natsiyanalnay akademii navuk belarusi. Seriya agrarnykh navuk* [Bulleting of National Academy of Science of Belorussia. Ser.: Agricultural Sciences]. 2007, no. 7, pp. 96–105.

Надійшла (received) 05.04.2016

Відомості про автора / Сведения об авторе / Information about author

Ребров Олексій Юрійович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (057) 707-66-35; e-mail: rebrov@kpi.kharkov.ua.

Ребров Алексей Юрьевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-35; e-mail: rebrov@kpi.kharkov.ua.

Rebrov Oleksiy Yuriyovich – Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkov; tel.: (057) 707-66-35; e-mail: rebrov@kpi.kharkov.ua.