

# ТЕХНІЧНІ НАУКИ

УДК 631.3.06

**Галич І. В.**

*старший викладач*

**E-mail:** galich-ivan@ukr.net

*кафедра мехатроніки та деталей машин*

*Навчально-науковий інститут мехатроніки та систем менеджменту  
Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка  
Харків, Україна*

## АНАЛІЗ ДЖЕРЕЛ ВІБРАЦІЙ ТА КОЛИВАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

### *Анотація*

*З підвищенням швидкості руху машинно-тракторних агрегатів (МТА) збільшується енергоємність тракторів та продуктивність праці. В свою чергу це призводить до збільшення динамічної завантаженості деталей і вузлів МТА, підвищення рівня коливань та виникнення динамічних та вібраційних навантажень, що негативно впливають як на вузли й деталі трактора або агрегату, так і на виконання агротехнічних вимог.*

*Аналіз останніх досліджень і публікацій показав, що впровадження у сільськогосподарське виробництво енергонасиченої техніки призводить до зниження родючості ґрунту через розпилення та переуцільнення рушійми, що погіршує агроecологічні показники.*

*В роботі наведено аналіз джерел вібрацій та коливань елементів МТА. Проаналізовано частоти впливу на МТА різноманітних агрофонів при різних швидкостях руху. Експериментальними дослідженнями визначено спектральні щільності кривокового зусилля трактора під час культивування по дискованому полю та пару. Наведено результати експериментальних досліджень системи активного демпфування.*

*Результатом роботи є пропозиції для зниження коливань трактора та сільськогосподарської машини обґрунтувати комплексні заходи що запобігають погіршенню умов роботи агрегату.*

**Ключові слова:** *машинно-тракторний агрегат; джерело вібрації; амплітуда коливань; спектральна щільність.*

**Вступ.** Ступінь універсальності сучасних тракторів та машинно-тракторних агрегатів (МТА) постійно підвищується. Кожен сучасний трактор або агрегат повинен бути пристосований до виконання все більшого числа різноманітних сільськогосподарських, тягових, транспортних та інших операцій, тому все більш складними стають їх конструкції. Для підвищення продуктивності праці енергоємність тракторів постійно збільшується, підвищуються швидкості руху агрегатів.

Це призводить до збільшення динамічної навантаженості деталей та елементів тракторів та агрегатів, підвищення рівня коливань й вібрацій. Динамічні та вібраційні навантаження негативно впливають як на виконання агротехнічних вимог, так і на вузли й деталі трактора або агрегату.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Встановлено, що впровадження у сільськогосподарське виробництво енергонасиченої техніки призводить до зниження родючості ґрунту через розпилення та переущільнення рушіями, що погіршує агроекологічні показники [1-4]. В роботі виконано аналіз впливу вібрацій двигуна та трансмісії на остов трактора [1]. Попередніми дослідженнями виконано дослідження впливу пружних стійок робочих органів на трактор [4]. Визначено гармоніки коливань, що утворені двигуном трактора в роботі [5].

**Мета.** Визначення та аналіз джерел вібрацій і коливань елементів машинно-тракторних агрегатів.

**Результати.** При виконанні технологічних операцій у трансмісії та ходовій частині трактора вібрації/коливання викликають постійні порушення просторового розташування та законів руху деталей, внаслідок чого в їх матеріалі накопичуються втомні пошкодження. Вібрації двигуна призводять до погіршення показників паливної економічності. Вібрація деталей ходової частини погано впливає на структуру оброблюваного ґрунту, що знижує врожайність. Вібраційні навантаження впливають на працездатність і здоров'я оператора. Постійна довготривала дія вібрацій призводить до підвищення стомлюваності і збільшенні кількості помилок в керування, що в підсумку позначається на продуктивності МТА [1, 2].

Джерела коливань остова трактора можна розділити на дві групи:

1) зовнішні джерела збуджень (нерівності шляху, нерівномірність дії крюкової сили тяги, нерівномірність дії моменту опору на ВВП та ін.);

2) внутрішні джерела збурень (неврівноважені сили інерції двигуна, циклічно діючі газові сили і моменти двигуна, зачеплення зубів шестерень і кінематичні збурення від карданної передачі в трансмісії, перемотування звенчатої гусениці в ходовій системі гусеничних тракторів та ін.).

При русі трактора частота впливу нерівностей ґрунтового фону на ходову частину (та раму) визначається як швидкістю руху трактора  $U$ , так і відстанню між сусідніми нерівностями  $l_n$ :

$$f_n = U / l_n, \text{ Гц} \quad (1)$$

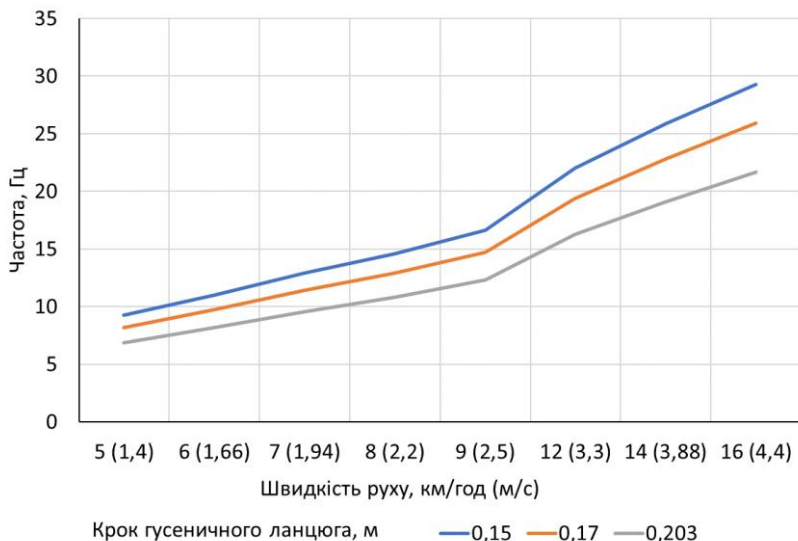
В табл. 1 наведено аналіз частот впливу на трактор різноманітних агрофонів при різній швидкості руху.

**Таблиця 1 – Аналіз частот впливу на трактор різноманітних агрофонів**

Швидкість руху МТА, км/год (м/с)	Частота збурень, Гц						
	ґрунтова дорога	поле з під цукрових бураків	поле з під соєшнику	поле з під картоплі	поле з під кукурудзи	рух поперек борозни	стерня копосових
4 км/год (1,1 м / с)	0,55-1,1	2,4	1,8	1,57	1,2	3,14-3,66	7,2
5 км/год (1,4 м / с)	0,7-1,4	3,1	2,3	2	1,5	4-4,7	9,4
6 км/год (1,66 м / с)	0,8-1,7	3,7	2,8	2,4	1,85	4,7-5,5	11
7 км/год (1,94 м / с)	0,97-1,9	4,3	3,2	2,8	2,16	5,5-6,48	12,5
8 км/год (2,2 м / с)	1,1-2,2	4,9	3,7	3,17	2,47	6,3-7,4	14,8
9 км/год (2,5 м / с)	1,25-2,5	5,5	4,16	3,57	2,77	7,14-8,33	16,5
12 км/год (3,3 м / с)	1,6-3,3	7,4	5,5	4,7	3,7	9,5-11,1	22
15 км/год (4,2 м / с)	2-4	9,3	7	6	4,7	12 - 14	28
30 км/год (8,4 м / с)	4-8	18,6	14	12	9,4	24-28	56
45 км/год (12,6 м / с)	16-12	27,9	21	18	14,1	36-42	84

Аналіз показує, що збуджуючі частоти мають широкий діапазон від одиниць до декількох десятків Герц. Практично до 50-80 Гц має місце суцільний спектр збуджень від нерівностей шляху.

На рис. 1 наведено залежності частоти збудження коливань гусеничного трактора від швидкості руху з урахуванням кроку гусеничного ланцюга. Через удари при укладанні трака гусениці на ведуче колесо ці збудження через опорні підшипники ведучих коліс безпосередньо передаються на остов і викликають його коливання що мають широкий спектр. Ці збудження корпусних деталей і рами вільно доходять до опор кабіни. У колісного трактора такі збудження відсутні.



**Рис. 1. Залежність частоти збудження коливань гусеничного трактора від швидкості руху з урахуванням кроку гусеничного ланцюга**

Розглядаючи зовнішні джерела збудження необхідно звернути увагу на нерівномірність дії кривокової сили тяги [3]. Експериментальними дослідженнями визначено спектральні щільності кривокового зусилля трактора ХТЗ-150К під час культивування по дискованому полю та пару (рис. 2). Основна енергія спектру знаходиться в межах від 0 до 1 Гц, а друга гармоніка – 2,5-3,5 Гц.

Друга гармоніка спектральної щільності (рис. 3) при швидкості руху МТА  $v = 11$  км/год трактора тягового класу 50 кН, має досить високі амплітудно-частотними характеристики, що генеруються віброприскоренням робочого органу з пружною стійкою, які можна визначити з виразу [4]:

$$a = \frac{A_{p_{кр}}}{C_i} \cdot \lambda_i^2 \quad (2)$$

де  $A_{p_{кр}}$  – амплітуда коливання кривокового зусилля;

$C_i$  – жорсткість пружного елемента стійки робочого органу;

$\lambda_i$  – частота періодичної складової спектра.

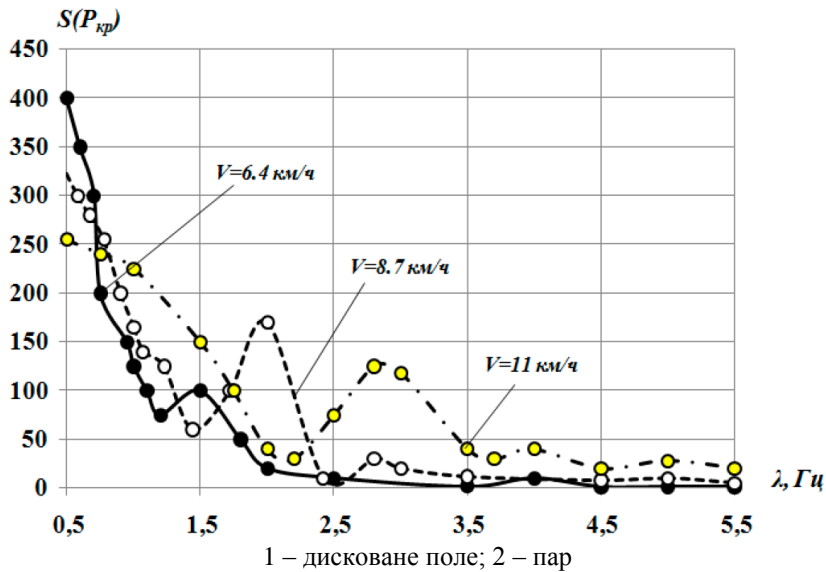


Рис. 2. Спектральні щільності крутового зусилля трактора ХТЗ-150К під час культивування

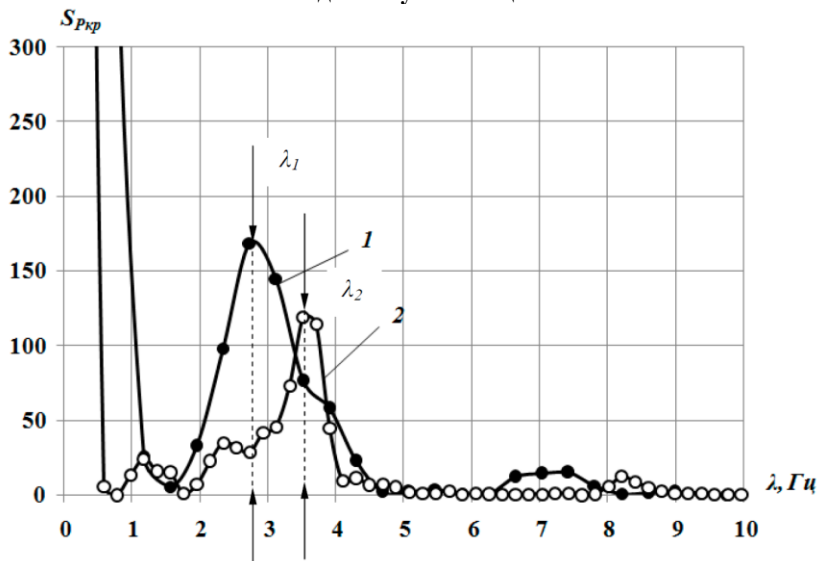


Рис. 3. Спектральні щільності крутового зусилля трактора класу 50 кН

Таким чином, сільськогосподарські машини з робочими органами із пружними стійками генерують віброприскорення що впливають на тяговий опір та створюють коливання остову трактора.

Тракторні двигуни внутрішнього згорання є джерелом підвищеної вібрації навіть при повній їх врівноваженості. Ці вібрації передаються на остов як через опори двигуна, так і через трансмісію і ведучі колеса. Найбільшу інтенсивність у двигуна, як правило, мають невідновжені сили інерції першого і другого порядків, що при діапазоні частот

обертання сучасних тракторних ДВЗ від  $n_{\min} = 900$  до  $n_{\max} = 2400$  об/хв, мають смугу частот від  $f_{\min} = n_{\min}/60$  Гц до  $f_{\max} = 2n_{\max}/60$  Гц. Такий же порядок має і частота збурень від нерівномірності дії крутного моменту двигуна. Дійсно, для чотиритактного двоциліндрового двигуна за два оберти колінчастого вала крутний момент передається два рази. Кожен оберт колінчастого вала супроводжується зміною моменту на ньому і, відповідно, зміною реакцій на опорах двигуна [1]. Частота їх зміни  $f$  в загальному вигляді визначається зі співвідношення:

$$f_{\text{ДВЗ}} = (n \cdot m) / 30k, \text{ Гц} \quad (3)$$

де  $n$  – число обертів колінчастого вала двигуна за хвилину;  $m$  – число циліндрів;  $k$  – тактність двигуна.

Тракторні двигуни мають, як правило, двох, чотирьох або шестициліндрові чотиритактні двигуни, тому основна частота збурень від нерівномірності крутного моменту (перша гармоніка) складе від 15 до 120 Гц [5].

Збурення, що передаються остову від трансмісії, виникають внаслідок невірноваженості обертових мас (зубчасті колеса, вали, шківни), нерівномірності обертання валів через кінематику карданних передач, а також зачеплення зубів шестерень.

Частотний діапазон збурень визначається частотою обертання валів трансмісії  $n_t$ , а для шестерень – числом їх зубів  $z_{ш}$ :

$$f_t = (n_t z_{ш}) / 60, \text{ Гц} \quad (4)$$

Первинний вал коробки передач, що обертається зі швидкістю колінчастого вала двигуна, має частоти від  $f_{t\min} \approx 200$  Гц до  $f_{t\max} \approx 800$  Гц. Частоти для вищої транспортної передачі складають від 400 до 1600 Гц. Частотний діапазон збурень кінцевої передачі знижується до частот 30-150 Гц.

Таким чином, частотний склад збурень остова трактора лише від основних гармонік знаходиться від 0 до 800 Гц. Важливою задачею також залишається аналіз спектральної щільності цих збурень.

Для зниження коливань остова трактора агрегатованого з сільськогосподарською машиною розроблено та досліджено систему активного демпфування (рис. 4) [6].

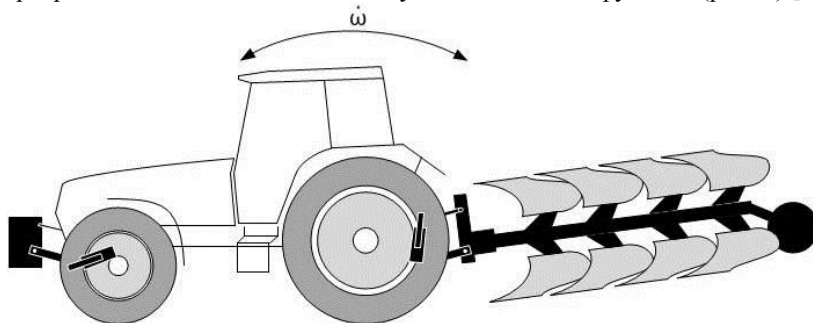
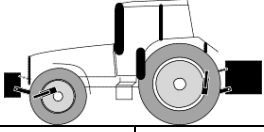
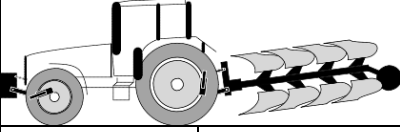


Рис. 4. Схема кутового переміщення трактора з переднім баластом та плугом

Середньоквадратичне кутове прискорення для двох режимів роботи системи (включено\вимкнено) наведено в табл. 2.

Експериментальні дослідження проведено для трактора з баластом розташованим на передній та задній навісках та трактора з баластом на передній навісці та оборотного плугу на задній. Встановлено, що трактора з баластом розташованим на передній та задній навісках активація системи активного демпфування знижує Середньоквадратичне кутове прискорення остова на 25%. Для другої конфігурації отримано зменшення на 32%.

**Таблиця 2. Середньоквадратичне кутове прискорення остова трактора  $\dot{\omega}$ , рад/с<sup>2</sup>**

Дослід				
	–	з системою активного демпфування	–	з системою активного демпфування
№ 1	0,386	0,305	0,431	0,289
№ 2	0,429	0,301	0,416	0,277
№ 3	0,452	0,295	0,431	0,282
№ 4	0,392	0,298	0,412	0,284
№ 5	0,384	0,313	0,418	0,281
<b>Середнє значення</b>	0,409	0,303	0,422	0,283
Зниження, %		25%		32%

Коливання трактора, що утворюються джерелами збуджень, призводять до погіршення виконання агротехнічних вимог через непрямолінійність траєкторії руху, переущільнення ґрунту [7]. Для зниження коливань трактора та сільськогосподарської машини необхідно обґрунтувати комплексні заходи що запобігають погіршенню умов роботи агрегату.

#### **Висновки і перспективи.**

1. Джерела коливань остова трактора можна розділити на дві групи: зовнішні джерела збуджень (нерівності шляху, нерівномірність дії крюкової сили тяги, нерівномірність дії моменту опору на ВВП та ін.); внутрішні джерела збуджень (неврівноважені сили інерції двигуна, циклічно діючі газові сили і моменти двигуна, зачеплення зубів шестерень і кінематичні збурення від карданної передачі в трансмісії, перемотування звенчатої гусениці в ходовій системі гусеничних тракторів та ін.).

2. Аналізом частот впливу на трактор різноманітних агрофонів при різній швидкості руху встановлено, що частоти мають широкий діапазон від одиниць до декількох десятків Герц. Практично до 50-80 Гц має місце суцільний спектр збуджень від нерівностей шляху.

3. Експериментальними дослідженнями визначено спектральні щільності крюкового зусилля трактора ХТЗ-150К під час культивування по дискованому полю та пару для яких основна енергія спектру знаходиться в межах від 0 до 1 Гц, а друга гармоніка – 2,5-3,5 Гц.

4. Розроблена система активного демпфування знижує середньоквадратичне кутове прискорення остова трактора на 25% з переднім та заднім баластуванням. Для другої конфігурації з переднім баластом та оборотним плугом отримано середньоквадратичне кутове прискорення остова трактора зменшується на 32%.

5. Коливання трактора, що утворюються джерелами збуджень, призводять до погіршення виконання агротехнічних вимог через непрямолінійність траєкторії руху, переущільнення ґрунту. Для зниження коливань трактора та сільськогосподарської машини необхідно обґрунтувати комплексні заходи що запобігають погіршенню умов роботи агрегату.

#### **Список використаних джерел**

1. Шеховцов В. В., Победин А. В., Ляшенко М. В. и др. Поддресоривание кабин тягово-транспортных средств. Волгоград, 2016. 160 с.
2. Шаповалов Ю. К., Мельник В. І., Антощенко Р. В. та ін. Результати експериментальних досліджень тягової динаміки трактора ХТЗ-242К. *Інженерія природокористування*. 2018. №. 1 (9).

С. 6-15.

3. Гапич Д. С. Стабилизация режимов нагружения колесных машинно-тракторных агрегатов: дис. ... докт. техн. наук: 05.20.01. Волгоградский государственный аграрный университет. Волгоград, 2014. 391 с.

4. Денисова О. А. Повышение эффективности работы культиваторного МТА с упругими связями за счет оптимизации режимов его работы: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. Волгоградский государственный аграрный университет. Волгоград, 2017. 200 с.

5. Туголуков Г. И., Чирьев В. И., Дзюба А. Л. Результаты исследования вибраций и шума на рабочем месте машиниста экскаватора ЭЖГ-20. *Горный журнал*, 1982. № 11. С. 61-63.

6. Langer Thomas, Holm-Petersen Kaspar, Metker Dirk., Comfort Evaluation Criteria for Pitching Vibration Damping of Agricultural Tractors. Proceedings of the 74th Internationale Tagung LAND. TECHNIK November 22-23, 2016, Cologne, Germany. 2016. 8 p.

7. Галич І. В., Антощенко Р. В. До аналізу впливу коливань елементів машинно-тракторного агрегату на динамічні та експлуатаційні показники. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2017. Вип. 9. С. 103-107.

8. Адамчук В. В., Булгаков В. М., Іванишин В. В. Про розробку і створення в Україні сільськогосподарських машин сучасного рівня. *Зб. наук. праць Вінницького націон. аграрн. ун-ту. Серія: Технічні науки*. 2012. Вип. 11. Т. 2 (66). С. 8-14.

9. Іванишин В. В. Розвиток та функціонування ринку технічних засобів для сільського господарства в Україні. *Економіка АПК*. 2011. № 3. С. 78-82.

10. Булгаков В. М., Войтюк Д. Г., Адамчук В. В., Іванишин В. В. Науково-технічна політика в сільському господарстві. *Вісник аграрної науки*. 2007. № 3. С. 5-10.

11. Іванишин В. В. Методологічні основи техніко-технологічного переоснащення сільськогосподарського виробництва. *Економіка АПК*. 2003. № 12. С. 3-5.

*Дата надходження статті до редакції: 10.02.2019  
Рецензування 11.03.2019 Прийняття в друк: 27.06.2019*

**Galych I. V.**

**E-mail:** galich-ivan@ukr.net

*Department of mechatronics and machine parts*

*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture*

*Kharkiv, Ukraine*

## **ANALYSIS OF VIBRATION AND OSCILLATION SOURCES OF MACHINE-TRACTOR AGGREGATES UNITS**

### **Abstract**

*With the increasing speed of machine-tractor aggregates, the energy intensity of tractors and labor productivity increases. In turn, this leads to an increase in the dynamic loading of nodes and components of machine-tractor aggregates, an increase in the level of oscillation and the emergence of dynamic and vibrational loads, which negatively affects both the node and components of the tractor or the aggregate, and the implementation of agrotechnical requirements.*

*An analysis of recent studies and publications has shown that the introduction of energy-intensive technology into agricultural production leads to a decrease in soil fertility due to spraying and re-compression by engines, which aggravate agro-ecological indicators.*

*In the study, the analysis of sources of vibrations and oscillations of elements of machine-tractor aggregates is presented. The frequency of influence on machine-tractor aggregates of various agrofones at different speeds of motion is analyzed. Experimental studies have determined the spectral density of the hook effort of the tractor during cultivating on disk field and steam. The results of experimental studies of the active damping system are presented.*

*The result of the study is the suggestion to reduce the oscillations of the tractor and agricultural machine to justify comprehensive measures that prevent deterioration of the conditions of the unit. Fluctuations of the tractor, caused by sources of excitations, lead to deterioration of the performance of agrotechnical requirements*

due to the non-straightforwardness of the trajectory of motion, redevelopment of soil. To reduce the vibrations of the tractor and the agricultural machine it is necessary to substantiate the complex measures that prevent deterioration of the conditions of the unit.

**Keywords:** machine-tractor unit; source of vibration; amplitude of oscillations; spectral density.

### References

1. Shekhovtsov, V. V., Pobedyn, A. V., Liashenko, M. V. et al. (2016). *Podressoryvanye kabyn tiahovo-transportnykh sredstv* [Suspension cabs of traction vehicles]. Volhohrad.
2. Shapovalov, Yu. K., Melnyk, V. I., Antoshchenkov, R. V. et al. (2018). Rezultaty eksperymentalnykh doslidzhen tiahovoi dynamiky traktora KhTZ-242K [Results of experimental studies of the traction dynamics of the KhTZ-242K tractor]. *Inzheneriia pryrodokorystuvannia*, 1 (9), 6-15.
3. Hapych, D. S. (2014). *Stabylyzatsiya rezhymov nahruzhenyia kolesnykh mashynno-traktornykh ahrehatov: dys. ... dokt. tekhn. nauk: 05.20.01* [Stabilization of loading modes of wheeled machine-tractor units (Doctoral dissertation)]. Volhohradskyyi hosudarstvennyi ahraryi unyversytet. Volhohrad.
4. Denysova, O. A. (2017). *Povyshenye efektyvnosti raboty kulyvatornoho MTA s upruhymy sviaziamy za schet optymizatsiy rezhymov eho raboty: dys. ... kand. tekhn. nauk: 05.20.01* [Improving the efficiency of cultivator MTA with elastic bonds by optimizing its operating modes]. Volhohradskyyi hosudarstvennyi ahraryi unyversytet. Volhohrad.
5. Tuholukov, H. Y., Chyrev, V. Y., & Dziuba, A. L. (1982). Rezultaty yssledovanyia vybratsyi y shuma na rabochem meste mashynysta ekskavatora ЭКН-20 [Results of the study of vibration and noise at the workplace of the driver of the excavator EKG-20]. *Hornyi zhurnal*, 11, 61-63.
6. Langer, Thomas, Holm-Petersen, Kaspar, Metker, Dirk. (November 22-23, 2016). *Comfort Evaluation Criteria for Pitching Vibration Damping of Agricultural Tractors*. Proceedings of the 74th Internationale Tagung LAND. TECHNIK November 22-23, 2016, Cologne, Germany.
7. Halych, I. V., & Antoshchenkov, R. V. (2017). *Do analizu vplyvu kolyvan elementiv mashynno-traktornoho ahrehatu na dynamichni ta ekspluatatsiini pokaznyky* [On the analysis of the influence of vibrations of elements of a machine-tractor unit on dynamic and operational indicators]. *Tekhnichnyi servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv*, 9, 103-107. [in Ukrainian].
8. Adamchuk, V.V., Bulhakov, V.M., & Ivanyshyn, V.V. (2012). *Pro rozrobku i stvorennia v Ukraini silskohospodarskykh mashyn suchasnoho rivnia* [Scientific and technical policy in agriculture]. *Zb. nauk. prats Vinnytskoho natsion. ahraryi un-tu. Serii: Tekhnichni nauky*, 11. T. 2 (66), 8-14. [in Ukrainian].
9. Ivanyshyn, V.V. (2011). *Rozvytok ta funktsionuvannia rynku tekhnichnykh zasobiv dlia silskoho hospodarstva v Ukraini* [Development and functioning of the market of technical equipment for agriculture in Ukraine]. *Ekonomika APK*, 3, 78-82. [in Ukrainian].
10. Bulhakov, V.M., Voitiuk, D.H., Adamchuk, V.V., & Ivanyshyn, V.V. (2007). *Naukovo-tekhnichna polityka v silskomu hospodarstvi* [Scientific and technical policy in Agriculture]. *Visnyk ahraryi nauky*, 3, 5-10. [in Ukrainian].
11. Ivanyshyn V.V. (2003). *Metodolohichni osnovy tekhniko-tekhnologichnoho pereosnashchennia silskohospodarskoho vyrobnytstva* [Methodological foundations of technical and technological re-equipment of agricultural production]. *Ekonomika APK*, 12, 3-5.

Received 02/10/2019

Revision 03/11/2019 Accepted 06/27/2019