

## ЕНЕРГЕТИКА, ЕНЕРГЕТИЧНІ ЗАСОБИ, ЕЛЕКТРОТЕХНОЛОГІЇ ТА АВТОМАТИЗАЦІЯ

УДК 631.37 + 631.3.00.65

### ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ ВЕРТИКАЛЬНОГО РУХУ ОРНО-ПОДРІБНЮВАЛЬНОГО МТА

**В.М. БУЛГАКОВ**, д. т. н., академік НААН, e-mail: vbulgakov@meta.ua, тел.: +38097-228-89-05 – Національний університет біоресурсів і природокористування України,

**В.М. КЮРЧЕВ**, д. т. н.,

**В.Т. НАДИКТО**, д. т. н., чл.-кор. НААН – Таврійський державний агротехнологічний університет

#### РЕЗЮМЕ

**Мета дослідження.** Обґрунтувати вибір схеми та конструктивних параметрів комбінованого агрегату у складі орно-просапного трактора, задньонавісного плуга і фронтального подрібнювача рослинних решток на основі дослідження характеру його руху у вертикальній площині.

**Методика дослідження.** Вплив схеми налагодження трактора (прямий рух чи реверсивний), а також конструктивних параметрів комбінованого МТА на динаміку його вертикального руху досліджено на основі аналізу амплітудно-частотних характеристик відпрацювання агрегатом як динамічною системою зовнішнього збурення у вигляді коливань поздовжнього профілю поля.

**Результати дослідження.** Характер відпрацювання коливань нерівностей профілю поля переднім мостом трактора при його переналагодженні з прямого ходу на реверсивний залежить від частоти коливань нерівностей профілю поля  $\omega$ . При  $\omega = 9 \dots 14 \text{ c}^{-1}$  кращу АЧХ має МТА, у якого орно-просапний трактор налаштований на прямий хід. Коли ж  $\omega = 14 \dots 21 \text{ c}^{-1}$  – навпаки, реверсивний хід енергетичного засобу у складі орно-подрібнювального агрегату менше (за амплітудою) реагує на коливання нерівностей поздовжнього профілю поля. За найбільш розповсюджені частоти коливань збурювального впливу  $\omega = 0 \dots 16 \text{ c}^{-1}$  динаміка руху орно-подрібнювального МТА не залежить від схеми налаштування трактора – прямий хід чи реверсивний. При зростанні значини коефіцієнта жорсткості шин трактора  $C_{ш}$  з 250 до 450 кН/м АЧХ бажано зменшуються, а їх резонансні піки зміщуються у бік більш високих

частот коливань нерівностей поздовжнього профілю поля. Водночас, на відміну від жорсткості передніх і задніх шин трактора, коефіцієнт опору їх деформації ( $K_{ш}$ ) дуже мало впливає на плавність руху орно-подрібнювального МТА. Зі збільшенням частоти коливань нерівностей профілю шляху амплітудно-частотні характеристики подрібнювача за кожної значини цього параметра спочатку небажано зростають, а після досягнення свого максимуму – бажано зменшуються. Зміна коефіцієнта опору деформації шин коліс подрібнювача рослинних решток ( $K_{шм}$ ) до суттєвого перебігу амплітудних і фазових частотних характеристик відпрацювання цією динамічною ланкою коливань нерівностей профілю поля не приводить. Збільшення експлуатаційної маси подрібнювача рослинних решток на 200 кг (з 300 до 500 кг) призводить до небажаного підйому амплітудно-частотної характеристики відпрацювання ним коливань профілю поля.

**Висновки.** За вирівняного агротехнічного фону динаміка руху орно-подрібнювального МТА не залежить від схеми налаштування трактора – прямий хід чи реверсивний. Збільшення коефіцієнтів жорсткості шин коліс енергетичного засобу (до 450 кН/м), опорних коліс подрібнювача рослинних решток і опорного колеса плуга (до 150 кН/м) сприяє бажаному зменшенню АЧХ. Збільшення конструктивної маси подрібнювача рослинних решток є небажаним.

**Ключові слова:** комбінований агрегат, оранка, трактор, плуг, подрібнювач рослинних решток, динамічна система, збурення, стійкість руху.

UDC 631.37 + 631.3.00.65

## INVESTIGATION OF THE STABILITY OF VERTICAL MOTION HORNO-CRUSHABLE MTA

*V. M. BULGAKOV*, doctor of technical Sciences, academician of NAAS, e-mail: [vbulgakov@meta.ua](mailto:vbulgakov@meta.ua),  
tel.: +38097-228-89-05 – National University of Life and Prirodnoetion of Ukraine,

*V. M. KURTSEV*, Ph. D.,

*V. T. NADYKTO*, Ph. D., Corresponding member NAAS – Tauria State Agrotechnological University

### SUMMARY

**The purpose** of the study. To justify the selection of schemes and design of various parameters of the combination unit consisting Horno-Prospero tractor, plough and sidnoniminov front of shredder residues based on the study of the nature of its movement in a vertical plane.

**The methodology of research.** The effect of a scheme of adjustment of the tractor (forward direction or reverse), as well as design parameters of the combined MTA on the dynamics of vertical motion are studied on the basis of analysis of amplitude-frequency characteristics of the testing unit as a dynamic system with external disturbance in the form of oscillations of the longitudinal field profile.

**The results of the study.** The nature of mining oscillations of roughness of the field the front axle of the tractor when it peronalities from forward stroke to reverse depends on the oscillation frequency of the roughness profile  $\omega$  of the field. When  $\omega = 9...14$  C-1 has a best response of ITA, whose arable tractor on listovni on a straight course. When  $\omega = 14...21$  p-1 conversely, reverse operation of the power unit in the composition Horno-crushable unit is less than (amp- today) reacts to vibrations of the irregularities of the longitudinal profile of the field. On the most common vibration frequencies suryaloka effect  $\omega = 0...16$ -1 dynamics Horno-crushable MTA does not depend on the scheme nalasco of the tractor  $\square$  straight forward or reverse. With the growth of znaceni Coen and stiffness of the tires of the tractor School from 250 to 450 kN/m, preferably reduced frequency response and resonance peaks shift towards higher frequencies of

the irregularities of the longitudinal profile of the field. At the same time, in contrast to the rigidity of the front and DNH tires of the tractor, the resistance coefficient deformation (CABG) has very little effect on the smoothness of motion Horno-crushable MTA. With the increase in the oscillation frequency of the roughness the way the amplitude-frequency characteristic of the chopper for each of znaceni this option is undesirable first grow, and after achieving its maximum Glenna is preferably reduced. The change of the drag coefficient de-formation of the tire wheels chopper crop residues (CRG) to a significant pereb-GU amplitude and phase frequency characteristics for working out this Dean-mcnay link of the fluctuations of the roughness profile field does not. The increase in operating weight of shredder residues at 200 kg (with 300 to 500 kg) leads to undesirable rise of the amplitude-frequency characteristic testing of the fluctuations in the profile field.

**Conclusions.** Aligned agrotechnical background dynamics Horno-crushable MTA does not depend on the tuning circuit of the tractor  $\square$  di-rect the course or reverse. The increase of the coefficients of stiffness of tires of wheels of energy-related funds (up to 450 kN/m), support wheels chopper crop residues and supporting wheels of the plow (up to 150 kN/m) contributes to the desired decrease in frequency response. SB-lisanna the structural mass of shredder residues is undesirable.

**Key words:** combination unit, plowing, tractor, plow, pogrebny-tel crop residues, dynamic system, perturbations, stability of motion.

УДК 631.37 + 631.3.00.65

## ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ВЕРТИКАЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ ПАХОТНО-ИЗМЕЛЬЧАЕМОГО МТА

*В.М. БУЛГАКОВ*, д. т. н., академик НААН, e-mail: [vbulgakov@meta.ua](mailto:vbulgakov@meta.ua), тел.: +38097-228-89-05 – Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины,

*В.М. КЮРЧЕВ*, д. т. н.,

*В.Т. НАДИКТО*, д. т. н., чл.-корр. НААН – Таврийский государственный агротехно-логический университет

## РЕЗЮМЕ

**Цель исследования.** Обосновать выбор схемы и конструктивных параметров комбинированного агрегата в составе пахотно-пашного трактора, задненавесного плуга и фронтального измельчителя растительных остатков на основе исследования характера его движения в вертикальной плоскости.

**Методика исследования.** Влияние схемы наладки трактора (прямое движение или реверсивный), а также конструктивных параметров комбинированного МТА на динамику его вертикального движения исследованы на основе анализа амплитудно-частотных характеристик отработки агрегатом как динамической системой внешнего возмущения в виде колебаний продольного профиля поля.

**Результаты исследования.** Характер отработки колебаний неровностей профиля поля передним мостом трактора при его перенастройке с прямого хода на реверсивный зависит от частоты колебаний неровностей профиля поля  $\omega$ . При  $\omega = 9...14$  с<sup>-1</sup> лучшую АЧХ имеет МТА, у которого пахотно-пропашной трактор переналожен на прямой ход. Когда же  $\omega = 14...21$  с<sup>-1</sup> – наоборот, реверсивный ход энергетического средства в составе пахотно-измельчаемого агрегата меньше (по амплитуде) реагирует на колебания неровностей продольного профиля поля. По наиболее распространенной частоты колебаний возмущающего влияния  $\omega = 0...16$  с<sup>-1</sup> динамика движения пахотно-измельчаемого МТА не зависит от схемы настройки трактора □ прямой ход или реверсивный. При росте значимости коэффициента жесткости шин трактора  $C_{ш}$  с 250 до 450 кН/м АЧХ желательно уменьшаются, а их резонансные

пики смещаются в сторону более высоких частот колебаний неровностей продольного профиля поля. В то же время, в отличие от жесткости передних и задних шин трактора, коэффициент сопротивления их деформации ( $K_{ш}$ ) очень мало влияет на плавность движения пахотно-измельчаемого МТА. С увеличением частоты колебаний неровностей профиля пути амплитудно-частотные характеристики измельчителя по каждой значимости этого параметра нежелательно сначала растут, а после достижения своего максимума – желательно уменьшаются. Изменение коэффициента сопротивления деформации шин колес измельчителя растительных остатков ( $K_{шм}$ ) к существенному изменению амплитудных и фазовых частотных характеристик отработки этой динамичным звеном колебаний неровностей профиля поля не приводит. Увеличение эксплуатационной массы измельчителя растительных остатков на 200 кг (с 300 до 500 кг) приводит к нежелательному подъему амплитудно-частотной характеристики отработки им колебаний профиля поля.

**Выводы.** По выравниванию агротехнического фона динамика движения пахотно-измельчаемого МТА не зависит от схемы настройки трактора □ прямой ход или реверсивный. Увеличение коэффициентов жесткости шин колес энергетического средства (до 450 кН/м), опорных колес измельчителя растительных остатков и опорного колеса плуга (до 150 кН/м) способствует желаемому уменьшению АЧХ. Увеличение конструктивной массы измельчителя растительных остатков является нежелательным.

**Ключевые слова:** комбинированный агрегат, пахота, трактор, плуг, измельчитель растительных остатков, динамическая система, возмущения, устойчивость движения.

## ПОСТАНОВА ПРОБЛЕМИ

Нині немає потреби зайвий раз підкреслювати ефективність використання комбінованих машинно-тракторних агрегатів (КМТА) у сільськогосподарському виробництві. Вітчизняними науковцями і виробничниками практично у повній мірі відпрацьовані технологічні, технічні і економічні аспекти цього напрямку [1, 2].

За способом агрегування комбіновані машинно-тракторні агрегати поділяються на три групи [3]:

1) КМТА, у яких одноопераційні машини/знаряддя, що випускаються серійно, послідовно з'єднані між собою за допомогою зчіпок;

2) агрегати, у яких енергетичний засіб агрегується з машиною, що має єдину раму, на якій можуть закріплюватися постійні або змінні робочі органи різного функціонального призначення;

3) КМТА, складені з кількох одноопераційних машин/знарядь, одні з яких навішуються на передній, а інші – на задній навісний механізми енергетичного засобу (за схемою «штовхай – тягни»).

Якщо перші два варіанти складання КМТА давно освоєні виробничниками, то третій – ще ні. Справа в тому, що для його практичної реалізації потрібні енергетичні засоби з переднім навісним механізмом.

Серед вітчизняних тракторів такої вимози відповідають енергетичні засоби серії ХТЗ-160. На їх основі можна створити низку комбінованих агрегатів за схемою «штовхай – тягни». Одним із них є орно-подрібнювальний. Технологічне призначення його є наступним. Після збирання грубостеблових культур (соняшник, кукурудза) на полі залишається відносно висока стерня, яку перед проведенням основної обробки ґрунту слід подрібнити. На практиці для цього спочатку проводять одно- чи двократне дискування агрофону, а вже потім – основний його обробіток.

Для одночасного виконання цих операцій розроблено орно-подрібнювальний агрегат, який складається з трактора сімейства ХТЗ-160, задньонавісного плуга типу ПЛН та фронтального з активним приводом робочих органів подрібнювача стерні сільськогосподарських культур під умовною маркою ПРР-1,5.

Трактор ХТЗ-160 у складі даного може бути налаштований як на прямий, так і на реверсивний хід. Останній забезпечує кращу оглядовість фронтального подрібнювача рослинних решток.

Обґрунтований вибір схеми та конструктивних параметрів такого комбінованого МТА може бути здійснений шляхом математичного моделювання його функціонування як динамічної системи у горизонтальній та вертикальній площинах. Що стосується останньої, то вивчення динаміки руху орно-подрібнювального агрегату в ній дотепер здійснювали з урахуванням вертикальної деформації шин коліс трактора і опорних коліс фронтального подрібнювача [4, 5]. Опорне колесо задньонавісного плуга при цьому розглядалося абсолютно жорстким. Водночас, останні зразки сучасних орних знарядь обладнуються гумовими опорними колесами.

У зв'язку з цим виникає потреба уточнення схеми і конструктивних параметрів орно-подрібнювального МТА на основі розроблення і аналізу математичної моделі вертикального руху з урахуванням деформації шин опорних коліс усіх його ланок: трактора, фронтального подрібнювача і задньонавісного плуга.

**Методика дослідження.** Під час робочого руху орно-подрібнювального МТА на трактор, подрібнювач рослинних решток і плуг передаються поштовхи та удари, викликані нерівностями профілю поля, нерівномірністю опору ґрунту тощо. В загальному випадку всі три ланки агрегату здійснюють при цьому поступальні вертикальні та кутові поздовжні переміщення.

Зв'язок між технологічними частинами та трактором відбувається через нижні та центральні тяги його заднього і переднього навісних механізмів. Основне положення цих механізмів є плаваючим. Із-за цього під час руху МТА по робочому агрофону кутовими коливаннями фронтального подрібнювача рослинних решток та задньонавісного плуга можна зневажити. Більш-менш відчутний поворот їх у поздовжньо-вертикальній площині матиме місце лише при подоланні агрегатом значних нерівностей шляху по висоті. Але ймовірність цього незначна, оскільки макрорельєф полів на більшій частині території півдня України є вирівняним.

Із-за малих кутових коливань технологічних ланок орно-подрібнювального МТА приймаємо, що  $\sin$  і  $\text{tg}$  малого аргументу приблизно дорівнюють самому аргументові, а  $\cos$  – приблизно одиниці.

Під час робочого руху агрегату трактор зберігає постійний точковий контакт з поверхнею агротехнічного фону. Коливання нерівностей останнього є випадковою стаціонарною та ергодичною функцією шляху.

За незначної амплітуди вертикальних коливань поздовжнього профілю шляху сили опору в шинах приймаємо пропорційними швидкості коливань, а характеристики пружних елементів вважатимемо лінійними.

Розрахункова динамічна модель орно-подрібнювального МТА на основі орно-просапного трактора (рис. 1) має чотири ступені вільності у вигляді вертикальних коливань: 1) переднього моста трактора ( $Z_1$ ); 2) заднього моста енергетичного засобу ( $Z_2$ ); 3) рами фронтального подрібнювача рослинних решток ( $Z_3$ ); 4) рами задньонавісного плуга ( $Z_4$ ).

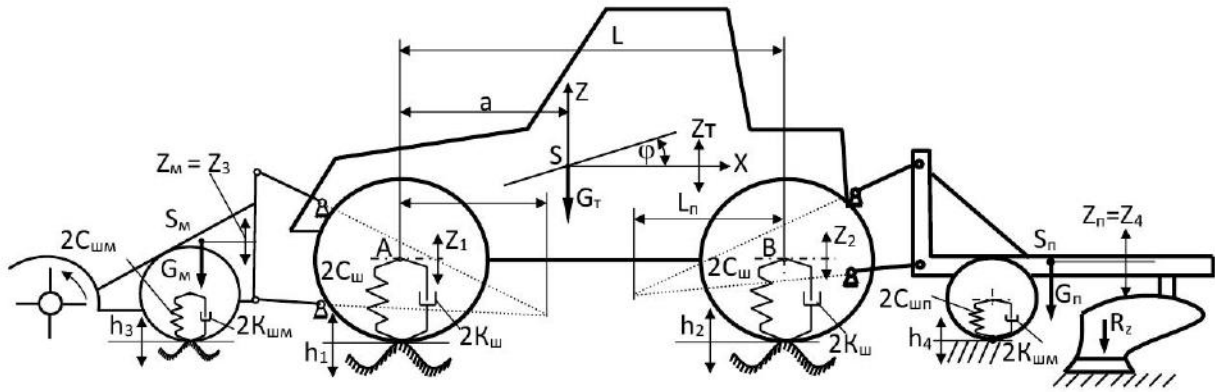


Рис. 1. Розрахункова модель вертикальних коливань орно-подрібнювального агрегату

Fig. 1. The estimated model vertical vibrations multi-purpose grinding unit

Диференціальні рівняння, які описують динаміку руху орно-подрібнювального агрегату у поздовжньо-вертикальній площині, є такими:

$$\left. \begin{aligned} A_{11} \cdot Z_1 + A_{12} \cdot Z_2 + A_{13} \cdot Z_3 + A_{14} \cdot Z_4 &= f_{11} \cdot h_1 + f_{12} \cdot h_2 + f_{13} \cdot R_x + f_{14}; \\ A_{21} \cdot Z_1 + A_{22} \cdot Z_2 + A_{23} \cdot Z_3 + A_{24} \cdot Z_4 &= f_{21} \cdot h_2 + f_{22} \cdot h_2 + f_{23} \cdot R_x + f_{24}; \\ A_{31} \cdot Z_3 + A_{32} \cdot Z_3 + A_{33} \cdot Z_3 &= f_{31} \cdot h_3 + f_{32} \cdot h_3 + f_{33} \cdot R_x + f_{34}; \\ A_{41} \cdot Z_4 + A_{42} \cdot Z_4 + A_{43} \cdot Z_4 &= f_{41} \cdot h_4 + f_{42} \cdot h_4 + f_{43} \cdot R_x + f_{44}, \end{aligned} \right\}$$

It  $F_{11} = [V_n \cdot (L - a)^2 + J_n] / L^2;$

$A_{12} = 2 \cdot K_{ш};$

$A_{13} = 2 \cdot C_{ш};$

$A_{14} = \{2 \cdot [M_T \cdot a \cdot (L - a) - J_T]\} / L^2;$

$A_{21} = (M_T \cdot a^2 + J_T) / L^2;$

$A_{22} = A_{12};$

$A_{23} = A_{13};$

$A_{24} = A_{14};$

$A_{31} = M_M;$

$A_{32} = 2 \cdot K_{шм};$

$A_{33} = 2 \cdot C_{шм};$

$A_{41} = M_P;$

$A_{42} = 2 \cdot K_{шп};$

$A_{43} = 2 \cdot C_{шп};$

$f_{11} = f_{21} = A_{12};$

$f_{12} = f_{22} = A_{13};$

$f_{13} = 0,2 \cdot L_n / L;$

$f_{14} = [G_M \cdot (L - L_M) + G_P \cdot L_P] / L;$

$f_{23} = 0,2 \cdot (L - L_n) / L;$

$f_{24} = [G_M \cdot L_M + G_P \cdot (L - L_n)] / L;$

$f_{31} = A_{32};$

$f_{32} = A_{33};$

$f_{33} = 0;$

$f_{34} = G_M;$

$f_{41} = A_{42};$

$f_{42} = A_{43};$

$f_{43} = 0,2;$

$f_{44} = G_P;$

У приведеній системі рівнянь прийнято наступні позначення:  $M_T$  – маса трактора, кг;  $J_T$  – момент інерції трактора відносно осі, яка проходить через т. S (рис. 1),  $\text{кН} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$ ;  $K_{ш}$ ,  $C_{ш}$  – коефіцієнт опору деформації ( $\text{кН} \cdot \text{с} / \text{м}$ ) та коефіцієнт жорсткості шини ( $\text{кН} / \text{м}$ ) трактора;  $M_M$ ,  $G_M$ ,  $K_{шм}$ ,  $C_{шм}$  – маса (кг), сила ваги ( $\text{кН}$ ), коефіцієнт опору деформації ( $\text{кН} \cdot \text{с} / \text{м}$ ) та коефіцієнт жорсткості шини ( $\text{кН} / \text{м}$ ) подрібнювача рослинних решток;  $M_P$ ,  $G_P$ ,  $K_{шп}$ ,  $C_{шп}$  – маса (кг), сила ваги ( $\text{кН}$ ), коефіцієнт опору деформації ( $\text{кН} \cdot \text{с} / \text{м}$ ) та коефіцієнт жорсткості шини ( $\text{кН} / \text{м}$ ) плуга;  $L$  – база трактора, м;  $L_M$ ,  $L_P$ ,  $a$  – конструктивні параметри, м (рис. 1).

Вхідними величинами в системі рівнянь (1) виступають:

- висоти нерівностей під передніми ( $h_1$ ) і задніми ( $h_2$ ) колесами орно-просапного трактора;
- висоти нерівностей під колесами подрібнювача рослинних решток ( $h_3$ );
- висоти нерівностей під колесом плуга ( $h_4$ );
- тяговий опір плуга  $R_x$ , виражений через його вертикальну складову  $R_{xv} = 5 \cdot R_z$ ;
- одиничні впливи конструктивних параметрів, які відображають суть коефіцієнтів  $f_{14}$ ,  $f_{24}$ ,  $f_{34}$  і  $f_{44}$ .

Вихідними параметрами є амплітуди

коливань рами плуга ( $Z_4$ ), рами подрібнювача рослинних решток ( $Z_3$ ), а також переднього ( $Z_1$ ) і заднього ( $Z_2$ ) мостів орно-просапного трактора.

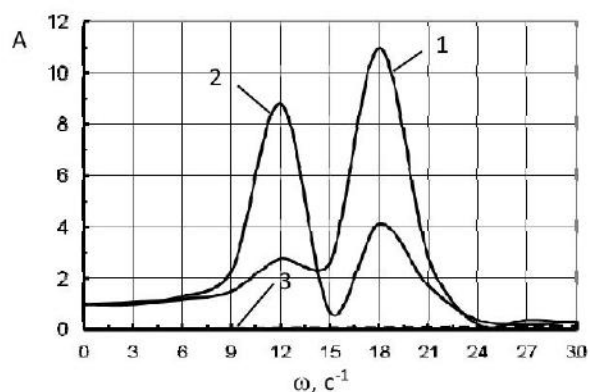
Вплив схеми та параметрів орно-подрібнювального МТА на плавність його руху у поздовжньо-вертикальній площині можна оцінювати за допомогою амплітудних і фазових частотних характеристик відпрацювання динамічною системою зовнішніх збурень у вигляді:

- коливань висоти нерівностей шляху під колесом плуга –  $h_4$ ;
- коливань висоти нерівностей шляху під колесами подрібнювача –  $h_3$ ;
- коливань висоти нерівностей під передніми колесами трактора –  $h_1$ ;
- коливань висоти нерівностей під задніми колесами трактора –  $h_2$ ;
- коливань тягового опору задньонавісного плуга –  $R_x$ .

В даному дослідженні дійсні АЧХ та ФЧХ порівнювали з бажаними. В якості останніх приймали аналогічні характеристики ідеальних динамічних слідуєчих систем. При відтворенні такими системами збурення амплітудні частотні характеристики в робочому діапазоні частот повинні прямувати до нуля, а фазові частотні характеристики – безмежно зростати. Варіант агрегату, у якого дійсні АЧХ і ФЧХ є найближчими до бажаних – вважається найбільш прийнятним (тобто обґрунтований у схемному та конструктивному планах).

**Результати і обговорення.** В першу чергу розглянемо динаміку вертикальних коливань переднього мосту трактора під час його руху у складі орно-подрібнювального агрегату [8-18].

Аналіз теоретичних АЧХ і ФЧХ, розрахованих на базі відповідної передаточної функції показує, що характер відпрацювання коливань нерівностей профілю поля переднім мостом трактора при його переналагодженні з прямого ходу на реверсивний залежить від частоти збурювального впливу. Так, в діапазонах частот  $\omega = 0 \dots 9 \text{ c}^{-1}$  і  $\omega = 21 \dots 30 \text{ c}^{-1}$  порівнювані амплітудні і фазові частотні характеристики відрізняються між собою дуже мало (рис. 2, рис. 3).



**Рис. 2.** АЧХ (А) відпрацювання нерівностей поздовжнього профілю шляху переднім мостом орно-просапного трактора за різних схем його налаштування у складі орно-подрібнювального МТА:

- 1 – прямий рух трактора; 2 – реверсивний рух; 3 – ідеальна АЧХ

**Fig. 2.** Frequency response (A) simulate the irregularities of the longitudinal profile of the way the front axle Horno-Prospero tractor in various schemes of its settings in the composition Horno-crushable MTA:

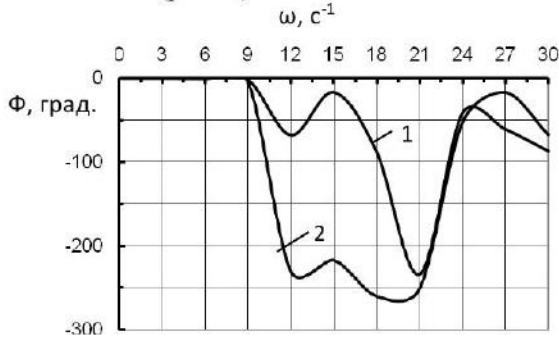
- 1 – a direct movement of the tractor; 2 – reversing the movement; 3 – ideal frequency response

При  $\omega = 9 \dots 14 \text{ c}^{-1}$  кращу АЧХ має МТА, у якого орно-просапний трактор налаштований на прямий хід (крива 1, рис. 2). Коли ж  $\omega = 14 \dots 21 \text{ c}^{-1}$  – навпаки, реверсивний хід енергетичного засобу у складі орно-подрібнювального агрегату менше (за амплітудою) реагує на коливання нерівностей поздовжнього профілю поля (крива 2, рис. 2).

Резонансні піки порівнюваних АЧХ припадають на різні частоти. За реверсивного руху трактора у складі орно-подрібнювального МТА максимум підсилення динамічною системою вхідного впливу має місце при  $\omega = 12 \text{ c}^{-1}$  або майже 2 Гц (крива 2, рис. 2). За налаштування енергетичного засобу прямим рухом цей показник зміщується у бік більш високих частот коливань профілю шляху і становить  $18 \text{ c}^{-1}$ , тобто приблизно 3 Гц.

Отриманий результат можна пояснити наступним. За реверсивного руху трактора у складі орно-подрібнювального МТА переднім мостом є його більш легкий задній, оскільки на нього припадає близько 40% експлуатаційної маси усього енергетичного засобу. А за рівності всіх інших умов у резонансний режим на менших частотах завжди першою потрапить та динамічна ланка, маса якої є менша.

Як показують результати математичного моделювання, в діапазоні частот  $\omega = 9 \dots 21 \text{ c}^{-1}$  орно-подрібнювальний агрегат за реверсивного налагодження трактора з більшим запізненням реагує на зовнішній збурювальний вплив, що в принципі є бажаним (рис. 3).



**Рис. 3.** ФЧХ ( $\Phi$ ) відпрацювання нерівностей поздовжнього профілю

шляху переднім мостом трактора ХТЗ-160 при його прямому (1) та реверсивному (2) способах руху у складі орно-подрібнювального МТА

**Fig. 3.** Phase response ( $\phi$ ) validation of irregularities of the longitudinal profile

the way the front axle of the tractor HTZ-160 with its direct (1) and reverse (2) methods of travel within the Horno-crushable MTA

Водночас, різниця між порівнюваними запізненнями є незначною. Наприклад, при  $\omega = 15 \text{ c}^{-1}$  фазовий зсув для ФЧХ агрегату з прямим ходом трактора становить  $-17^\circ$  (крива 1, рис. 3), а для МТА з реверсивним його налаштуванням –  $(-217^\circ)$ , тобто на  $200^\circ$  або на  $3,5$  рад. більше. Але за частоти коливань збурювального впливу  $15 \text{ c}^{-1}$  це становить лише  $3,5/15 = 0,23 \text{ c}$ .

Щоб на основі приведенного вище аналізу прийняти остаточне рішення щодо впливу схеми орно-подрібнювального агрегату на динаміку його руху у поздовжньо-вертикальній площині, врахуємо наступне. По-перше, як показує практика основна доля дисперсії коливань поздовжнього профілю поля зо-середжена в діапазоні частот  $0 \dots 16 \text{ c}^{-1}$ . Тому поза його межами коливання нерівностей агрофону на динаміку вертикальних переміщень МТА впливатимуть незрівнянно менше. По-друге, при відпрацюванні динамічною системою збурення більш значимою є амплітуда її відтворення (тобто АЧХ), а не частота [6].

Якщо врахувати ці відправні моменти, то в діапазоні частот  $0 \dots 16 \text{ c}^{-1}$ , як показує аналіз АЧХ (рис. 2), більш прийнятною є схема орно-подрібнювального агрегату з налаштуванням орно-просапного трактора на прямий хід.

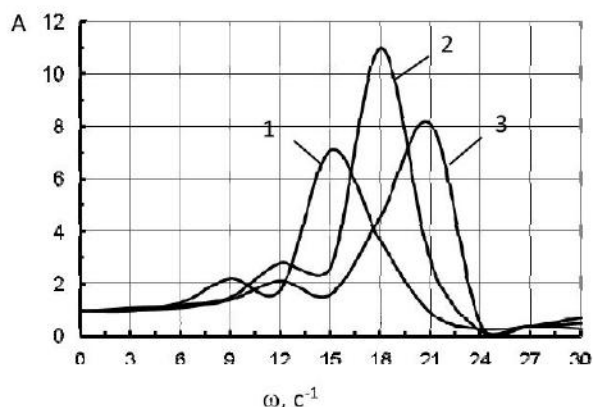
В попередніх дослідженнях нами було встановлено індиферентність динаміки руху даного агрегату від його схемного рішення [7]. Але там розглядався діапазон робочих частот коливань нерівностей шляху  $\omega = 0 \dots 7 \text{ c}^{-1}$ . В нашому випадку навіть у ширшому діапазоні частот ( $\omega = 0 \dots 9 \text{ c}^{-1}$ ) динаміка вертикальних переміщень (а по суті справи – плавність руху) досліджуваного МТА практично не залежить від його схеми.

У зв'язку з цим отриманий новий висновок щодо переваг прямого руху орно-просапного трактора у складі орно-подрібнювального МТА не є категоричним. За більш вирівняного агротехнічного фону обидві схеми цього агрегату можуть бути застосовані у сільськогосподарському виробництві.

Що стосується поздовжнього профілю поля взагалі, то найкращим він є за дуже малої амплітуди ( $1 \dots 2 \text{ см}$ ) і високої (більше  $24 \text{ c}^{-1}$  або  $4 \text{ Гц}$ ) частоти. Як показують розрахункові АЧХ, в цьому випадку коефіцієнт підсилення динамічною системою (тобто агрегатом) вхідного збурення стає навіть меншим за 1, а амплітудно-частотні характеристики наближаються до ідеальних (рис. 2).

Подальшим етапом математичного моделювання було встановлення впливу пружних властивостей шин трактора, подрібнювача рослинних решток і опорного колеса плуга на плавність руху МТА. Вказані властивості шин репрезентують згадувані вище коефіцієнти  $C_{ш}$ ,  $K_{ш}$ ,  $C_{шм}$ ,  $K_{шм}$ ,  $C_{шп}$  і  $K_{шп}$ .

Як і у роботі [7], збільшення коефіцієнта жорсткості шин коліс енергетичного засобу  $C_{ш}$  сприяє покращенню його реагування на збурювальний вплив (рис. 4).



**Рис. 4.** АЧХ вертикальних коливань переднього мосту трактора ХТЗ-160 при відтворенні ним коливань профілю шляху з різними коефіцієнтами жорсткості шин  $C_{ш}$ :  
1 – 250 кН/м; 2 – 350 кН/м; 3 – 450 кН/м

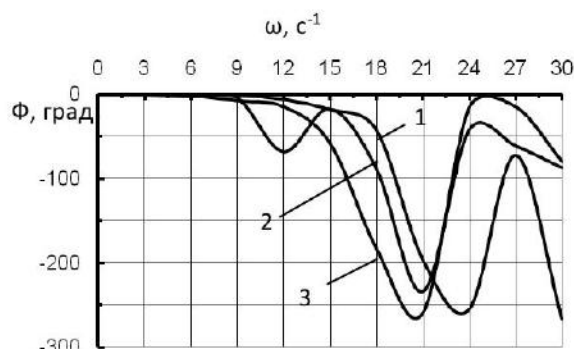
**Fig. 4.** The frequency response of the vertical oscillation of the front axle of the tractor HTZ-160 when playing them fluctuations of the profile path with different the coefficients of stiffness of tires of the School:  
1 – 250 kN/m; 2 – 350 kN/m; 3 – 450 kN/m

При зростанні значини  $C_{ш}$  з 250 до 450 кН/м АЧХ бажано зменшуються, а їх резонансні піки зміщуються у бік більш високих частот коливань нерівностей поздовжнього профілю поля. Природа цього явища досить проста: збільшення коефіцієнта  $C_{ш}$  зменшує пружні властивості шини. В результаті динамічна ланка відпрацьовує вхідний сигнал з меншим коефіцієнтом підсилення. Проте однозначно такий характер перебігу АЧХ має місце за  $\omega > 12 \text{ с}^{-1}$  або майже 2 Гц.

Запізнення реакції агрегату на збурювальний вплив мало залежить від значини жорсткості шини трактора. В діапазоні частот коливань збурювального впливу  $0 \dots 9 \text{ с}^{-1}$  різниця між отриманими фазовими зсувами (ФЧХ) взагалі практично відсутня (рис. 5).

Принадібно підкреслимо, що жорсткість шин задніх коліс орно-просапного трактора якісно і практично кількісно аналогічно впливає на динаміку вертикальних коливань енергетичного засобу.

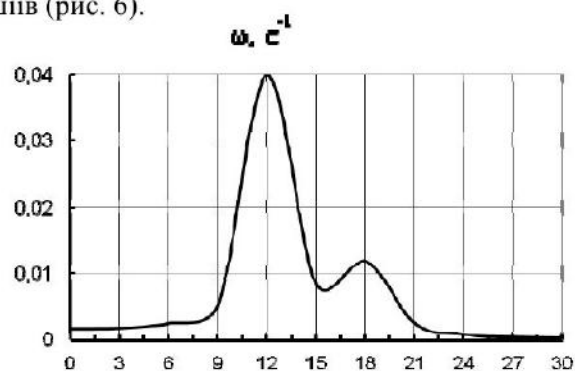
Водночас, на відміну від жорсткості передніх і задніх шин трактора, коефіцієнт опору їх деформації ( $K_{ш}$ ) дуже мало впливає на плавність руху орно-подрібнювального МТА.



**Рис. 5.** ФЧХ вертикальних коливань переднього мосту трактора ХТЗ-160 при відтворенні ним коливань профілю шляху з різними коефіцієнтами жорсткості шин  $C_{ш}$ :  
1 – 250 кН/м; 2 – 350 кН/м; 3 – 450 кН/м

**Fig. 5.** The phase response of the vertical oscillation of the front axle of the tractor HTZ-160 when playing them fluctuations of the profile path with different the coefficients of stiffness of tires of the School:  
1 – 250 kN/m; 2 – 350 kN/m; 3 – 450 kN/m

Дуже важливим моментом дослідження є встановлення ступеню взаємозалежності коливань між переднім та заднім мостами орно-просапного трактора. Розрахункові АЧХ свідчать, що динаміки їх вертикальних переміщень є незалежними. Якщо коливання профілю шляху під передніми колесами трактора зумовлюють відповідну реакцію його переднього мосту (рис. 2), то ці ж самі збурення практично не впливають на динаміку вертикальних переміщень його задніх рушіїв (рис. 6).

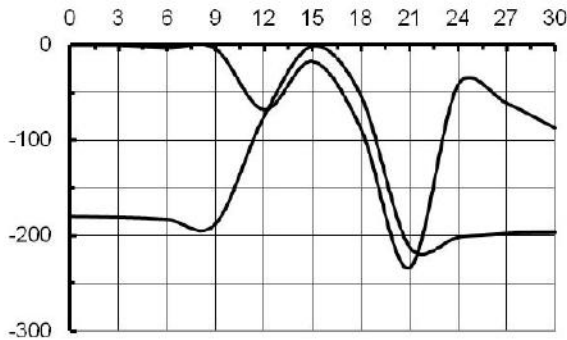


**Рис. 6.** АЧХ вертикальних коливань заднього мосту трактора ХТЗ-160 при відтворенні ними коливань профілю шляху під його передніми рушійями

**Fig. 6.** Frequency response of vertical oscillations of the rear axle of the tractor HTZ-160 when you play them fluctuations of the profile path under the front wheels

Навіть у резонансному режимі ( $\omega = 12 \text{ c}^{-1}$ , рис. 6) значина коефіцієнта підсилення динамічною ланкою (заднім мостом енергетичного засобу) збудовального впливу не перевищує позначки 0,04.

В діапазоні частот  $12 \dots 21 \text{ c}^{-1}$  запізнення реакції заднього мосту трактора на збурення таке ж, як і у передніх рушіїв (рис. 7). Пояснення цього результату вимагає проведення додаткових досліджень.



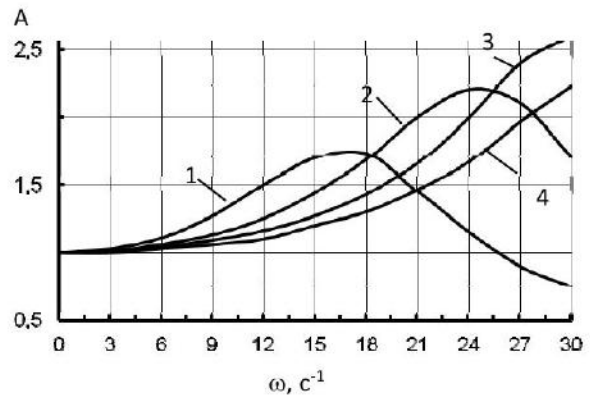
**Рис. 7.** ФЧХ вертикальних коливань переднього (1) і заднього (2) мостів трактора ХТЗ-160 при відтворенні ним коливань профілю шляху під передніми рушійми

**Fig. 7.** The phase response of the vertical oscillations of the front (1) and rear (2) bridges tractor HTZ-160 when playing them fluctuations of the profile path under the front wheels

Поза межами вказаного діапазону частот задній міст трактора значно пізніше реагує на ті коливання нерівностей профілю шляху, які в цей же час безпосередньо впливають на передній міст енергетичного засобу.

В принципі результат про незалежність вертикальних коливань переднього і заднього мостів орно-просапного трактора є цілком логічним, адже ми із самого початку приймали вертикальні переміщення  $Z_1$  і  $Z_2$  незалежними ступенями вільності такої динамічної системи, якою є орно-просапний трактор (див. рис. 1). Більше того, із теорії коливань подібних динамічних систем відомо, що залежними вертикальні переміщення є у тому випадку, коли між опорами невелика (на рівні 1,0...1,5 м) відстань. У орно-просапного трактора база (тобто відстань між осями передніх і задніх рушіїв) становить 2,86 м. В принципі такі енергетичні засоби називаються довгобазовими, що і зумовлює незалежність вертикальних коливань їх передніх та задніх мостів.

Вертикальні переміщення фронтального подрібнювача рослинних решток є теж незалежними. Однак плавність їх руху зумовлюється низкою конструктивних параметрів. У першу чергу до них відноситься коефіцієнт жорсткості шин опорних коліс  $C_{\text{шм}}$ . Зі збільшенням частоти коливань нерівностей профілю шляху амплітудно-частотні характеристики подрібнювача за кожної значини цього параметра спочатку небажано зростають, а після досягнення свого максимуму – бажано зменшуються (рис. 8).



**Рис. 8.** АЧХ вертикальних коливань рами подрібнювача рослинних решток при відтворенні ним коливань профілю шляху з різними коефіцієнтами жорсткості шин  $C_{\text{шм}}$ :

1 – 50 кН/м; 2 – 100 кН/м; 3 – 150 кН/м; 4 – 200 кН/м

**Fig. 8.** The frequency response of the vertical oscillation of the frame of the chopper crop residues during playback of fluctuations in the profile path with different coefficients of stiffness of tires SSM:

1 – 50 кН/м; 2 – 100 кН/м; 3 – 150 кН/м; 4 – 200 кН/м

В інтервалі частот  $\omega = 0 \dots 16 \text{ c}^{-1}$  (тобто там, де зосереджена найбільша частка дисперсії коливань профілю поля) збільшення коефіцієнта  $C_{\text{шм}}$  з 50 до 200 кН/м сприяє зменшенню АЧХ. Найбільш відчутно це здійснюється до значини  $C_{\text{шм}} = 150 \text{ кН/м}$  (криві 1, 2 і 3, рис. 8).

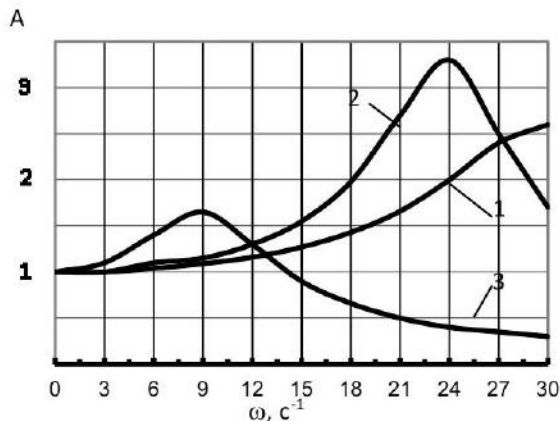
Отриманий результат задовільно відповідає тій закономірності, яка попередньо була встановлена нами в роботі [7]. До того ж там вказувалось, що значина коефіцієнта жорсткості шин подрібнювача рослинних решток має бути не меншою за 115 кН/м. З урахуванням даних досліджень можна стверджувати, що її значина має знаходитися в межах 100...150 кН/м.

Збільшувати цей коефіцієнт немає потреби, тому що АЧХ при цьому у значущому діапазоні частот  $0 \dots 16 \text{ c}^{-1}$  зменшуються несуттєво (крива 4, рис. 8). Установ-

лювати значину  $C_{шм}$  меншою за 100 кН/м – недоцільно, оскільки АЧХ при цього небажано і суттєво зростають (крива 1, рис. 8).

Як і у варіанті з трактором, зміна коефіцієнта опору деформації шин коліс подрібнювача рослинних решток ( $K_{шм}$ ) до суттєвого перебігу амплітудних і фазових частотних характеристик відпрацювання цією динамічною ланкою коливань нерівностей профілю поля не приводить. Якщо, наприклад, при  $\omega = 21 \text{ c}^{-1}$  і  $K_{шм} = 1 \text{ кН}\cdot\text{с}/\text{м}$  коефіцієнт підсилення подрібнювачем, як динамічною ланкою, вхідного збурення становить 1,75, то за тієї ж частоти, але втричі більшої значини коефіцієнта опору деформації шини (3 кН·с/м) АЧХ зменшується до позначки 1,55. А таку різницю між амплітудно-частотними характеристиками за такої значної зміни коефіцієнта  $K_{шм}$  суттєвою вважати не можна.

Збільшення експлуатаційної маси подрібнювача рослинних решток на 200 кг (з 300 до 500 кг) призводить до небажаного підйому амплітудно-частотної характеристики відпрацювання ним коливань профілю поля (крива 2, рис. 9).



**Рис. 9.** АЧХ вертикальних коливань рами подрібнювача рослинних решток при відтворенні ним коливань профілю шляху з різною масою та коефіцієнтами жорсткості шин  $C_{шм}$ :

1–  $M_m = 300 \text{ кг}$ ;  $C_{шм} = 150 \text{ кН}/\text{м}$ ; 2 –  $M_m = 500 \text{ кг}$ ;  $C_{шм} = 150 \text{ кН}/\text{м}$ ; 3–  $M_m = 300 \text{ кг}$ ;  $C_{шм} = 25 \text{ кН}/\text{м}$

**Fig. 9.** The frequency response of the vertical oscillation of the frame of the chopper crop residues during playback of fluctuations in the profile path with different masses and coefficients of stiffness of tires SSM:

1  $M_m = 300 \text{ kg}$ ; SSM = 150 kN/m; 2  $M_m = 500 \text{ kg}$ ; SSM = 150 kN/m; 3  $M_m = 300 \text{ kg}$ ; SSM = 25 kN/m

І цей наслідок не вдається покращити навіть суттєвим зменшенням до 25 кН/м коефіцієнта жорсткості шин фронтального знаряддя. АЧХ при цьому зменшується, причому на частотах  $\omega > 14 \text{ c}^{-1}$  вона взагалі стає меншою за одиницю (крива 3, рис. 9). Проте, на значущих для роботи МТА частотах коливань профілю поля 0...9  $\text{c}^{-1}$  коефіцієнт підсилення динамічною ланкою (тобто подрібнювачем) вхідного збурювального впливу значно більший навіть за той, який репрезентує коливання фронтального знаряддя з масою 300 кг (крива 1, рис. 9). Виходячи із вищевикладеного аналізу можна констатувати, що збільшення експлуатаційної маси подрібнювача рослинних решток недоцільне.

## ВИСНОВКИ

Характер руху орно-подрібнювального агрегату практично не залежить від того, як налаштований трактор – на прямий чи реверсивний рух у його складі. За більш вирівняного агротехнічного фону обидві схеми цього МТА можуть бути застосовані у с.-г. виробництві.

При зростанні значини коефіцієнта жорсткості шин коліс енергетичного засобу  $C_{ш}$  з 250 до 450 кН/м АЧХ відпрацювання агрегатом вертикальних коливань нерівностей шляху бажано зменшуються, а їх резонансні піки зміщуються у бік більш високих частот.

В інтервалі частот  $\omega = 0...16 \text{ c}^{-1}$  (тобто там, де зосереджена найбільша частка дисперсії коливань профілю поля) збільшення коефіцієнтів жорсткості шин подрібнювача рослинних решток і опорного колеса плуга до 150 кН/м сприяє зменшенню АЧХ.

При збільшенні маси подрібнювача рослинних решток майже на 67% (200 кг) відпрацювання ним, як динамічною системою, вхідного збурення у вигляді коливань висоти нерівностей поздовжнього профілю поля в діапазоні частот 0...9,0  $\text{c}^{-1}$  відбувається зі значним підсиленням, що в принципі є небажаним.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Евтенко В.Г. Изменение конструктивных схем и расширение сферы применения тракторов тягового класса 3 / В.Г. Евтенко // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1985. – №12. – С.17-18.

2. V.G. Jevtenko, A.A. Jusin, J.N. Blagodatnyy. Bewertung der Wirkung bodenschonende Fahrersysteme an Landwirtschaftlichen maschinen und Geraten auf den Boden und die eEffektivit?t ihres Einsatzes // Tag.- Ber. Akad. Landwirtsch. – Wiss. DDR, Berlin (1984) 227. – S.49 – 55.

3. Надикто В.Т. Перспективное направление создания комбинированных и широкозахватных МТА/ В.Т. Надикто // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2008, № 3. – С. 20-21.

4. Збирання зернових культур роздільним способом / В.Т. Надикто, В.М. Кюрчев, В.Л. Семнюк, А.Є. Назін. – Запоріжжя: Інтер-М, 2012. – 132 с.

5. Мітков В.Б. Аналіз динаміки вертикальних коливань орно-подрібнювального МТА/ В.Б. Мітков, В.Т. Надикто // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь, 2005. – Вип. 29. – С. 14-19.

6. Габай Е.В. Математическая модель и анализ качества управления направлением движения МТА с рассредоточенными по ширине захвата активными колесами / Е.В.Габай // Научные основы создания мобильных энерготехнологических средств (МЭС) : сб. научн. трудов / НАТИ. – М., 1983. – С.72-73.

7. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві / В.Т. Надикто, М.Л. Крижачківський, В.М. Кюрчев, С.Л. Абдула. – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2005. – 337 с.

8. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. – М.: Колос, 204. – 504 с.

9. Хвостов В.А., Позов Н.В. Динамика самоходного трехосного агрегата для пропашных культур. – Тракторы и сельхозмашины.– 1987.– № 4. – С. 24 – 28.

10. Гячев Л.В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов. – М.: Машиностроение, 1981. – 206 с.

11. Касымов А.Ш., Золотарев В.В. Установившееся прямолинейное движение пахотного агрегата с передней и задней навеской. – Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1988. – №1. – С. 13 – 18.

12. Фаробин А.Я. Теория поворота транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 174 с.

13. Синееков Г.Н. Проектирование почвообрабатывающих машин. – М.: Машиностроение, 1965. – 312 с.

14. Kuht, J., Reintam, E., Edesi, L. & Nugis, E. 2012. Influence of subsoil compaction on soil physical properties and on growing conditions of barley. *Agronomy Research* 10(1–2), pp.329–334.

15. Kiss, P. 2003. Rolling radii of a pneumatic tyre on deformable soil. *Biosystems Engineering*, 85(2), 153–161.

16. Булгаков В.М. Самоорганізація ґрунтових структур (монографія) / В.М. Булгаков, Б.А. Шелудченко. – К.: Видавництво НАУ. – 1998. – 58 с.

17. Адамчук В.В. Агрегативання плугів / В.В. Адамчук, В.М. Булгаков, В.Т. Надикто, В.М. Кюрчев // Аграрний тиждень. – 2014. – №15. – С. 42 – 44.

18. Кюрчев В.М. Механіко-технологічні основи агрегативання орно-просапних тракторів: автореф. дис. ... на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.05.11 / В.М. Кюрчев. – Глевах: ННЦ «ІМЕСГ» НААН України, 2015.–44 с.

REFERENCES

1. Evtenko V.G. Izmenenie konstruktivnyh skhem i rasshirenie sfery primeneniya traktorov tyagovogo klassa 3 / V.G. Evtenko // Mekhanizaciya i ehlek-trifikaciya sel'skogo hozyajstva. – 1985. – №12. – S.17-18.

2. V.G. Jevtenko, A.A. Jusin, J.N. Blagodatnyy. Bewertung der Wirkung bo-denschonende Fahrersysteme an Landwirtschaftlichen maschinen und Geraten auf den Boden und die eEffektivit?t ihres Einsatzes // Tag. Ber. Akad. Landwirtsch. Wiss. DDR, Berlin (1984) 227. – S.49-55.

3. Nadykto V.T. Perspektivnoe napravlenie sozdaniya kombinirovannyh i shirokзахvatnyh МТА/ V.T. Nadykto // Traktory i sel'skohozyajstvennye mashiny, 2008, № 3. – S. 20-21.

4. Zbirannya zernovih kul'tur rozdil'nim sposobom / V.T. Nadikto, V.M. Kyurchev, V.L. Semenyuk, A.Є. Nazin. – Zaporizhzhya: Inter-M, 2012.– 132 s.

5. Mitkov V.B. Analiz dinamiki vertikal'nih kolivan' orno-podrib-nyuval'nogo МТА/ V.B. Mitkov, V.T. Nadikto // Praci Tavrijs'koї derzhavnoї agrotekhnichnoї akademії. – Melitopol', 2005. – Vip. 29. – S. 14-19.

6. Gabaj E.V. Matematicheskaya model' i analiz kachestva upravleniya napravleniem dvizheniya МТА s rassredotochennymi po shirine zahvata aktivnymi kolesami / E.V.Gabaj // Nauchnye osnovy sozdaniya mobil'nyh ehnergo-tekhnologicheskikh sredstv (MEHS) : sb. nauchn. trudov / NATI. – М., 1983. – S.72-73.

7. Novi mobil'ni energetichni zasobi Ukraїni. Teoretichni osnovi vikori-stannya v zemlerobstvi / V.T. Nadikto, M.L. Krizhachkivsk'ij,

V.M. Kyurchev, S.L. Abdula. – Melitopol': TOV «Vidavnichij budinok MMD», 2005. – 337 s.

8. Kut'kov G.M. Traktory i avtomobili. Teoriya i tekhnologicheskie svojstva. – M.: Kolos, 204. – 504 s.

9. Hvostov V.A., Pozov N.V. Dinamika samohodnogo trekhnosnogo agregata dlya propashnyh kul'tur. – Traktory i sel'hozmashiny. – 1987. – № 4. – S. 24 – 28.

10. Gyachev L.V. Ustojchivost' dvizheniya sel'skohozyajstvennyh mashin i agregatov. – M.: Mashinostroenie, 1981. – 206 s.

11. Kasymov A.SH., Zolotarev V.V. Ustanovivsheesya pryamolinejnoe dvi-zhenie pahotnogo agregata s perednej i zadnej naveskoj. – Traktory i sel'sko-hozyajstvennye mashiny. – 1988. – №1. – S. 13 – 18.

12. Farobin A.YA. Teoriya povorota transportnyh mashin. – M.: Mashino-stroenie, 1970. – 174 s.

13. Sineokov G.N. Proektirovanie pochvoobrabatyvayushchih mashin. – M.: Mashinostroenie, 1965. – 312 s.

14. Kuht, J., Reintam, E., Edesi, L. & Nugis, E. 2012. Influence of subsoil compaction on soil physical properties and on growing conditions of barley. *Agronomy Research* 10(1–2), pp.329–334.

15. Kiss, P. 2003. Rolling radii of a pneumatic tyre on deformable soil. *Biosystems Engineering*, 85(2), 153–161.

16. Bulgakov V.M. Samoorganizaciya runtovih struktur (monografiya) / V.M. Bulgakov, B.A. Sheludchenko. – K.: Vidavnictvo NAU. – 1998. – 58 s.

17. Adamchuk V.V. Agregativannya plugiv / V.V. Adamchuk, V.M. Bulgakov, V.T. Nadikto, V.M. Kyurchev // *Agrarnij tizhden'*. – 2014. – №15. – S. 42 – 44.

18. Kyurchev V.M. Mekhaniko-tekhnologichni osnovi agregativannya orno-prosapnih traktoriv: avtoref. dis. ... na zdobuttya nauk. stupenya dokt. tekhn. nauk: spec. 05.05.11 / V.M. Kyurchev. – Glevaha: NNC «IMESG» NAAN Ukraïni, 2015. – 44 s.