

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
ФАКУЛЬТЕТ КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ



ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ
міжнародної науково-практичної онлайн конференції
«Сучасні проблеми та перспективи розвитку
машинобудування України»,
присвяченої 20-й річниці з дня створення
факультету конструювання та дизайну
Національного університету біоресурсів і
природокористування України

23-24 вересня 2021 року

м. Київ

УДК 631.17+62-52-631.3
ББК40.7

Збірник тез доповідей міжнародної науково-практичної онлайн конференції «Сучасні проблеми та перспективи розвитку машинобудування України», присвяченої 20-й річниці з дня створення факультету конструювання та дизайну Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2021. – 300 с.

В збірнику представлені тези доповідей науково-педагогічних працівників, наукових співробітників, аспірантів та студентів НУБіП України, провідних вітчизняних і закордонних закладів вищої освіти та наукових установ, в яких розглядаються завершені етапи розробок.

ВПЛИВ ЛЕГУВАННЯ ТА МОДИФІКУВАННЯ НА ВЛАСТИВОСТІ ВИЛИВКІВ З ТЕПЛОСТІЙКОЇ СТАЛІ

*Афтанділянц Є.Г., д.т.н., проф.
Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ
E-mail: aftyev@yahoo.com*

Надійність і довговічність конструкційних сталей, що працюють при тривалому температуро - силовому впливі, визначаються рівнем і стабільністю фізико-механічних властивостей сталей, які залежать від властивостей твердого розчину, дефектів його кристалічної будови, властивостей, кількості, дисперсності і розподілом первинних і вторинних фаз виділення.

В умовах експлуатації при підвищених температурах властивості не стабільні, тому що під впливом температуро-силового впливу розвиваються процеси перерозподілу легуючих елементів між твердим розчином і фазами виділення, їх коагуляції і зміни дефектності кристалічної структури. В результаті знижується час досягнення допустимих деформацій, руйнування і довговічність сталей. Тому, легування теплостійких сталей має вирішувати, перш за все, завдання зниження інтенсивності розвитку процесів знеміцнення при експлуатації.

Для отримання стабільної структури теплостійких конструкційних сталей їх легують хромом, молібденом, азотом, ванадієм та іншими елементами, а відпуск, в процесі поліпшення, проводять при температурі, яка на 100-150 °С вище температури експлуатації виробів. У цих умовах інтенсивність розвитку процесів перерозподілу легуючих елементів між твердим розчином і фазами виділення, їх коагуляції і зміни дефектності кристалічної структури визначається хімічним складом сталі, напругою, температурою та часом експлуатації.

В роботі дослідили співвідношення ефективності впливу хімічного стану теплостійкої сталі, тобто молібдену та ванадію, а також температури, напруження та часу експлуатації на повзучість і довготривалість виробів.

Аналіз ефективності впливу факторів показав, що процес повзучості теплостійких сталей (δ), в умовах експерименту на 64% визначається їх хімічним складом, 7%-температурою, 11% - часом витримки, 18%

напруженим станом. У випадку довготривалості вклад хімічного складу сталей складає 61%, температури – 18%, а напруження - 21%.

Результати виконаних досліджень показують, що ступінь знеміцнення теплостійкої сталі з азотом і ванадієм в процесі повзучості менше, ніж сталі з молібденом. Леговані молібденом сталі, надають менше опір розвитку деформації і, як наслідок, мають менший час до руйнування, ніж сталі з азотом і ванадієм.

З огляду на більш високу термодинамічну стійкість нітридів і карбонітридів ванадію, ніж його карбідів, а також карбідів молібдену, легування сталі азотом і ванадієм можна розглядати як ефективний метод підвищення тривалої міцності теплостійкої сталі.

УДК 624.138

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ ДЕФОРМАЦІЇ ҐРУНТУ ҐУСЕНИЦЯМИ ЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Лебедев А.Т., д.т.н., проф.

Колеснік Ю.І., аспір.

Петров Р.М., аспір.

Державний біотехнологічний університет, м. Харків

Козлов Ю.Ю., інж. I категорії

Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, м. Харків

E-mail: petrovhntusq@gmail.com

Відомо, що прохідність машин взагалі, і збиральних зокрема, визначається, з одного боку конструктивними та експлуатаційними параметрами машини і, з іншого боку, здатністю ґрунту чинити опір деформацій під дією зовнішніх сил, що впливають на неї з боку рушія. Тому встановлення закономірностей деформації ґрунту під дією прикладених до неї сил є одним з найважливіших завдань теорії прохідності машин.

З позиції прохідності машин найбільш важливим є два види деформації ґрунту: деформація у вертикальній площині, що визначає опір руху машини, і горизонтальна деформація, яка характеризує процес зчеплення рушія з ґрунтом.

В останні роки з'явився ряд робіт з дослідження закономірностей деформації сільськогосподарських ґрунтів України. У них досить повно розкрита теоретична основа процесу деформації перезволожених ґрунтів України. Однак деякі з цих робіт виконані для рушіїв, що мають на опорній поверхні ґрунтозацепи, що істотно відрізняє умови їх взаємодії з ґрунтом від рушіїв збиральних машин, що мають гладкі траки. У роботах розглядалися закономірності деформації ґрунтів гусеницями збиральних машин тільки у вертикальній площині. Крім того, при дослідженні залежностей $h = f(q)$ і $h = \psi(t)$, де t - час навантаження ґрунту. Цей метод є досить трудомістким при розшифровці результатів експериментів. Тому дослідження процесу деформації ґрунту були проведені в обмеженому обсязі. Для отримання більше статистичної достовірності значень параметрів процесу деформації ґрунту необхідно провести додаткові дослідження.

Методика експериментальних досліджень залежностей $h = f(q)$, $h = \psi(t)$ і $S = \varphi(\tau)$, де τ - дотичні напруження ґрунту в кг/см^2 S - горизонтальна деформація ґрунтів (деформація зсуву) в см. Розроблені методики, пристосування, прилади та апаратура дозволяли визначати досліджувані залежності безпосередньо на працюючому в поле рушії і записувати процес на папір за допомогою осцилографа.

При дослідженні залежності $h = f(q)$ розглядалася правомірність використання для її опису лінійної: $q = ch$ і статичної $q = ch^\mu$ функцій. Результати експериментів на стерні пшениці наведені в таблицю 1. У цій таблиці представлені значення коефіцієнтів кореляції - r і їх достовірність - t .

Таблиця 1 – Значення коефіцієнтів кореляції

Вологість у %	Коефіцієнти кореляції, кореляційні відносини і їх достовірності для залежностей		Коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту, С кг/см^3
	$q = ch$	$q = ch^\mu$	
1	2	3	4
69,7	$r = 0,875$ $t = 18,6$	$r = 0,92$ $t = 29,6$	0,0185
68,4	$r = 0,90$ $t = 24,5$	$r = 0,91$ $t = 26,1$	0,0202
67,0	$r = 0,875$ $t = 19,4$	$r = 0,90$ $t = 25,4$	0,021

Продовження таблиці 1

1	2	3	4
52,6	$r = 0,81$ $t = 12,3$	$r = 0,80$ $t = 11,5$	0,032
53,5	$r = 0,87$ $t = 17,5$	$r = 0,89$ $t = 20,6$	0,001
62,6	$r = 0,91$ $t = 26,4$	$r = 0,90$ $t = 24,5$	0,027
62,0	$r = 0,89$ $t = 22,3$	$r = 0,92$ $t = 32,3$	0,0275
52,6	$r = 0,995$ $t = 0318,9$	$r = 0,997$ $t = 682,1$	0,069

Для жорсткого штампа $F = 2100$ кг.см.

В останньому рядку таблиці 1 наведені результати, отримані в результаті обробки дев'яти щільнограм вдавнення в ґрунт жорсткого штампа площею $F = 2100$ кв. см. Обробка проводилася по методу суміщення однотипних щільнограм.

Аналіз даних таблиці 1 показує, що закономірність деформації ґрунтів в умовах підвищеної вологості ґрунту при наявності стерні з достатнім для практичних розрахунків наближенням може характеризуватися прямолінійною залежністю виду:

$$q = ch \quad (1)$$

Закономірність підпорядковується функціональній залежності, отриманої дослідженнями для незв'язних ґрунтів.

$$\tau = f_{ck} q (1 - e^{-\frac{s}{S_o}}) \quad (2)$$

де q - питомий тиск, кг/кв.см;

f_{ck} - коефіцієнт тертя ковзання;

S_o - величина зсуву, що характеризує нахил дотичної і кривої на початку координат.

Аналіз дослідних даних показує, що максимум дотичних напружень при питомому тиску $q = 0,31$ кг / см² і вологості $W = 62,69\%$ досягає 0,062 кг/кв. см, чому відповідає коефіцієнт тертя ковзання $f_{ck} = 0,2$. Значить, для визначення повного виду рівняння (2) необхідно знайти середню

величину S_o , при якій рівняння (2) найкращим чином відображає зв'язок між експериментальними даними.

Для визначення оптимального значення S_o на ЕОМ рівняння (2) наводилося до лінійного вигляду:

$$Y = A - \frac{S}{S_o} \lg e; \quad (3)$$

де $Y = \lg(qf_{ck} - \tau)$;

$A = \lg(qf_{ck})$.

У рівняння (3) при $q = 0,31$ кг/см і $f_{ck} = 0,2$ підставлялися різні значення S_o в інтервалі 7,3-9,2 см. Для кожного варіанта визначалися коефіцієнти кореляції залежності (3), їх помилка і достовірність. Результати розрахунків наведені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Коефіцієнти кореляції залежності (3), їх помилка і достовірність

№	значення величини S_o	коефіцієнт кореляції r	Помилка коефіцієнта кореляції	Достовірність коефіцієнта кореляції
1.	7,8	0,9487	0,01009	93,95
2.	8,0	0,9507	0,00970	97,87
3.	8,2	0,9521	0,00950	100,74
4.	8,4	0,9525	0,00939	101,70
5.	8,45	0,9526	0,00937	101,72
6.	8,5	0,9526	0,00937	101,72
7.	8,6	0,9524	0,00940	101,42
8.	8,7	0,9520	0,00946	100,55
9.	8,8	0,9514	0,00958	99,31
10.	9,0	0,9597	0,00990	95,85
11.	9,2	0,0478	0,01036	91,36

Аналіз таблиці 2 показує, що рівняння (2) в достатній мірі відображає характер процесу, так як отримані коефіцієнти кореляції, їх помилка і достовірність свідчать про тісний зв'язок теоретичних і експериментальних даних. Оптимальна величина S_o дорівнює 8,5 см.

Список використаних джерел:

1. Калінін Є.І., Поляшенко С.О. Розв'язок статичної плоскої задачі теорії пружності для неоднорідних ізотропних тіл. Математичне моделювання. 2018. №2(39). С. 102-111.

2. Калінін Є.І., Романченко В.М., Юр'єва Г.П. Моделювання коливань кузова транспортного засобу на гусеничному ході з урахуванням гнучкості кузова. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2016. №6. С. 232-238.
3. Калінін Є.І. Частотний аналіз коливань гусеничних тракторів. Технікотехнологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України Збірник наукових праць УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. 2018. №. 22(36). С. 86-91.

УДК 629.114.45

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ САМОСКИДНОГО КУЗОВА АВТОМОБІЛЯ ДЛЯ ПЕРЕВЕЗЕННЯ СИПКИХ ДОРОЖНЬО- БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ

Дунаєвський С.С., студ.

Каратник І.Р., к.т.н., доц.

Національний лісотехнічний університет України, м. Львів

E-mail: ihor.karatnyk@nltu.edu.ua

Мета дослідження – обґрунтування конструктивних параметрів механізму двостороннього розвантаження кузова самоскидного автомобіля з автоматичним нижнім відкриванням бокових бортів.

Постановка проблеми. Взявшись за реалізацію проектів з будівництва та ремонту доріг на Україні у прикордонній зоні в межах реалізації договору про надання Польщею Україні кредиту на умовах пов'язаної допомоги, ТОВ "Дрог-Буд Україна" (філія польської компанії "DROG-BUD" Sp. z o. o.) було виявлено, що немала частина об'єктів будівництва та ремонтів розташовується біля населених пунктів а також на території самих населених пунктів, що зумовлює застосовувати малогабаритну спеціалізовану техніку для реконструкцій, споруджень і підсилень дорожнього полотна та незначних ділянок його ремонту, що визначилися через порушення гідрологічного режиму полотна, на яке впливають атмосферні опади, повені, та руйнації каналізаційних систем і водопостачання.

На даний час компанія володіє як власною, так і орендованою спеціалізованою дорожньо-будівельною технікою, серед якої у незначній

мірі представлені малогабаритні технічні комплекси і агрегати, за виключенням таких, що застосовуються для поточного і малоямкового тимчасового ремонту дорожнього одягу. Так як у населених пунктах, особливо у містах, широко розвинена сітка різних комунальних мереж, присутня густа забудова вулиць тощо, то виникають іноді значні труднощі для організації ремонтно-будівельних робіт на міських і сільських дорогах, особливо через необхідність застосування відповідної землерийної техніки і транспортних засобів для підвезення та розвантаження дорожньо-будівельних матеріалів. При цьому виникають складні умови роботи на дорогах через наявність комунікаційних і технічних мереж, через необхідне для задіяної у роботі техніки тимчасове закривання певних ділянок доріг та прокладання об'їзних проїздів для транспорту. Роботи у таких умовах виявили доцільність володіти малогабаритними або ж багатофункціональними технічними комплексами для робіт з дорожнім полотном і дорожнім одягом, або використовувати наявні власні технічні засоби (землерийні, транспортні, навантажувально-розвантажувальні і ін.), технологічне устаткування яких дозволило б виконувати дорожньо-будівельні роботи у "тісних" умовах населених пунктів.

Основний матеріал. Одним із напрямків реалізації вказаних організаційно-технологічних заходів для ефективного забезпечення виробництва компанія "Дрог-Буд Україна" розглянула можливість створення багатоопераційного дорожньо-будівельного автомобіля (ДБА) на базі шасі вантажного автомобіля КрАЗ-260, який на даний час перебуває у експлуатації і задіяний на транспортуванні сипких дорожньо-будівельних сумішей та асфальту для виконання дорожніх робіт у населених пунктах. На погляд інженерної служби компанії вказаний автомобіль на даний час не повністю задовольняє потреби ведених виробничих об'єктів. Його переваги у тому, що підвезення обсягів різних дорожньо-будівельних матеріалів (рейсове навантаження 70,0...80,0 кН) майже оптимальне відповідно відстаней довезення вантажів і змінного режиму роботи дорожньо-будівельних бригад; обсяг кузова автомобіля дозволяє тривалий час у тісних виробничих умовах утримувати і дозовано використовувати дорожньо-будівельні суміші, при цьому нема потреби додаткового перевантаження чи складування на час використання матеріалів і особливо - їх підбирання з місця проведення робіт. Разом з тим обслуговування такого транспортного засобу на будівельному майданчику дуже трудовитратне, за виключенням тих рідких випадків, коли для розвантаження вказаного автомобіля застосовується малогабаритний екскаватор, що здатний прискорювати

розвантажувально-навантажувальні операції. Але у більшості випадків на об'єктах, особливо міських населених пунктів, всі роботи з вказаним транспортом для дорожньо-будівельних сумішей доводиться виконувати вручну.

Механізацію таких робіт підприємство вбачає у забезпеченні, наприклад, базового шасі КрАЗ-260 двома принципово необхідним агрегатами, які готові профінансувати у плані створення мобільного дорожньо-будівельного агрегата:

- самоскидним кузовом, здатним розвантажуватися на правий або на лівий бік, для зручності роботи в умовах населених пунктів;
- автономним гідроманіпулятором з грейфером закритого типу – для навантажувально-розвантажувальних робіт з сипкими дорожньо-будівельними матеріалами і асфальтом.

Сумісно з ТОВ "Дрог-Буд Україна" для проектування і створення ДБА розроблені технічні вимоги на технологічне устаткування та зокрема обґрунтовано конструктивні параметри самоскидного кузова з механізмом його піднімання і з автоматичним право- або лівостороннім відкриванням бортів (рис. 1).

Вирішення задачі проектування механізмів відкривання бортів і перекидання кузова ДБА в основі відповідає вимозі мінімізації металомісткості конструкції механізму з урахуванням його максимальних навантажень і міцнісної стійкості. Силовий аналіз механізму відкривання бортів і перекидання кузова було виконане для положення ланок механізму на початку піднімання кузова гідроциліндром, що відповідає створенню ним максимального зусилля піднімання кузова [1]. Технологічне зусилля двома гідроциліндрами двох механізмів (розташовані на торцевих бортах кузова) створюється для піднімання розрахункового вантажу, що відповідає діючій масі завантаженого кузова [2].

Попередньо був виконаний силовий аналіз одного механізму, для якого визначені розрахункові значення діючих зусиль в його елементах.

Конструкція механізму відкривання бокових бортів і розвантаження кузова автосамоскида була розроблена на рівні ескізного проектування, матеріали якого використані для створення твердотільних моделей елементів цього механізму комплексом засобів SolidWorks, і також з допомогою додатка SolidWorks Simulation виконано перевірку міцнісних характеристик деталей механізму за діючими у ньому максимальними навантаженнями. Додатково для операцій над моделями деталей визначені матеріали їх виготовлення і запропоновано статичне їх дослідження, оскільки високих

динамічних показників (низькі швидкості переміщень ланок) механізм не розвиває.

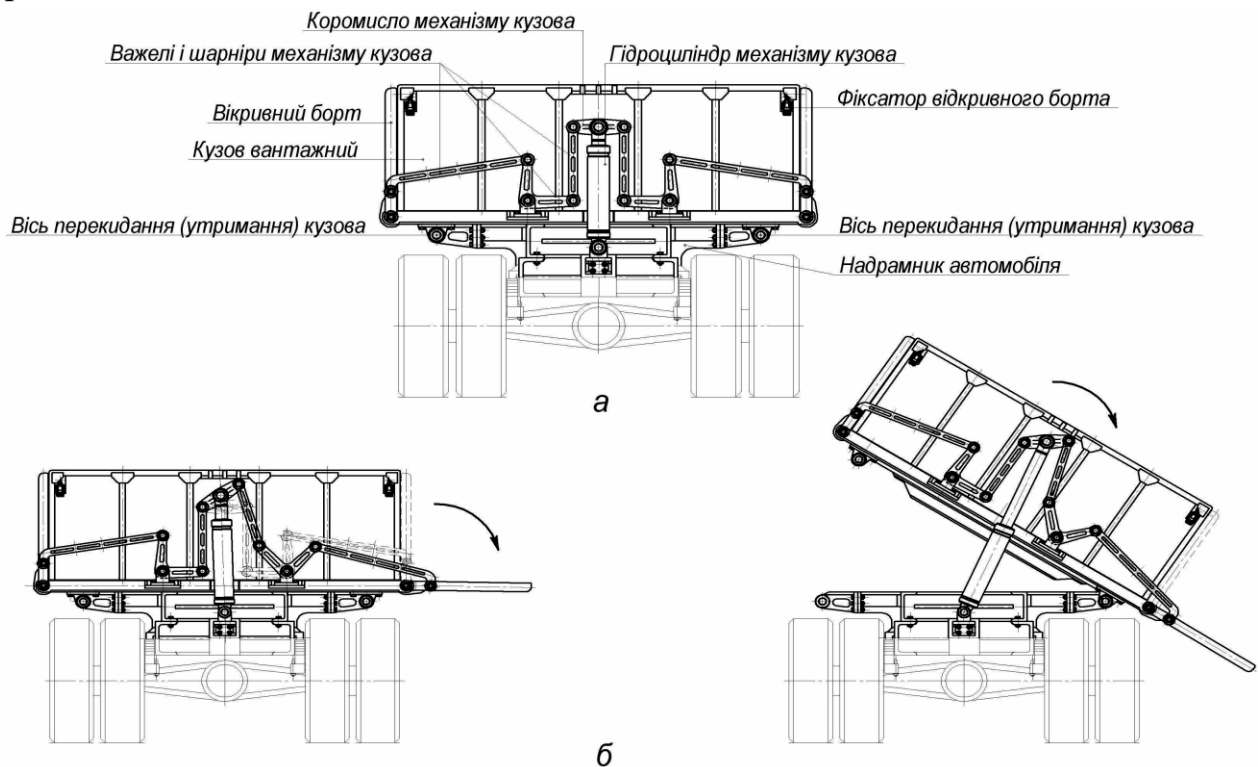


Рис. 1. Функціональна схема бортових механізмів ДБА:

а – схема транспортного положення кузова;

б – схема відкривання правого борта і перекидання кузова

Пропонований матеріал виготовлення деталей механізму – сталь конструкційна згідно ДСТУ 7806:2015. Проектні параметри ланок і шарнірів механізмів відкривання бортів та перекидання кузова ДБА підтверджені результатами комп'ютерної симуляції згідно розрахункових зусиль.

Висновки. Технічний комплекс типу ДБА має містити базове шасі, повноповоротний навантажувальний гідроманіпулятор з грейфером закритого типу для сипких дорожньо-будівельних матеріалів, самоскидний кузов ліво- і правостороннього розвантаження з механізмом автоматичного відкривання і закривання бокових бортів, що функціонує під час перекидання кузова. Механізми розвантаження кузова ДБА запропоновані у виді коромисло-важільної групи одночасного відкривання бортів кузова відповідно для ліво- або правостороннього його перекидання з приводом від гідроциліндрів та гідросистеми автомобіля.

Список використаних джерел:

1. Кашканов А. А. Спеціалізований рухомий склад автомобільного транспорту: конструкція / А. А. Кашканов, В. М. Ребедайло. Навч посібник. – Вінниця : ВДТУ, 2002. – 164 с.

2. Кисликов В. Ф. Будова й експлуатація автомобілів / В. Ф. Кисликов, В. В. Лущик – Підручник. – 6-те вид. – К. : Либідь, 2006. – 400 с.

УДК 621.891.631.3:62

КОНСТРУКЦІЙНІ МАТЕРІАЛИ ТА ЗНОСОСТІЙКІ ПОКРИТТЯ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ РОБОЧИХ ОРГАНІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Денисенко М.І., к.т.н., доц.

ВСП «Немішайвський фаховий коледж НУБіП України, смт. Немішаєве

Дев'ятко О.С., к.т.н., доц.

Нахамець Р.В., студ.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: helene06@ukr.net

Перша в Україні детальна класифікація видів зношування деталей машин була розроблена професором Української сільськогосподарської академії Б.І.Костецьким [1,2], котрий розподілив їх за службовою ознакою – надійністю, у зв'язку з нормальними і недопустимими умовами роботи і за протіканням тих або інших механічних, фізичних і хімічних процесів у зоні контакту.

При розробці класифікації було сформульовано принципово важливе положення про ведучі і супутні процеси, що утворюються на поверхнях тертя. Б.І.Костецьким запропоновано 9 підвидів зношування, у яких експлуатуються конкретні деталі і пари тертя, робочі органи машин різного функціонального призначення. Основні види зношування при терті: механохімічний нормальний окислювальний знос, механохімічний нормальний знос плівок не кисневого походження, механохімічна форма абразивного зношування, захоплювання I роду, захоплювання II роду, фреттинг-процес (схоплювання, динамічне окислювання), механічна форма абразивного пошкодження (різання, дряпання, проорювання), втома при коченні (пітінг), інші види пошкодження (корозія, ерозія, зминання) [2].

Розглянемо деякі аспекти природи зношування з точки зору вибору і ефективності використання того чи іншого методу зміцнення або

зносостійкого покриття з врахуванням реального зносу деталі. Сила тертя і коефіцієнт тертя залежать від різних факторів. На основі розроблених фізико-механічних моделей тертя і зношування у загальному випадку при відносному русі твердих тіл, сила тертя визначається адгезійною і деформаційною взаємодією.

За адгезійної взаємодії у ділянці контакту деталей тертя за рахунок створення ювенільних поверхонь та дії молекулярних сил утворюються «містки зварення» (welding bridges) [3] або забезпечується холодне зварювання (cold welding) [4]. Для зменшення адгезійної складової необхідно у трибоконтакті мати матеріали у вигляді покриттів, котрі забезпечать відсутність процесу схоплювання.

З цієї точки зору найбільший інтерес представляють неметалеві матеріали. До відомих неметалевих матеріалів з низьким коефіцієнтом тертя відносяться, наприклад, графіт і дисульфід молібдену. Дисульфід молібдену, шарова структура якого подібна структурі графіту, також характеризується низьким коефіцієнтом тертя, при цьому у вакуумі його коефіцієнт тертя не зростає.

Для зменшення деформаційної складової необхідно на стадії конструкторської розробки деталей і вузлів тертя закладати у креслення мінімальні параметри шорсткості зношуваних поверхонь (що і робиться для найбільш відповідальних пар тертя).

Існуючі розрахункові моделі зношування можливо умовно розділити на чотири типи: емпіричні, напівемпіричні, енергетичні і кінетичні. Емпіричні моделі представляють собою математичну апроксимацію експериментальних результатів. У них механічні характеристики поєднуються з характеристиками процесу зношування (зносостійкістю, швидкістю зношування) крізь безрозмірні емпіричні коефіцієнти, які не мають певного фізичного смислу.

Залежності мають, як правило, вид лінійної або степеневі функції.

Напівемпіричні моделі включають параметри, для кожного з яких встановлений зв'язок з фізико-механічними властивостями матеріалів, характеристиками процесів. Експериментальна оцінка цих параметрів дозволяє здійснювати аналіз реальних фізичних явищ. Розрахункові залежності в напівемпіричних моделях побудовані з фізичних міркувань та з врахуванням розмірностей параметрів.

Енергетичні моделі з'явилися на основі термодинамічного аналізу процесів зношування. Параметрами енергетичних моделей є основні термодинамічні характеристики матеріалу поверхневого шару: ентропія,

температура, енергія пошкодження та інші. Розрахункові залежності цього типу містять у своїй основі рівняння балансу ентропії.

Кінетичні моделі зношування побудовані на основі кінетичної концепції міцності твердих тіл. Характерною особливістю цих моделей є використання фактору Больцмана для опису зв'язку швидкості зношування зі зовнішніми факторами та описом властивостей матеріалу через його активаційні характеристики: енергію активації і структурно-чутливий коефіцієнт.

У відповідності з класифікацією процесів зношування, розробленої професором Б.І. Костецьким, особливе місце займають фізико-хімічні процеси [1,2]. Контактна зона безпосередньо прилягає до поверхні тертя і має глибину декількох десятків або сотень тисяч нанометрів [2]. Ця зона характеризується специфічними механізмами пластичної деформації та орієнтованою ультра дисперсною будовою, що обумовлює аномалію процесів адсорбції, дифузії, хімічних реакцій і руйнування.

За цими ознаками контактну зону треба розглядати як тонко плівковий об'єкт. Одночасно протікаючи структурна і термічна активація при терті не тільки процеси насичення, але й сприяє дифузії практично всіх елементів, що заповнюють зону тертя, незалежно від їх природи, атомних розмірів і таке інше. У результаті досліджень було розроблено ряд методів зміцнення поверхонь тертя (механохімічна цементація, азотування, насичення киснем).

Обґрунтоване використання того чи іншого методу зміцнення можливе за умови правильного поєднання первинних або вихідних показників властивостей поверхневих шарів і умов експлуатації. На сьогодні розроблено близько 120 різноманітних методів зміцнення та відновлення поверхонь тертя деталей машин, технологічного обладнання, інструменту. В теперішній час, у вузлах тертя машин використовують металеві, неметалеві і композиційні матеріали, монолітні і поруваті, які мають як гомогенну, так і гетерогенну структуру. Ці покриття отримують методами литва, порошкової металургії, наплавлення і напилювання.

Підвищення зносостійкості і терміну служби машин агропромислового комплексу можливо досягти наступними методами: високоякісним конструюванням, впровадженням сучасних конструкційних матеріалів, використанням термічної або хіміко-термічної обробки, а також зносостійкого наплавлення.

В матеріалах, що виготовляють методами порошкової металургії, міцність досягається як за рахунок гетерогенізації структури, так і за рахунок отримання оптимальної поруватості. Гетерогенність структури більшості

матеріалів для деталей машин обумовлена вимогами конструкційної міцності.

Аналіз і дослідження матеріалів деталей машин, що працюють в умовах тертя і зношування, виготовлених за кордоном, однозначно вказує на використання поверхневого нанесення покриття методами наплавлення або напилювання. Тому очевидно, що такі деталі більш довговічні. Існує близько двадцяти різновидів технології наплавлення і напилювання.

Список використаних джерел:

1. Костецкий Б.И. Надежность и долговечность машин [Текст]/ Б.И.Костецкий, И.Г.Носовский, Л.И.Бершадский, А.К.Караулов.-К.: Техніка, 1975. – 408 с.
2. Костецкий, Б.И. Поверхностная прочность материалов при трении [Текст] /Б.И.Костецкий, И.Г.Носовский, А.К.Караулов, Л.И.Бершадский, Н.Б.Костецкая, В.А.Ляшко, М.Ф.Сагач. – К.: Техніка, 1976. – 296 с.
3. Bowden F.P., Tabor D. The Friction and Lubrification of Solid.-Oxford and Clarendon Press. - 1989. - 374 p.
4. Fox-Rabinovich, G.S. Characteristic features of alloying HSS-based deformed compound powder materials with consideration for tool self-organization at cutting / G.S. Fox-Rabinovich // Wear.206/1997.p.214

УДК 681.5

DEVELOPMENT OF RECOMMENDATIONS FOR IMPLEMENTATION OF EFFECTIVE CONTROLLERS FOR DIFFERENT TECHNOLOGICAL PROCESSES

*Romasevych Yu.O., Doctor of Technical Sciences, Professor
National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv
E-mail: romasevichyuriy@ukr.net*

In many areas of production automatic controllers are used. They form a basis for increasing the efficiency of technological processes. That is why they should be properly tuned. The mentioned goal must be solved by engineers for a specific automated process. It must be noted that for a wide range of controllers'

tuning problems there is a lack of proper experience of engineers. It causes a bad quality of tuning and, in turn, production losses grow.

A reasonable approach to overcoming such drawbacks is an exploitation of applications for PC. However, engineers should be familiarized with the theoretical basis of automated controllers as well as the practical implementation of tuned controllers. Here we must present a list of recommendations for the effective implementation of controllers for different technological processes:

- 1) sensors should be properly selected for feeding a controller with specific parameters with previously set accuracy;
- 2) in order to avoid noise, different digital filters should be applied;
- 3) it is desirable to use well-known tuning techniques for controllers for low-order plants;
- 4) for high-order and/or nonlinear plants, as well as plants with quite big lags, optimization approaches it is desirable to exploit;
- 5) the meeting of constraints of plant phase coordinates as well as constraints of controller, drives, and other elements of the system is mandatory.

Following all of these recommendations may help engineers to solve difficult problems of controllers' tuning, synthesis of control systems for nonlinear plants, etc.

УДК 621.878.6

ОСОБЛИВОСТІ РОБОЧОГО ЦИКЛУ І ОРГАНІЗАЦІЇ СКРЕПЕРНИХ РОБІТ

Балака М.М., к.т.н.

Кім А.О., студ.

Міщук Д. О., к.т.н., доц.

Ходневич М.М., студ.

Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ.

E-mail: balaka.mm@knuba.edu.ua

Робочі процеси землерийно-транспортних машин характеризуються подоланням опорів ґрунту на робочих органах за рахунок сили тяги, що створюється рушієм машини, і транспортуванням ґрунту на задану відстань. Відмітимо, що самохідні скрепери найбільш повно поєднують властивості

тягових та транспортних машин, які дозволяють досягти високих техніко-економічних показників виконання земляних робіт [1].

Робочий цикл скрепера містить наступні операції: зрізання ґрунту та заповнення ковша ґрунтом; транспортування ґрунту в ковші на задану відстань (в залежності від проекту виконання земляних робіт); відсипання ґрунту (товщина шару ґрунту залежно від технічних можливостей ґрунто-ущільнювальної техніки); зворотного холостого ходу; маневрування у забої.

На основі обробки та аналізу статистичної інформації щодо дальності транспортування ґрунту L_{TP} самохідними скреперами на різних об'єктах дорожнього і гідротехнічного будівництва за еліптичною схемою організації робіт [2] застосуємо закон розподілу Вейбула:

$$f(L_{TP}; a, b) = \frac{b}{a} \cdot \left(\frac{L_{TP}}{a} \right)^{b-1} \cdot e^{-\left(\frac{L_{TP}}{a} \right)^b}; \quad (1)$$

$$L_{TP} > 0, a > 0, b > 0,$$

де a, b – дійсні параметри масштабу і форми кривої розподілу.

Характеристики скреперів і відповідно величини параметрів a і b кривих розподілу, математичне сподівання $m[L_{TP}]$ і середнє квадратичне відхилення дальності транспортування ґрунту $\sigma[L_{TP}]$ представимо у вигляді таблиці 1, за даними якої побудовано залежність $m[L_{TP}] = f(V_K)$ (рис. 1).

Таблиця 1 – Вихідні дані, дійсні параметри та числові характеристики закону розподілу дальності транспортування ґрунту

Скрепер		Дійсні параметри		Числові характеристики, м	
марка	$V_K, \text{м}^3$	a	b	$m[L_{TP}]$	$\sigma[L_{TP}]$
Д-357Г (ДЗ-11)	8,0	450	1,923	400	65
МоАЗ-6014	8,3	505	1,666	500	85
ДЗ-13Б	16	740	1,250	690	100
ДЗ-115А	15	743	1,190	700	120
ДЗ-107	25	864	1,042	850	155

У діапазоні зміни об'єму ковша скрепера $V_K = (8...25) \text{м}^3$ залежність $L_{TP} = f(V_K)$ досить коректно можна описати лінійною залежністю

$$L_{TP} = A + B(V_K - V_{KO}), \quad (2)$$

де A – постійна складова, $A = 400$ м (при $V_K = 8 \text{ м}^3$); B – кутовий коефіцієнт $B = 26,5 \text{ м}^{-2}$; V_{KO} – «початкова» геометрична місткість ковша, $V_{KO} = 8 \text{ м}^3$.

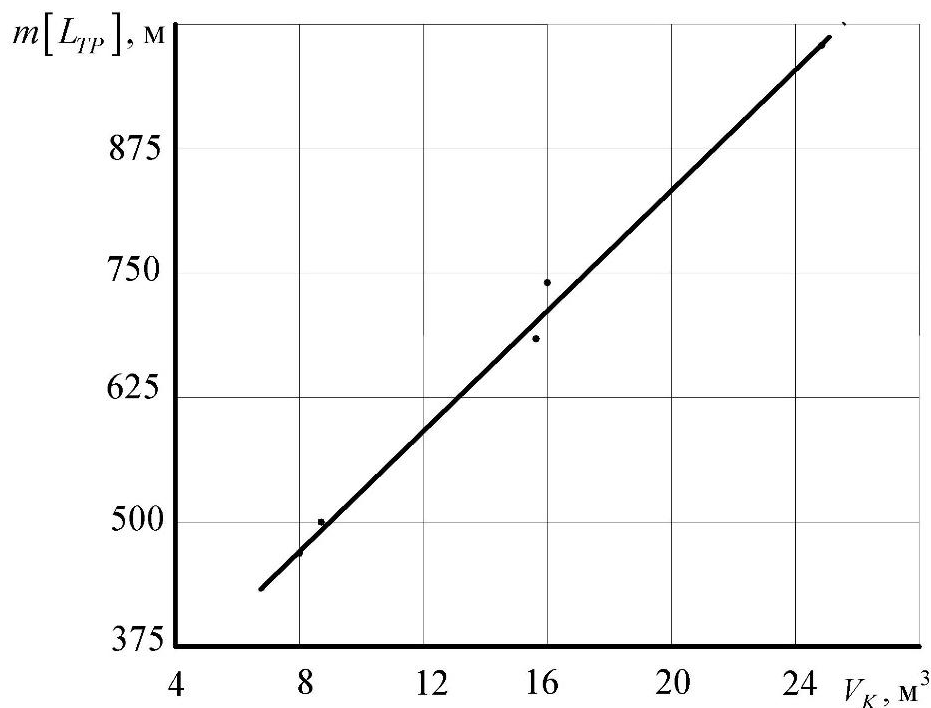


Рис. 1. Залежність $m[L_{TP}] = f(V_K)$

Виходячи з техніко-економічних міркувань, запишемо рекомендовану граничну дальність транспортування ґрунту L'_{TP} самохідними скреперами залежно від геометричної місткості ковша V_K : $8 \text{ м}^3 - 1500 \text{ м}$; $10 \text{ м}^3 - 2000 \text{ м}$; $15 \text{ м}^3 - 3000 \text{ м}$; $25 \text{ м}^3 - 5000 \text{ м}$.

Список використаних джерел:

1. Балака М. М. Дослідження часового фактору зносу протектора шин самохідного скрепера. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. 2021. Вип. 92, т. 2. С. 116–121. DOI: <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2021.92.2.116>.
2. Balaka M., Gorbatyuk Ie., Mishchuk D., Prystailo M. Characteristic properties of support surfaces for self-propelled scrapers motion. Fundamental and applied research in the modern world. Abstracts of the 6th International scientific and practical conference (January 20–22, 2021). BoScience Publisher. Boston, USA. 2021. 53–58. ISBN 978-1-73981-124-2. URL: <https://sci-conf.com.ua/wp-content/uploads/2021/01/FUNDAMENTAL-AND-APPLIED-RESEARCH-IN-THE-MODERN-WORLD-20-22.01.21.pdf>.

ОЦІНКА ДОВГОВІЧНОСТІ НИЖНЬОЇ ВІСІ ПІДЙОМНО-НАЧИПНОГО ПРИСТРОЮ ТРАКТОРА Т-150К ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ТЕНЗОМЕТРУВАННЯ

Колеснік І.В., к.т.н., асист.

Петров Р.М., аспір.

Колеснік Ю.І., аспір.

Державний біотехнологічний університет, м. Харків

Козлов Ю.Ю., інж. I категорії

Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, м. Харків

E-mail: petrovhntusq@gmail.com

Розрахунки на втому зазвичай виконують на основі результатів тензометрування розглянутих деталей в певних експлуатаційних умовах. Точність розрахункових оцінок довговічності залежить не тільки від показників отриманих значень амплітуд напружень, але і від ступеня точності кількісних характеристик умов використання машин (наприклад, в даному випадку). Для агрегату в складі трактора Т-150К і навісного плуга ПЛН-4-35 - даних про час роботи на оранці відповідно на I, II і III передач, часу на транспортування плуга до місця роботи на I, II, III і IV передач в процесах від нормативного ресурсу трактора, дорівнює 6000 мото/годин).

Визначення вихідних даних для розрахунків є складним та трудомістким завданням, розв'язуваними на практиці різними методами. У вітчизняному машинобудуванні набув поширення підхід, запропонований в роботі [3]. Який дозволяє істотно зменшити тривалість тензометрування. Кількісна характеристика експлуатаційних режимів навантаження встановлюється на основі їх статистичного вивчення за схемою:

а) вибір типових умов експлуатації машин і встановлення тривалості дії кожного з обраних умов експлуатації в частках від більшого терміну служби машини;

б) класифікація виявлених навантажень за ступенем їх руйнівного впливу і вибір навантажень для розрахунків.

У даній роботі на підставі підходу [3] наведена оцінка довговічності нижньої осі підйомно-навісного пристрою трактора Т-150К, яка має недостатню міцність.

Спостереження за вибіркою з 80-ти трактора Т-150К дозволили встановити типові відмови елементів підйомного пристрою в реальних умовах експлуатації [1].

Як розрахункові напруги прийнята найбільша різниця між двома послідовними екстремальними значеннями напруги на осцилограмі процесу. При цьому значення розрахункових довговічностей будуть трохи заниженими.

У розрахунках довговічності використані амплітуди напруг від $0,7\sigma - 1n$ до $\sigma_{\max}$ [4].

Таблиця 1 – Режими роботи і відсотки від номінального ресурсу

Режим роботи трактора Т-150К	Передача	Частка часу роботи в% від нормального ресурсу
Оранка в агрегаті з плугом ПН-4-35	I	14,4
	II	16,2
	III	14,4
Транспортування плуга ПН-4-35 по ґрунтовій дорозі	I	4,6
	II	3,8
	III	4,7
	IV	1,9

Пошкодження, накопичене при роботі на обраних режимах навантаження, визначено за відомою формулою, заснованої на лінійному підсумовуванні пошкоджень:

$$D_n = \frac{\sigma_a^m n \cdot n_n}{\sigma_{-1n}^m \cdot N_0} \quad (1)$$

де σ_a – значення амплітуди напруг на даному режимі навантаження;

n_n – накопичена частота на даному режимі навантаження;

σ_{-1n} , m , N_0 – параметри статичного рівняння кривої втоми; за даними [4] прийнято $\sigma_{-1n} = 3000 \text{ кг/см}^2$, $m = 4$, $N_0 = 5 \cdot 10^6$; $\sigma_{\max}$ найбільшою зареєстрованою амплітуді.

Сумарне накопичене пошкодження на даних режимах навантаження

$$D_{n\Sigma} = D_{n_i} + D_{n_j}, \quad (2)$$

де D_{n_i} – накопичене пошкодження при роботі на оранці відповідно на I, II, III і IV передачах.

Величина середнього експлуатаційного ресурсу для розглянутої комбінації режимів навантаження підрахована по формулі

$$L_{расч.} = \frac{T}{D_{n\Sigma}}, \quad (3)$$

де T – нормативний ресурс трактора Т-150К.

У таблиці 2 наведені результати розрахунку.

Таблиця 2 – Розрахунок довговічності нижньої осі підйомно-начипної системи трактора Т-150К

№ п/п	Найменування показника	Позначення	Розрахункова залежність	Величина	Примітка
1	Матеріал - сталь	сталь 45			ГОСТ 1050 – 74
2	Тимчасовий опір розриву, кг/см ²	σ_B		6100	ГОСТ 1050 – 74
3	Межа витривалості кг/см ²	m		3000	ГОСТ 1050 – 74
4	Параметри кривої ВТОМИ	N_0		4	
5	Накопичення пошкодження на даному режимі роботи і навантаження:	D_n		$5 \cdot 10^6$	дані НАТІ
	Оранка I, II, III передач	D_{n_n}	$\frac{\sigma_n^m \cdot n_{n_n}}{\sigma_{-1n}^m \cdot N_0}$	0,46	
	Транспортування плуга по грунтовій дорозі на I, II, III передачах	D_{n_T}	$\frac{\sigma_n^m \cdot n_{n_T}}{\sigma_{-1n}^m \cdot N_0}$	1135	
6	Сумарне накопичення пошкодження на даних режимах	$D_{n\Sigma}$	$D_{n_n} + D_{n_T}$	1595	
7	Середній експлуатаційний ресурс для розглянутої комбінації навантажень і режимів роботи, м/год	L_p	$\frac{T}{D_{n\Sigma}}$	3700	

Список використаних джерел:

1. Євстратов Н.Д. Оцінка експлуатаційної надійності підйомно-навісного пристрою трактора Т-150К за даними усіченої інформації. Застосування новітніх математичних методів і обчислювальної техніки в рішенні інженерних задач. Зб. н. тр. Миспо, т. XII вип. 7. М., 1975.
2. Євстратов Н.Д. Дослідження міцності елементів підйомно-навісного пристрою трактора Т-150К. Динаміка, міцність та надійність тракторів і с.-г. машин. Зб. н. тр. МПМП, т. XIII, вип. 12, М., 1976.
3. Кугель Р.В. Довговічність автомобіля. Машгиз, М., 1961.
4. Серенсен С.В., Коган В.П., Шнейдеровіч Р.М. Несуча здатність і розрахунки деталей машин на міцність. Довідниковий посібника «Машинобудування» М. 1975.

УДК 624.078.492+624.078.46

МЕХАНІЧНІ З'ЄДНАННЯ АРМАТУРИ: ВИДИ ТА ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ

Фесенко О.А., к.т.н., ст. викл.

Щербина І.Ю., студ.

Національний університет біоресурсів і

природокористування України, м. Київ

E-mail: oleg_for@ukr.net

Згідно з ДБН В.2.6-98:2009, п.8.5.1, передача зусиль від одного арматурного стрижня до іншого здійснюється за допомогою одного з таких типів з'єднань:

- напуск стрижнів із попереднім утворенням загинів, гаків або без них;
- зварювання;
- механічних пристроїв, що забезпечують передачу навантаження при розтягу-стиску або тільки при стиску.

Застосування напуску і зварювання є традиційними способами з'єднання арматури. Механічне з'єднання арматури є порівняно новим способом, що досить стрімко входить у практику будівництва.

Механічне з'єднання являє собою вузол, що складається з муфти, яка забезпечує з'єднання двох арматурних стрижнів.

Механічне з'єднання арматури може здійснюватися шляхом застосування механічних пристроїв (гвинтові або заповнені муфти) або обтиском арматурних стрижнів (обтискні муфти), див. п.10.4.3.2.3 ДБН В.2.6-98:2009.

Основними видами механічних з'єднань арматури є такі:

- гвинтові із циліндричною або конічною різью за ДСТУ-Н Б В.2.6-155;
- обтискні шляхом опресуванням муфт.

Згідно з визначенням міжнародного стандарту ISO 15835-1:2009 «Сталі для армування бетону. Арматурні муфти для механічного з'єднання стрижнів. Частина 1. Вимоги» арматурна муфта являє собою сполучний рукав для механічного з'єднання арматурних стрижнів з метою забезпечення перенесення осевого зусилля розтягу та/або стиску від одного стрижня до іншого, де муфта – це пристрій, що прикріплений до кінців двох арматурних стрижнів.

Характеристики механічного з'єднання арматурних стрижнів повинні бути не гірші ніж характеристики самих арматурних стрижнів. Розривне зусилля перехідних механічних з'єднань стрижнів різних діаметрів при розтягу повинно відповідати вимогам до стандартних механічних з'єднань за мінімальним діаметром арматури, що входить до складу з'єднання. Розміщення руйнування з'єднання при розриві реєструють як одно з двох положень: у межах або за межами зони механічного з'єднання.

Усі роботи з підготовки та виконання механічних з'єднань арматури в умовах заводу або будівельного майданчика слід проводити згідно з правилами охорони праці і промислової безпеки у будівництві за ДБН А.3.2-2; виконавців робіт забезпечують спеціальним одягом, взуттям та іншими засобами індивідуального захисту, а також здійснюють заходи щодо захисту довкілля згідно з ДБН А.3.1-5. Необхідно дотримуватися вимог пожежної безпеки, що передбачено ДБН В.1.1-7.

ДБН В.1.1-12:2014 «Будівництво у сейсмічних районах України» дозволяє застосування механічних з'єднань арматури – різьбових або обтискних, при влаштуванні монолітних залізобетонних конструкцій. Механічні з'єднання, що застосовують у залізобетонних конструкціях при будівництві в сейсмічних районах, мають відповідати вимогам щодо міцності і деформативності при малоциклових навантаженнях.

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ БЕТОННОЇ ПЛИТИ ПІДЛОГИ НА ЗРІЗ ПРИ ПРОДАВЛЮВАННІ

Фесенко О.А., к.т.н., ст. викл.

Породько О.С., студ.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: oleg_for@ukr.net

Розрахунок бетонної або залізобетонної плити підлоги на зріз при продавлюванні виконують для перевірки здатності підлоги сприймати зосереджене навантаження від стійки стелажа. Необхідність виконання такого розрахунку є характерною для плит підлоги складських будівель логістичних центрів.

Вихідні дані для розрахунку плити підлоги на зріз при продавлюванні є такими:

- розрахункове значення міцності бетону на стиск;
- товщина плити підлоги;
- армування плити;
- відстань до осі арматури;
- розміри підп'ятника стійки стелажа.

Навантаження на плиту підлогу, що передається через стійку стелажа, складається із ваги секції стелажа та ваги складованих матеріалів.

Розрахункове значення навантаження приймають із урахуванням коефіцієнтів надійності за навантаженням та відповідальністю будівлі.

Розрахунок плити підлоги на продавлювання виконують відповідно до вимог п. 6.4 ДБН В.2.6-98:2009 і п. 4.8 ДСТУ Б В.2.6-156:2010. Розрахункові схеми навантаження та перевірки зрізу при продавлюванні наведені на рис. 1 і 2. Особливістю розрахунку плити підлоги на зріз при продавлюванні стійкою стелажа є врахування реакції ґрунту основи під плитою при визначенні приведенного зусилля.

Приведене зусилля, що діє на плиту підлоги при продавлюванні (п. 4.8.4.2 ДСТУ Б В.2.6-156), становить:

$$V_{Ed,red} = V_{Ed} - \Delta V_{Ed}, \quad (1)$$

де V_{Ed} – розрахункове навантаження від стійки стелажа на підлогу;

$\Delta V_{Ed} = R_{гр} \cdot A_{прод}$ – реакція ґрунту основи під плитою підлоги.

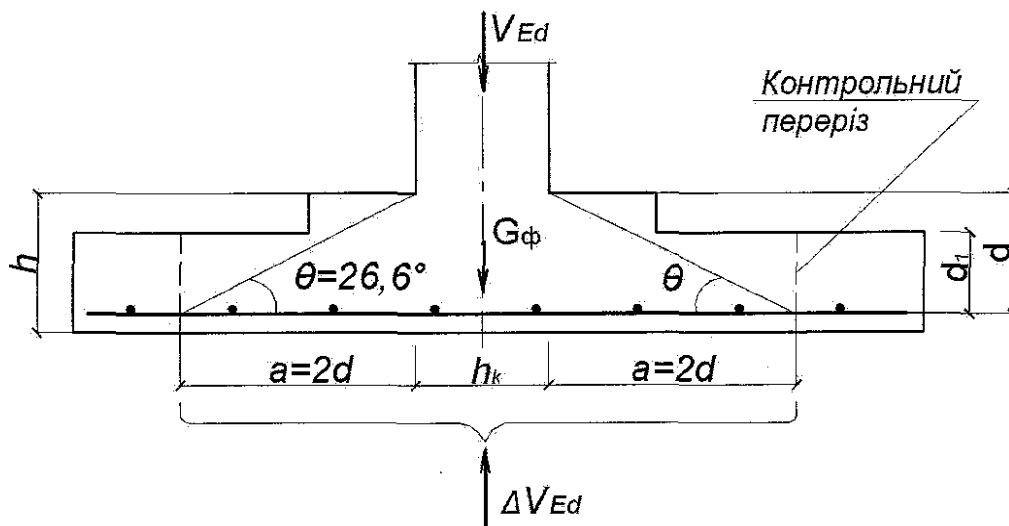


Рис. 1. Розрахункова схема навантаження на плиту підлоги при продавлюванні

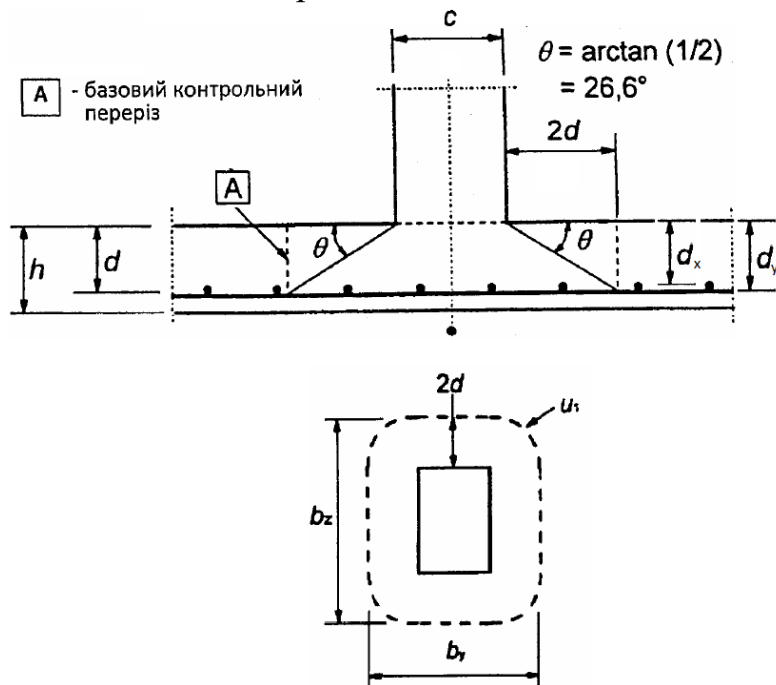


Рис. 2. Розрахункова модель для перевірки зрізу при продавлюванні

Величина розрахункового опору ґрунту під плитою підлоги (на 1 м²) визначається згідно з основними положеннями ДБН В.2.1-10:2018 із урахуванням результатів інженерно-геологічних вишукувань за формулою:

$$R_I = \gamma_{c1} \cdot \gamma_{c2} \cdot [M_\gamma \cdot k_z \cdot b \cdot \gamma_{II} + M_q \cdot d_1 \cdot \gamma'_{II} + (M_q - 1) \cdot d_b \cdot \gamma'_{II} + M_c \cdot c_{II}] / k. \quad (2)$$

Умова міцності на зріз при продавлюванні плити підлоги стійкою стелажа по контрольному контуру:

$$V_{Ed,\sigma} < V_{Rd,c}, \quad (3)$$

$V_{Ed,\sigma} = \beta \cdot \frac{V_{Ed}}{u \cdot d}$ – напруження зрізу при продавлюванні;

$\beta = 1,15$;

V_{Ed} – приведенне зусилля, що діє на плиту при продавлюванні;
 $u = 2 \times ((145 + 4d) + (110 + 4d))$ – периметр контуру продавлювання;
 $d = \frac{(d_x + d_y)}{2}$ – робоча висота перерізу плити.

Розрахунковий опір зрізу при продавлюванні (п.4.8.4.1 ДСТУ Б В.2.6-156) визначають за формулою:

$$V_{Rd,c} = \frac{0,18}{\gamma_c} \times k \times \sqrt[3]{100 \cdot \rho_1 \cdot f_{ck}} \geq 0,035 \cdot \sqrt{(k^3 \cdot f_{ck})}, \quad (4)$$

$\gamma_c = 1,3$ – коефіцієнт надійності за матеріалом;

$k = 1 + \sqrt{\frac{200}{d}} > 2,0$, приймаємо $k = 2,00$.

$\rho = \sqrt{(\rho_x \cdot \rho_y)}$ – коефіцієнт армування поперечного перерізу плити.

УДК 614.841

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПРОМИСЛОВОЇ БУДІВЛІ ПРИ ІНТЕНСИВНИХ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

*Мар'єнков М.Г., д.т.н., проф.
 Національний університет біоресурсів і
 природокористування України, м. Київ
 E-mail: maryenkov2019@gmail.com*

Об'єктом дослідження є багатоповерхова будівля корпусу сортування дробильно-сортувальної фабрики. Корпус сортування призначений для сортування фракцій, отриманих після дроблення залізної руди, та наступного передавання їх на склад готової продукції.

В процесі експлуатації зафіксовані підвищені рівні вібрації конструкцій перекриття при робочих режимах віброактивного обладнання, розміщеного в будівлі, зокрема грохотів, встановлених на позначці +4,800.

Метою робіт є забезпечення нормальної експлуатації несучих конструкцій будівлі корпусу сортування, включаючи перекриття на позначках +4,800 і +9,600, на основі виконання візуальних, інструментальних та динамічних обстежень та розроблення рекомендацій щодо забезпечення допустимих рівнів вібрації конструкцій.

Загальний вигляд та розріз будівлі корпусу сортування представлений на рис. 1 та 2.

Візуальне обстеження будівельних конструкцій будівлі корпусу сортування дробильно-сортувальної фабрики було проведено у 2020 р. відповідно до вимог [1,2].

За результатами обстежень характерними дефектами та пошкодженнями конструкцій будівлі корпусу сортування є:

- руйнування захисного шару бетону, оголення та корозія арматури ригелів та колон;
- руйнування захисного шару бетону, оголення та корозія арматури поздовжніх, поперечних ребер та полиць плит перекриття;
- відсутність, руйнування заповнення стиків між плитами перекриття;
- руйнування захисного шару бетону, оголення та корозія арматури монолітних ділянок перекриття;
- сліди замокання, висоли на поверхнях плит перекриття та покриття, стінових панелей;
- непроектні отвори в полицях плит перекриття.

В цілому зафіксовані дефекти і пошкодження не знижують несучу здатність конструкцій, але впливають на довговічність будівлі. Технічний стан будівлі корпусу сортування відповідає категорії технічного стану «2» - задовільний. Метою проведення вібродинамічних обстежень є визначення фактичних динамічних параметрів (амплітуд віброприскорень, переважаючих періодів та частот при коливаннях за основними формами) конструкцій будівлі корпусу сортування, зокрема конструкцій перекриттів на позначках +4,800 та +9,600 при фонових впливах та робочих режимах віброактивного обладнання (грохотів).



а)

б)

Рис. 1. Загальний вигляд будівлі корпусу сортування:

а - фасад в осях 1-8/А; б – фасад в осях 8-1/В

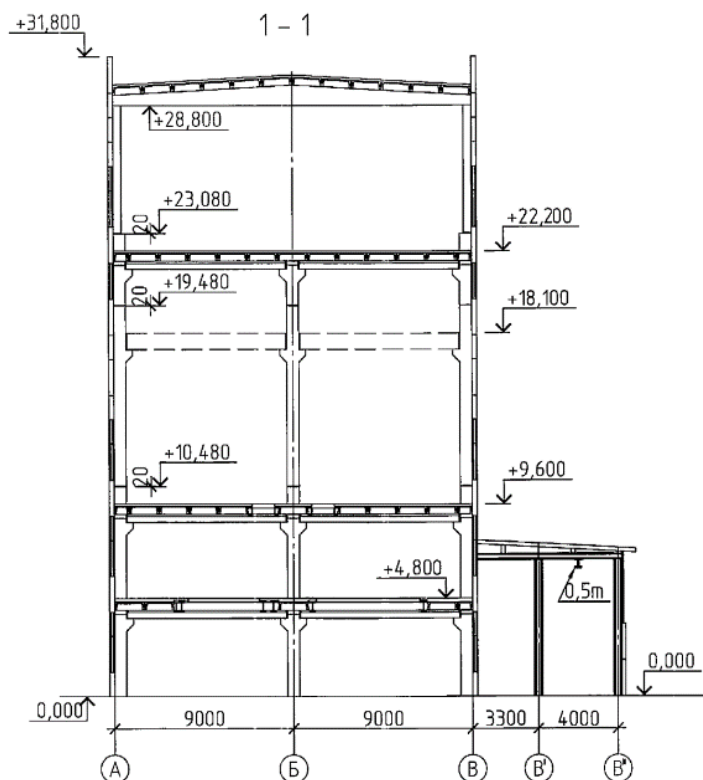


Рис. 2. Поперечний розріз будівлі

При виконанні динамічних досліджень застосовувалася віброметрична апаратура, яка дозволяє записувати віброприскорення в реальному часі у вертикальному та горизонтальних напрямках (рис. 3 та 4). При проведенні записів коливань об'єкту дослідження використовувався частотний діапазон від 0,3 Гц до 100 Гц. В цьому діапазоні знаходиться більшість переважаючих частот за першими формами коливань для об'єктів громадського та промислового призначення.



Рис. 3. Розстановка датчиків (акселерометрів) на відм. +4.800 біля грохотів

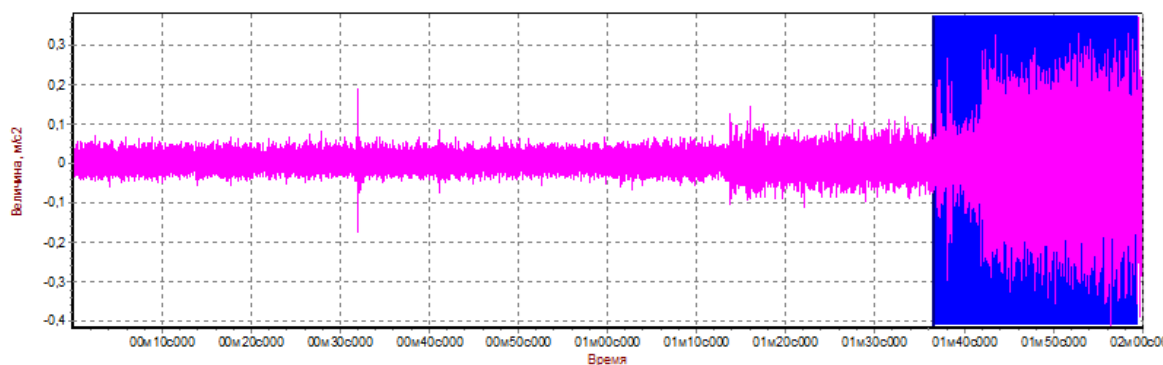


Рис. 4. Зареєстрований сигнал вертикальних віброприскорень (м/с^2) у середині прольоту ригеля в осях 6/А-Б на позначці +4,800 під час пуску грохота

Обробка зареєстрованих вібраційних сигналів здійснювалася за допомогою програмного комплексу (ПК) «Сейсмомоніторинг» [3]. Отримані записи вібраційних сигналів аналізуються на основі спектрального аналізу-реалізований в даному ПК (рис. 5).

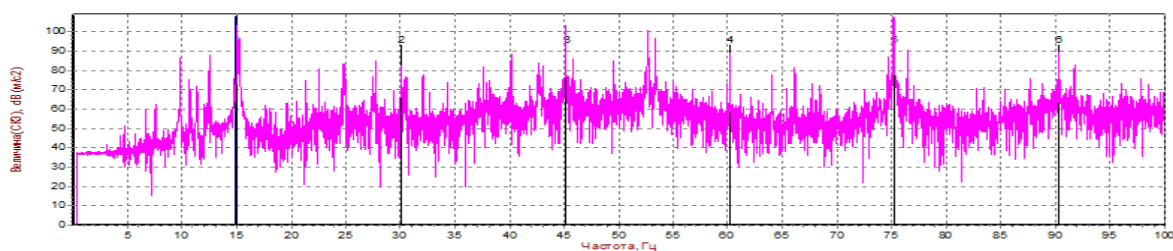


Рис. 5. Вузькосмуговий спектр зареєстрованого сигналу вертикальних віброприскорень у середині прольоту ригеля в осях 6/А-Б на позначці +4,800 при одночасній роботі 6 грохотів - максимальний рівень віброприскорень 116 Дб на частоті 15 Гц (цифри 1-6 відмічені гармоніки коливань)

Висновки. За результатами віброметричних досліджень несучих конструкцій цеху сортування при робочих режимах обладнання (одночасній роботі 6 грохотів та іншого віброактивного обладнання) встановлено наступне:

1. Максимальні вертикальні та горизонтальні віброприскорення ригелів та плит покриття на позначках +4,800; +9,600 та +22,600 у вертикальному та горизонтальних напрямках сягають значень до $2,2 \text{ м/с}^2$ і $1,4 \text{ м/с}^2$ відповідно.
2. Переважаючі частоти вимушених коливань несучих конструкцій корпусу сортування при динамічних впливах грохотів зареєстровано у діапазоні від 10,0 Гц до 99,0 Гц.

3. Встановлено, що підвищенні значення вертикальних віброприскорень монолітних ділянок перекриття будівлі в осях 2-3/А-Б та 5-6/А-Б викликані близькістю частот власних коливань монолітних ділянок та частот динамічних впливів грохотів (діапазон частот 12-16 Гц).
4. Рівні вертикальних віброприскорень вказаних монолітних ділянок та ригелів зареєстровані в діапазоні 112-116 дБ (рис. 5), тобто перевищують допустимі значення за [4] від 3 до 12 разів.
5. Отримані дані дозволили розробити рекомендації щодо зниження вертикальних вібрацій перекриття на позначці +4,800 з метою продовження строку безпечної експлуатації конструкцій корпусу сортування та виключення негативного впливу на працівників.

Список використаних джерел:

1. ДБН В.1.2–14:2009 Загальні принципи забезпечення надійності та конструктивної безпеки будівель.
2. ДСТУ-Н Б В.1.2-18:2016 Настанова щодо обстеження будівель і споруд для визначення та оцінки їх технічного стану.
3. Руководство пользователя. Сейсмомониторинг. «Диатос», НТУ «КПИ», г. Киев, 2009.
4. ДСТУ 12.1.012-2008. ССБТ. Вибрационная безопасность.

УДК 624.15(075.8)

АНАЛІЗ СПІВСТАВЛЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОЗРАХУНКІВ БАЛКИ ПРОГОННОЇ СПОРУДИ ЗА РІЗНИМИ РОЗРАХУНКОВИМИ СХЕМАМИ

Бакулін Є.А., к.т.н, доц.

Рагуля Д., студ.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: bakulin959@ukr.net

Для дослідження приймаємо балку прогонної споруди естакади для наочності дослідження балка розраховується лише на власну вагу, вага балки складає 376 кН. Розрахунок балки проводиться на приведеному перерізі (рис. 1).

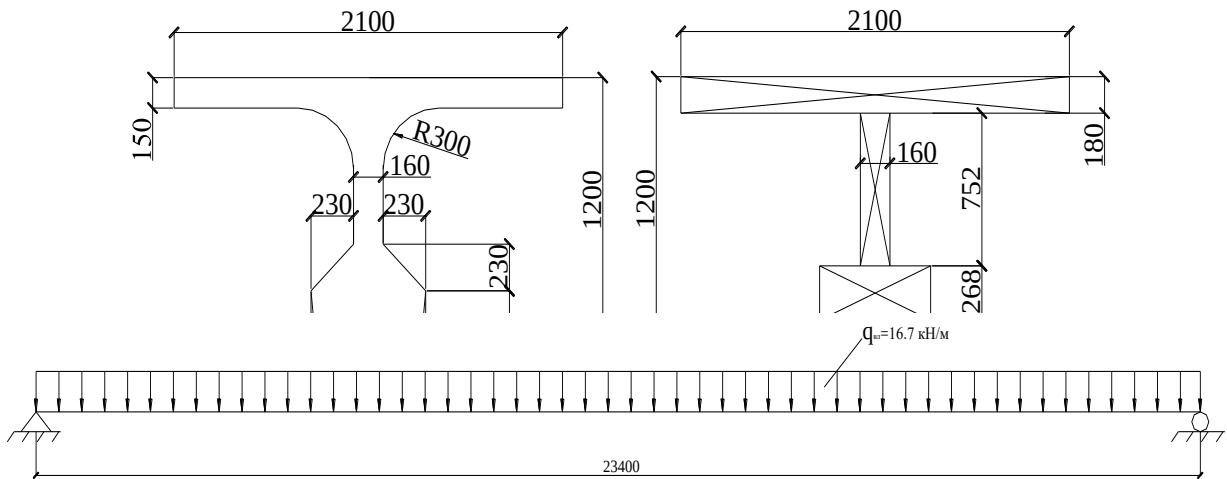


Рис. 1. Переріз та розрахункова схема балки

По альбому типових проектів 3.503.1-81.0-4-9, лист 26, максимальний момент від власної ваги балки з урахуванням монолітної ділянки на кінцях складає 1278.5 кНм.

Виходячи з цих даних будемо проводити подальші розрахунки.

За власну вагу балки приймаємо вага самої балки взяту за альбомом типових проектів що складає 376 кН, та вагу монолітних ділянок по краях балки вага яких складає:

$$0.3 \cdot 0.15 \cdot 24 \cdot 2.5 = 2.7 \text{ т} = 27 \text{ кН.}$$

Сумувавши її з вагою балки отримаємо:

$$376 + 27 = 403 \text{ кН.}$$

Тепер визначимо розподілене навантаження від власної ваги балки:

$$q = \frac{403}{24} = 16.7 \text{ кН/м.}$$

Проводячи елементарний розрахунок максимального моменту за формулою:

$$\frac{ql^2}{8} = \frac{16.7 \cdot 24^2}{8} = 1202.4 \text{ кНм.}$$

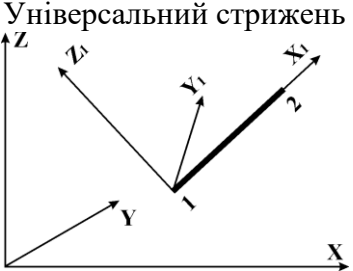
Далі досліджуємо розрахункову схему в програмному комплексі “Ліра 9.6”.

Проводимо розрахунок за допомогою 10-го універсального кінцевого елемента характеристики якого наведено (табл. 1).

Провівши розрахунок та задавши переріз елемента в програмному комплексі “Ліра 9.6” отриманні відмінні данні по навантаженню а саме навантаження що обраховувалось автоматично за заданим перерізом склало 16.139 кНм, а максимальний момент 1163.477 кНм. Далі проводимо розрахунок для балки умовного перерізу, тобто нас цікавить лише епюра

моментів без конструювання перерізу. Для цього задаємо стержень перерізом 2×2 см йому не задається власна віга а задається рівномірно розподілене навантаження що дорівнює 16,7 кН.

Таблиця 1 – Характеристика 10 КЕ

№	Найменування КЕ	Ознака схеми	Площина розташування	Ступеня волі	Коментар
10	Універсальний стрижень 	1 2 3 4 5	Довільно	X, Y, Z, UX, UY, UZ	1.Допускається наявність пружної основи у двох площинах. 2.Передбачено облік зсувної твердості й обтиснення.

Проводячи розрахунок прогину для балки прийнятої в розрахунку моментів і встановлюємо що її прогин складає 19.5 см, що значно перевищує експлуатаційні данні це викликано тим що ми не враховували данні попереднього напруження арматури. Проводимо розрахунок приклавши до країв стержня сили що моделюють попереднє напруження 906 МПа (рис. 2).

Епюра прогинів Z1

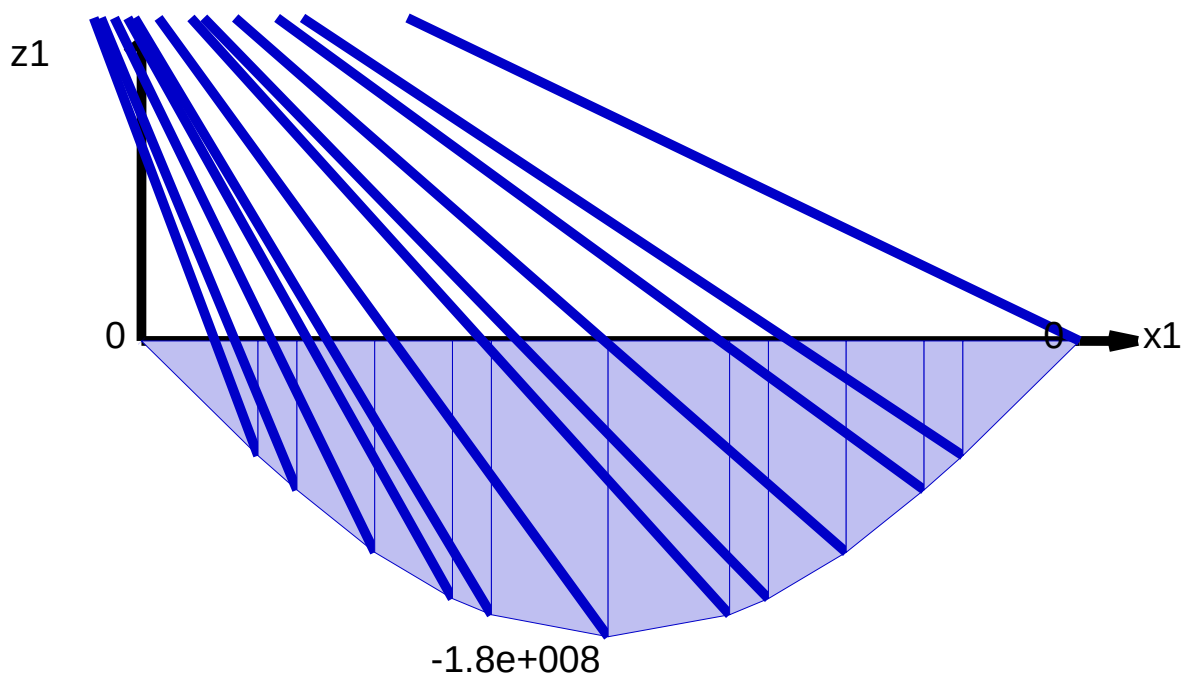
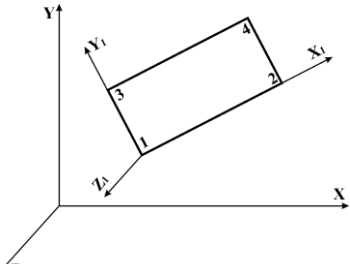
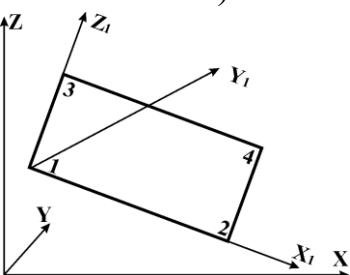


Рис. 2. Епюра прогинів Z1 від власної ваги без врахування попереднього напруження

Отриманий прогин становить 0.018 см що значно відрізняється від експлуатаційних даних знаком прогин відбувається в низ.

Далі проводимо розрахунок намагаючись врахувати попереднє напруження для цього стінку та полиці двотавра моделюємо з кінцевих елементів пластин КЕ 11 для полиць та КЕ 21 для стінки, вибір саме 21 КЕ для стійки обумовлюється тим що цей елемент не працює на згин тобто ним можна моделювати попереднє напруження.

Таблиця 2 – Характеристика 11 та 21 КЕ

№	Найменування КЕ	Ознака схеми	Площина розташування	Ступеня волі	Коментар
1	Універсальний прямокутний кінцевий елемент плити 	3,5	XOY	Z, UX, UY	Допускається наявність пружної основи
2	Універсальний прямокутний кінцевий елемент плоского завдання теорії пружності (балка-стінка) 	1,2,5 (4,5)	XOZ Довільно	X, Z (X, Y, Z)	Допускаються наступні види плоского завдання теорії пружності: плоский напружений стан; плоска деформація

Моделюємо з призначених КЕ булку таким чином крок КЕ призначаємо в 1м.

Прогин від власної ваги склав 19,2 см, що значно більше експлуатаційних даних, не враховано попереднє напруження. Врахуємо попереднє напруження шляхом прикладення до кінців балки стискуючих сил по 906 МПа що буде моделлю попереднього напруження. Отримуємо значення максимального прогину 3,6 см близьке до експлуатаційних даних.

Висновок.

Використовуючи різні розрахункові схеми при визначенні максимального моменту можливо зазначити: різниця в результатах розрахунків складає 115 кНм, що становить 9%; найбільш точним значення виявились значення аналітичного розрахунку тобто за схемою умовного стержня; результати розрахунку на ЕОМ мають більш точні значення експлуатаційних характеристиках, тобто визначення прогину з урахуванням попереднього напруження, де похибка знаходиться в межах 16%. У аналітичному розрахунку прогин становить 3,01 см, а прогин отриманий за розрахунком на ЕОМ становить 3,6 см. Роблячи остаточний висновок потрібно сказати що інженер повинен творчо підходити до створення розрахункової схеми та розуміти що використання ЕОМ не знімає необхідності чіткого осмислення отриманих результатів.

УДК 691

МОЖЛИВОСТІ ПОЛІПШЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КЕРАМЗИТУ

Ярмоленко М.Г., к.т.н., проф.

Власюк Я.О., студ.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: centr.budivelnuk@gmail.com

Утеплювач - особливий матеріал, від якого залежать умови експлуатації, а саме його теплоізоляція. Шар матеріалу істотно знижує втрати тепла взимку і перешкоджає нагріванню будівель влітку. Теплоізоляція захищає несучі конструкції від негативного впливу навколишнього середовища, що істотно підвищує термін експлуатації будівлі. Крім того теплоізоляція часто виконує і функції звукоізоляції.

Органічні утеплювачі досить широко представлені на сучасному будівельному ринку. Для їх виготовлення використовується сировина природного походження (відходи сільськогосподарського і деревообробного виробництва). Також до складу органічних утеплювачів входять деякі види пластика і цемент: арболітовий утеплювач, ППВХ, деревоволокниста ізоляційна плита, пінополіуретановий утеплювач, пінополістирол.



Рис. 1. Види утеплювачів

Змішані утеплювачі виробляються з азбестових сумішей, в які додані слюда, доломіт, перліт або діатоміт. Також в матеріал вводяться мінеральні складові, які служать для зв'язування основи. Вихідна сировина має консистенцію негустого тіста, яке поступово твердіє. Його наносять на поверхні, як механізованими методами, так і вручну. Виготовляють з цього матеріалу і формувальні вироби: плити і шкаралупи. Для виготовлення утеплювачів неорганічного типу використовуються такі мінеральні речовини: азбест, шлак, скло, гірські породи. В результаті виходять скловата, мінеральна вата, пористий бетон теплоізоляційного типу, піноскло, матеріали на основі азбесту і кераміки, пінобетон, газобетон, керамзит.

Для України найперспективнішим утеплювачем є керамзит. Сировиною для виробництва керамзитового гравію є різновиди глинистих порід, що мають властивість спучуватися під час нагрівання їх до температури 05...250 °С. Керамзит має достатню міцність і високі теплоізоляційні властивості. Але його найбільший недолік - вага, яка становить 450 кг/м³. Утеплювачем вважається той матеріал, вага якого

становить не більше 200кг/м^3 . Ми вважаємо, що потрібно шукати шляхи як зменшити його вагу і у нас є ідея.



Рис. 2. Керамзит

Ідея полягає в тому що коли готуємо глиняну суспензію до неї додаємо шарики $\varnothing \approx 6\text{см}$ ПСБС (полістирол). На поверхню цих шариків накочується глиняна суспензія. Для цього потрібно налаштувати спеціальний технологічний режим, щоб товщина шару суспензії була не більше 3 мм. Далі як і у звичайному керамзиті іде процес обпалення. При обпаленні шарики вигорають і залишається одна шкарлупка, вага якої і буде 200 кг/м^3 .

УДК 624.15(075.8)

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ СТІЙКОСТІ СХИЛУ І ВИЗНАЧЕННЯ ЗСУВНИХ ТИСКІВ

Бакуліна В.М., ст. викл.

Петренко Ю.В., студ.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: bakulina88@ukr.net

Порушення стійкості схилу пов'язане з подоланням діючими на деяких площадках дотичними зсувними напруженнями сил опору ґрунту зрушенню. Дотичні напруження у товщі схилу виникають під дією власної ваги ґрунтової товщі, а також додаткового навантаження на схил від споруд та

фільтраційного тиску ґрунтової води. Опір ґрунту зрушенню зумовлений виникаючими в його масиві силами внутрішнього тертя та зчеплення. За наявності тертя ($\varphi > 0^\circ$) сили тертя виникають під дією власної ваги ґрунту і додаткового навантаження від споруд. Зсув ґрунту проходить по площадках із відносно невеликими значеннями відношень дотичних напружень до опору зрушенню в даній точці й по найбільш напруженій поверхні. Усі ці поверхні зливаються в певну криволінійну поверхню ковзання. Для побудови поверхні (для плоскої задачі лінії) ковзання використовують метод круглоциліндричних (рис. 1, а), гіперболічних, параболічних поверхонь, притулених укосів (рис. 1, б) та ін. Метод круглоциліндричних поверхонь частіше використовується для оцінювання загальної стійкості схилів в однорідній товщі ґрунтів і для однієї з найбільш поширених форм порушення стійкості схилів – обвалюванням блоків. В інших випадках використовують метод притуленого укосу чи суміщених. В даному випадку розрахунки виконані за суміщеними площинами ковзання, місце положення яких вибиралося у найбільш слабких шарах, прошарках, за контактними площинами, виходячи з умов створення максимальних впливів на захисні споруди, а також перевірялося чисельним моделюванням методом скінченних елементів.

З аналізу інженерно-геологічних умов встановлено, що найбільш сприятливими для виникнення в них поверхонь ковзання є техногенні насипні ґрунти, товща яких сягає декількох метрів, що ускладнено значною крутизною окремих ділянок поверхні схилу. Крім того потенційні поверхні ковзання можуть виникнути в межах делювіально-колювіальних відкладів четвертинного періоду з низькими значеннями характеристик міцності (зокрема супіски і піски ІГЕ-5 та ІГЕ-8), тоді як корінні ґрунти, які залягають під ними мають відносно горизонтальне нашарування і порівняно високі значення характеристик міцності, що практично виключає можливість їх зрушення в даних умовах. Зважаючи на це аналітичне визначення поверхонь ковзання спиралося на оцінку найбільш небезпечних поверхонь ковзання у межах насипних і делювіально-колювіальних ґрунтів, в тому числі на межі контакту з корінними ґрунтами неогенового та палеогенового періодів.

Для визначення рівноваги ґрунтового масиву необхідно знати фізико-механічні характеристики всіх шарів ґрунту, що складають схил. Головними з них є питома вага γ , кут внутрішнього тертя φ_{st} і питоме структурне зчеплення c_{st} . Існують різні способи визначення цих характеристик: одноплощинне зрушення при консолідованому чи неконсолідованому стані ґрунту, зрушення ґрунту в умовах трьохосового стиснення, за допомогою

пенетрації та обертального зрізу тощо. Тому дуже важливо оцінити, яка із цих схем відповідає умовам роботи ґрунту в конкретному випадку.

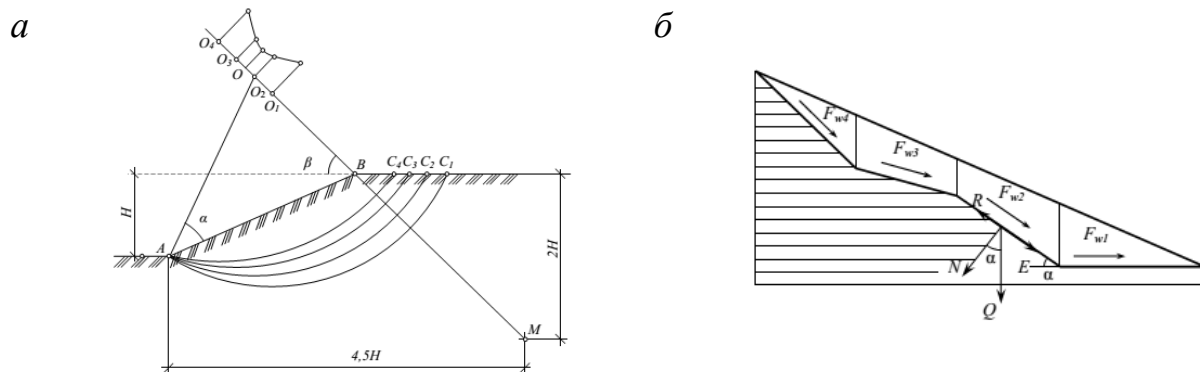


Рис. 1. Розрахункові схеми для побудови поверхонь ковзання:
а – метод круглоциліндричних поверхонь; *б* – метод притуленого укусу

Ступінь стійкості схилу оцінюється величиною коефіцієнта запасу стійкості (k_{st}). При $k_{st} > 1$ схил вважається стійким. При $k_{st} < 1$ відбувається втрата стійкості. При $k_{st} \approx 1$ настає стан граничної рівноваги ґрунтового масиву що, як правило, призводить до виникнення зсуву. Оцінювання стійкості схилу полягає в розгляді умови рівноваги ґрунтового масиву шириною 1 м (плоска задача) з вертикальними бічними гранями, умовно вирізаний з масиву схилу в напрямку зсуву (сили, що діють за бічними гранями, не враховуються). Рівнодіюча зсувного тиску E вздовж поверхні ковзання з урахуванням забезпечення необхідного коефіцієнта запасу k_{sn} визначалася різницею тисків ґрунту зі сторони верхового схилу F і відпору ґрунту нижче розрахункового перерізу по схилу R/k_{sn} . Отже, рівнодіючу зсувного тиску на утримуючі споруди E визначено за виразом

$$E = F - \frac{R}{k_{sn}},$$

де F – зсувні зусилля від тиску ґрунтового масиву з урахуванням ваги розміщених у зоні зрушення будинків і споруд, а також гідродинамічного тиску; R – опір ґрунтового масиву зміщенню.

Згідно з нормами величина нормативного коефіцієнта запасу стійкості для стадії експлуатації будівлі складає

$$k_{sn} = \frac{\gamma_n \cdot \gamma_{fc}}{\gamma_c} = \frac{1,25 \cdot 1}{1} = 1,25,$$

де γ_c – коефіцієнт умов роботи (прийняті такі, що задовольняють умовам рівноваги); γ_n – коефіцієнт надійності, що враховує клас наслідків (відповідальності) об'єктів інженерного захисту (прийнято СС3); γ_{fc} – коефіцієнт поєднання навантажень (прийнято основне). Згідно з нормами

величина нормативного коефіцієнта запасу стійкості для будівельного періоду складає

$$k_{sn} = \frac{\gamma_n \cdot \gamma_{fc}}{\gamma_c} = \frac{1,25 \cdot 0,95}{1} = 1,2,$$

де γ_c – коефіцієнт умов роботи (прийняті такі, що задовольняють умовам рівноваги); γ_n – коефіцієнт надійності, що враховує клас наслідків (відповідальності) об'єктів інженерного захисту (прийнято СС3); γ_{fc} – коефіцієнт поєднання навантажень (прийнято будівельний період).

Вважається, що схил, який буде захищатися, знаходиться у зсувонебезпечному стані. Тому враховувалися сили тертя та структурне зчеплення ґрунтів. Загальний алгоритм розрахунку: 1) обґрунтування причин і механізмів зсуву, встановлених і підтверджених у процесі інженерно-геологічних вишукувань та досліджень; 2) підбір та обґрунтування найбільш імовірних поверхонь ковзання; 3) оцінка стійкості схилу в природному стані; 4) уточнення характеристик міцності ґрунтів методом «зворотних» розрахунків; 5) прогноз стійкості схилу з урахуванням зміни характеристик міцності ґрунтів та зміни рівня ґрунтових вод.

Для уточнення характеристик міцності ґрунтів (кута внутрішнього тертя φ_{st} та структурного питомого зчеплення c_{st}) було проведено «зворотній» розрахунок. Цей розрахунок проведено для найбільш небезпечних ділянок схилу для ліній ковзання, для яких коефіцієнт стійкості був мінімальним. Для уточнення характеристик міцності їм задавалися такі значення щоб величина коефіцієнта запасу стійкості дорівнювала одиниці ($k_{st}=1$), оскільки схил знаходиться у передзсувному стані (спостерігаються тріщини, заколи, нахил дерев вбік падіння схилу тощо). Розрахунки стійкості схилів включали аналіз їх фактичного стану, а також прогнозного стану з урахуванням дії всіх можливих несприятливих факторів і змін інженерно-геологічних умов. При цьому було враховано зміну гідрогеологічних умов (поверхневого та підземного стоків) за рахунок підвищення фактичного рівня ґрунтових вод на 1 м, а також зміну характеристик міцності порід ґрунтового масиву (використовувалися значення найменші із отриманих при «зворотному» розрахунку). Можливі зміни рельєфу в процесі освоєння схилу, додаткові зовнішні навантаження і дії, активізація та розвиток небезпечних геологічних процесів (сейсмічних, карстових, суфозійних, абразійних, вивітрювання гірських порід, ерозії та зсувів тощо), а також наявність і розташування улоговин в даних розрахунках не враховувалися. Вплив водоносних горизонтів, які дрениуються на схилах, на стійкість схилів враховано за умов зволоження порід, зважування, фільтраційного тиску,

суфозійного виносу. Вода спричиняє зважувальну дію на породи, з яких складається схил, при цьому змінюються сили гравітації. Насичуючи ґрунти, вода змінює їх фізико-механічні характеристики, і особливо зменшує величину опору зрушення. Крім цього, ґрунтові води, змочуючи можливі поверхні ковзання, зменшують сили тертя. При цьому вода зважуючи ґрунтовий скелет знижує за рахунок порового тиску нормальні напруження у площині зрушення і може призвести до майже повного зняття внутрішнього тертя у ґрунті. Врахування дії напірних ґрунтових вод виконують двома способами: 1 – метод використання величини гідродинамічного тиску; 2 – метод зважування. Суть першого методу: 1) характеристики зрушення ґрунту в рівні поверхні ковзання приймають для випадку його водонасичення; 2) власну вагу ґрунту приймають із урахуванням зважування у воді частинок зсувного відсіку між кривою депресії і поверхнею ковзання; 3) до величини зрушувальної сили додають величину гідродинамічного тиску. Суть другого методу: 1) характеристики зрушення ґрунту в рівні поверхні ковзання приймають для випадку його водонасичення; 2) при визначенні сил, що зрушують масив ґрунту, приймається повна вага відсіків без урахування зважувальної дії ґрунтових вод, а при визначенні сил, які утримують масив ґрунту, приймається вага відсіків із урахуванням зважувальної дії ґрунтових вод в зоні, що знаходиться між кривою депресії і поверхнею ковзання.

УДК 624.15(075.8)

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ҐРУНТОВОГО МАСИВУ ТА ОЦІНКА ЙОГО СТІЙКОСТІ

Бакуліна В.М., ст. викл.

Петренко Ю.В., студ.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: bakulina88@ukr.net

Моделювання напружено-деформованого стану (НДС) за допомогою методу скінчених елементів (МСЕ) має наступні обмеження:

1) не дозволяє провести розрахунок ґрунтового масиву з коефіцієнтом меншим за одиницю;

2) урахування значних переміщень вимагає застосування відповідного розрахункового апарату (зокрема, геометрично та фізично нелінійних моделей) в поєднанні з розрахунком за змінною сіткою скінчених елементів;

3) межі розрахункової схеми можуть впливати на внутрішній напружений стан ґрунтового масиву.

МСЕ можливо оцінити НДС ґрунтових масивів та стійкість майже усіх схилів. В постановці пружно-пластичної задачі прийняті наступні передумови:

- враховані прояви нелінійності, пластичні деформації формозміни при складному напруженому стані, безперешкодне деформування при розтязі;
- при складному напруженому стані (стиску зі зсувом) загальні деформації включають в себе лінійну (пружну) та пластичну частини, причому пластична складова деформацій виникає після досягнення напруженим станом границі міцності у відповідності з умовою Мора – Кулона (скорочено МС) для плоскої задачі:

$$\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2) + \frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_2) \sin \varphi - c \cdot \cos \varphi = 0$$

Дискретизація розрахункової області при розв'язанні нелінійної задачі виконується за допомогою МСЕ.

Компоненти напружень визначаються тільки в центрах континуальних скінчених елементів, що моделюють ґрунт, переміщення – в вузлах сітки.

Інформація що вводиться складається із наступних масивів вихідних даних:

- 1) координати вузлів;
- 2) зв'язки (вузли із нульовими переміщеннями та вузли з рівними переміщеннями);
- 3) опис навантажень (величина, напрямок та точки (вузли) до яких прикладається);
- 4) опис скінчених елементів (номери вузлів, площі перерізів та моменти інерції стержнів; механічні характеристики ґрунтів: модуль деформації, коефіцієнт Пуассона, кут внутрішнього тертя, питоме зчеплення, швидкість дилатації; показники опору зрушенню та кут нахилу поверхні сковзання, природний та вихідний напружений стан);
- 5) максимальна кількість циклів ітерацій.

У результаті розрахунку отримуємо переміщення вузлів, компоненти напружень в центрах скінчених елементів, поздовжні, поперечні сили та моменти на кінцях стержневих елементів. При цьому розрахунки за граничними станами обох груп виконуються на одній розрахунковій схемі при одній моделі ґрунту.

Практично це реалізується шляхом поетапного навантаження, тобто діючим навантаженням надається величина, яка відповідає розрахунку за граничними станами другої групи, потім сили збільшуються до розмірів розрахункових найбільш не вигідних величин. При розрахунках за граничними станами першої групи основною задачею є оцінка можливості втрати міцності та стійкості внаслідок розвитку значних зрушень та допустимості пластичних деформацій ґрунту. Збіжність ітераційного процесу – вирішення, яке задовольняє всі встановлені вимоги (по допустимій нев'язці), свідчить про отримання напруженого стану, що виключає втрату міцності та стійкості.

Властивості ґрунтового середовища описані реально визначеними характеристиками при вишукуваннях. При підготовці вихідних даних пружно-пластичного розрахунку необхідні шість основних параметрів кожного шару: питома вага γ , модуль деформації E , коефіцієнт Пуассона ν , кут внутрішнього тертя φ , питома зчеплення c , ψ параметр дилатації. Для забезпечення необхідної довірчої вірогідності результатів розрахунку використовувалися відповідні коефіцієнти надійності по ґрунту.

Розрахунок схилу проводився за схемою, що передбачає зміну характеристик міцності ґрунту до тих пір, поки схил не перейде в стан граничної рівноваги (тип розрахунку *Phi-c reduction*). При такому підході коефіцієнт стійкості схилу визначається як відношення вихідних характеристик міцності до їх граничних значень:

$$k_{st} = \frac{c + \sigma \cdot \tan \varphi}{c_r + \sigma \cdot \tan \varphi_r},$$

де c та φ – вихідні параметри міцності; σ – компонент нормального фактичного напруження; c_r та φ_r – параметри приведеної міцності, що необхідні для підтримки рівноваги.

За цих передумов зчеплення і тангенс кута природного тертя приводяться в такий пропорції:

$$\frac{c}{c_r} = \frac{\tan \varphi}{\tan \varphi_r} = \sum M_{sf}$$

Приведення параметрів міцності контролюється загальним множником ΣM_{sf} . Цей параметр змінюється при поетапному методі до тих пір, доки не відбудеться руйнування. Далі коефіцієнт безпеки визначається як ΣM_{sf} при руйнуванні, за умови, що при руйнуванні отримуємо більш-менш його постійне значення для числа послідовних етапів завантаження.

Генерація початкових напружень

Початкові гідростатичні напруження генеруються на основі рівня ґрунтових вод, який вводиться при задаванні початкових умов.

Початкові напруження, викликані власною вагою ґрунтів, представляють рівноважний стан непорушеного ґрунту або скельної породи. Генерація початкових напружень можлива двома способами:

- 1) за допомогою *процедури K_0* (*K_0 -procedure*);
- 2) гравітаційним навантаженням (*Gravity loading*).

Як правило, *K_0 -procedure* повинна використовуватись лише в задачах з горизонтальною поверхнею та паралельними їй шарами ґрунту та рівнями ґрунтових вод. В усіх інших випадках повинна використовуватись процедура гравітаційного навантаження (*Gravity loading*). Зважаючи на це в даному розрахунку використано саме цю процедуру.

Гравітаційне навантаження

При використанні процедури гравітаційного навантаження початкові напруження (тобто напруження, що відповідають «Початковій фазі») дорівнюють нулю.

Після цього виконується задавання напружень шляхом прикладання власної ваги ґрунту на першій фазі розрахунку.

В цьому випадку, при використанні пружної ідеально-пластичної моделі ґрунту (наприклад, моделі з критерієм міцності Мора – Кулона), кінцеве значення K_0 значною мірою залежить від прийнятих значень коефіцієнта Пуассона. Важливо обрати такі значення коефіцієнта Пуассона, які дають реалістичні значення K_0 .

Якщо потрібно, можна використовувати замість коефіцієнта Пуассона окремі набори даних за матеріалами, підібрані так, щоб забезпечити потрібні значення K_0 під час «гравітаційного навантаження». В ході наступних розрахунків ці набори даних можуть бути замінені іншими. Пружний розрахунок для одномірного (лінійного) стиску дасть

$$\nu = K_0 / (1 + K_0)$$

Часто пластичні точки генеруються під час процедури гравітаційного навантаження. Наприклад, для незв'язних ґрунтів генерація пластичних точок матиме місце при невиконанні умови:

$$\frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi} < \frac{\nu}{1 - \nu}$$

Генерація невеликої кількості пластичних точок під час процедури гравітаційного навантаження цілком допустима.

Після остаточної генерації початкових напружень переміщення повинні бути обнулені на початку наступної фази розрахунку. Це дозволить уникнути впливу «гравітаційного навантаження» на переміщення, які будуть отримані в ході наступних розрахунків.

МСЕ зсувний тиск на утримуючі споруди визначають як різницю напружень у ґрунті в площинах по контакту із спорудою зі сторони верхового і низового схилу. Для цього використовують горизонтальні складові напружень в ґрунті у вертикальній площині. При цьому як і аналітично враховується необхідний нормативний коефіцієнт запасу стійкості.

У випадку визначення тиску на конструкцію, яка не перешкоджає фільтрації підземних вод, розрахунок виконується із використанням ефективних напружень. В протилежному випадку необхідно враховувати гідростатичний тиск води.

Вихідні дані до розрахунків

Прийняті у розрахунках фізико-механічні властивості інженерно-геологічних елементів наведено в таблиці 1. При цьому використані значення фізико-механічних характеристик ґрунтів для розрахунків за першим групою граничних станів (для визначення стійкості схилів і проектування протизсувних споруд за ДБН Б.1.1-3-97 «Захист від небезпечних геологічних процесів. Інженерний захист територій, будинків і споруд від зсувів та обвалів. Основні положення»).

Геометрична модель для розрахунку створена на основі інженерно-геологічних розрізів I-I...VI-VI за даними інженерно-геологічних вишукувань в м. Київ по вул Кайсарова.

При виконанні розрахунку виконано дві фази:

1) генерування напружень від власної ваги ґрунту, при цьому використано процедуру гравітаційного навантаження *Gravity loading*;

2) розрахунок за схемою *Phi-c reduction*, для отримання значення коефіцієнта запасу стійкості (безпеки) ΣM_{sf} , за яким в даному випадку (при розрахунку схилу) можна оцінити стійкість схилу (на початку цієї фази деформації, що викликані власною вагою ґрунту за результатами першої фази (історія напружено-деформованого стану), обнулялися).

Таблиця 1 – Фізико-механічні характеристики ґрунтів

№ ПГЕ	Модель матеріалу	Питома вага ґрунту γ , кН/м ³	Питома вага водонасиченого ґрунту γ , кН/м ³	Зчеплення c , кПа	Кут внутрішнього тертя φ , °	Модуль деформації E , МПа	Коеф. Пуассона, ν
Н	МС	16,5	16,5	2	15	5/10	0,25
Р	МС	16,0	16,0	2	15	5	0,25
1	МС	17,1	19,1	1	22	11	0,3
1а	МС	20,1	20,1	2	26	25	0,3
1б	МС	16,0	18,4	0	17	6	0,3
2	МС	17,1	19,5	0	25	24	0,3
2а	МС	20,0	20,0	1	29	30	0,3
2б	МС	16,5	19,1	0	22	16	0,3
2в	МС	16,2	18,8	0	20	11	0,3
3	МС	17,6	19,2	6	17	8	0,32
3а	МС	18,2	18,2	4	13	5	0,32
3б	МС	16,8	16,8	4	12	3	0,32
4	МС	20,0	20,0	0	30	29	0,3
4а	МС	20,3	20,3	1	32	35	0,3
4б	МС	19,1	19,1	0	24	12	0,3
5	МС	16,8	19,5	6	17	10	0,32
6	МС	19,2	19,2	12	15	12	0,35
7	МС	19,4	19,4	26	11	16	0,37
8	МС	16,5	19,6	0	25	24	0,3
8а	МС	20,0	20,0	1	29	30	0,3
8б	МС	16,5	19,8	0	29	28	0,3
8в	МС	18,9	18,9	0	20	12	0,3
8г	МС	16,2	19,3	1	22	12	0,3
9	МС	19,4	19,4	1	23	15	0,3
9а	МС	19,5	19,5	0	25	18	0,3
9б	МС	19,0	19,0	7	18	10	0,32
10	МС	19,3	19,3	33	16	12	0,35
10а	МС	19,2	19,2	53	12	19	0,37
11	МС	19,5	19,5	73	13	20	0,37
12	МС	19,4	19,4	43	14	18	0,37
12а	МС	19,7	19,7	40	14	16	0,35
13	МС	16,9	19,6	0	27	25	0,3
14	МС	18,1	19,7	7	19	12	0,32
15	МС	20,5	20,5	13	16	17	0,35
16	МС	19,0	19,0	36	14	19	0,37
16а	МС	19,9	19,9	12	16	10	0,35
17	МС	19,4	19,4	40	13	20	0,37
18	МС	18,4	20,3	8	20	13	0,32
19	МС	18,9	18,9	6	18	9	0,32
21	МС	19,9	19,9	46	15	20	0,37
21а	МС	19,4	19,4	23	12	12	0,37
22	МС	17,9	20,4	1	28	30	0,3
22а	МС	19,6	19,6	0	25	20	0,3
22б	МС	19,4	19,4	0	22	17	0,3
23	МС	20,4	20,4	2	27	23	0,3
24	МС	19,5	19,5	1	21	12	0,3

Схема розміщення розвідувальних свердловин та розрахункових перерізів на топографічній зйомці наведено на рис. 1.

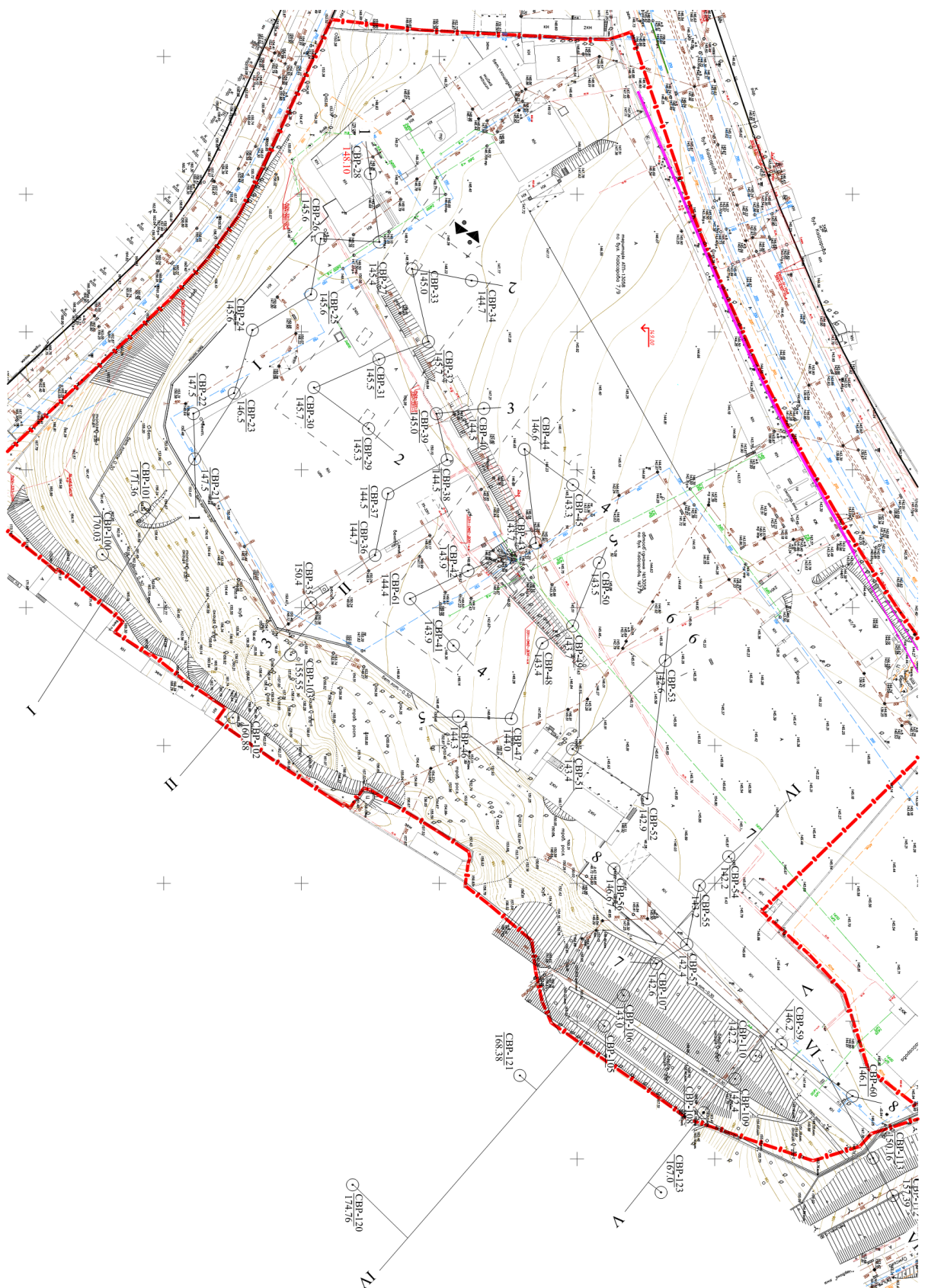


Рис. 1. Схема розміщення розвідувальних свердловин та розрахункових розрізів

Як видно з рис. 1 виділено 5 розрахункових створів чи розрізів (I-I, II-II, IV-IV, V-V, VI-VI).

Із аналізу інженерно-геологічних вишукувань встановлено, що найбільш імовірними ґрунтами, що можуть зсуватися є:

1) насипні ґрунти (прийнято $\varphi_{st}=10^0$, $c_{st}=0$ кПа, прогнозовані $\varphi_{st,пр}=8^0$, $c_{st,пр}=0$ кПа);

2) ІГЕ-5 – супісок з прошарками і гніздами піску (фактичні $\varphi_{st}=17^0$, $c_{st}=6$ кПа; прогнозовані $\varphi_{st,пр}=17^0$, $c_{st,пр}=5$ кПа);

3) ІГЕ-6 – суглинок з прошарками і гніздами супіску та піску, місцями з домішками органічних речовин (фактичні $\varphi_{st}=15^0$, $c_{st}=12$ кПа; прогнозовані $\varphi_{st,пр}=12^0$, $c_{st,пр}=7$ кПа);

4) ІГЕ-8 – пісок дрібний, середньої щільності (фактичні $\varphi_{st}=25^0$, $c_{st}=0$ кПа; прогнозовані $\varphi_{st,пр}=20^0$, $c_{st,пр}=0$ кПа).

УДК 624.154

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ОСІДАННЯ ОСНОВИ СТРИЧКОВИХ ФУНДАМЕНТІВ З УРАХУВАННЯМ АНІЗОТРОПІЇ ҐРУНТІВ І ЗМІННОГО МОДУЛЯ ДЕФОРМАЦІЇ

Бакулін Є.А., к.т.н., доц.

Богушевський Р.Ю., студ.

Національний університет біоресурсів і

природокористування України, м. Київ

E-mail: bakulin959@ukr.net

Методика урахування анізотропних властивостей ґрунтових основ в даній роботі представлена в натурних спостереженнях за осіданням будівель і споруд та експериментальних дослідженнях. Дуже часто розрахункові деформації основ не узгоджуються з фактичними. Цю невідповідність, можливо пояснити неповним урахуванням фізико-механічних характеристик ґрантів та їх неоднорідністю, яка характеризується анізотропними властивостями.

Анізотропія механічних властивостей ґрунтів проявляється насамперед у тому, що їх міцність у різних напрямках різна. Це означає, що міцність цих ґрунтів у кожному напрямку різна.

Як показали дослідження, ці властивості істотно впливають на розподіл напружень та деформацій в основах фундаментів, але

нормативними документами вони не враховуються в розрахунках ґрунтових основ. При визначенні напружень в основі стрічкових фундаментів та проведенні розрахунків деформацій основ, анізотропні властивості зручно враховувати через коефіцієнт деформаційної анізотропії, який визначається як відношення горизонтального модуля деформації до вертикального, тобто:

$$\delta = E_x / E_z \quad (1)$$

Методика розрахунку деформацій основи стрічкових фундаментів базується на загальних принципах визначення осідання за методом пошарового підсумування, але з урахуванням нижче зазначених особливостей:

- вертикальні напруження під подошвою стрічкового фундаменту визначаються за формулою $S_i \leq 0,001 S_u$, з урахуванням анізотропних властивостей і коефіцієнта пористості ґрунтів, або за значеннями коефіцієнта a , які визначені за цією ж формулою;

- активна зона основи розбивається на елементарні шари товщиною $0.4b$, де b - півширина стрічкового фундаменту;

- нижня границя зони стискання основи обмежується елементарним шаром ґрунту (товщиною $0,4b$), деформація S_i якого складає 0,1% від величини граничного загального осідання будівлі або споруди S_u , тобто:

-

$$S_i \leq 0,001 S_u \quad (2)$$

- модуль загальних деформацій - змінний, залежить від вертикальних напружень, що діють на подошві фундаменту, визначається для кожного елементарного шару за формулою:

$$E_i = E_n / \alpha^2, \quad (3)$$

де α - коефіцієнт затухання вертикальних напружень з глибиною в основі, який визначається даними таблиці;

E_n - початковий змінний модуль деформації, який залежить від інтенсивності середніх напружень на подошві фундаменту, може визначатися за двома методиками:

- за результатами штампових випробувань визначається січний модуль деформації на всьому інтервалі навантаження штампа, величина якого приймається у відповідності до діючого тиску за початковий модуль

деформації E_n . Для зручності проведення розрахунків на ЕОМ, залежність $E_n = f(P)$ достатньо апроксимувати квадратною параболою;

- за табличними даними, що наведені в нормативних документах значення модуля деформації, як правило, визначались в діапазоні напружень 0,1...0,2 МПа. Тому при тиску більше вказаних величин нормативний модуль деформації слід коригувати в залежності від інтенсивності напружень на підшві фундаменту. Ця зміна може бути визначена за формулою:

$$E_n = E_t \exp(0,2 / P - 1) \quad (4)$$

де E_t - модуль деформації, який приймається за нормативними документами;
 P - середнє напруження на підшві фундаменту, МПа;

- осідання кожного елементарного шару визначається за формулою:

$$S_i = \frac{\beta \sigma_{zp,i} h_i}{E_i} \quad (5)$$

де h_i - товщина i -го шару ґрунту;

E_i - значення змінного модуля деформації в i -ому шарі активної зони основи, визначеного за формулою (3);

β - коефіцієнт, який враховує стан ґрунту, анізотропні властивості і коефіцієнт бокового розширення, визначається за формулою:

$$\beta = \left(- \frac{\nu \delta}{1 + e} \right), \quad (6)$$

тут ν , δ , e - відповідно коефіцієнт Пуассона, коефіцієнт деформаційної анізотропії і коефіцієнт пористості ґрунту елементарного шару.

Розрахункова величина осідання основи стрічкового фундаменту визначається за формулою:

$$S = \sum_{i=1}^{n'} S_i \quad (7)$$

де n' - кількість елементарних шарів, що знаходяться у межах зони стискання.

Після виконання розрахунків за даною методикою необхідно перевірити, чи не перевищує розрахункове осідання граничної величини, тобто:

$$S \leq S_u \quad (8)$$

$$H_c = 5.80 \text{ м} \quad \sum S = 5.94 \text{ см}$$

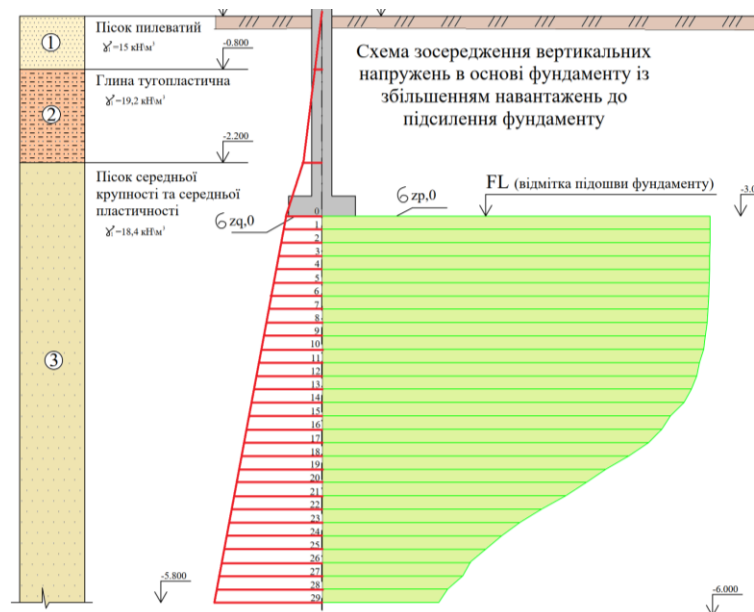


Рис. 1. Схема напружень в основі фундаменту до підсилення при збільшенні навантажень від реконструкції



Рис. 2. Схема напружень в основі фундаменту до підсилення при збільшенні навантажень від реконструкції

Висновок.

Отримані результати показують, що розрахункове осідання основи складає 5,9 см, а після підсилення 2.9 см, тобто розрахункова деформація

значно перевищує норму, тому існуючі фундаменти потребують підсилення, щоб уникнути втрати несучої здатності всієї будівлі в цілому.

Зона стискання визначається умовою (2) і складає 6.0 м.

Запропонована методика розрахунку осідання основи стрічкових фундаментів дає можливість побудувати графік залежності $S = f(P)$

шляхом крокового ступеневого збільшення середнього напруження на підшві фундаменту.

Аналіз залежності $S=f(P)$ дозволяє вибирати оптимальне навантаження на фундамент і з більшою користю використовувати можливості основи, тобто проектувати фундаменти економічними.

Запропонована методика розрахунку деформації основи стрічкових фундаментів враховує деформаційні анізотропні властивості і коефіцієнт пористості ґрунтів та змінного модуля деформації. Розрахункові деформації основи, отримані за даною методикою, порівнюються з деформаціями, визначеними за нормативними документами.

УДК 69

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ СУПЕРБЕТОНУ В БУДІВНИЦТВІ

Ярмоленко М.Г., к.т.н., проф.

Шейко Ю.С., студ.

Національний університет біоресурсів і

природокористування України, м. Київ

E-mail: centr.budivelnuk@gmail.com

В сучасному будівництві існує безліч видів будівельних матеріалів. Але одним із незмінних є бетон. Отже, розберемо, що в першу чергу являє собою бетон і де він застосовується.

Бетон – (лат. – bitumen – гірська смола) штучний каменеподібний матеріал, результат раціонально підібраної суміші в'язучого, заповнювачів, води і, при потребі, спеціальних добавок. До затвердіння цю суміш називають бетонною.

Основні складники бетону:

- Цемент;
- Вода;

- В'язуча;

- Заповнювач

Застосовується бетон для виготовлення:

- Збірних залізобетонних та бетонних конструкцій;
- Бетонних виробів;
- Для будівництва монолітних бетонних та залізобетонних споруд;

Супербетон – це бетон в якому:

1) Весь цемент виступає в ролі в'язучого; як показали дослідження 20% цементу не приймає участі в гідратації цементного каменю. Це призводить до:

а) перетрат цементу;

б) зменшує міцні характеристики бетону.

2) Щебінь повинно мати ідеально чисту поверхню, тобто перед використанням цементної суміші його треба старанно мити.

3) При виготовленні супер бетону бажано використати вакуумування, це дає можливість збільшити міцні характеристики бетону і підвищити його морозостійкість в декілька разів.

Процес термообробки супер бетону повинен бути дуже повільним (підняття температури мінімум 12 годин, охолодження також 12 годин). При приготуванні супер бетону необхідно враховувати його фізико-механічні властивості. При цьому, можна відмовитись від процесу його ущільнення, якщо укласти бетон в той час, коли він починає руйнувати свою структуру (в середньому через 1,5 годин). Довговічність бетонної конструкції залежить від морозостійкості (здатність матеріалу, чинити опір зовнішнім подразникам при зміні температурного режиму). Адже відомо, що морозостійкість залежить від кількості пор, кількість пор від кількості повітря, кількість повітря від кількості води в матеріалі. Коли волога при відносній температурі проникає в матеріал, при замерзанні вона починає руйнувати структуру бетону (утворення мікротріщин).

Основні фізико-механічні властивості: міцність, щільність, морозостійкість, вогнепроникність, водонепроникність.

Міцність бетону залежить від:

- Виду цементу (цемент є найслабшою ланкою в бетонній суміші).
- Водоцементного відношення.
- Введення активних мінеральних добавок у структуру бетону.
- Віку бетону.
- Вміст повітря в бетонній суміші.

Нажаль не зважаючи на високі показники, супер бетон ще не знайшов широкого використання в сфері будівництва, а його використання могло б заощадити від 20% цементів, підвищити морозостійкість конструкції довговічність та навіть вартість.

УДК 624.15(075.8)

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМАЦІЙНОГО СТАНУ БАЛКИ ПЕРЕКРИТТЯ ІЗ КОМПОЗИТНОГО МАТЕРІАЛУ

Бакулін Є.А., к.т.н, доц.

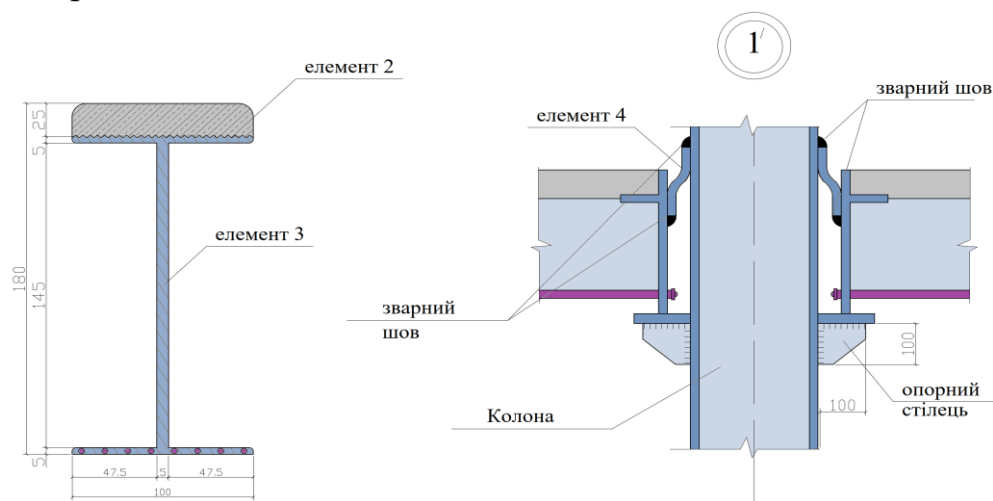
Самойленко О.О., студ.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: bakulin959@ukr.net

Об'єктом дослідження була балка перекриття із композитних матеріалів прогоном 6,0 м, із змінними характеристиками перетину. Методом чисельних досліджень визначався напружено-деформований стан балок перекриття спроектованих із змінними перетину та композитними характеристиками матеріалів.

На рис. 1 маємо проектуємо балку перекриття з композитних матеріалів прогоном 6,000мм.



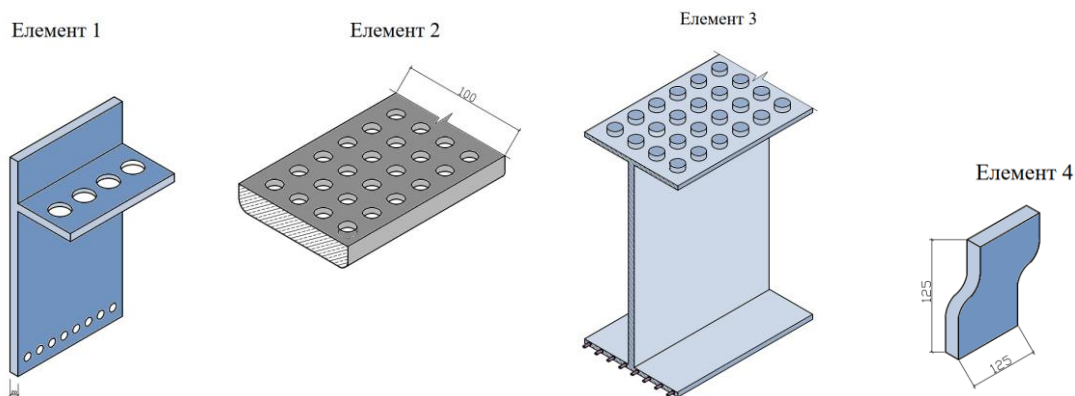


Рис. 1. Складові елементи балки перекриття із композитних матеріалів:

Елемент 1 - сталевий опорний елемент балки

Елемент 2 - керамічний елемент зжатої зони балки

Елемент 3 - сталєво-алюмінієвий композит

Елемент 4 - сталевий елемент кріплення балки

Проводимо порівнянню характеристику між балками з різними композитними характеристиками.

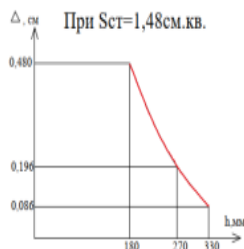
По отриманим результатам проводимо аналіз – співставлення напружено-деформованого стану балок перекриття прогоном 6,0м із різними композитними характеристиками.

По отриманим результатам будуємо діаграми залежності від змін перерізу балок перекриття із композитних матеріалів.

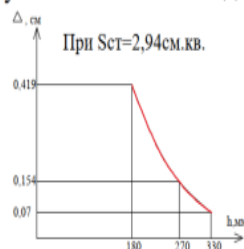
Залежність прогибу та висоти балки від зміни площі сталевих стержнів

0,47

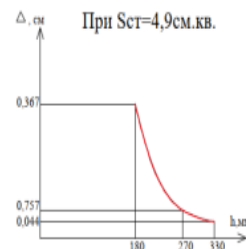
При $S_{st}=1,48\text{см.кв.}$



При $S_{st}=2,94\text{см.кв.}$

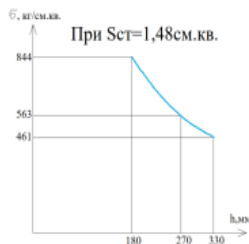


При $S_{st}=4,9\text{см.кв.}$

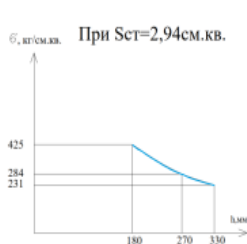


Залежність напружень та висоти балки від зміни площі сталевих стержнів

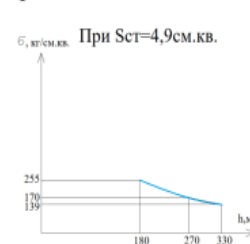
При $S_{st}=1,48\text{см.кв.}$



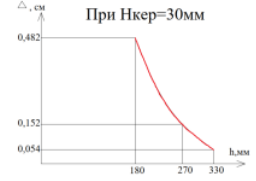
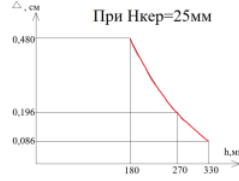
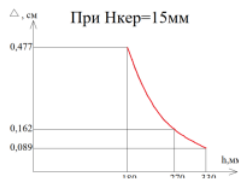
При $S_{st}=2,94\text{см.кв.}$



При $S_{st}=4,9\text{см.кв.}$



Залежність прогибу та висоти балки від зміни площі керамічної вставки



Висновок.

За отриманими результатами проведеного аналізу-співставлення по напруженням та прогинам балок перекриття із композитного матеріалу та змінним перетином, можливо зазначити:

- при збільшенні площі сталевих стержнів у нижній розтягнутій зоні від $1,48\text{см}^2$ до $4,9\text{см}^2$, в перетині балки значно зменшуються напруження від 844кг/см^2 до 255кг/см^2 , тобто, майже у три рази;
- при збільшенні товщини керамічної вставки від $15,0\text{мм}$ до $30,0\text{мм}$ в напруження в балки зменшуються від $84,0\text{кг/см}^2$ до $42,0\text{кг/см}^2$, тобто, у два рази;
- прогини в балки зменшуються при площі керамічної вставки та загальної висоти балки.

УДК 624.045.12

НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ МЕХАНІКИ РУЙНУВАННЯ ЗАЛІЗОБЕТОНУ СТОСОВНО ДО РОЗРАХУНКУ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗА ГРАНИЧНИМИ СТАНАМИ ДРУГОЇ ГРУПИ

Яковенко І.А., д.т.н., доц.

*Національного університету біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: yakovenko_i_a@nubip.edu.ua

У переважній більшості випадків процес руйнування бетону у залізобетонних конструкціях будівель та споруд промислового, агропромислового та цивільного будівництва відбувається у результаті проростання однієї з тріщин або сімейства розгалужених тріщин через його переріз. Такі тріщини часто називають магістральними. Після навантаження бетонного зразка магістральна тріщина протягом довгого часу не

спостерігається, а потім, з'явившись і з великою швидкістю "пробігаючи" через зразок швидко його руйнує.

Як показує аналіз сформованих до цього часу уявлень про закономірності крихкого руйнування, у матеріалах типу бетону протікають наступні фізичні процеси: утворення зародкових мікротріщин; стягування мікротріщин (нестабільне зростання); поширення або блокування (гальмування) тріщин у досить характерному для даного матеріалу обсязі, що містить такі структурні елементи (межі наповнювачів, пори і порожнини різного походження), які можуть бути перешкодами для мікротріщин, а також при попаданні тріщини до зони дії стискаючих напружень.

Вивчення процесів, які відбуваються в усьому обсязі бетонного елемента (внутрішньоструктурного напруження, утворення субмікроскопічних тріщин, поява і розвиток мікроскопічних тріщин) є попередньою умовою в побудові теорії механіки руйнування бетону, так як усі дані щодо цих процесів, дозволяючи крок за кроком описувати процес розпаду, що не можуть поки дати можливість передбачити з достатньою точністю сам процес поділу бетонного тіла на частини.

Перехід до вивчення магістральної тріщини в цьому плані і є необхідним кроком у розвитку уявлень про кінетику руйнування бетону. Справді, зростання магістральної тріщини визначається станом і процесами в дуже малій області – у вершини цієї тріщини. У всій решті частини зразка може практично нічого не відбуватиметься, а зразок зруйнується – розпадеться на дві частини через ті явища, які відбувалися на кінчику тріщини.

Старт макротріщини, обумовлений крихким зародженням руйнування в її вершині у загальному випадку не є "гарантом" глобального руйнування елемента конструкції. При крихкому руйнуванні нестабільний розвиток тріщини починається відразу після її старту, але тим не менше тріщина може зупинитися, не зруйнувавши конструкції, що може бути пов'язано з малою енергоємністю конструкції (не вистачає енергії на забезпечення динамічного зростання тріщини) або певною системою залишкових напружень (потрапляння тріщини до області стиску). Таким чином, надійність конструкції в загальному випадку визначається не тільки умовами старту тріщини, але і кінетикою її зростання. Початок розвитку тріщини при крихкому руйнуванні реалізується за механізмом зустрічного процесу, який включає зародження і розвиток мікротріщини в зоні передруйнування та її об'єднання з макротріщиною.

Отже, розвиток крихкого руйнування не відбувається за зустрічним механізмом (на відміну від старту крихкої тріщини), а пов'язаний із безпосереднім зростанням магістральної тріщини (макротріщини). Це дає можливість безпосередньо використовувати концепцію механіки руйнування, яка зводиться до вирішення рівняння, в лівій частині якого стоять параметри K , G , які залежать від режиму навантаження конструкції, а у правій – їхні критичні значення, які характеризують властивості матеріалу.

Характерною особливістю залізобетону є наявність тріщин при його опору силовим і деформаційним впливам. Залізобетонні конструкції, як правило, експлуатуються у стадії, яку наступає після утворення тріщин (обмежується лише ширина їхнього розкриття). Тому природним є намагання вивчити напружено-деформований стан в околиці тріщини. Саме таке завдання досліджується механікою руйнування, яка активно розвивається в останні роки.

Результати, досягнуті в цій галузі, дозволяють вже сьогодні поширити накопичені відомості на розрахунок залізобетонних конструкцій [1]. При цьому безумовно слід враховувати специфіку матеріалу. Багато що залежить і від вдалого виділення двоконсольного елемента [2].

Основні аспекти механіки руйнування, акцентують увагу на особливостях зони передруйнування з локалізованою деформацією ω у цій зоні. З їхнього аналізу випливає, що:

1) дві поверхні тріщини повинні замикатися гладко, щоб виключити нереальне збільшення напружень у кінцевій зоні до нескінченності;

2) зважаючи на великі кривизни поверхонь, які замикаються у зоні перед руйнування, повинні враховуватися сили поверхневого натягіння, і протидіючі їм сили, що притискають знову утворені поверхні тріщини одну до одного;

3) відповідно до постулату Barenblatt G.I., міра взаємодії сил у зоні передруйнування є величиною постійною для даного матеріалу. Такі константи d в даний час розроблені школою, очолюваною Ю.В. Зайцевим.

Список використаних джерел:

1. Barenblatt G.I. (1993c). Some general aspects of fracture mechanics. In *Modelling of Defects and Fracture Mechanics*, Herrmann, G. (ed.), pp. 29–50. Springer-Verlag, Vienna, New York.

2. Iakovenko I., Kolchunov Vl. (2017). The development of fracture mechanics hypotheses applicable to the calculation of reinforced concrete structures for the second group of limit states. *Journal of Applied Engineering Science*, vol. 15(2017)3, article 455, pp. 366–375.

ОСОБЛИВОСТІ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ МОМЕНТУ УТВОРЕННЯ ТРІЩИН ЗАЛІЗОБЕТОННИХ КОНСТРУКЦІЙ У ПК «САПФІР»

Дмитренко Є.А., к.т.н., ст. викл.

Яковенко І.А., д.т.н., доц.

Національного університету біоресурсів і

природокористування України, м. Київ

E-mail: yakovenko_i_a@nubip.edu.ua

Реалізація алгоритмів розрахунку залізобетонних конструкцій щодо визначення дійсних параметрів напружено-деформованого стану та подальшого конструювання (зокрема, ПК «ЛІРА САПР») є доволі громіздким та вельми актуальним явищем.

Моделювання викликає труднощі, пов'язані із коректним тлумаченням їхніх положень. У першу чергу, процес моделювання обумовлюється складністю та багатоваріантністю існуючих розрахункових моделей, до яких можна віднести нелінійну деформаційну модель (НДМ). Її реалізація передбачає використання інструментарію сучасних мов програмування та ЕОМ.

Подібна ситуація виникає при розрахунку моменту тріщиноутворення нормального перерізу залізобетонних конструкцій за НДМ і подальших розрахунках, спрямованих на визначення ширини розкриття тріщин.

Дана стаття присвячена аналізу існуючої проблеми та визначенню ступеню її впливу на кінцевий результат розрахунку у ПК «Сапфір».

Аналіз алгоритмів розрахунку нормальних перерізів залізобетонних конструкцій за граничними станами другої групи у відповідності до ДБН [1] показує, що існує необхідність обчислення моменту утворення тріщин M_{cr} , який дозволяє визначити чи утворюються тріщини у перерізі від заданого навантаження — шляхом порівняння зовнішнього моменту M і моменту тріщиноутворення M_{cr} (рис. 1).

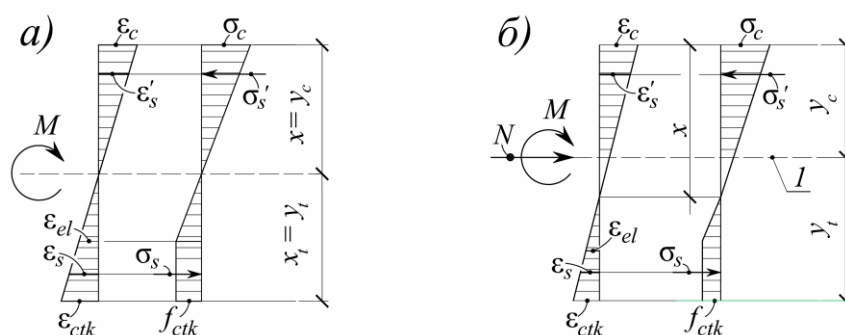


Рис. 1. Схема напружено-деформованого стану (НДС) перерізу елемента при перевірці утворення тріщин при дії згинального моменту (а), згинального моменту і поздовжньої сили (б): 1 – рівень центра ваги приведенного поперечного перерізу

Як відомо, відповідно до діючих нормативних документів, його можна визначати за двома методиками:

1) за допомогою спрощеної методики ядрових моментів за формулами:

$$M_{cr} = f_{ctm} \cdot W_{pl} \pm N \cdot e_x, \quad (1)$$

$$N_{cr} = f_{ctm} \cdot A_{red}; \quad (2)$$

2) за допомогою більш загальної методики – нелінійної деформаційної моделі (НДМ), а саме, шляхом вирішення системи нелінійних рівнянь рівноваги між внутрішніми та зовнішніми зусиллями, які діють на переріз. Система рівнянь для плоского позацентрового стиску (або розтягу) (друга форма рівноваги) має вигляд:

$$\begin{cases} \frac{b \cdot E_{cd} \cdot \varepsilon_{c(1)}^2}{2 \cdot \chi} + \sum_{i=1}^n A_{si} \cdot \sigma_{si} - N = 0, \\ \frac{b \cdot E_{cd} \cdot \varepsilon_{c(1)}^3}{3 \cdot \chi^2} + \sum_{i=1}^n A_{si} \cdot \sigma_{si} \cdot \frac{\varepsilon_{c(1)} - \chi \cdot z_{si}}{\chi} - M = 0, \end{cases} \quad (3)$$

Перевагою першої методики є те, що розрахунки за нею можна легко виконати аналітично і відносно швидко. Але істотним її недоліком є те, що її розповсюдження можливо виконувати лише для доволі обмежених випадків плоского НДС перерізу, а саме – плоского згину, чи позацентрового стиску (або розтягу), рис. 1. Обмеження є також на типи перерізів, які можна розраховувати за нею.

До переваг другої методики слід віднести можливість виконання розрахунку перерізу практично будь-якої складності і у загальному випадку НДС, а саме при косому позацентровому стиску (або розтягу), рис. 2. Але наведений варіант розрахунку можливо виконати лише за допомогою ЕОМ –

шляхом використання чисельних методів для пошуку наближеного рішення, аналітично його виконати практично неможливо.

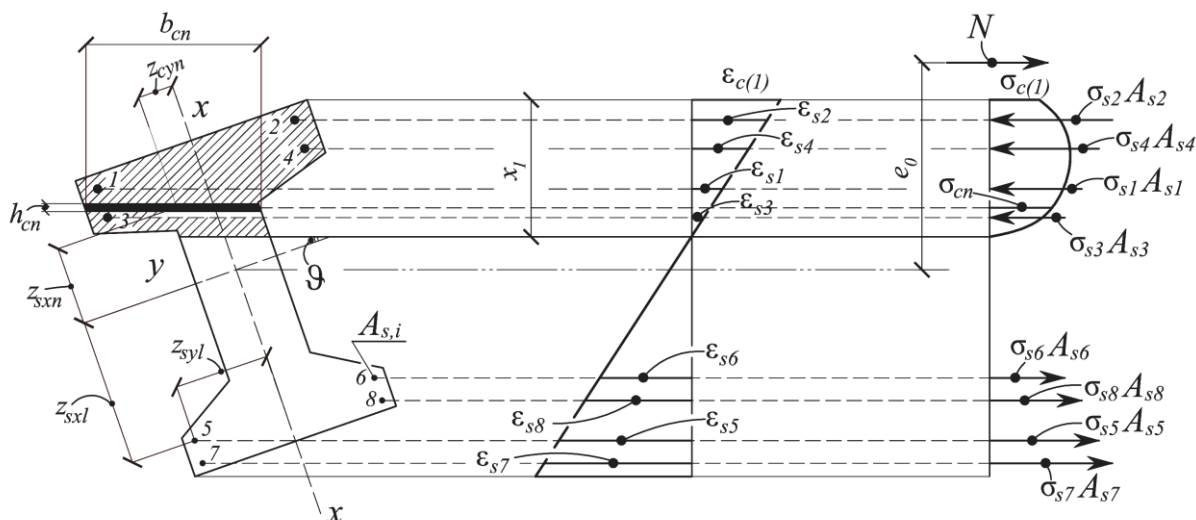


Рис. 2. Розрахункова схема до визначення напружено-деформованого стану залізобетонного перерізу при двохосьовому впливі згинальних моментів та поздовжніх сил

Для досягнення поставленої мети проведено чисельне дослідження роботи типового прямокутного перерізу залізобетонного стержньового елемента із урахуванням фізичної нелінійності роботи матеріалів на різні види комбінацій навантажень. При цьому варіювалися способи розрахунку моменту тріщиноутворення M_{crc} і ексцентриситет дії зовнішніх зусиль. В якості був обраний прямокутний нормальний переріз розмірами $b \times h = 300 \times 300$ мм, армований 4 стержнями $\varnothing 14$ мм арматури класу А400С. Відстань від центрів ваги арматурних стержнів до граней перерізу – 3 см. Клас важкого бетону – С 16/20. НДС – плоский позацентровий стиск (або розтяг) із варіюванням ексцентриситету дії зовнішніх зусиль від $0,25 \cdot h$ до $8 \cdot h$.

Діаграми деформування матеріалів прийняті дволінійні, задані за допомогою лінійного закону деформування №14. Параметри діаграм були прийняті за вимогами діючих норм [1, 2] до розрахунків за граничними станами другої групи, але їхній тип та можливість застосування суттєво не відрізняються від нормативного документу [3].

Висновки:

- 1) при виконанні розрахунку тріщиноутворення нормального залізобетонного перерізу за діючими вітчизняними нормами можна однаково використовувати два способи розрахунку M_{cr} за НДМ без подальшого впливу на ширину розкриття тріщин;

- 2) різниця у результатах способів розрахунку M_{cr} виникає при розрахунку напружень одразу після тріщиноутворення $\sigma_{s,cr}$ – істотним параметром, необхідним для розрахунку ширини розкриття тріщин за нормами [3];
- 3) особливо суттєво ця різниця простежується в областях навантажень із відносно малими ексцентриситетами, причому, як при позацентровому стиску, так і при розтягу, що потребує проведення подальших чисельних і експериментальних досліджень.

Список використаних джерел:

1. ДБН В.2.6-98:2009. Бетонні та залізобетонні конструкції. Основні положення. [Чинний з 2011.07.01]. К.: Мінгеріонбуд України, Державне підприємство «Укрархбудінформ». 2011. 71 с.
2. ДСТУ Б.В.2.6–156:2010. Бетонні та залізобетонні конструкції з важкого бетону. Правила проектування. [Чинний з 2011.06.01]. К.: Мінгеріонбуд України, 2011. 118 с.
3. СП 63.13330.2018. Бетонные и железобетонные конструкции. Основные положения СНиП 52-01-2003. [Действует с 2019.06.20]. М.: Минстрой России. 2018. 124 с.
2. Бамбура А.М., Павліков А.М., Колчунов В.І. та ін. Практичний посібник із розрахунку залізобетонних конструкцій за діючими нормами України (ДБН В.2.6–98:2009) та новими моделями деформування, що розроблені на їхню заміну. К.: Толока, 2017. 627 с.

УДК 631.356.2

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОГО ВИКОПУВАННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ БУРЯКІВ З ҐРУНТУ

Головач І.В., д.т.н., проф.

Андрієвська М.А., студ.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: holovach.iv@gmail.com

Проблема. При збиранні коренеплодів цукрових буряків за допомогою вібраційних викопувальних робочих органів виникає ударний контакт між робочими органами та коренеплодами, розташованими у ґрунті. У цьому

випадку виникнення ударних навантажень найімовірніше в умовах сухого та твердого ґрунту. Наслідком такого ударного контакту є обламування хвостових частин коренеплодів, їх сколювання та пошкодження, що призводить до безповоротних втрат врожаю. Тому існує необхідність теоретично та експериментально дослідити вплив ударної взаємодії вібраційного викопувального робочого органу з тілом коренеплодів буряків і на основі отриманих результатів обґрунтувати раціональні кінематичні та конструктивні параметри вібраційних викопувальних робочих органів. Таким чином, дослідження початкової ударної взаємодії викопувального робочого органу з тілом коренеплоду буряка є актуальним завданням в галузі механізації збирання цукрових буряків.

Мета дослідження. Розробити теорію ударної взаємодії вібраційного викопувального робочого органу з тілом коренеплоду буряка, на основі якої обґрунтувати раціональні кінематичні та конструктивні параметри вдосконалених вібраційних викопувальних робочих органів.

Результати досліджень. Розглянуто фізичний процес ударної взаємодії вібраційного викопувального робочого органу з коренеплодом буряка при його вилученні з ґрунту. Слід зазначити, що при першому контакті лемешів вібраційного викопувального робочого органу з тілом коренеплоду відбувається удар, який, як відомо, характеризується ударним імпульсом значної величини.

Для вирішення цього завдання в першу чергу розроблено силову схему ударної взаємодії вібраційного викопувального робочого органу з тілом коренеплоду буряка при його першому контакті з коренеплодом, яка показана на рис. 1.

На підставі даної силової схеми отримана система трьох рівнянь, яка описує процес досліджуваної ударної взаємодії, такого вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m(U_x - V_p) &= \frac{2S_{n1} \tan \gamma}{\sqrt{\tan^2 \gamma + 1 + \tan^2 \beta}} + 2f S_{n1} \cos \psi \cos \gamma - 2f S_{n1} \sin \psi \cos \delta \sin \gamma, \\ m(U_z - V_{df, \max}) &= \frac{2S_{n1} \tan \beta}{\sqrt{\tan^2 \gamma + 1 + \tan^2 \beta}} + 2f S_{n1} \sin \psi \sin \delta, \\ U_x \tan \gamma + U_z \tan \beta &= -\varepsilon (V_p \cdot \tan \gamma + V_{df, \max} \cdot \tan \beta). \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

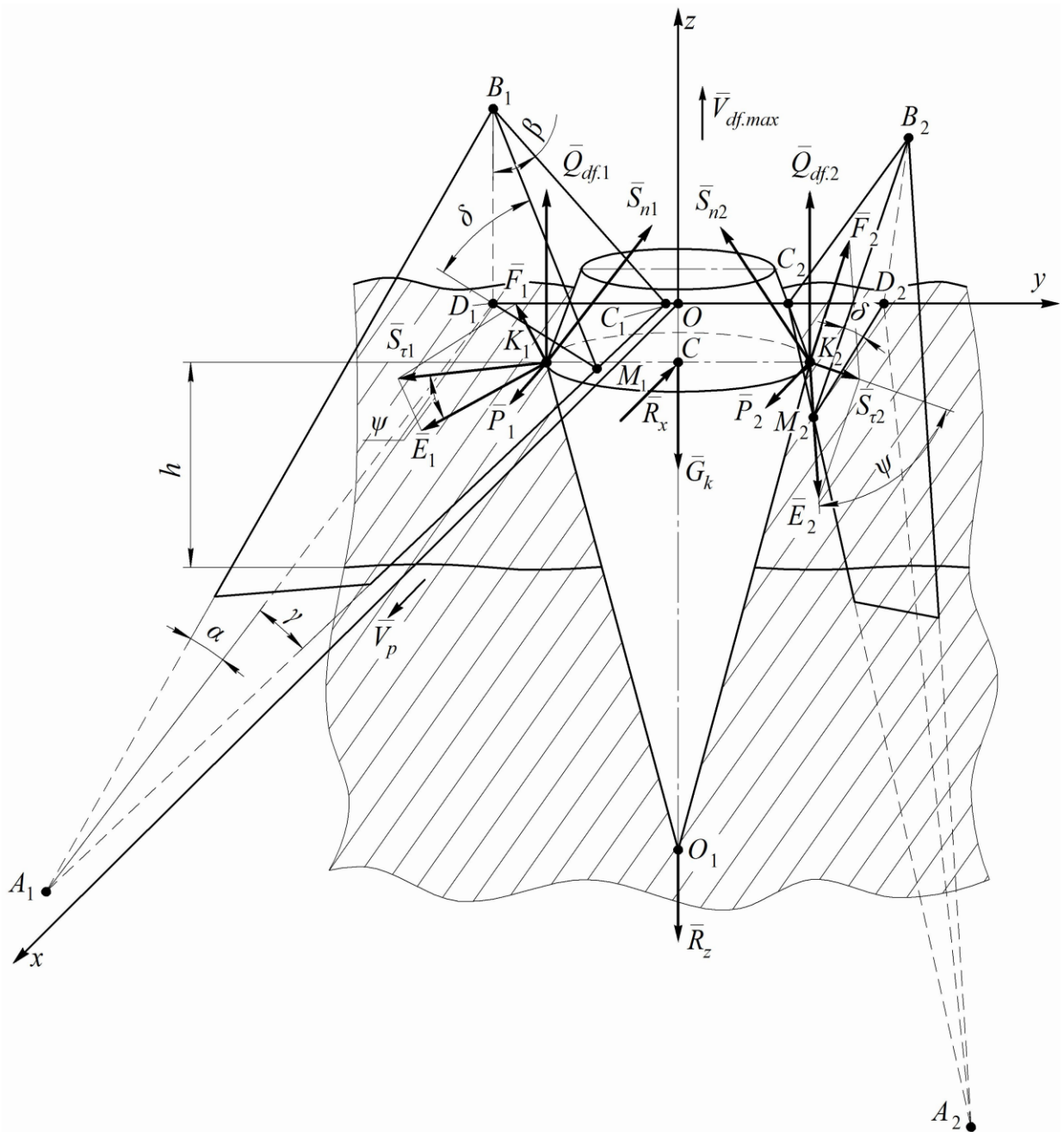


Рис. 1. Силовa схема симетричної ударної взаємодії вібраційного викопувального робочого органу з тілом коренеплоду буряку, закріпленим в ґрунті

На основі отриманої системи рівнянь знайдені обмеження на частоту коливань вібраційного викопувального робочого органу з урахуванням його конструктивних параметрів і маси, а також міцності коренеплоду буряку і коефіцієнта відновлення при ударі за умови не пошкодження коренеплоду:

$$\nu = \frac{1}{2\pi a \tan \beta} \left(\frac{A [M_{b.m.}] t_{b.}}{C m (1 + \varepsilon) h} - V_p \cdot \tan \gamma \right). \quad (2)$$

На підставі розробленої теорії ударної взаємодії побудований алгоритм розрахунку допустимої частоти коливань вібраційного викопувального робочого органу в залежності від швидкості V_p поступального його руху і амплітуди a коливань при різних глибинах h ходу у ґрунті.

Проведені на ПК числові розрахунки дали можливість рекомендувати значення допустимих частот коливань вібраційного викопувального робочого органу, виходячи з умови не обламування хвостової частини коренеплоду буряка при ударній взаємодії і з умов обов'язкового захоплення кожного коренеплоду робочим органом. Розрахунки проведені для діапазону швидкостей поступального руху $1,3 \dots 2,2 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$, зведеної маси викопувального робочого органу $m = 0,8; 1,0; 1,5; 2,0 \text{ кг}$, глибини ходу в ґрунті $z = 0,08; 0,10; 0,12; 0,14 \text{ м}$ і амплітуді коливань $a = 0,008 \dots 0,024 \text{ м}$, які представлені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Рекомендовані частоти ν коливань вібраційного викопувального робочого органу, Гц

Наведена маса робочого органу, <i>m</i> , кг	Глибина ходу в ґрунті робочого органу, <i>z</i> , м									
	0,08			0,10				0,12		
	Амплітуда коливань, <i>a</i> , м									
	0,008	0,018	0,008	0,008	0,008	0,008	0,020	0,008	0,012	0,008
	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
	0,016	0,020	0,024	0,024	0,018	0,024	0,010		0,024	
0,8	—	—	18,0	10,0	—	—	—	—	9,0	
1,0	—	—	16,4	—	10,0	8,3	—	—	—	
1,5	—	—	10,0	—	—	—	10,0	8,0	—	
2,0	10,0	8,1	—	—	—	—	—	—	—	

Висновки. Розроблено теорію ударної взаємодії вібраційного викопувального робочого органу з тілом коренеплоду, яке здійснюється у двох його точках.

Проведені на ПК числові розрахунки дозволили визначити допустимі частоти коливань вібраційного викопувального робочого органу в залежності від конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів процесу викопування, рекомендовані значення допустимих частот представлені в таблиці.

СКЛАДНИЙ 3D ДРУК МОДЕЛЕЙ З ПЛАСТИКУ

Шаленко В.О., к.т.н., доц.

Маслюк А.А., асист.

Якименко С.Л., студ.

Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ

E-mail: vadshaln@i.ua

Дуже часто при 3D друці моделей з пластику постає необхідність друкувати різні частини моделі різними пластиками, для вирішення такої задачі на сьогодні існує декілька способів.

Одним з варіантів вирішення такої задачі є використання екструдера (Diamond 3 в 1). Будова такого хотенда складається з спільного латунного сопла, одного нагрівального елемента і трьох радіаторів. Прутки пластику подаються через радіатори в сопло в якому знаходиться камера змішування пластику, після чого пластик видавлюється через отвір сопла. Даний екструдер дозволяє друкувати модель або частину моделі різними кольорами, а також змішувати їх під час друку моделі.

Другим варіантом є використання екструдера Химера з 2 соплами (E3D Chimera HotEnd). Його будова базується на одному спільному радіаторі до якого розміщуються два окремих нагрівальних блока. Кожен блок має власне сопло. Таке технічне рішення дозволяє використовувати сопла різного діаметру, які можуть мати різні робочі температури. На практиці це дозволяє використовувати два різні пластики з різними технічними властивостям.

Ще одним цікавим технічним рішенням є автоматична зміна так званої робочої головки. Таке технічне рішення базується вже на основі модульної зміни екструдера. Екструдер в зборі виступає однією окремою робочою головою. Принтер має спеціальну док-станцію на якій можуть розміщуватися від двох до п'яти таких робочих головок. Під час друку, згідно заданого технологічного процесу, принтер автоматично змінює відповідну робочу головку. Це дозволяє друкувати модель різного кольору, різним пластиком та використовувати сопла з різними діаметрами.

З перелічених технічних рішень, за своєю функціональністю, найперспективнішою на сьогодні є автоматична зміна робочої головки 3D принтера.

ДО ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ДІАГНОСТУВАННЯ БАГАТОЛАНКОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ

Лебедев А.Т., д.т.н., проф.

Петров Р.М., аспір.

Колеснік Ю.І., аспір.

Державний біотехнологічний університет, м. Харків

Козлов Ю.Ю., інж. I категорії

Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, м. Харків

E-mail: petrovhntusg@gmail.com

Діагностування багатоланкових робочих органів в основному, зводять до визначення параметрів розподілу (середнє значення $\bar{L}$ і середньоквадратичне відхилення σ_L) розмірів окремих ланок, що впливають на якість виконання технологічного процесу [1].

З метою скорочення часу при визначенні $\bar{L}$ і σ_L розроблено пристрій, що дозволяє замінити число ланок α_1 і α_2 діагностований параметр яких L вийшов за деякі рівні L_1 і L_2 .

Виходячи з нормального закону розподілу параметрів ланок, отримані співвідношення для визначення $\bar{L}$ і σ_L :

$$\bar{L} = \frac{L_1 \arg \Phi \left(\frac{N - \alpha_2}{N} \right) - L_2 \arg \Phi \left(\frac{N - \alpha_1}{N} \right)}{\arg \Phi \left(\frac{N - \alpha_2}{N} \right) - \arg \Phi \left(\frac{N - \alpha_1}{N} \right)}; \quad (1)$$

$$\sigma_L = \frac{L_2 - L_1}{\arg \Phi \left(\frac{N - \alpha_2}{N} \right) - \arg \Phi \left(\frac{N - \alpha_1}{N} \right)}, \quad (2)$$

де $\arg \Phi \left(\frac{N - \alpha_2}{N} \right)$ і $\arg \Phi \left(\frac{N - \alpha_1}{N} \right)$ - зворотні функції Лапласа;

N -загальна кількість ланок.

Заміряні величини α_1 і α_2 фіксуються за допомогою 2-х лічильників пристрою. Визначимо значення рівнів L_1 і L_2 з умови мінімальної похибки непрямих вимірювань.

Величини $\bar{L}$ і σ_L у виразах (1), (2) являють собою функції від двох змінних α_1 і α_2 . Похибка непрямих вимірювань в даному випадку буде:

$$\begin{aligned}\Delta \bar{L}^2 &= \left[\left(\frac{\partial \bar{L}}{\partial \alpha_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{L}}{\partial \alpha_1} \right)^2 \right] \Delta \alpha^2; \\ \Delta \sigma_L^2 &= \left[\left(\frac{\partial \sigma_L}{\partial \alpha_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial \sigma_L}{\partial \alpha_1} \right)^2 \right] \Delta \alpha^2,\end{aligned}\quad (3)$$

де прийнято $\Delta \alpha_1 = \Delta \alpha_2 = \Delta \alpha$ - похибка у визначенні α_1 і α_2 ; $\frac{\partial \bar{L}}{\partial \alpha_1}$, $\frac{\partial \bar{L}}{\partial \alpha_2}$, $\frac{\partial \sigma_L}{\partial \alpha_1}$, $\frac{\partial \sigma_L}{\partial \alpha_2}$ - частинні похідні по змінним α_1 і α_2 .

Після підстановки виразів (1) і (2) в рівняння (3) і перетворень похибки середньої величини і середнє відхилення в частках $\Delta \alpha$ чутливість до помилок діагностування матиме вигляд:

$$\frac{\Delta \bar{L}}{\Delta \alpha} = \frac{\sigma_L^2 \sqrt{\pi}}{N(L_2 - L_1)} \sqrt{\left(\frac{L_1 - \bar{L}}{\sigma_L} \right)^2 e^{\left(\frac{L_2 - \bar{L}}{\sigma_L} \right)^2} + \left(\frac{L_2 - \bar{L}}{\sigma_L} \right)^2 e^{\left(\frac{L_1 - \bar{L}}{\sigma_L} \right)^2}}; \quad (4)$$

$$\frac{\Delta \sigma_L}{\Delta \alpha} = \frac{\sigma_L^2 \sqrt{\pi}}{N(L_2 - L_1)} \sqrt{e^{\left(\frac{L_2 - \bar{L}}{\sigma_L} \right)^2} + e^{\left(\frac{L_1 - \bar{L}}{\sigma_L} \right)^2}}. \quad (5)$$

Проведемо аналіз похибки за виразами (4) і (5) на прикладі підбирального апарату бурякозбирального комбайна КСТ-3А. в цьому випадку під L будемо розуміти величину розкриття лап підбиральника [1]. За допомогою штангенциркуля, були визначені значення розкриття L окремих лап, що виходять в конкретний підбиральний ланцюг, з подальшою розбивкою на інтервали через 5 мм. Визначення α_1 і α_2 здійснювалося при зміні L_1 в межах від 130 до 200 мм і $(L_2 - L_1)$ в межах 0 - 60 мм з кроком 5 мм. Після цього були визначені відносні похибки непрямих вимірювань в залежності від L_1 при різних $(L_2 - L_1)$ для 5 ланцюгів з параметрами $\bar{L} = 167$ мм, $\sigma_L = 9,6$ мм, $L = 170$ мм, $\sigma_L = 7,45$ мм, $\bar{L} = 175,5$ мм, $\sigma_L = 8,3$ мм, $L = 179$ мм, $\sigma_L = 6,7$ мм, $\bar{L} = 189$ мм, $\sigma_L = 7,7$.

На рисунках 1 і 2 як приклад показані ці похибки для підбиральних ланцюгів з максимальним і мінімальним значенням параметра $\bar{L}$.

Аналіз графіків показує, що для кожного ланцюга є такі L_1 і L_2 , при яких відносні похибки (чутливість до помилки діагностування) $\frac{\Delta \bar{L}}{\Delta \alpha}$ і $\frac{\Delta \sigma_L}{\Delta \alpha}$ приймають мінімальні значення.

Вибір оптимального значення $L_{1,2}$ залежить від $\bar{L}$. Приймаючи до уваги, що найкращу якість прибирання має ланцюг із середнім розкриттям 170 мм, можна прийняти $L_1 = 160$ мм, а $L_2 = 180$.

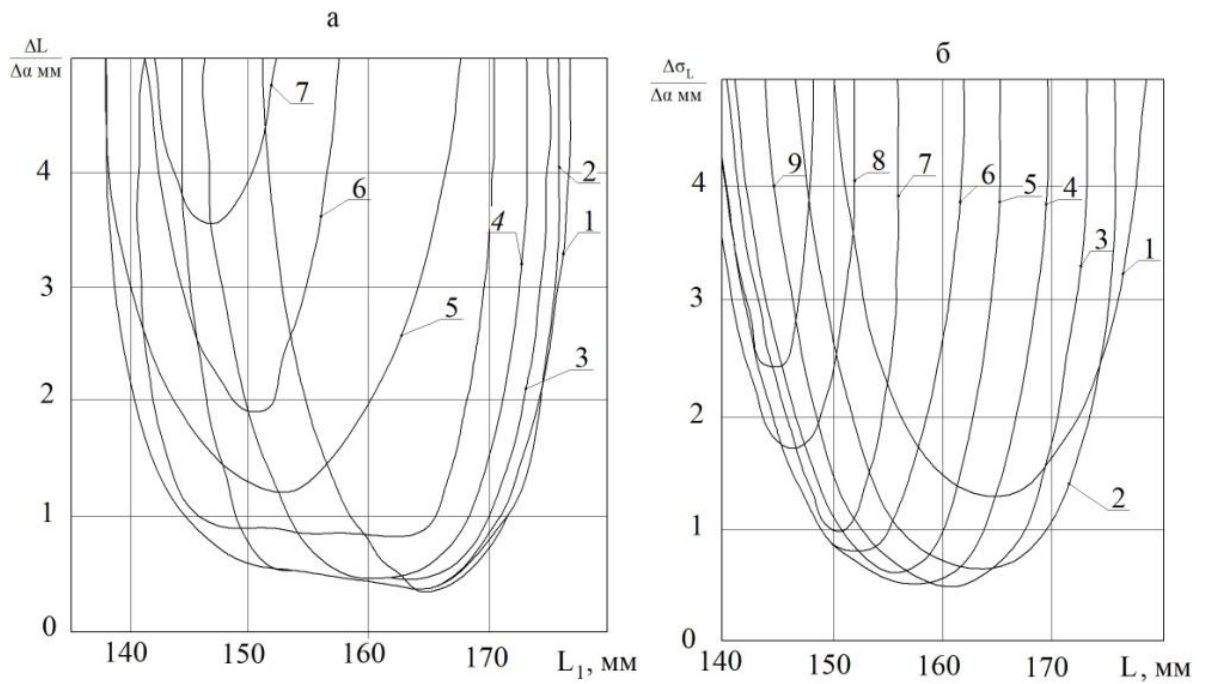


Рис. 1. Залежність похибок $\frac{\Delta \bar{L}}{\Delta \alpha}$ (А) і $\frac{\Delta \alpha_L}{\Delta \alpha}$ (Б) від L_1 для $\bar{L} = 167$ мм, $\sigma_L = 9,6$ мм при різних значеннях $L_2 - L_1$, ($L_2 - L_1$ в мм): 1 - 5; 3 - 10; 3 - 15; 4 - 20; 5 - 25; 6 - 30; 7 - 35; 8 - 40

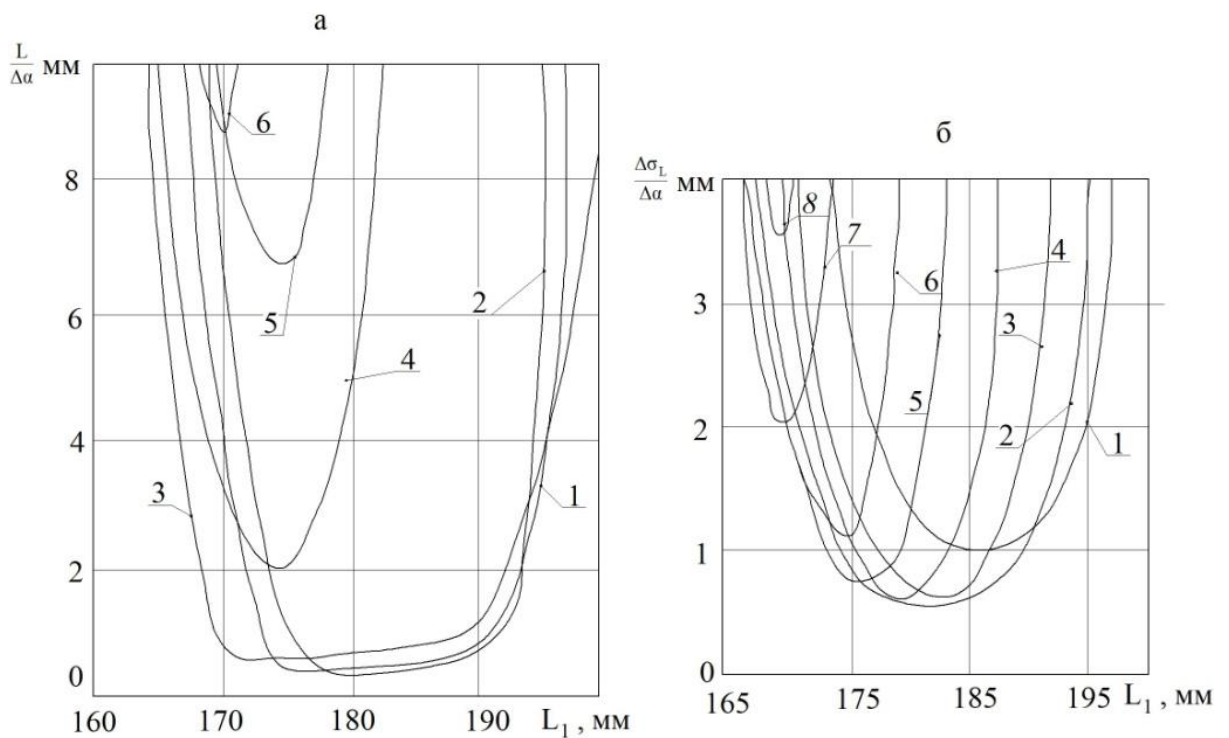


Рис. 2. Залежність похибок $\frac{\Delta \bar{L}}{\Delta \alpha}$ (А) і $\frac{\Delta \alpha_L}{\Delta \alpha}$ (Б) від L_1 для $\bar{L} = 189$ мм, $\sigma_L = 7,7$ мм при різних значеннях $L_2 - L_1$, ($L_2 - L_1$ в мм): 1 - 10; 2 - 15; 3 - 20; 4 - 30; 5 - 35; 6 - 40

При вимірі ланцюгів, параметри яких знаходяться в межах 160 - 180 мм (в цій межі практично лежать всі розміри ланцюгів) похибки $\frac{\Delta \bar{L}}{\Delta \alpha}$ і $\frac{\Delta \alpha_L}{\Delta \alpha}$ матимуть значення, близьке до мінімального, у зв'язку з характером вимірювання цих похибок при $L_2 - L_1 = 20$ мм (рис. 1а, 2а).

На підставі проведеного аналізу було розроблено діагностичний пристрій з параметрами $L_1 = 160$ мм і $L_2 = 180$ мм, за допомогою якого були визначені контрольовані параметри $\alpha_1 = 1$ і $\alpha_2 = 11$ квантилі K_1 і K_2 визначали за таблицями [1]. Тоді параметри підбирального ланцюга, визначені за формулами (1) і (2), будуть $\bar{L}_n = 175,95$ мм і $\sigma_{L_n} = 8,4$ мм, і ці ж параметри, визначені за повною вибіркою, отриманої шляхом вимірювання кожної лампи, складають $\bar{L}_{uct} = 177,08$ мм і $\sigma_{L_{uct}} = 8,74$ мм. Відносна похибка для $\bar{L}$ і σ_L відповідно буде 0,64% і 3,89%.

Список використаних джерел:

1. Лебедєв А. Т. Опір перекочування колеса, що працює з буксуванням / А. Т. Лебедєв, Є. І. Калінін, М. Л. Шуляк // Збірник наукових статей Луцько-го НТУ. Сер.: Сільськогосподарські машини. – 2015. – Вип. 32. – С. 109–115.
2. Ovsyannikov, S., Kalinin, E., Kolesnik, I. Oscillation process of multi-support machines when driving over irregularities. Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport, 2018, 307-317, doi: 10.1007/978-3-030-19756-8_28.
3. Лебедєв А. Т. Оцінка можливості підвищення тягово-енергетичних властивостей машинно-тракторного агрегату при виконанні орних робіт на агрофоні підвищеної вологості шляхом встановлення здвоєних шин / А. Т. Лебедєв, Є. І. Калінін // Вісник Харків. нац. техн. ун-ту сіл. госп-ва імені Петра Василенка. Серія: Тракторна енергетика в рослинництві. – 2009. – Вип. 89. – С. 37–45.
4. Лебедєв А.Т. Динамічна модель ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів з пасивними робочими органами у складі енергетичного засобу зі здвоєними шинами / Лебедєв А.Т., Калінін Є.І. // Системи обробки інформації. – Х.: ХУПС. – 2010. – Вип. 2(83). – С. 109 – 115.

ПРОЦЕС АКТИВІЗАЦІЇ НАВЧАЛЬНОЇ ДІЯЛЬНОСТІ СТУДЕНТІВ З ВИКОРИСТАННЯМ ІНТЕРАКТИВНИХ МЕТОДІВ

Приходько С.П., викладач-методист

ВСП «Ніжинський фаховий коледж НУБіП України», м. Ніжин

E-mail: spprihodko@gmail.com

Вступ. Розвиток сучасного суспільства вимагає від освіти відповідності вимогам часу. Сьогодні вища школа повинна навчити студентів вирішувати складні задачі, які базуються на знаннях фундаментальних та загальноінженерних дисциплін. Формування вмінь і навичок, набуття компетентностей, розвиток особистісних якостей найбільш ефективно, якщо в освітньому процесі використовують інтерактивні методи і форми навчання.

Виклад основного матеріалу. Інтерактивні методи навчання мають два особливо важливі елементи: співпрацю та активність. Вони не лише покращує процес навчання, але і формують партнерські відносини між студентами, а також між студентами та викладачем, вчать співпраці та спільним діям у команді. Це дає можливість студентам процес отримання знань зробити доступнішим, надає досвід аналізу навчальної інформації, творчого підходу до засвоєння матеріалу. Вони вчать дискутувати і аргументувати, формулювати власну думку та позицію, правильно її висловлювати. Під час обговорення проблеми студенти повинні навчитися слухати та поважати іншу думку, збагачувати власний досвід і навички самостійної роботи, проєктної діяльності, виконання та моделювання творчих робіт [2]. Інтерактивне навчання сприяє досить високому збільшенню кількості засвоєння матеріалу тому, це впливає не тільки на свідомість студента, але і на його почуття та волю. Проблемна освіта, яка пов'язана з умовами сучасного життя буде набагато успішніше, якщо студенти самостійно зможуть формулювати завдання і, враховуючи з власний життєвий досвід, виконуватимуть їх.

При використанні активних технологій навчання можна досягти найбільших результатів ніж при традиційному способі подання учбового матеріалу, де студенти є пасивними отримувачами певного обсягу знань, які вони часто вважають не своїми, не розуміють їх значення і забувають більшу частину після отримання оцінки. До занять із застосуванням інтерактивних

методів потрібно значно більше готуватись, ніж до традиційних форм навчання як з боку студентів, так і з боку викладачів. Деякі інтерактивні методи займають досить багато часу, що досить важко організувати в короткотривалих формах нашого навчального процесу. Для кращої адаптації майбутніх фахівців до трудової діяльності, особливо важливо колективне, групове індивідуальне навчання, коли всі члени колективу – рівноправні суб'єкти освіти. Проведення інтерактивних занять включає розподілення ролей учасників ділових ігор, де враховується їх взаємодія у процесі імітації колективної трудової діяльності [2].

Висновки. В зв'язку зі зростанням вимог сучасного життя та складності завдань, які поставлені суспільством, постає потреба розвитку творчої людини, що швидко і ефективно може розв'язувати виробничі, технічні проблеми. Для формування творчої діяльності і проведення ефективних сучасних занять треба перед студентами ставити виробничі, технічні проблеми, які вирішуються в обговореннях і дискусіях, груповій роботі. Використання заняття з постановкою проблеми вчить майбутнього фахівця обґрунтовувати свою думку, приймати рішення, працювати з довідковою літературою, що дає можливість спростити адаптацію молодого спеціаліста на початку своєї професійної діяльності. Тому сьогодні всі зусилля викладачів мають бути спрямовані на розроблення нових завдань, які допоможуть підготувати випускників нової формації, що будуть мати гарну кваліфікаційну підготовку, здатність самостійно розв'язувати виробничі завдання і самостійно приймати рішення.

Список використаних джерел:

1. Мартиненко М.А., Мартиненко В.П., Ткачук А.М. Роль фундаментальних наук в сучасній інженерній освіті України. Збірник науково-методичних робіт. Вип. 7. Донецьк: , 2011. с. 218-222.
2. Козяр М.М. Інноваційні педагогічні технології в процесі графічної підготовки майбутніх фахівців технічної галузі: монографія. Рівне: НУВГП, 2012. 320 с.
3. Використання інтерактивних методів навчання / О.М. Ковальова, Н.А. Сафаргаліна-Корнілова, Н.М. Герасимчук, О.А. Кочубей. URL: <http://www.refs.in.ua/mkochubejo>.
4. Лутаєв В.В. Інтерактивні методи навчання та їх використання в умовах ВНЗ України//В.В.Лутаєв, Рівне: 2008. – 703с.

ЕНЕРГЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВИРОБНИЦТВА ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗУ

Криворот А.І., к.т.н., доц.

Національний університет «Полтавська політехніка

імені Юрія Кондратюка», м. Полтава

E-mail: anatoliikryvorot@gmail.com

Генераторний газ, а саме його використання як палива для транспортних засобів у стисненому стані описано у роботі [1], а що ж таке EROI? ENERGY RETURN ON (ENERGY) INVESTED (Повернення енергії від вкладеної (енергії)).

Відомо, що перше офіційне використання терміну EROI було застосовано у Клівленді [2], концепція використовувалася явно і називалася «Чиста енергія» в кандидатській дисертації Холла [3]. Були й інші дослідження, наприклад Герендіна [4], його робота зосереджена на концепції «Енергетична вартість енергії».

EROI за [5] це співвідношення, скільки енергії отримали від процесу виробництва енергії, в порівнянні з кількістю скільки цієї енергії (або його еквівалента з інших джерел) потрібно витягти, виростити, і т.д.

Зазвичай це застосовується, наприклад, для визначення енергії для виявлення і видобутку нафти або вирощування і збору врожаю, а також для процесу перегонки в біопаливо. EROI і його похідні варіанти іноді називають оцінкою надлишку енергії, енергетичним балансом або чистим енергетичним аналізом.

Пропонується порахувати EROI для виробництва генераторного газу. Це потрібно для того, бо є необхідність думати про повернення енергії від фінансових вкладень. У всякому разі, EROI використовувати необхідно для того, щоб визначити чи все ми робимо вірно.

Для простоти використовуємо схему (рис. 1).

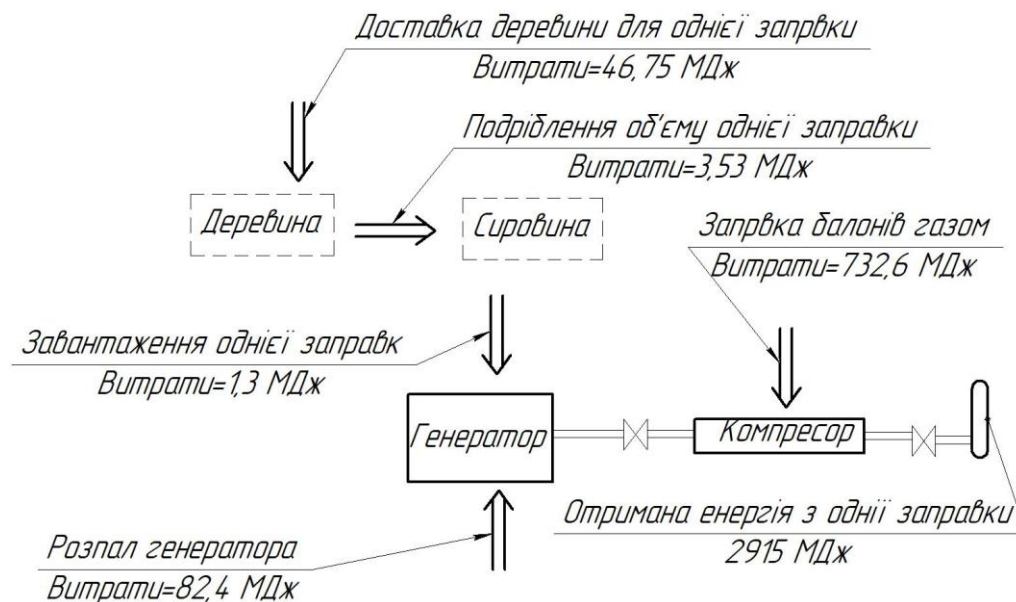


Рис. 1. Схема визначення витрат енергії

EROI розраховується за таким простим рівнянням, хоча багато аспектів скривається в подробицях:

$$EROI = \frac{\text{Отримана енергія}}{\text{Витрати на отримання цієї енергії}}. \quad (1)$$

Щоб визначити EROI потрібно врахувати всі види енергії і обов'язково перевести її в МДж.

$$EROI = \frac{2915}{866,58} = 3,364. \quad (2)$$

Використовуючи прості математичні розрахунки визначено, що виробництво даного виду енергії вигідне. Підставивши ринкові ціни на всі види витраченої енергії, а також провівши деякі розрахунки – встановлено, що вартість виробництва 1000 м³ генераторного газу для України складає менше 100 \$ США. Як бачимо із наведеного вище, виробництво даного виду енергії за коефіцієнтом EROI – вигідне.

Список використаних джерел:

1. Криворот А.І. Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності транспортних засобів, що працюють на газогенераторному : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.02 – автомобілі та трактори / А.І. Криворот. – Київ, 2020. – 20 с.
2. Cleveland, C.J., R. Costanza, C.A.S. Hall & R. Kaufmann. 1984. Energy and the U.S. economy: a biophysical perspective. Science 225: 890–897.
3. Hall, C.A.S., C.J. Cleveland & R. Kaufmann. 1986. Energy and Resource Quality: The Ecology of the Economic Process. Wiley. New York.

4. Herendeen, R. 1988. Net energy considerations. In Economic Analysis of Solar Thermal Energy Systems. R. West & F. Kreith, Eds.: 255–273. MIT Press. Cambridge, MA.
5. David J. Murphy and Charles A. S. “Half Year in review—EROI or energy return on (energy) invested” Ann. N.Y. Acad. Sci. ISSN 0077-8923 ANNALS OF THE NEW YORK ACADEMY OF SCIENCES Issue: Ecological Economics Reviews

УДК:621.87

ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ ОПТИМАЛЬНОГО РЕГУЛЯТОРА РУХУ СИСТЕМИ «КРАН- ВАНТАЖ»

Ромасевич Ю.О., д.т.н, проф.

Ловейкін В.С., д.т.н., проф.

Макарець В.В., аспір.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: walera10100@gmail.com

Основною метою експерименту є визначення якості роботи синтезованого регулятора оптимального руху. Експеримент складається з двох блоків по 16 експериментів. Умови їх приведення занесені у табл. 1

Таблиця 1 – Умови проведення експериментів

№ експери- менту	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Параметр																
Довжина підвісу вантажу, м	2	2	2	2	1,1	1,1	1,1	1,1	2	2	2	2	1,1	1,1	1,1	1,1
Маса вантажу, кг	13	13	30	30	13	13	30	30	13	13	30	30	13	13	30	30

Для першого блоку використані наступні значення коефіцієнтів регулятора: $K_1 = -9,8729$; $K_2 = 2,4705$; $K_3 = 199,6253$; $K_4 = -103,6486$.

Збір експериментальних даних проводиться за допомогою низки датчиків. Їхні технічні характеристики приведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Характеристики датчиків

Вимірювальний праметр	Марка	Фірма- виробник	Абсолютна похибка вимірювання	Межі вимірювання	Чутливість
Лінійне переміщення	ENC	Autonics	1мм	-	1 імп/мм
Кутове переміщення	MOL40	Megatron	0,10 градус	-	3600 імп/об
Прискорення	MMA7260Q	Freescall Semicondctor	0,03м/с ²	0...60 м/с ²	0,078В·м/с ²

УДК 621.865.8

АНАЛІЗ ПРОСТОРОВОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ РОБОЧОГО ОРГАНУ ПРОМИСЛОВОГО РОБОТА

Ловейкін В.С., д.т.н., проф.

Ромасевич Ю.О., д.т.н., проф.

Сподоба О.О., к.т.н.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: sp1309@ukr.net

Область застосування промислових роботів безперервно розширюється, їх функції ускладнюються, конструктивні виконання маніпуляційних систем та елементів приводу відрізняються значним різновидом, при цьому використовуються різні системи координат в яких працює маніпуляційна система. Технічний та технологічний рівень промислових роботів залежить від властивостей його кінематичної схеми, яка дає можливість забезпечити бездоганну роботу промислового робота в заданій зоні обслуговування.

Основним питанням при дослідженні планування траєкторії переміщення ланок промислового робота є потреба помістити робочий орган в певне положення з заданою орієнтацією та в певний час.

Положення і орієнтація робочого органу промислового робота можуть бути описані через положення і орієнтацію системи координат кожної ланки, яка в свою чергу зв'язана з робочим органом по відношенню до інерціальної, базової системи координат. З точки зору задачі кінематики маніпуляційну

систему промислового робота можна розглянути, як незамкнений багатоланковий кінематичний ланцюг, ланки якого послідовно з'єднані між собою обертальними або зворотно-поступальними зв'язками. Один кінець цього ланцюга закріплений на нерухомому опорно-поворотному механізмі, та зв'язаний з базовою системою координат, а на іншому кінці розміщений робочий орган.

Для отримання відношень положення ланок маніпуляційної системи промислового робота в тривимірному просторі, які зв'язують декартові координати будь-якої точки промислового робота в системі координат нерухомої основи з її узагальненими координатами, зручно зв'язувати з кожною ланкою маніпулятора в ортогональній системі координат.

Сукупність положення і орієнтації робочого органу можна описати за допомогою матричного подання для опису просторової геометрії маніпулятора. Суть цього методу полягає у формуванні однорідної матриці перетворення розмірністю 4×4 , яка описує положення системи координат кожної ланки відносно системи координат попередньої ланки. Це дає можливість послідовно перетворювати координати робочого органу промислового робота із системи відліку зв'язаної з останньою ланкою маніпуляційної системи, в базову систему відліку, яка є інерціальною системою координат.

$$A = \begin{bmatrix} R_{3 \times 3} & L_{3 \times 1} \\ P_{1 \times 3} & M \end{bmatrix}, \quad (1)$$

де $R_{3 \times 3}$ – матриця повороту Ейлерових кутів 3×3 ;

$L_{3 \times 1}$ – матриця положення початку координат повернутої системи відліку відносно абсолютної;

$P_{1 \times 3}$ – матриця перетворення перспективи;

M – масштабний коефіцієнт.

Кожна матриця описує положення кожної ланки маніпуляційної системи промислового робота відносно абсолютної системи координат. У Ланки маніпулятора можуть здійснювати обертовий та зворотно-поступальний рухи відносно абсолютної системи відліку, для кожної ланки визначається система координат, яка зв'язує ланки між собою, осі якої паралельні осям зчленування ланок. Переміщення та поворот кожної ланки стрілової системи промислового робота в декартовій системі координат описуються наступними матрицями:

$$T_n = A_1^0 A_2^1 \dots A_n^{n-1} = \begin{bmatrix} n_x & o_x & a_x & p_x \\ n_y & o_y & a_y & p_y \\ n_z & o_z & a_z & p_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (2)$$

де – $\vec{n}, \vec{o}, \vec{a}, \vec{p}$ проекції одиничних векторів на осі інерціальної системи координат.

УДК 631.37

РОЗПОДІЛ НОРМАЛЬНОГО ТИСКУ В КОНТАКТІ ШИНИ ТРАКТОРА КЛАСУ 1,4 кН ЗІ СНІГОВОЮ ОСНОВОЮ

Шуляк М.Л., д.т.н., проф.

Колеснік Ю.І., аспір.

Петров Р.М., аспір.

Державний біотехнологічний університет, м. Харків

Козлов Ю.Ю., інженер I категорії

Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, м. Харків

E-mail: julianakolesnik26@gmail.com

Утворення колії на сніжному фоні являє собою складний процес деформації снігу і шини. Величина деформації снігу залежить від питомої тиску рушія. У свою чергу величина питомих тисків в значній мірі впливає на прохідність колісної машини. Тому представляє певний інтерес характер і величина розподілу питомих тисків по опорній поверхні.

Згідно з відомими літературними джерелами, існуючі теорії розподілу питомих тисків в контакті відносяться до взаємодії колеса і гусениці з ґрунтом, а також гусеничних стрічок зі снігом, що не відображає повної картини фізичної сутності взаємодії класного рушія зі снігом.

У розробці цих теорій є ряд припущень, які обмежують область застосування отриманих теоретичних залежності в конкретних умовах, що не дозволяє простежити вплив конструктивних параметрів рушія трактора на величину і характер розподілу тисків в місці контакту рушія (колеса) зі сніговою основою. Взаємодія пневматичної шини з деформованою сніжною основою мало вивчено і потребує подальшого дослідження.

Як об'єкт дослідження було взято трактор МТЗ-82 з серійними і арочними шинами. Для виміру питомого тиску були виготовлені і встановлені в ґрунтозачепах датчики тиску по ширині шини. На шинах 8-20 і 1000-400 мм встановлено відповідно 2 і 3 датчика, а на шинах 12-38 і 1500-600 мм по 5 датчиків. Самі датчики встановлені в спеціальні поглиблення, виконані в ґрунтозачепах.

Дроти, що йдуть від датчиків, кріпилися на зовнішній поверхні колеса і приєднувалися до спеціально виготовленому струмознімачу, далі через сполучну коробку за допомогою багатожильного кабелю з'єднувалися з тензопідсилювальною апаратурою, яка розміщена в пересувній тензометричній лабораторії. Перед установкою в ґрунтозачепах датчики були протаровані на спеціальному стенді, визначений масштаб і похибка вимірювання датчика, яка склала 2.0-3.5%.

Крім того, вимірювалися зусилля на гаку, пройдений шлях, час досліду і положення колеса. Положення колеса фіксувалося в той момент, коли один з датчиків перебував у вертикальній осі симетрії. Кут контакту шин із сніговою основою визначався за рівнянням:

$$\gamma = \frac{l'}{L'} 360^\circ \quad (1)$$

де l' - довжина осцилограми, відповідна показанням датчика від початку до кінця його зіткнення зі снігом, мм; L' - довжина осцилограми, що відповідає одному обороту колеса, мм (швидкість руху трактора під час дослідів вважається рівномірною).

Абсолютна величина середнього нормального тиску, виробленого шиною на сніг в місці розташування датчика, визначалася за формулою

$$P_{ya} = \frac{K_{cp}^{cm} \cdot x}{S} \quad (2)$$

де P_{ya} - абсолютна величина нормальної складової тиску за досвід, кгс/см²; K_{cp}^{cm} - масштабний коефіцієнт, кгс/мм; x - ордината на епюрі, мм; S - площа поршня датчика, см².

Ступінь достовірності отриманих результатів оцінювався величиною імовірної відносної похибки, яка при багаторазовому числі вимірювань визначалася через середню квадратичну похибку з урахуванням похибки тарування. За найбільш ймовірне значення, величини яка визначалася, приймалося середнє арифметичне з усіх окремих вимірювань.

Ймовірна відносна похибка при визначенні питомих тисків в наших дослідах становила в середньому 10-12%. Умови, при яких проводилися

випробування, такі: висота снігового покриву 35-40 см, середня щільність снігу - 320-380 кг/м³, температура повітря -0,7°С. Жорсткість покриття, а також стан самого снігового фону (товщина і щільність снігу), температура повітря і снігу роблять основний вплив на величину і характер розподілу питомого тиску при невеликому внутрішньому тиску.

При більш високому $P_{\text{вн}}$ в шині на величину і характер питомих тисків в контакт шини і снігу велику роль відіграють висота снігового покриву і щільність. Так, при висоті снігового покриву 35 см і щільності снігу 300-320 кг/м³ максимальні питомі тиску для шини 12-38 при внутрішньому тиску повітря 1,4 кгс/см² склали 2,2 кгс/см², а при щільності снігу 450-475 кг/м³ 3,0 кгс/см², тобто максимальні питомі тиску зросли в 1,36 рази. Як показують експериментальні дослідження, на величину питомих тисків впливає навантаження на гаку. З теорії трактора відомо, що при додатку навантаження на гаку відбувається перерозподіл навантаження між осями. Довантаження на задню провідну вісь трактора математично можна представити у вигляді відомого рівняння:

$$\Delta Z = \frac{h_{\text{кр}}}{L} P_{\text{кр}} \quad (3)$$

ΔZ - довантаження задньої провідної осі, кгс; $h_{\text{кр}}$ - висота точки причепа; L - база трактора, см; $P_{\text{кр}}$ - посилення на гаку, кгс. З цього випливає, що при збільшенні навантаження на гаку величина нормального тиску в контакт колеса зі сніговою основою повинна збільшуватися. Як показують результати експериментальних досліджень, при збільшенні навантаження на гаку від 200 кгс до 920 кгс на сніжній цілині з глибиною снігу 30-35 см, щільність 320-340 кг/см³ $T_{\text{в}} = 0^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{сн}} = -0,5^{\circ}\text{C}$ спостерігається падіння питомих тисків при підвищенні навантаження до 400-500 кгс, далі виконується умова рівняння 3, тобто питомі тиску в контакт збільшуються. Таке явище, на наш погляд, можна пояснити тим, що при збільшенні навантаження на гаку збільшується буксування задніх ведучих коліс, що супроводжується збільшенням глибини колії і площі контакту шини зі снігом. Причому, збільшення площі контакту йде швидше, ніж довантаження коліс при збільшенні $P_{\text{кр}}$. Проведені дослідження показують, що на сніговій цілині при навантаженні на гаку вище якийсь $P_{\text{пред}}$ спостерігається збільшення питомого тиску. Це відбувається, мабуть із-за того, що збільшуються руйнівні деформації, зростає інтенсивність видавлювання і викидання снігу з колії колесами, а ґрунтозачеми починають стосуватися мерзлого ґрунту.

Список використаних джерел:

1. Лебедєв А. Т. Опір перекочування колеса, що працює з буксуванням / А. Т. Лебедєв, Є. І. Калінін, М. Л. Шуляк // Збірник наукових статей Луцько-го НТУ. Сер.: Сільськогосподарські машини. – 2015. – Вип. 32. – С. 109–115.
2. Ovsyannikov, S., Kalinin, E., Kolesnik, I. Oscillation process of multi-support machines when driving over irregularities. Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport, 2018, 307-317, doi: 10.1007/978-3-030-19756-8_28.
3. Лебедєв А. Т. Оцінка можливості підвищення тягово-енергетичних властивостей машинно-тракторного агрегату при виконанні орних робіт на агрофоні підвищеної вологості шляхом встановлення здвоєних шин / А. Т. Лебедєв, Є. І. Калінін // Вісник Харків. нац. техн. ун-ту сіл. госп-ва імені Петра Василенка. Серія: Тракторна енергетика в рослинництві. – 2009. – Вип. 89. – С. 37–45.
4. Лебедєв А.Т. Динамічна модель ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів з пасивними робочими органами у складі енергетичного засобу зі здвоєними шинами / Лебедєв А.Т., Калінін Є.І. // Системи обробки інформації. – Х.: ХУПС. – 2010. – Вип. 2(83). – С. 109 – 115.

УДК 621.873

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ МЕХАНІЗМА ПОВОРОТУ БАШТОВОГО КРАНА

Кадикало І.О., асист.

Національний університет біоресурсів і

природокористування України, м. Київ

E-mail: kadykaloivan@nubip.edu.ua

З проведеної серії експериментальних досліджень динаміки механізму повороту стрілового крана при різних режимах керування: при ручному (на природній механічній характеристиці двигуна) та оптимальному режимах керування механізмом повороту баштового крана. Зібрані та оброблені масиви даних, на основі яких проведено аналіз отриманих результатів. Аналіз показав, що оптимальне керування рухом механізму повороту в

порівнянні з ручним дає змогу зменшити пікові значення кутової швидкості поворотної частини стрілового крана під час роботи механізму повороту на 20%. Для різної довжини і маси вантажу відхилення пікових значень характеристик змінюється незначно, в залежності від того, яке навантаження було на кран при ручному керуванні. Максимальне відхилення гнучкого підвісу (канату) з вантажем під час перехідних процесів пуску та гальмування оптимальне керування дає можливість зменшити в половину (на 50%) в порівнянні з ручним керуванням.

Проведено співставлення результатів досліджень, розрахованих теоретичним шляхом за допомогою розроблених моделей, з експериментами, отриманими на фізичній моделі стрілової системи, відхилення яких знаходиться в межах точності розрахунків і не перевищують 14%. Знайдені оптимальні режими повороту стрілового крана рекомендується реалізовувати за допомогою розробленої мехатронної системи керування приводним електродвигуном.

Для реалізації оптимального керування запропоновано функціональну схему системи керування краном на базі мікроконтролера, яка дає змогу розраховувати масиви частоти напруги живлення електродвигунів, з використанням даних отриманих з датчиків, котрі необхідні для підстановки у синтезований закон, що описує швидкість приводу під час переміщення крана за оптимальним режимом.

УДК 612.76

ОГЛЯД РОБОЧОГО МІСЦЯ ОПЕРАТОРА ТРАКТОРА

Колеснік Ю.І., аспір.

Петров Р.М., аспір.

Державний біотехнологічний університет, м. Харків

Козлов Ю.Ю. інженер I категорії

Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, м. Харків

E-mail: julianakolesnik26@gmail.com

Специфіка роботи сільськогосподарських машин пред'являє підвищені вимоги до організації робочого місця механізатора.

Забезпечення ефективності діяльності людини при управлінні сільськогосподарською технікою може бути досягнуто за рахунок проведення робіт з обліку «людських чинників» на стадії конструкторської розробки і дослідної доводки машини.

В цьому випадку, поряд з діагностикою стану водіїв в динаміці трудового процесу, необхідний ретельний ергономічний аналіз конструктивного виконання робочого місця.

Основними напрямками ергономічного аналізу конструктивного виконання робочого місця механізатора є:

1. Заміри і розрахунки параметрів «середовища існування».
2. Аналіз конструктивних рішень і розмірів, характеризуючи пристрій робочого місця.
3. Порівняння отриманих результатів з нормативними і дослідними даними.

Ергономічний аналіз робочого місця водіїв шасі проведено на базі методичних вказівок.

Основою цієї роботи є розроблена ергономічна схема посадки водія і оптимального користування робочого простору в кабіні шасі.

Робоче місце водія шасі знаходиться в кабіні виконаної з урахуванням сучасних вимог технічної естетики.

Кабіна має оригінальну форму з великою площею скління.

Робоче місце має правостороннє розташування і складається з декількох функціональних зон: має системи важелів і педалей, рульової колонки, приладового щитка і сидіння.

Загальний рівень шуму 92-100 дБ; середня температура в кабіні в перехідний період складає – 12 °С - 18 °С при зовнішній температурі 1 °С - 3 °С і вологості повітря 30 – 50%, в холодний період 10°С - 12 °С при зовнішній температурі 10 °С – 14 °С.

Вібрація на приборній панелі 70-82 дБ, на рульовій колонці 80-82 дБ.

Кабіни тракторів повинні забезпечити механізатору вільний огляд робочих органів навісних і причіпних сільськогосподарських машин.

Органи управління повинні забезпечувати прямолінійність руху тракторів з причіпними агрегатами, повороти, зупинення, початок руху, належне утримання на схилі, запуск двигуна з кабіни тощо.

РОЗВИТОК ІННОВАЦІЙНОЇ ДІЯЛЬНОСТІ В АГРОПРОМИСЛОВОМУ КОМПЛЕКСІ УКРАЇНИ

Дев'ятко О.С., к.т.н.

Денисенко М.І., к.т.н.

ВСП «Немішаївський фаховий коледж НУБіП України», смт. Немішаєве

Дробаха С.П., студ.

Загоруї В.М., студ.

Національний університет біоресурсів і

природокористування України, м. Київ

E-mail: helene06@ukr.net

На сучасному етапі, розвиток економіки нашої держави спрямований на створення новітніх технологій і впровадження їх у господарську діяльність. У зв'язку зі складністю та специфікою агропромислового виробництва необхідно поєднувати різні типи інновацій та зміцнювати роль держави в їх стимулюванні. В узагальненому вигляді визначення інноваційної діяльності являє собою процес створення, освоєння і розповсюдження нових і модернізованих видів продукції, послуг, техніки і технологій, сировини і матеріалів, методів управління і організації виробництва.

Розвиток інноваційної діяльності у сільському господарстві починається з моменту розробки інноваційних пропозицій. Інновації в АПК зв'язані з підвищеним ступенем невизначеності отримання підвищеного результату, і найбільшим ризиком вкладених коштів.

Кожна галузь національної економіки, в тому числі АПК, характеризується власною специфікою, що визначає не тільки напрямки, але й темпи його розвитку, і впливу на організацію інноваційної діяльності. В процесі роботи для дослідження особливостей інноваційної діяльності в АПК на сучасному етапі використовувалися дані Міністерства аграрної політики і продовольства України, Міністерства статистики України, наукові роботи як вітчизняних, так і закордонних вчених.

Інноваційна політика держави формується на засадах реалізації стратегії розвитку агропромислового комплексу, аналізу поточного стану інноваційної діяльності, прогнозів розвитку науково-виробничого

потенціалу, розвитку інноваційної інфраструктури, державної підтримки інноваційної діяльності.

Підвищення ефективності інноваційної діяльності в сільському господарстві, є одна із головних умов розвитку аграрного виробництва у ринковій економіці, основним елементом котрої являється інновація, що вважається нововведенням, яка забезпечує функціонування нових процесів або розробку продукції на вимогу ринку.

Ціль інновації полягає у створенні новизни, котра повинна перевершити конкурентів, і буде визнана унікальною. Таким чином, інноваційна стратегія агропромислового комплексу, невід’ємно зв’язана з розробкою і засвоєнням інновацій, котрі дають змогу перейти до нової структури виробництва, і забезпечити конкурентоздатність виробленої сільськогосподарської продукції на ринках збуту.

Дослідження інноваційної діяльності, що склалася в агропромисловому комплексі, свідчить про те, що її розвиток неможливий без фінансової підтримки, і поетапного відновлення сільськогосподарського виробництва. Основними факторами, які впливають на розвиток інноваційної діяльності в АПК, є дві групи:

а) позитивні фактори – спрямовані на розвиток інноваційної діяльності:

різноманітність форм господарювання; збережений науково-освітній та виробничий потенціал; відхід від адміністративного управління економікою; ринок збуту сільськогосподарської продукції; використання наноматеріалів і нанотехнологій; зростання внутрішнього попиту на продовольство.

б) негативні фактори – стримуючі інноваційний розвиток:

складність і особливості сільськогосподарського виробництва; ризики інноваційної діяльності в агропромисловому комплексі; послаблення наукового потенціалу аграрної науки; важкий фінансовий стан аграрних підприємств; складність системи кредитування інноваційно-інвестиційних проектів; скорочення державного фінансування науково-дослідницьких програм; посилення монополізації переробної промисловості в АПК; зростання частки імпорту у продовольчому фонді.

Складність інновацій в агропромисловому комплексі визначається особливістю підходів і методів управління інноваційною діяльністю, поєднанням різних типів інновацій, посиленням ролі держави у стимулюванні інновацій, що обумовлено особливостями сільськогосподарського виробництва, що має високі ризики інноваційних процесів.

Ефективність інновацій характеризується системою показників, які відображають кінцеві результати реалізації, а також впливу на економіку, організацію і управління виробництвом: нові форми і методи, що дозволяють суттєво зменшити витрати енергетичних, матеріальних і трудових ресурсів, підвищити продуктивність, об'єми випущеної продукції, прибуток і рентабельність виробництва.

Критеріями експертної оцінки ефективності інновацій є науково-технічні, економічні, екологічні і соціальні показники. Основними характеристиками напрямків розвитку інноваційної діяльності у агропромисловому комплексі України [1] являються:

1. різноманітна кількість сільськогосподарської продукції та продукції її кінцевої переробки, велика різниця у технологіях їх виробництва;
2. залежність технологій і технологічних процесів, що використовуються в агропромисловому комплексі від зовнішнього середовища та природних умов;
3. значна диференціація різних регіонів України за агротехнічними умовами виробництва сільськогосподарської продукції, (Степ, Лісостеп, Полісся);
4. велика різниця у термінах виробництва окремих видів сільськогосподарської продукції;
5. розпорошеність сільськогосподарського виробництва на значній території України (природно-кліматичні зони і орієнтовані норми розподілу площі ріллі для їх вирощування);
6. не має тісного зв'язку сільськогосподарських виробників та науково-виробничих установ, що займаються виробництвом науково-технічної продукції;
7. відсутність організаційно-економічного механізму передавання наукових досягнень сільськогосподарським товаровиробникам.

У відповідності з міжнародними стандартами (положення «Керівництва Фраскаті») інновація визначається як кінцевий результат інноваційної діяльності, та отримавши втілення у вигляді нового або вдосконаленого продукту, впровадженого на ринку, нового або вдосконаленого технологічного процесу, що використовується у практичній діяльності.

Деякими дослідниками визначення «інновація» трактується по-різному. Найбільш детально, на нашу думку, розкрив та дослідив сутність

категорії «інновація», К.І.Грасмік, сформулювавши її наступні характерні риси [2]:

- інновація не є деяким виключним і рідким економічним явищем, виникнення ідей та їх реалізація на практиці завжди була у всіх епохах, у всіх сферах діяльності людини, незалежно від просторового розташування економічної системи та її інтеграції у світовий економічний простір;
- інновація є складний для управління об'єкт;
- основу будь-якої інновації складають знання, які відрізняються новизною, генеруються у середині системи або взяті зовні та адаптовані за потребою системи;
- інновації характеризуються високим рівнем ризиків у зв'язку з незворотністю витрат на НДВКР та комерціалізацію наукових розробок, невизначеністю кінцевого результату впроваджених нововведень;
- кінцевий результат інновацій проявляється або крізь створення продукту з новими споживчими властивостями, або крізь вдосконалення існуючих продуктів, або крізь зниження витрат виробництва або обороту;
- створення нового продукту потребує зміни технологічного процесу;
- вихід на нові ринки зв'язаний з трансформацією організаційної структури і глобалізації економічних зв'язків;
- інновація повинна розглядатися не як однократний, а як динамічний процес практичного використання нових знань;
- інновація орієнтована на отримання деякого ефекту (соціального, економічного, екологічного і т. ін.).

Висновок. Організація інноваційної діяльності у агропромисловому комплексі неможлива без участі держави як об'єктивно необхідного координатора і регулятора інноваційних процесів. Агропромисловий комплекс України характеризується власною специфікою, що визначає не тільки напрямки і темпи його розвитку, але й який впливає на організацію інноваційної діяльності.

Список використаних джерел:

1. Саранчук Г.М. Інноваційний розвиток сільського господарства як основа підвищення його конкурентоспроможності // Інноваційна економіка. – 2010. - №1. – С.26-32.

2. Грасмик К.И. Инновации: Сущность, виды, особенности управления /К.И.Грасмик // Качество. Инновации. Образование.-2008.-№7 (33). – С.27-34.

УДК:633.63:632.7

РЕЖИМИ ВОЛОГОСТІ ЗОНИ АЕРАЦІЇ ҐРУНТІВ В ПЕРІОД ЗБИРАННЯ ВРОЖАЮ

Лебедєв А.Т., д.т.н., проф.

Петров Р.М., аспір.

Колєсник Ю.І., аспір.

Державний біотехнологічний університет, м. Харків

Козлов Ю.Ю., інженер I категорії

Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, м. Харків

E-mail: petrovhntusq@gmail.com

Специфічні ґрунтові умови в період збирання врожаю в Україні є наслідком зональних особливостей. Вирішальним в їх утворенні є режим вологості ґрунтів і в першу чергу в зоні аерації.

Під режимом вологості ґрунтів в зоні аерації, як відомо, розуміється закономірний процес зміни вмісту води в порах ґрунту, що відбувається внаслідок вологообміну між атмосферою, біосферою і літосферою і переміщення вологи в залежності від гідравлічних водно-фізичних властивостей середовища. Це визначення охоплює два роду основних природних факторів. Перші відображають умови харчування зони аерації вологою, а другі вказують на взаємини води з ґрунтом.

Умови харчування ґрунтів вологою в Україні дуже своєрідні. Вони визначаються нестійким гідрометеорологічним режимом, властивим клімату території. Хоча річні суми опадів для пунктів, розташованих в Україні, не так вже й великі і в залежності від зонального розташування цих пунктів знаходяться в межах від 400 до 1000 мм, проте крайня нерівномірність їх випадання створює несприятливі умови в гідрорежимі території. У теплий період року випадає 80-90 відсотків річної норми опадів і значна частка їх відноситься до періоду інтенсивної циклонічної діяльності в період липня-вересня. Нерівномірний розподіл опадів на рік призводить до нерівномірної

динаміці вологості ґрунтів в зоні аерації, тому режим вологості ґрунтів цієї зони тут дуже складний і характеризується значними змінами вологозапасів в часі.

Умови харчування зони аерації ґрунтів в Україні відрізняються вкрай нерівномірним зволоженням в часі і просторі.

Схема класифікації форм ґрунтової вологи має більш теоретичне і практичне значення, так як розкриває характер взаємодії ґрунтової вологи з твердою фазою. Можна розрізняти в ґрунті наступні категорії води:

1. Вода в формі пара.
2. Гігроскопічна вода.
3. Плівкова вода.
4. Гравітаційна вода:
 - Капілярна вода,
 - Підвішена вода,
 - Гравітаційна вода, що знаходиться в стані падіння.
5. Вода в твердому стані.
6. Кристалізаційна вода.
7. Хімічно зв'язана вода.

Вплив природних якостей ґрунтів на режим їх вологості для зони України має свої яскраво виражені специфічні особливості.

Аналіз вологості метрового шару ґрунтів показав, що для пунктів України, розташованих в різних по висоті і по ситуації місцях, вона різна. На схилах, як слід було очікувати, вона виявилася нижче, ніж в долині. В долині, свердловини, розташовані на лузі, на ріллі також дали різні показники.

Такий характер зволоження поряд з іншими ґрунтоутворювальними процесами привів до утворення різних видів ґрунтів.

Після рясних і частих дощів вологість ґрунтів збільшується. Зате в моменти розрідженого графіка опадів вологість залишалася майже на одному рівні. В цей час витрата вологи на випаровування, стік, транспірацію, тощо, поповнювалась опадами. У жовтні знову спостерігається збільшення вологозапасів, що пов'язано з випаданням великої кількості опадів і ослабленням процесів випаровування. Слід також відзначити одну особливість у розподілі вологості по вертикальному ґрунтовому профілю. Якщо розглянути середні запаси вологи в метровому шарі, то можна виявити (ігноруючи, звичайно, деякі їх відмінності в водно-фізичних властивостях), що на початку періоду, приблизно до середини серпня, вологовміст

верхнього півметрової шару був нижче, ніж відповідно вологовміст нижнього шару такої ж потужності.

Надходження та витрачання води в зоні аерації, поряд з іншими факторами, залежить від загального ходу опадів. Прихід води залежить перш за все від кількості опадів і їх інтенсивності, а витрата, відповідно, від сумарного випаровування, а також від частоти випадання опадів. Зміни загальної кількості води в зоні аерації, очевидно, і призводять до утворення всередині ґрунтів верховодки. Для того, щоб до кінця простежити цей процес на майданчику в товщі ґрунту, була досліджена динаміка їх природної вологості. Результати проведених досліджень показані на рисунку 1.

З графіків на рис. 1 видно, що вологість ґрунтів на досліджуваних майданчиках була настільки високою, що в окремій товщі утворилися зони, звані умовно зонами повного насичення, або верховодки. Це вологість, що лежить в межах 93-97% повної вологоємності.

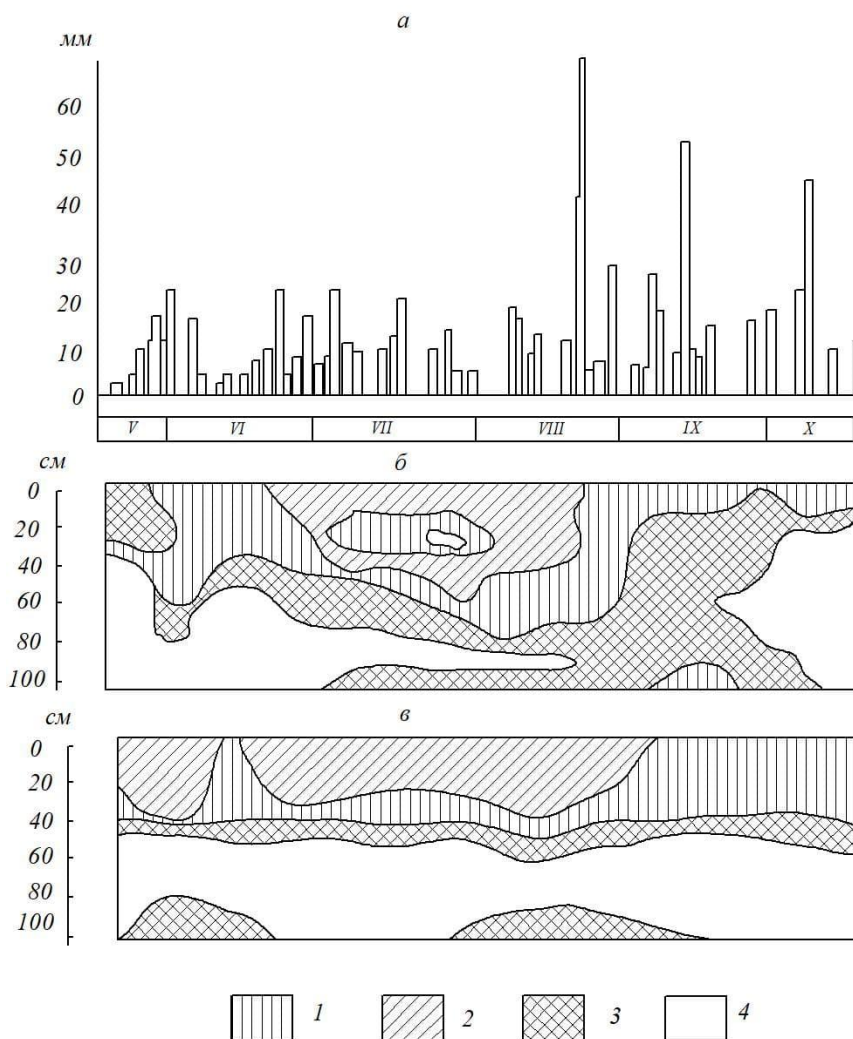


Рис. 1. Динаміка вологості ґрунтів і хід опадів

Відмічено, що рівень води в свердловині, залишеної від попереднього буріння, обгородженої навколо глиняним валиком і прикритою зверху, щоб уникнути затоплення поверхневою водою, встановлюється на абсолютно певній глибині.

Виявляється, цьому рівню відповідає вологість, яка перебуває в основному між 34-37% від сухої ваги, що в перерахунку на повну вологоємність в середньому становить приблизно 95% від неї.

Ця обставина перевірена на декількох типах ґрунтів і дала майже ідентичний результат. Вологість ґрунтів при якій вода виливається в свердловини і шурфи, перебувала в межах 95% від їх повної вологоємності.

Аналіз результатів останніх досліджень показує, що для верхніх шарів величина водовіддачі в межах 4,7-2,8%, то для нижніх шарів вона становить всього лише 1-2 відсотки від величини повної вологоємності.

Літологічний склад ґрунтів, що складають зону аерації України, представлений головним чином четвертинними і третинними відкладенням, з яких переважне поширення набули пілуваті суглинки.

Вони є маловодопроникними і, будучи в водонасиченому стані, дуже слабо віддають вологу. При цьому водовіддача пілуватих суглинків природного залягання становить всього лише - 5-10% від величини їх повної вологоємності.

Такі властивості призводять до того, що пілуваті суглинки зони аерації значно легше швидше водонасичуються, ніж потім звільняються від вологи.

Ця схильність до зволоження ґрунтів є однією з основних причин заболочування.

Список використаних джерел:

1. Алкентьева Л.И. Почвозащитная обработка и использование влаги на черноземах / Л.И. Алкентьева, М.С. Чижова // Земледелие. – 1989. – № 12. – С. 36–37.
2. Агрохімія: Лабораторний практикум : навч. посібник / Під редакцією А.П. Лісовала. – К. : Вища школа, 1994. – С. 108–116.
3. Аринушкина Е.В. Руководство по химическому анализу почв / Е.В. Аринушкина. – М. : Изд-во МГУ, 1970. – 482 с.

ОБҐРУНТУВАННЯ КОРПУСНОЇ КОНСТРУКЦІЇ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО АГРЕГАТУ

Завада М.І., студ.

Каратник І.Р., к.т.н., доц.

Національний лісотехнічний університет України, м. Львів

E-mail: ihor.karatnyk@nltu.edu.ua

Мета дослідження – обґрунтування структури і моделювання корпусної конструкції комбінованого ґрунтообробного агрегату, та імітаційне її дослідження для встановлення параметрів елементів.

Постановка проблеми. На даний час для підвищення ефективності обробітку ґрунту, як для комплексу, наприклад, сільськогосподарських робіт, взято напрямок на зменшення кількості обробних операцій – через підвищення вимог до якості ґрунтообробляння, додержання строків виконання робіт, збереження родючості ґрунтів, і разом з тим для високоефективного використання енергомістких тракторів.

Збереження обробних ґрунтів від недопустимого руйнування та надмірного ущільнення, захист його оптимального вологого стану для росту культурних рослин, і разом з тим дотримання найкоротших посівних або садильних термінів зумовлюють створення і впровадження сільськогосподарських комбінованих ґрунтообробних агрегатів (КГОА), що забезпечують одночасне виконання декількох різних ґрунтообробних операцій, навіть з стартовим підживленням ґрунту добривами. Застосування комбінованих агрегатів особливо доцільне в умовах низького вологого стану угідь, або на ґрунтах, не захищених від вітрової або водної ерозії.

Основний матеріал. Розроблення комбінованого ґрунтообробного агрегату сумісно з ТДВ "Львівагроماشпроект" базувалося на усесторонньому дослідженні технологічних процесів ґрунтообробляння з виявленням можливості і доцільності одночасного виконання двох та більше необхідних технологічних операцій. Сутність комбінованого агрегата повинна була полягати у використанні різних робочих знарядь в одному технічному комплексі. При цьому у технологічному процесі, що має реалізувати комбінований агрегат, повинні не просто виконуватися елементарні ґрунтообробні операції застосованими робочими знаряддями,

але їх сумісна робота, як для ешелонованих у визначеному порядку єдиного технічного комплексу комбінованого агрегата, має виявляти упорядковану і взаємопов'язану взаємодію, яка у результаті складає якісно новий технологічний процес ґрунтообробляння.

На даний час розповсюдженими стали агрегати, у складі яких застосовані стандартні робочі знаряддя культиваторів, дискаторів, дискових і кільчастих борін, плоскорізів. Для розширення ґрунтообробних можливостей склад агрегатів нерідко доповнюють чизельними робочими органами і різної форми та складу глибокорозпушувачами; часто у причіпному складі також застосовують котки, грудобийні засоби та інші [2]. Розроблюваний комбінований ґрунтообробний агрегат повинен забезпечувати "за один прохід" операції основного обробітку ґрунту з допомогою непривідного фрезерно-дискового робочого органу, а саме – його передпосівне підготування (кришення верхнього прошарку ґрунту і вирівнювання обробленої його поверхні), а також боронування і, наприклад, прикочування з допомогою додаткових причіпних знарядь. Перспективним було визначено також включити у склад КГОА культиваторну групу знарядь (перед причіпними боронами і ін.), які доцільно агрегатувати на основній корпусній рамі. В цьому аспекті технологія комбінованого обробітку і підготовляння ґрунту до сівби або садіння є вагомим організаційно-технологічним заходом для своєчасного і термінового виконання агротехнічних робіт у землеробстві.

Удосконалення конструкції базової корпусної рами КГОА, розробленої ТДВ "Львівагромашпроект" для експериментального зразка вказаного сільськогосподарського устаткування, базувалося на аналізуванні її можливого застосування для навішування визначеного складу операційних ґрунтообробних знарядь комбінованого обробітку, та полягало у розробленні технічної пропозиції для доцільної зміни її конструкції без втрати початкової функціональної придатності. З пакету конструкторської документації на базову корпусну раму КГОА використано загальний технічний опис рамної конструкції з встановленими технологічними навантаженнями її основних елементів для випадку її експлуатації з основним пасивним фрезерно-дисковим робочим органом, який змонтовано у консолях рами на підшипникові блоки.

ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДЙОМНО- НАВІСНОГО ПРИСТРОЮ ТРАКТОРА Т-150К

Лебедев А.Т., д.т.н., проф.

Колесник Ю.І., аспір.

Петров Р.М., аспір.

Державний біотехнологічний університет, м. Харків

Козлов Ю.Ю., інженер I категорії

Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, м. Харків

E-mail: julianakolesnik26@gmail.com

Забезпечення надійності машин є найважливішою народногосподарською проблемою.

Особливо трудомістким завданням є забезпечення надійності складних систем без резервування, до числа яких відносяться сільськогосподарські трактори.

Порушення працездатності кожного окремого елемента призводить до відмови всієї системи і до істотних витрат на відновлення її працездатності.

У сезон польових робіт відмови тракторів порушують технологічний обробіток полів, що призводить до великого недобору с.-г. продукції.

Поряд із загальними вимогами до надійності трактора велике значення мають вимоги до рівномірності окремих частин системи.

Проведено оцінку рівномірності елементів підйомно-навісного пристрою трактора Т-150К за результатами тензометрування в реальних умовах експлуатації на двох режимах роботи - оранці в агрегаті з плугом ПЛН-4-35 і транспортуванні даного плуга по ґрунтовій дорозі.

Коефіцієнти запасу міцності елементів підйомно-навісного пристрою визначені за відомими формулами [1]:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \cdot K_{\sigma_D} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad (1)$$

Аналогічно при крученні:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \cdot K_{\tau_D} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} \quad (2)$$

Коефіцієнти запасів міцності в томи:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}, \quad (3)$$

де n_σ і n_τ обчислюються за формулами (1) і (2).

Результати розрахунку коефіцієнтів запасів міцності елементів підйомно-навісного пристрою трактора Т-150К представлені в таблицях 1 і 2.

Таблиця 1 – Запаси міцності елементів навісної системи трактора Т-150К при роботі на оранці з плугом ПЛН-4-35

№ п / п	Найменування показників	Позначення	Розрахункова залежність	Передача	Елементи навісної системи трактора Т-150К							
					150.56.026 -1		150.56.025 -1		150.56.102-1	150.56.029-1	150.56.039 лівий	150.56.039 правий
					Січ. I-1	Січ. II - II	Січ. I - I	Січ. II - II				
1	Середня напруга циклу при дії нормальних напружень, кг / см ²	σ_m	$\frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$	I	350	1102	406	1354	3673	395	35	102
				I *	382	1383	571	1983	4773	358	26	80
				II	256	777	371	1362	2696	358	72	108
				III	345	1064	415	1433	3582	534	95	97
2	Амплітуда циклу при дії нормальних напружень, кг / см ²	σ_a	$\frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$	I	85	248	95	268	785	103	45	53
				I *	143	518	133	374	1404	113	44	65
				II	102	296	120	374	948	128	30	86
				III	73	288	115	348	878	100	27	75
3	Ефективний коефіцієнт концентрації з урахуванням розмірів і стану поверхні	K_{σ_D}	$\frac{K\sigma}{\varepsilon\beta}$		2,92	1,78	2,92	1,78	1,8	1,59	1, 59	1,59
4	Запас міцності при дії нормальних напружень	τ_a	$\frac{\sigma - 1}{\sigma_a \cdot K_{\sigma_D} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}$	I	8,5	4,8	8,0	4,4	1,5	6,5	10	12
				I *	6,0	2,7	6,0	3,1	1,25	7,0	10	12
				II	8,0	4,6	7,0	3,4	1,65	6,7	20	12
				III	8,6	4,5	7,5	3,5	1,45	6,6	10	12

Таблиця 2 – Запаси міцності навісної системи трактора Т-150К при транспортуванні плуга ПЛН-4-35 по ґрунтовій дорозі плуга ПЛН-4-35 по ґрунтовій дорозі

№ п / п	Найменування показників	Позначення	Розрахункова залежність	Передача	Елементи навісної системи трактора Т-150К							
					150.56.026 -1		150.56.025 -1		150.56.102-1	150.56.029-1	150.56.039 лівий	150.56.039 правий
					Січ. I-1	Січ. II - II	Січ. I - I	Січ. II - II				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	Середня напруга циклу при дії нормальних напружень, кг / см ²	σ_m	$\frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$	I	1656	1002	1610	1010	3259	148	357	354
				II	1637	988	1675	1011	3737	168	350	350
				III	1509	973	1860	1127	3283	214	305	308
				IV	1164	818	2513	1517	4077	173	362	538
2	Середня напруга циклу при дії дотичних напружень, кг / см ²	τ_m	$\frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}$	I	-	794	-	780	-	-	-	-
				II	-	795	-	782	-	-	-	-
				III	-	679	-	905	-	-	-	-
				IV	-	796	-	1185	-	-	-	-
3	Амплітуда до циклу при дії нормальних напружень, кг / см ²	σ_a	$\frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$	I	488	295	414	221	1207	55	113	80
				II	480	290	324	206	1386	60	115	105
				III	+1001	646	683	419	1380	75	200	153
				IV	942	606	1118	864	2458	80	240	285
4	Амплітуда до циклу при дії дотичних напружень, кг / см ²	τ_a	$\frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}$	I	-	235	-	165	-	-	-	-
				II	-	230	-	154	-	-	-	-
				III	-	454	-	313	-	-	-	-
				IV	-	600	-	644	-	-	-	-
5	Ефективний коефіцієнт концентрації з урахуванням розмірів і стану поверхні	K_σ	$\frac{K_\sigma}{\varepsilon \cdot \beta}$		2,92	1,78	2,92	1,78	1,8	1,59	1,59	1,59
6	Запас міцності при дії нормальних напружень	n_σ	$\frac{\sigma - 1}{\sigma_a \cdot K_{\sigma_D} + \psi_\sigma \sigma_m}$	I	2,1	4,3	2,8	5,5	1,4	9	7,5	7,5
				II	2,0	4,5	2,3	5,5	1,3	9	7,2	7,0
				III	1,0	2,3	1,45	3,3	1,1	8	6,9	6,5
				IV	0,7	2,4	1,0	1,7	0,7	8	6,5	6,0
7	Запас міцності при дії дотичних напружень	n_τ	$\frac{\tau - 1}{\tau_a \cdot K_{\tau_D} + \psi_\tau \tau_m}$	I	-	3,7	-	5,0	-	-	-	-
				II	-	3,5	-	5,3	-	-	-	-
				III	-	2,0	-	2,8	-	-	-	-
				IV	-	1,5	-	1,4	-	-	-	-
8	Приведений коефіцієнт запасу міцності втомі	n	$\frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}$	I	-	2,9	-	3,5	-	-	-	-
				II	-	2,8	-	3,8	-	-	-	-
				III	-	1,5	-	2,1	-	-	-	-
				IV	-	1,25	-	1,0	-	-	-	-

Список використаних джерел:

1. Лебедєв А.Т. Опір перекочування колеса, що працює з буксуванням / А. Т. Лебедєв, Є. І. Калінін, М. Л. Шуляк // Збірник наукових статей Луцького НТУ. Сер.: Сільськогосподарські машини. – 2015. – Вип. 32. – С. 109–115.
2. Ovsyannikov S., Kalinin E., Kolesnik I. Oscillation process of multi-support machines when driving over irregularities. Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport, 2018, 307-317, doi: 10.1007/978-3-030-19756-8_28.
3. Лебедєв А.Т. Оцінка можливості підвищення тягово-енергетичних властивостей машинно-тракторного агрегату при виконанні орних робіт на агрофоні підвищеної вологості шляхом встановлення здвоєних шин / А. Т. Лебедєв, Є. І. Калінін // Вісник Харків. нац. техн. ун-ту сіл. госп-ва імені Петра Василенка. Серія: Тракторна енергетика в рослинництві. – 2009. – Вип. 89. – С. 37–45.

УДК 631.372

ПЕРСПЕКТИВНІ МЕТОДИ ДІАГНОСТУВАННЯ САМОХІДНОЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

Кириченко О.М., ст. викл.

ВСП «Ніжинський фаховий коледж НУБіП України», м. Ніжин

E-mail: oleksandr_mail@ukr.net

Діагностування – це визначення стану об'єкта із зазначенням місця, виду і причини дефектів, порушень, пошкоджень. Впровадження технічного діагностування дає суттєвий техніко-економічний ефект і є основною ланкою технічного сервісу сільськогосподарської техніки. Діагностування дозволяє на 10...15% підвищити міжремонтний ресурс сільськогосподарських машин, усунути необґрунтоване розбирання складальних одиниць, прискорити та знизити на 30% трудомісткість обслуговування і ремонту машин, проконтролювати економічність та доцільність використання конкретної одиниці техніки. Завдяки своєчасному діагностуванню та обслуговуванню на 20% скорочується кількість ремонтів і на 20 ... 30% – потреба в запасних частинах. Також необхідно врахувати те,

що постійно удосконалюються методи і технічні засоби діагностування, розробляються електронні прилади та автоматичні системи технічної діагностики сільськогосподарської техніки [4].

Технічне діагностування ділять на три основних етапи:

1. отримання інформації про технічний стан машини, обробка та аналіз отриманої інформації;
2. постановка діагнозу;
3. прийняття рішення.

На основі проведеної діагностики встановлюють вид і обсяг ремонтних робіт, перевіряють готовність машин до роботи в цілому.

При прямому діагностуванні вимірюють параметри деталей і по їх відхиленню від норм дають висновок про технічний стан. Вимірювання виконують за допомогою спеціальних приладів: мікро - і міліметрів, нутромірів, шупов, масштабної лінійки, рулетки, штангенциркуля, кутомірів, зубомірів, калібраторів, тахометрів та ін. При непрямому діагностуванні технічний стан деталей і складальних одиниць оцінюють за непрямыми параметрами. Наприклад, зазор в сполученні поршень–циліндр двигуна визначають за кількістю газів, що прориваються в його картер.

При прямому діагностуванні використовуються методи засновані на використанні простих вимірювальних приладів. Однак ці методи дуже трудомісткі і вимагають розбирання складальних одиниць. Методи застосовуванні при непрямому діагностуванні забезпечують більшу інформативність, не вимагають розбирання агрегатів, але для їх реалізації необхідно використовувати складні і дорогі спеціальні прилади і системи.

У сільськогосподарському виробництві широко застосовують безрозбірну діагностику і прогнозування залишкового ресурсу складальних одиниць за допомогою контрольно-вимірювальних приладів. Ці прилади допомагають вирішувати широке коло завдань діагностики: виміряти обертаючий момент і потужність двигуна, силу тяги, подачу і тиск паливного насосу, тиск в мастильній системі і забрудненість фільтрів, тиск впорскування палива форсунками, тиск в циліндрах двигуна і момент подачі в них палива, а також оцінити якість розпилювання палива форсунками. Ці прилади дозволяють також визначити зазори в кривошипно-шатунному механізмі.

Перераховані методи вимагають постійної участі оператора-діагноста.

При автоматичному діагностуванні функції оператора зводяться до включення системи на початку перевірки і відключення її в кінці процесу діагностики. Автоматичні системи діагностики використовують

віброакустичні та спектрофотометричні методи контролю з набором електронних приладів.

Віброакустичні методи діагностики дозволяють реєструвати амплітуду акустичних сигналів (шумів і вібрацій) і оцінити характер їх змін. Амплітуда і частота шумів і вібрацій змінюються в міру зношування деталей і збільшення зазорів спряжених деталей. Завдання віброакустичного методу діагностики полягає у виділенні сигналу, створюваного виниклим дефектом, з численних акустичних перешкод, що виникають при нормальній роботі механізму, тобто зі складних коливань необхідно виділити інформаційну складову сигналу. Для цього використовують спеціальні прилади, датчики яких прикріплюють до діагностуємого двигуна в певних точках. [2]

Для оцінки технічного стану окремих спряжень механізмів по вібраційних коливаннях необхідно провести спектральний аналіз вимірюваних коливань, що дозволяє виявити їх причини, а також визначити, в яких діапазонах частот змінюється енергія вібрації залежно від параметрів роботи спряження, що перевіряється. [5]

Оцінювати технічний стан окремих вузлів та спряжень по вібраційних характеристиках можна за допомогою комплексу електронних приладів, сполучених в загальну блок-схему. На рис. 1 показаний один з найпростіших варіантів блок-схеми електронних приладів для спектрального аналізу вібрацій. Механічні коливання, сприймані вимірювальним перетворювачем прискорень *ІІІ*, перетворюються в електричний сигнал, який посилюється підсилювачем і поступає на вхід аналізатора. Останнім по черзі виділяються гармоніки (складові) коливань в досліджуваній смузі частот і у вигляді напруги, одержуваної на виході, подаються на вхід квадратора, який на виході видає певне значення енергії (квадрата напруги) виділеної смуги спектру. Сигнал від квадратора подається на вхід інтегратора, що дає на виході середню потужність вібрацій досліджуваного діапазону хвиль за певний проміжок часу. Вказана потужність визначається за шкалою вимірювального приладу *I*. При підключенні до виходу інтегратора електронно-променевого осцилографа або ПЕОМ із спеціальним ПО можна візуально спостерігати і контролювати коливальний процес [6].

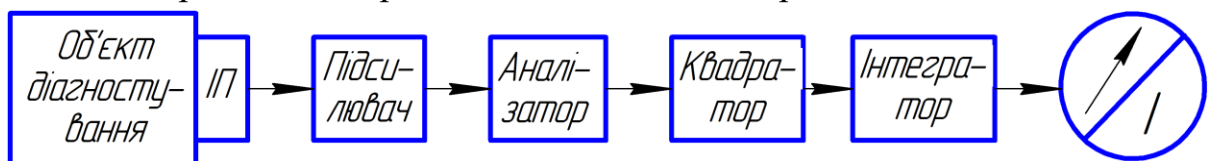


Рис. 1. Блок-схема електронних приладів для спектрального аналізу вібрацій (*ІІІ* – вимірювальний перетворювач, *I* – вимірний прилад).

Як показує літературний аналіз, методи віброакустичної діагностики дотепер остаточно ще не розроблені. Складність тут полягає у відсутності, надійних методів розділення корисних сигналів і сигналів перешкод, породжуваних різними сполученнями контрольованої системи. В цьому напрямі ще належить провести теоретичні експериментальні дослідження.

Спектрофотометричний метод діагностики заснований на визначенні складу продуктів зносу в пробі масла шляхом виміру спектрів випромінювання при спалюванні проби масла в електричній дузі.

Спектри фотографують, а потім розшифровують по спеціальних спектрограмах за допомогою ЕОМ. Тривалість аналізу однієї проби на сучасних автоматичних спектрофотометрах складає 3...4 хв. За результатами періодичних аналізів будують графіки інтенсивності зношування і прогнозують працездатність об'єкта діагностики.

Спектрофотометричні методи мають високу погрішність діагностики ($\pm 10...15\%$). В зв'язку з цим спектрофотометричне діагностування рекомендується для попередньої експрес оцінки технічного стану машини, а остаточний діагноз визначається більш точними методами.

Спектрофотометричний метод діагностики стану двигунів внутрішнього згорання використовується з 1950-х років. Інтенсивність зношування трибосполучень побічно характеризується концентрацією в мастилi металів заліза, міді, свинцю, що входять до складу матеріалів тертьових деталей. Емісійний спектральний аналіз проводиться по спектрах випускання атомів та іонів, збуджених електромагнітним випромінюванням (зазвичай електричним джерелом світла – електричною дугою, іскрою).

В основу емісійних спектрофотометричних установок покладено відомий у спектроскопії метод внутрішнього стандарту, що полягає у вимірюванні відношень інтенсивності лінії аналізованого елемента до лінії порівняння. Потік світла від дуги або іскри обмежується щілиною і за допомогою диспергувального елемента (дифракційних ґраток або кварцової призми) розкладається в спектр. Пучки світла, що відповідають довжинам хвиль, які випускаються аналізованими елементами, виділяються зі спектра вихідними щілинами і проєктуються а допомогою дзеркал на фотоприймачі для подальшого порівняння.

Висновки. Застосування технічного діагностування дає суттєвий техніко-економічний ефект при ремонті сільськогосподарської техніки. Діагностика дає можливість визначення стану об'єкта, зазначення місця, виду та причини дефектів. Вона дозволяє на 10...15% підвищити міжремонтний ресурс сільськогосподарських машин, усунути необґрунтовану розбирання

складальних одиниць, прискорити, знизити на 30% трудомісткість обслуговування і ремонту, підвищити потужність, економічність і надійність техніки.

Список використаних джерел:

1. Барков А.В., Баркова Н.А., Азовцев А.Ю. Анализ вибрации роторных машин. Учебн. пособие. – СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2000. – 159 с.
2. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов/ М.Д. Генкин, А.Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987.
3. Діагностування [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <http://techtrend.com.ua/index.php?newsid=1676>.
4. Обнаружение дефектов подшипников качения с помощью анализа вибрации [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <https://vibrocenter.ru/vnr/articles.htm>.
5. Колобов А.Б. Вибродиагностика: теория и практика / А.Б. Колобов. – М.: Инфра-Инженерия, 2020. – 252 с.

УДК 514.2:631.372

ГЕОМЕТРИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ФОРМ ОБ'ЄМІВ КАБІН ТРАКТОРІВ

Василів П.А., к.т.н., доц.

Грищенко І.Ю., к.т.н., доц.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: irgr@yahoo.com

Щоб забезпечити нормальні умови для організму людини було розроблено одяг, житло, а також кабіни для оператора, який управляє трактором, комбайном. Організм людини може переносити невеликі зміни параметрів робочого середовища без зниження працездатності.

Тому забезпечення оптимальних параметрів мікроклімату для даної конструкції кабіни трактора є одним із основних передумов при проектуванні кабіни.

Одним із варіантів розрахунку форми і конструктивних розмірів кабіни можливо визначити за тепловими показниками.

Так теплові витрати в стаціонарному режимі для кабіни трактора можна записати в наступному вигляді:

$$Q = Q_{\text{обм}} + Q_{\text{вент}}, \quad (1)$$

де $Q_{\text{обм}}$ – витрати теплоти через поверхні, які обмежують об'єм кабіни, дорівнюють $\sum AU\Delta t_2$;

$Q_{\text{вент}}$ – витрати тепла на інфільтрацію повітря в кабіні ($\frac{Vn}{3}\Delta t$);

$\Delta t_1, \Delta t_2$ – відповідні різниці температур;

$\sum AU\Delta t_2$ – величина, яка враховує матеріал кабіни;

$\frac{Vn}{3}$ – повітрообмін, об'єм повітря який потрібно нагріти;

V, U – об'єм і площа кабіни.

Вирішуючи рівняння (1) відносно Δt отримаємо:

$$\frac{Q}{\Delta t} = \sum AU + \frac{Vn}{3} + \frac{n}{3} \quad (2)$$

З врахуванням ряду факторів потрібно оптимізувати мінімальні витрати тепла для даного об'єму кабіни Q/Q_0 , віднести розмірів кабіни

$$\frac{Q}{\Delta t V} = \frac{\sum AU}{V} + \frac{n}{3} \quad (3)$$

Таким чином, співвідношення (U/V) – поверхні до об'єму кабіни являється важливим показником при проектуванні кабіни тракторів. В результаті оптимізації різних форм об'ємів кабін прийшли до наступного висновку, що оптимальна, раціональна форма кабіни буде у вигляді форми циліндра.

Циліндрична форма кабіни має також свої недоліки в технології виготовлення і поєднання з рамою трактора. Тому приходитья поєднувати форму циліндра з формою призми.

Список використаних джерел:

1. Илинич И.И. Расчет, проектирование и испытание кабин тракторов / И.И. Илинич, В.В. Никонов, Б.И. Кальченко – Москва: ВО Агропромиздат, 1997. – с. 214.
2. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет / Ксенович И.П. и др.: под общ. ред. И.П. Ксеновича. Москва: Машиностроение, 1991. 544 с.

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЛАНОК МАЛОТОННАЖНОГО АВТОПОЇЗДА

Колеснік І.В., к.т.н., асист.

Колеснік Ю.І., аспір.

Петров Р.М., аспір.

Державний біотехнологічний університет, м. Харків

Козлов Ю.Ю., інженер I категорії

Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, м. Харків

E-mail: julianakolesnik26@gmail.com

Ефективним засобом дослідження динамічної взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда, що дозволяє з максимальною повнотою врахувати вплив великого числа факторів на вихідні характеристики об'єкта проходження, є методи теорії експерименту (планування експерименту) [1]. Вони успішно використовуються при вирішенні різноманітних завдань, в тому числі для отримання формульних залежностей (регресійних моделей), з огляду на них вплив не тільки окремих факторів, а й їхніх взаємодій, а також для визначення оптимальних значень параметрів. Методи теорії експерименту застосовні до будь-яких простим і складним системам, що володіє властивостями керованості і необхідним ступенем відтворюваності результату. Широкі можливості для дослідження забезпечує поєднання методів планування експерименту з моделюванням динамічного взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда на ЕОМ.

Особливу увагу було приділено вивченню спільної дії різних факторів, оскільки саме воно може надати визначальний вплив на взаємодію ланок малотоннажного авто поїзда, як складної динамічної системи. В якості оціночних показників (функцій відгуку) були використані: максимальне значення зусилля в зчіпному пристрої автопоїзда P_{km} і його середнє квадратичне відхилення - σ_p . Для по будови поверхні відгуку використовувався ортогональний центральний кому позиційний план другого порядку, відомий також, як план Боксу - Хантера [2]. Побудова матриці планування для планів такого виду заключається в тому, що до ядра плану додається одна точка в центрі плану з координатами $(0, 0, \dots, 0)$ і $2k$ "зіркових" точок з координатами $(\pm \alpha, 0, \dots, 0), \dots, (0, 0, \dots, \pm \alpha)$. Як ядро плану виступатиме повний факторний експеримент виду 2^3 при трьох факторному

експерименті і 25 при п'яти факторному. Оскільки кількість факторів $n \leq 5$ і необхідну кількість розрахунків невелика необхідність використання дробового факторного експерименту відсутній. Про ний кількість точок плану при використанні композиційного планування визначається за формулою:

$$N = 2^k + 2k + n_0, \text{ при } k \leq 5 \quad (1)$$

де k – число чинників, а n_0 - кількість дослідів в центрі плану. При $k = 3$, загальна кількість точок плану складе $N = 15$, а при $k = 5$, $N = 43$.

Для приведення центрального композиційно плану до ортогональному, не обходимо вибрати значення зоряного плеча α , яке при $n_0=1$ і $k=3$, дорівнюватиме $\alpha = 1,215$ і $\alpha = 1,595$ при $k = 5$, відповідно. Далі проводиться наступні перетворення квадратичних стовпців матриці планування x_j^2 :

$$x_j' = x_j^2 - \bar{x}_j^2 = \frac{\sum_{i=1}^N x_{ij}^2}{N} \quad (2)$$

Таким чином, матриця планування для ортогонального центрального композиційного плану другого порядку для трьохфакторного експерименту ($n_0 = 1$ і $k = 3$) буде мати вигляд (табл. 1).

Таблиця 1 – Ортогональний центральний композиційний план другого порядку

x0	x1	x2	x3	x1x2	x1x3	x2x3	(x1') ²	(x2') ²	(x3') ²	y
1	1	1	1	1	1	1	0,2698	0,2698	0,2698	y1
1	1	1	1	1	1	1	0,2698	0,2698	0,2698	y2
1	1	1	1	1	1	1	0,2698	0,2698	0,2698	y3
1	1	1	1	1	1	1	0,2698	0,2698	0,2698	y4
1	1	1	1	1	1	1	0,2698	0,2698	0,2698	y5
1	1	1	1	1	1	1	0,2698	0,2698	0,2698	y6
1	1	1	1	1	1	1	0,2698	0,2698	0,2698	y7
1	1	1	1	1	1	1	0,2698	0,2698	0,2698	y8
1	1,215	0	0	0	0	0	0,7461	0,7302	0,7302	y9
1	1,215	0	0	0	0	0	0,7461	0,7302	0,7302	y10
1	0	1,215	0	0	0	0	0,7302	0,7461	0,7302	y11
1	0	1,215	0	0	0	0	0,7302	0,7461	0,7302	y12
1	0	0	1,215	0	0	0	0,7302	0,7302	0,7461	y13
1	0	0	1,215	0	0	0	0,7302	0,7302	0,7461	y14
1	0	0	0		0	0	0,7302	0,7302	0,7302	y15

Для п'ятифакторної моделі матриця планування вибудовується аналогічно, змінюються тільки значення «зоряного плеча» і загальна кількість дослідів.

Завдяки ортогональності матриці планування всі коефіцієнти визначаються незалежно один від одного за формулою:

$$b_j = \frac{\sum_{i=1}^N x_{ij} y_i}{\sum_{i=1}^N x_{ij}^2}. \quad (3)$$

Дисперсії коефіцієнтів рівні:

$$s_{b_j}^2 = \frac{s_{\text{воспр}}^2}{\sum_{i=1}^N x_{ij}^2}. \quad (4)$$

В результаті розрахунків по матриці з перетвореними стовпцями отримано рівняння регресії матиме вигляд:

$$\hat{y} = b_0' + b_1 x_1 + b_2 x_2 + \dots + b_k x_k + b_{12} x_1 x_2 + \dots + b_{(k-1)k} x_{k-1} x_k + b_{11} (\overline{x_1^2} - \overline{x_1}^2) + \dots + b_{kk} (\overline{x_k^2} - \overline{x_k}^2). \quad (5)$$

Для переходу до звичайного запису, визначається b_0 за формулою:

$$b_0 = b_0' - b_{11} \overline{x_1^2} - \dots - b_{kk} \overline{x_k^2} \quad (6)$$

Дисперсія відтворюваності визначається за додатковими дослідом, поставленим в центрі плану:

$$s_{\text{воспр}}^2 = \frac{\sum_{u=1}^{n_0} (y_u^0 - \overline{y^0})^2}{(n_0 - 1)}; \quad \overline{y^0} = \frac{\sum_{u=1}^{n_0} y_u^0}{n_0}.$$

Число ступенів свободи дисперсії відтворюваності одно:

$$f_{\text{воспр}} = (n_0 - 1).$$

Залишкову дисперсію визначають за формулою:

$$s_{\text{ост}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n_0} (y_i - \hat{y}_i)^2}{N - 1}. \quad (7)$$

Число ступенів свободи залишкової дисперсії одно:

$$f_{\text{ост}} = N - 1,$$

де 1 – число значущих коефіцієнтів в отриманому рівнянні регресії. Значимість коефіцієнтів регресії перевіряється за критерієм Стьюдента:

$$t_j = b_j / s_{b_j}. \quad (8)$$

Коефіцієнт вважається значущим, якщо $t_i < t_p(f_{\text{воспр}})$, де $f_{\text{воспр}}$ – число ступенів свободи дисперсії відтворюваності. Якщо незначним виявляється один з коефіцієнтів при квадратичному взаємодії, то значення b_0 перераховується згідно (8), з відповідними змінами.

Самі коефіцієнти рівняння регресії, одержувані за допомогою ортогональних центральних композиційних планів другого порядку, визначаються з різною точністю.

$$\begin{aligned} s_{b_0} &= s_{\text{воспр}} / \sqrt{N}, \\ s_{b_j} &= s_{\text{воспр}} / \sqrt{2^k + 2\alpha^2}, j = 1, 2, \dots, k \text{ при } k < 5, \text{ ядро } 2^k, \\ s_{b_{uj}} &= s_{\text{воспр}} / \sqrt{2^k} \text{ при } k < 5, \text{ ядро } 2^k, \\ u, j &= 1, 2, \dots, k, \\ u &\neq j, \\ s_{b_{jj}} &= \frac{s_{\text{воспр}}}{\sqrt{2^k(1 - \bar{x}_j^2)^2 + 2(\alpha^2 - \bar{x}_j^2)^2 + (n_0 + 2k - 2)(\bar{x}_j^2)^2}} \text{ при } k < 5, \text{ ядро } 2^k, \\ &j = 1, 2, \dots, k. \end{aligned} \quad (9)$$

Адекватність рівняння регресії перевіряють за критерієм Фішера, склавши відношення дисперсій:

$$F = s_{\text{ад}}^2 / s_{\text{воспр}}^2, \quad (10)$$

де $s_{\text{ад}}^2$ – дисперсія адекватності, що визначається зі співвідношення:

$$s_{\text{ад}}^2 = \frac{s_{\text{ост}}^2 f_{\text{ост}} - s_{\text{воспр}}^2 f_{\text{воспр}}}{f_{\text{ад}}},$$

де $f_{\text{ад}}$ – число ступенів свободи дисперсії адекватності;

$$f_{\text{ад}} = f_{\text{ост}} - f_{\text{воспр}}.$$

Рівняння регресії адекватно, якщо F-відношення менше табличного значення для обраного рівня значимості ($p = 0,05$) і чисел ступенів свободи дисперсії адекватності і дисперсії відтворюваності:

$$F < F_{1-p}(f_{\text{ад}}, f_{\text{воспр}}).$$

Список використаних джерел:

1. Жуков, А. В. О влиянии неровностей дорог на продольное взаимодействие звеньев автопоезда / А. В. Жуков // Автомобильная промышленность. – 1970. № 9. – с 19–21.

2. Ахназарова С.Л., Кафаров В.В. Методы оптимизации эксперимента в химической технологии: Учеб. пособие для вузов. 2е изд. М.: Высш. шк., 1985. С. 327

УДК 531.011

СТАЦІОНАРНИЙ СТАН МОБІЛЬНИХ НАВАНТАЖУВАЛЬНИХ МАШИН ПІД ЧАС РУХУ

Бакай Б.Я., к.т.н., доц.

Адамовський М.Г., к.т.н., проф.

Національний лісотехнічний університет України, м. Львів

E-mail: bakay@nltu.edu.ua

Під час руху на мобільні навантажувальні машини маніпуляторного типу діють не тільки керуючі сили для коригування напрямку її переміщення, але й різного роду випадкові сили, викликані самими різними причинами та у свою чергу створюють опір переміщенню. До основних причин відносяться, нерівності мікропрофілю майданчика виробничої ділянки та його ухил, бічні пориви вітру, інерційні сили, які обумовлені коливанням вантажу з грейфером підвішеним на стрілі та виконанням повороту і т. п. Тому існує велика ймовірність, що у результаті дії низки навіть незначних сил мобільні навантажувальні машини під час руху можуть втратити стійкість.

Втрата поперечної стійкості проявляється у бічному ковзанні коліс мобільних навантажувальних машин або їх аварійному перекиданні у площині, перпендикулярній поздовжній осі руху. Втрата поздовжньої стійкості проявляється у буксуванні коліс навантажувальних машин, що викликає їх коливання та “сповзання” під час подолання підйому. В окремих випадках втрата стійкості у поздовжній величині може призвести до аварійного перекидання мобільної машини під час руху.

На основі аналізу літературних джерел встановлено, що питання стійкості розглядалось багатьма дослідниками під час стаціонарного стану, яким на площині руху відповідають прямолінійні або кругові траєкторії руху. У зв'язку з цим виникає необхідність розглянути питання стійкості руху мобільних навантажувальних машини маніпуляторного типу у

результаті біфуркації робочих станів і стрибків переходів. У зв'язку з цим, для аналізу руху складної технічної системи виокремлено підсистему, яка вже є доступною для аналітичного вивчення та не спотворює основних властивостей початкової системи.

Мобільна навантажувальна машина маніпуляторного типу розглядається як голономна механічна система, яка знаходиться під дією різних за своєю природою сил. У якій $q_1, \dots, q_k$ є незалежними координатами Лагранжа, а $q'_1, \dots, q'_k$ значення узагальнених швидкостей. У динамічних системах, коли сили задані певним чином, змінні q_j задовольняють декотрій множині k звичайних диференціальних рівнянь другого порядку. Конкретному рішенню таких рівнянь $q_j = f_j(t)$ при $j=1, \dots, k$, відповідатиме певний визначений рух заданої технічної системи. Виконавши порівняння такого руху технічної системи з іншим при цих же силах, такий рух може бути збуреним або незбуреним.

Для визначення стійкості руху нашої технічної системи розглядаємо різницю функцій Q_s незбуреного та F_s збуреного руху технічної системи, відповідно неперервних дійсних функцій $Q_1, \dots, Q_n$ значень q_j, q'_j і проміжку часу t та функцій $F_1, \dots, F_n$ після заміни $q_j = f_j(t)$ і $q'_j = q'_j(t)$. Поняття стійкості розглядаємо як оцінку числового значення збурень для заданих числових оцінок різниці $|Q_s - F_s|$. Отже, у випадку коли значення $|Q_s - F_s|$ приймає меншу величину у порівнянні до довільно вибраного значення чисел L_s множини додатніх чисел $L_1, \dots, L_n$, приймаємо рух технічної системи стійким.

Розв'язування задач стійкого незбуреного руху технічної системи дасть можливість визначити характеристичні числа з системи диференціальних лінійних рівнянь $\frac{dx_s}{dt} = p_{s1}x_1 + \dots + p_{sn}x_n$, де $s=1, \dots, n$.

Для визначення характеристичного рівняння використовуємо наближені методи інтегрування диференціальних рівнянь. Що дасть можливість на основі загального рішення x_s при зміні часу t визначити стан конкретного рішення x_s при значенні t , що необмежено змінюється.

Отримані результати є основою для побудови математичних моделей мобільних навантажувальних машин маніпуляторного типу для роботи у різних виробничих умовах. Особливо це відноситься для існуючих і запроєктованих багатоланкових навантажувальних машин різного призначення.

ЗНИЖЕННЯ МЕТАЛОЄМНОСТІ ТА ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОТРИВАЛОСТІ ЛИТИХ І ДЕФОРМОВАНИХ СТАЛЕЙ В ТРАКТОРО- І АВТОМОБІЛЕБУДУВАННІ

*Афтанділянц Є.Г., д.т.н., проф.
Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ
E-mail: aftyev@yahoo.com*

Підвищення довговічності і надійності машин і механізмів тісно пов'язане з поліпшенням якості виливків і поковок. Найбільш ефективно поліпшення властивостей сталей буває в тому випадку, коли оптимізується процес структуроутворення в литому і деформованому металі на всіх етапах формування заготовок. Це досягається модифікування сталей добавками нітридів ванадію. Добавки нітридів ванадію роблять позитивний і стабільний вплив на процес формування як первинної, так і вторинної структури. Нітриди ванадію розчиняються в рідкій сталі і при аустенітизації виділяються у вигляді дисперсних включень нітридів ванадію.

Результати експериментів показують, що модифікування нітридами ванадію забезпечує стабільне і значне підвищення технологічних і експлуатаційних властивостей литих і деформованих сталей різних класів. Добавка 0,5 - 1,5% нітрідванадієвої лігатури в низько-, середньо-і високовуглецеву нелеговану і високолеговану стали ферито-перлітного, перлітного і мартенситного класів на 30-60% підвищує трещіноустойчість при литті і зварюванні, на 15-30% - рідкотекучість, на 30-80% - міцність, на 50-150% - пластичність в широкому діапазоні температур, на 15-30% - теплостійкість, міцність від втоми і зносостійкість. Добавка 5-10% лігатури в високолеговані хромонікелеві стали на 50-100% підвищує пластичність металу, на 15-40% - міцності, в 4-6 разів жароміцність за часом до руйнування, в 2-3 рази - термостійкість металу за кількістю циклів до руйнування.

Поліпшення властивостей сталей дає можливість на 10-30% знизити металоємність деталей тракторів і автомобілів і виробів, що піддаються абразивному і ударно-абразивному зношуванню.

КОНСТРУКТИВНЕ ВИКОНАННЯ КАБІНИ ТРАКТОРА

Колєсник Ю.І., аспір.

Петров Р.М., аспір.

Державний біотехнологічний університет, м. Харків

Козлов Ю.Ю., інженер I категорії

Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, м. Харків

E-mail: julianakolesnik26@gmail.com

До позитивних якостей кабіни, встановленої на тракторі, можна віднести наступне: велика площа скління та гарна оглядовість, міцність, сучасність форм, вологозахищеність і т.п.

До недоліків кабіни можна віднести:

- а) малий робочий об'єм, що погіршує повітрообмін та погіршує діяльність водія;
- б) відсутність жорсткого кріплення дверей, що збільшує шум на робочому місці;
- в) відсутність примусового опалення та вентиляції в кабіні в холодний період;
- г) недостатню пилонепроникність.

Аналіз конструктивного виконання робочого місця оператора виконано на базі ергономічних схем посадки, а також схеми що розташування важелів і органів управління. В результаті проведеного аналізу можна стверджувати:

- а) педалі включення газу, зчеплення, гальма, диференціала знаходяться в комфортній зоні руху ноги по вертикалі і горизонталі; площа педалі виконана з рифленого заліза, що оберігає ногу від ковзання по педалі та збільшує надійність включення, однак, кут нахилу педалі до площини підлоги кабіни ($\alpha=20^\circ$) перевищує допустимі норми на $3^\circ - 5^\circ$;
- б) рульова колонка знаходиться в зоні оптимальної дії обох рук, обід рульового колеса легко доступний для захвату руками;
- в) важіль газу в вертикальній і горизонтальній площині знаходиться поза зони досяжності при стандартній робочій позі;
- г) важіль розподільника в вертикальній і горизонтальній площині потрапляє в неоптимальну зону досяжності лівої руки;

д) важіль перемикання передач по вертикалі знаходиться в допустимій зоні, по горизонталі - в неприпустимій зоні досяжності лівої руки;

е) важіль компресора по вертикалі знаходиться поза зоною досяжності руки, по горизонталі - в оптимальній зоні;

ж) важіль ножного гальма знаходиться в допустимій зоні обслуговування для ніг.

Приладовий щиток являє собою короб з вбудованою в нього електроапаратурою. Кут нахилу робочої поверхні до горизонтальної площини становить 14 °. Компоновка всіх органів інформації та управління в одному конструктивному блоці є принципово правильною.

Однак, необхідно відзначити, що приладовий щиток при стандартному положенні голови водія площині знаходиться в нижній зоні другорядного огляду, а в горизонтальній площині - ліва половина щитка, на якій встановлені всі вимірювальні прилади, знаходиться поза зоною огляду. Крім того, кут нахилу лицьової панелі до горизонтальної осі сприяє появі сонячних відблисків на написах і приладах.

Шрифт, використаний для виконання написів в табличках до органів управління, не відповідає оптимальному пояснюванню написів.

Наведені вище елементи ергономічного аналізу кабіни і робочого місця оператора на тракторі набули основою для розробки рекомендацій по вдосконаленню зони перебування і конструктивного виконання кабіни, системи важелів, педалей, а також для розроблення нової конструкції приладового щитка, тобто для використання ергономічного аналізу на дослідно-проектній стадії розробки.

Список використаних джерел:

1. ГОСТ 12.2.120-2015 – Межгосударственный стандарт. Система стандартов безопасности труда. Кабины и рабочие места операторов тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин. Общие требования безопасности. – 2015.
2. Г.Н. Зараковський. Психофизиологический анализ трудовой деятельности. М., изд-во МИР, 1968, с. 3.

ЖИТТЄВИЙ ЦИКЛ МАШИН

Ребенко В.І., к.т.н., доц.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: rebenko@nubip.edu.ua

Життєвий цикл - це відрізок часу, що вимірюється з початку проведення науково-дослідних робіт з обґрунтування техніко-економічних показників машини до зняття її з експлуатації.

У технічній літературі, включаючи нормативну, частіше життєвий цикл ділиться на стадії: розробка та підготовка виробництва виробу (частіше просто розробка), серійне виробництво, експлуатація.

Стадія розробки включає послідовне проведення науково-дослідних робіт, робіт з проектування машини, виготовлення дослідних зразків і їх випробування на всіх етапах. Це початкова стадія життєвого циклу. У процесі її виконання враховуються питання ремонтпридатності. На цій стадії забезпечуються вимоги щодо ремонтпридатності.

Стадія серійного виробництва включає технологічну підготовку виробництва (підготовка серійної технологічної документації, виготовлення першого комплекту технологічного обладнання, оснащення та інструменту), виготовлення установчої та серійної партій виробів, що випускаються, а також організацію поточного та вихідного контролю.

Стадія експлуатації механічних систем включає виконання ними основних функцій, проведення технічного обслуговування і всіх видів ремонту, включаючи можливість проведення модернізації.

Стадія експлуатації зазвичай ділиться на цикли моментом проведення капітального ремонту або іншого виду ремонтного впливу, що відновлює ресурс. Ремонт - сукупність організаційно-технічних і технологічних заходів, спрямованих на усунення несправностей, відмов і наслідків зношування з метою відновлення працездатності та ресурсу машини (її елементів) відповідно до вимог технічної документації. Протягом експлуатаційного циклу поряд з технічним обслуговуванням проводяться всі види ремонтів, усувають раптові і поступові відмови, з метою відновлення працездатності та реалізації ресурсу механічної системи.

Необхідно відзначити, що якщо закінчення життєвого циклу механічної системи визначається моментом списання, то момент вичерпання ресурсу визначається таким її технічним станом, яке вимагає проведення капітального ремонту. Чим важче, складніше, а отже, дорожче машина, тим чіткіше проявляється ця обставина. Стадія експлуатації включає як мінімум два цикли експлуатації або один капітальний ремонт. Проведення ремонтних впливів збільшує тривалість циклу експлуатації, проведення капітального ремонту призводить до збільшення стадії експлуатації.

Зміна рівня споживчої вартості в залежності від часу експлуатації (загальною напрацювання) відбувається в результаті фізичного зношування поверхонь деталей і вузлів механічної системи. Зношування є основною причиною старіння механічної системи.

Старіння механічної системи - процес накопичення з різною інтенсивністю пошкоджень її елементів, який проявляється незворотнім зміною властивостей і нерівністю залишкового ресурсу елементів системи.

Під механічною системою розуміється машина в цілому або її окремі елементи. Закон старіння механічних систем в процесі експлуатації породжує необхідність проведення ремонту як єдино можливого способу усунення відмови або відмов і забезпечення працездатного стану системи протягом призначеної конструктором напрацювання до граничного стану.

Поняття «старіння» стосовно машин може використовуватися в трьох видах оцінки їх стану: моральне старіння; буквальне старіння матеріалів деяких деталей; старіння, пов'язане зі зношуванням робочих поверхонь деталей механічних систем.

Причиною морального старіння є поява в сфері експлуатації нових машин з більш ефективними робочими, екологічними, економічними, ергономічними та іншими властивостями в порівнянні з машинами попередніх поколінь. Такі машини є (стають) застарілими, якщо їх власник вирішується на їх заміну новими.

Наступний вид старіння - буквальне; воно пов'язане з необоротними процесами фізико-хімічних змін властивостей матеріалів деяких деталей: гумових ущільнень, сальників; пластикових і синтетичних матеріалів деталей, включаючи оббивку салонів машин; електропроводів і т.п. Такі деталі при ремонті замінюються. Третій вид старіння пов'язаний зі зміною геометричних розмірів і форм робочих поверхонь деталей в результаті їх зношування, втоми і корозії.

Останні два види старіння пов'язані з тривалим впливом на машину і її елементи експлуатаційних факторів: природно-кліматичних, механічних,

динамічних, термічних і т.п. Прояв цих двох видів старіння має незворотний характер. Боротьба з такими проявами є основною, але не єдиною метою ремонту. Всі перераховані прояви старіння пов'язані з поступовим погіршенням технічних характеристик механічної системи або її елементів і призводить до вичерпання ресурсу.

УДК 669.14.018.25:620.18:539.374

ВПЛИВ АЛЮМІНІЮ НА МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ МОДИФІКОВАНОЇ СТАЛІ

*Афтанділянц Є. Г., д.т.н., проф.
Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ
E-mail: aftyev@yahoo.com*

Для підвищення механічних властивостей і хладостійкості вуглецевих сталей велике поширення набуло мікролегування стали ванадієм і спільним введенням V і N. Питання про вплив алюмінію на ефективність модифікування V і N вивчено недостатньо. Відомо, що вільна енергія утворення нітридів алюмінію на 80 Дж/кг-атом менше, ніж вільна енергія утворення нітридів ванадію, тому вміст алюмінію в сталі повинно впливати на ефективність модифікування N і V.

В результаті термодинамічних розрахунків встановлено, що в низьковуглецевої сталі (0,1% C, 0,43% Mn), що розкислена Mn, Si і Al, до 0,01 0,015% Al зв'язується у оксидні або оксисульфідні неметалеві включення. Тому при вмісті в сталі до 0,03% Al реалізуються термодинамічні умови утворення нітридів ванадію. При утриманні алюмінію в сталі більше 0,03% термодинамічно переважно утворення в сталі AlN, а не VN. При 0,044% Al спостерігається недостатньо ефективний вплив N і V на підвищення міцних властивостей, хоча при цьому спостерігається підвищення ударної в'язкості стали при мінус 60 °С. Для розчинення нітридів алюмінію та вторинного, більш дисперсного виділення нітридної фази підвищили температуру аустенітвізованого нагріву до 1150 °С. У цьому випадку вже відзначається підвищення міцності і ударної в'язкості. При зменшенні Al в сталі до 0,02-0,03% досягається істотне підвищення

міцності стали, причому при нормалізації від 980 °С значніше, ніж від 920 °С. При нормальній і негативній температурі стали зберігається високий рівень пластичності і ударної в'язкості. Додатковий високотемпературний відпустк стали після нормалізації практично не призводить до зміни її механічних властивостей. Це свідчить про достатню повноту завершення процесу виділення дисперсної нітридної фази при нормалізації. Подальше зменшення А1 до 0,011% при добавці 0,1% V і 0,01% N забезпечує найбільш раціональну зміну механічних властивостей стали, в тому числі і ударної в'язкості при мінус 60 ° С. Результати аналізу мікроструктури стали показують, що таке зниження вмісту А1 в модифікованій N і V стали не супроводжується зростанням зерна аустеніту при нагріванні до 920-980 °С, так як температура повного розчинення нітридів ванадію вище. Однак процес формування феррито-перлітної структури в цих умовах контролюється переходом азоту в твердий розчин. При цьому досягається істотне диспергування структури стали. Це вказує на те, що азот, який розчинився в твердому розчині більш ефективно впливає на стійкість переохолодженого аустеніту, ніж частка нітридів ванадію, що не розчинилася.

УДК 631.356.2

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ КОРЕНЕПЛОДУ ЦУКРОВОГО БУРЯКУ ПРИ ЙОГО ВИЛУЧЕННІ З ҐРУНТУ

Булгаков В.М., акад. НААН, д.т.н., проф.

Дубровіна О.О., студ.

Національний університет біоресурсів і

природокористування України, м. Київ

E-mail: ybulgakov@meta.ua

Проблема. Широко застосовувані в теперішній час вібраційні викопуючі робочі органи для коренеплодів цукрових буряків мають ряд переваг в порівнянні з іншими викопуючими робочими органами, наприклад зі звичайними лемішними, дисковими і вильчатыми копачами, особливо при роботі на важкому і твердому ґрунті. Незважаючи на істотні переваги, вібраційний спосіб викопування коренеплодів має і деякі недоліки. Так,

головними недоліками є не надто висока надійність вібраційного приводу, особливо при роботі з високою частотою коливань викопуючого робочого органу (20 і більше Гц), при роботі на важких і твердих ґрунтах, також підвищені металоємність і енергоємність даного технологічного процесу в цілому. Все це викликає гостру потребу у проведенні нових теоретичних і експериментальних досліджень, за результатами яких можливо створювати більш досконалі конструкції вібраційних викопуючих робочих органів коренезбиральних машин. Таким чином тема даної роботи є досить актуальною.

Мета дослідження. Визначення раціональних параметрів коливань коренеплодів при їх вібраційному викопуванні з ґрунту на основі створення математичної моделі поздовжніх коливань конусоподібного пружного тіла, що знаходиться у пружнодемпфуючому середовищі.

Результати досліджень. Для розробленої нами нової конструкції вібраційного викопуючого робочого органу побудована математична модель поздовжніх коливань коренеплоду в ґрунті як пружного тіла в пружнодемпфуючому середовищі. Для теоретичного опису зазначених коливань був застосований варіаційний принцип Остроградського-Гамільтона. Для цього була розроблена еквівалентна схема поздовжніх коливань коренеплоду як усього тіла в пружнодемпфуючому середовищі, яка показана на рис. 1.

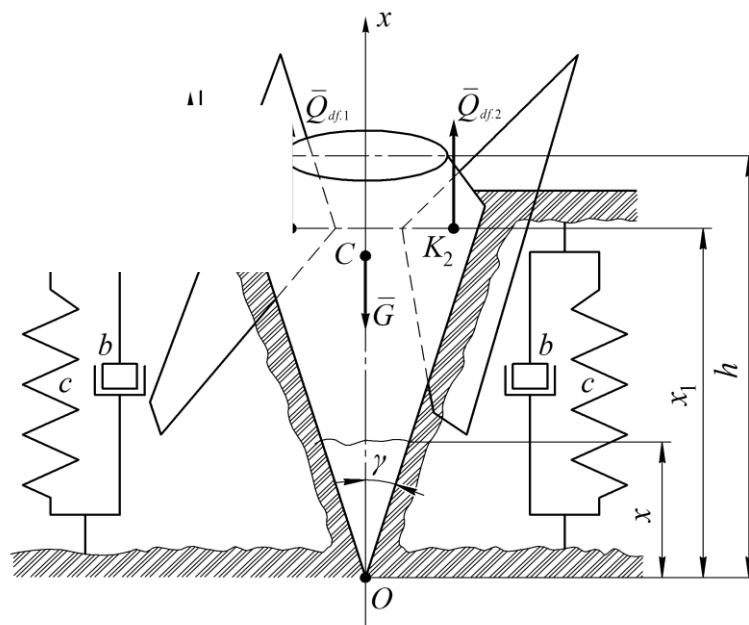


Рис. 1. Еквівалентна схема поздовжніх коливань коренеплоду як пружного тіла в пружнодемпфуючому середовищі

На підставі наведеної схеми були визначені всі фізико-механічні параметри,

що входять в функціонал Остроградського-Гамільтона і побудовано зазначений функціонал, який має наступний вигляд:

$$S = \frac{1}{2} \int_{t_1}^{t_2} \int_0^h \left\{ \rho \cdot \pi \cdot x^2 \cdot \tan^2 \gamma \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 - E \cdot \pi \cdot x^2 \cdot \tan^2 \gamma \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right)^2 + \right. \\ \left. + H \cdot \sin(\omega t) \cdot \sigma_1(x - x_1) \cdot y(x, t) - \right. \\ \left. - 2\pi \cdot c \cdot x \cdot \tan \gamma \cdot y^2(x, t) - 2\pi \cdot b \cdot x \cdot \tan \gamma \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 \right\} dx dt. \quad (1)$$

Для знаходження частот власних коливань і амплітуд вимушених коливань коренеплоду при його захопленні вібраційним викопуючим робочим органом був застосований метод Рітца. В результаті отримано рівняння частот Рітца для визначення будь-якої частоти розглянутих поздовжніх коливань тіла коренеплоду при дії на нього вертикальної збурювальної сили. Зокрема, отримано вираз для визначення першої власної частоти коливань коренеплоду як пружного тіла, на підставі якого побудовані графіки залежності першої власної частоти від коефіцієнта пружної деформації і коефіцієнта демпфування ґрунту. Також отримані графіки залежності амплітуди вимушених коливань зазначеного тіла від коефіцієнта пружної деформації ґрунту, коефіцієнта демпфування ґрунту і відстані поперечного перерізу тіла коренеплоду від умовної точки закріплення, які показані на рис. 2. Крім цього, побудовані графіки залежності амплітуди вимушених коливань коренеплоду як пружного тіла від зміни амплітуди збурювальної сили. Обґрунтовано також неможливість настання резонансу розглянутого коливального процесу і розриву коренеплоду при його поздовжніх деформаціях.

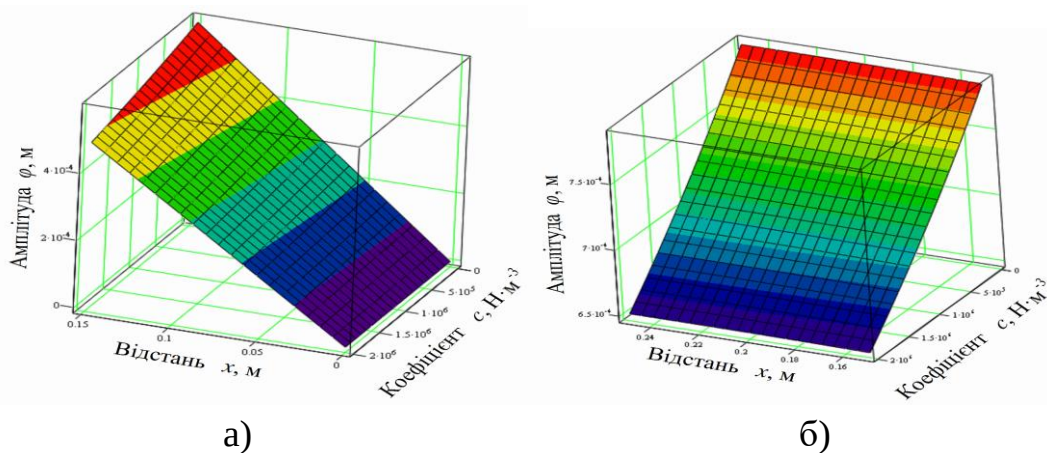


Рис. 2. Залежність амплітуди вимушених поздовжніх коливань тіла коренеплоду від коефіцієнта пружної деформації ґрунту c і відстані x

поперечного перерізу коренеплоду від умовної точки O його закріплення в ґрунті: $a - x = 0 \dots 0,15$ м;

$b - x = 0,15 \dots 0,25$ м; (амплітуда збурювальної сили $H = 500$ Н, частота збурювальної сили $\nu = 10$ Гц, коефіцієнт демпфування ґрунту – $b = 6,5(\text{Н} \cdot \text{с}^2) \cdot \text{м}^{-3}$, координата точки захоплення коренеплоду вібраційним викопуючим робочим органом $x_1 = 0,15$ м)

Висновки:

1. На підставі використання варіаційного принципу Остроградського-Гамільтона побудована теорія поздовжніх коливань коренеплоду як суцільного пружного тіла, закріпленого в ґрунті, що є пружнодемпфуючим середовищем.
2. Отримано рівняння частот Рітца для обчислення власних частот будь-якого порядку поздовжніх коливань коренеплоду як суцільного пружного тіла.
3. При зміні коефіцієнта c пружної деформації ґрунту в межах $c = 0 \dots 20 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-3}$ перша власна частота поздовжніх коливань тіла коренеплоду зростає в межах $610 \dots 740 \text{ с}^{-1}$ ($97 \dots 118$ Гц) при значенні коефіцієнта b демпфування ґрунту, що дорівнює $b = 6,5(\text{Н} \cdot \text{с}^2) \cdot \text{м}^{-3}$, що досить чітко узгоджується з експериментальними даними, наведеними в літературних джерелах.
4. Отримано графічну залежність амплітуди вимушених поздовжніх коливань від коефіцієнта c пружної деформації ґрунту. Встановлено, що при зміні коефіцієнта пружної деформації ґрунту в межах $c = 0 \dots 20 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-3}$, амплітуді збурювальної сили $H = 500$ Н, її частоті $\nu = 10$ Гц, коефіцієнті b демпфування ґрунту $b = 6,5(\text{Н} \cdot \text{с}^2) \cdot \text{м}^{-3}$, амплітуда вимушених коливань тіла коренеплоду зменшується, при цьому змінюється в межах $0,58 \dots 0,48$ мм нижче точки захоплення коренеплоду вібраційним викопуючим робочим органом і в межах $0,77 \dots 0,65$ мм вище точки захоплення.
5. При зміні амплітуди вимушених коливань з боку робочого органу в межах $H = 100 \dots 600$ Н амплітуда вимушених поздовжніх коливань тіла коренеплоду змінюється в межах $0,30 \dots 0,68$ мм.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВИСОТИ ВСТАНОВЛЕННЯ ШТАНГИ НА РІВНОМІРНІСТЬ ОБПРИСКУВАННЯ ЗА ШИРИНОЮ ЗАХВАТУ

Бабій А.В., д.т.н., доц.

Тернопільський національний технічний університет

імені Івана Пулюя, м. Тернопіль

E-mail: ababiy@ukr.net

Обприскування сільськогосподарських культур є однією з найвідповідальніших операцій в технологічному процесі вирощування такої продукції. Очікуваний ефект від обробки пестицидами, в першу чергу, залежить від їх якості та способу нанесення. Якщо вважати, що дозволені агрохімікати мають належну якість, то ефективність такої обробки залежатиме від можливості правильного нанесення даних препаратів на поверхні рослин.

При вирощуванні продукції рослинництва для хімічного захисту переважно застосовують штангові обприскувачі. Робочий розчин через розпилюючі пристрої рівномірно розподіляється за шириною штанги. Процес, на перший погляд, простий та надійний, але часто бажаний ефект не досягається. Причин цьому може бути досить багато, одна із них – не вдається витримати рівномірність розпилу робочого препарату за всією шириною штанги із-за її положення по висоті над об'єктом обробки. Тому виникає необхідність проведення додаткового аналітико-графічного дослідження кількісної зміни норми внесення робочого препарату від висоти встановлення штанги над об'єктом обробки.

Використаємо такі припущення [1]:

- ширина питомої площі обробки одним розпилювачем відповідає величині кроку їх встановлення на штанзі, що зумовлює рівномірність обробки площі по ширині захвату штанги;
- питома витрата робочого препарату в будь-якому перерізі факела розпилу розпилювача відповідає витраті, що призначається на питому площу шириною кроку встановлення розпилювачів.

Для досягнення поставленої мети було проведено ряд досліджень, які дозволили отримати кількісну оцінку нерівномірності при суцільному обприскуванні площ та при обробці просапних культур [2-6].

За аналізом отриманих результатів можна зробити висновок, що для суцільного обприскування площ висота встановлення штанги над об'єктом обробки, наприклад для досліджуваних розпилювачів, які утворюють кут розпилу $\alpha_\phi = 80^\circ$ ($\alpha_\phi = 120^\circ$) та встановлені з кроком $b_p = 0,5$ м, повинна складати не менше: $\alpha_\phi = 80^\circ - 0,3$ м; $\alpha_\phi = 120^\circ - 0,15$ м. Далі по мірі її збільшення рівномірність обприскування тільки зростає, не враховуючи фактори, які обмежують цю відстань.

Якщо ж привести приклад обробки просапної культури, то тут спостерігається зовсім інша картина.

Виконаємо аналіз нерівномірності покриття при обробці просапної культури з міжряддям 0,7 м та шириною ефективної площі нанесення 0,3 м, рис. 1.

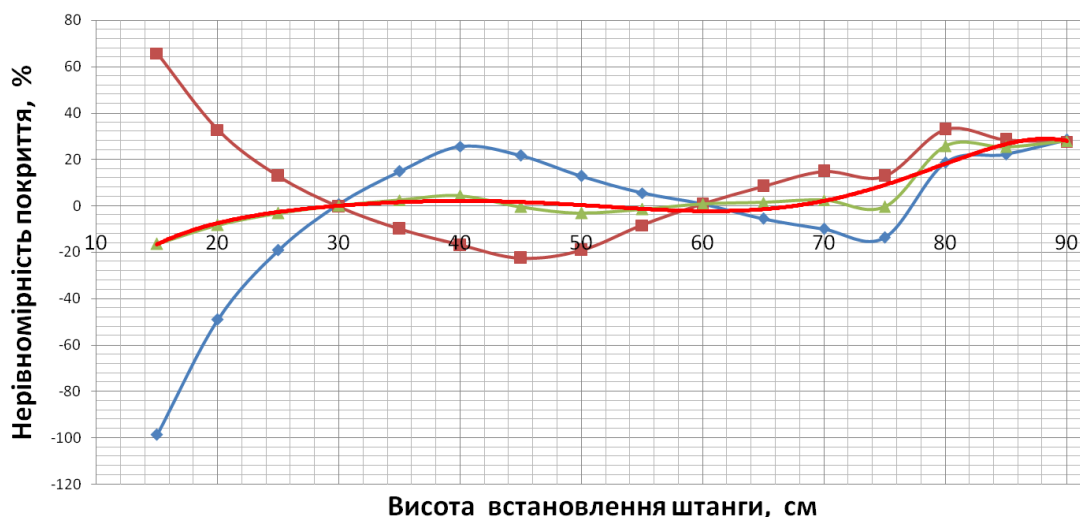


Рис. 1. Графічні залежності нерівномірності покриття при міжрядному обробітку з шириною міжрядь 0,7 м для розпилювачів $\alpha_\phi = 80^\circ$, які переміщуються: ◆ – по осі рядка; ■ – рядок розміщений по центру між розпилювачами; ▲ – середнє значення; суцільна лінія – апроксимуюча крива

Тут необхідно звертати увагу на наступне. При встановленні норми внесення робочого препарату потрібно чітко розмежовувати і це враховувати при встановленні норми виливу: препарат наноситься як при суцільному внесенні (тоді спостерігається його перевитрата у вигляді обробки порожніх міжрядь) чи норму розраховують для внесення тільки на листову частину рослин (ширину ефективної площі обробки).

Аналізуючи роботу розпилювачів з кутами розпилу $\alpha_\phi = 80^\circ$ на міжряддях 0,7 м та шириною ефективної площі обробки 0,3 м за другим способом, бачимо, що для розпилювачів, які проходять по осі рядка та тих, між якими симетрично розміщений рядок (як найбільш критичні випадки),

забезпечення норми виливу спостерігається при відстані 0,3 м від поверхні оброблюваних рослин. Потім при віддаленні штанги від об'єкту обробки нерівномірність зростає, причому на відстані 0,4 м перші розпилювачі мають недолив 25 %, а другі – на відстані 0,45 м переливають на 22,5 %. В околі висоти 0,6 м вилив знову є в межах норми, що добре корелює з результатами, які наведено в роботі [2] на основі аналітичної залежності.

Таким чином, проведені дослідження дозволяють правильно встановити висоту штанги обприскувача над об'єктом обробки, регламентувати максимальну амплітуду її коливань, що мінімізує витрату робочого препарату та підвищить ефективність хімічної обробки рослин.

Список використаних джерел:

1. Бабій А.В. Дослідження нерівномірності покриття при хімічному захисті рослин. Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій: матеріали Міжнародної науково-технічної конференції до 60-річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя, (Тернопіль, 14–15 травня 2020 року). Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2020. С. 53–54.
2. Бабій А.В. Аналіз параметрів штангового обприскувача з метою збільшення його продуктивності. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2019, Vol. 10, No 4, 51-55.
3. Babii A. Study of the efficiency of working mixture application in chemical crop protection. *Scientific Journal of TNTU*. Tern. : TNTU, 2020. Vol. 98. No. 2. P. 99–109.
4. Babii A., Babii M. Impact of oscillation amplitude of boom sprayers loadbearing frame sections. *Scientific Journal of TNTU*. Tern. : TNTU, 2019. Vol. 95. No 3. P. 97–104.
5. Andreikiv O.E., Babii A.V., Dolinska I.Ya., and Matviiv Yu.Ya. Determination of the Residual Life of the Spraying Boom of a Field Sprinkler in the Maneuvering Loading Mode. *Materials Science*. Vol. 56. No. 1, July, 2020. P. 112–118.
6. Бабій А. В. Дослідження впливу положення штанги обприскувача на відхилення норми внесення робочого препарату / А. В. Бабій, В. Є. Олійник, А. Й. Михалків // Матеріали Всеукраїнської наукової конференції молодих учених і науково-педагогічних працівників, 20 травня 2021 р. / Редкол.: Непочатенко О. О. (відп. ред.) та ін. Умань: ВПЦ «Візаві», С. 155–157.

ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ КОПІРА ДООБРІЗЧИКА ГИЧКИ БУРЯКОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

Савченко В.М., к.т.н., доц.

Горпинич О.В.

Поліський національний університет, м. Житомир

E-mail: dgs-ua@ukr.net

Для дообрізки головок коренеплодів цукрових буряків нами пропонується дообрізчик з гребінчастим копіром, що складається з чотирьох пластин 1 (рис. 1), робочі кромки яких розташовані щодо горизонталі на різних рівнях, збільшуються до центру гребінчастого копіра і розташовані по кривій адекватної поверхні головки коренеплоду.

При цьому крайні пластини 2 в передній своїй частині відігнуті назовні, а пластини 3, що знаходяться між ними, розташовані під кутом в 35° до осі рядка. Гребінчастий копір напрямними пальцями 4 встановлюється в напрямних втулках 5 П-подібної рамки 6 і фіксується пружинами 7.

Гребінчастий копір дообрізчика бадилля працює наступним чином. Рухаючись по рядку, гребінчастий копір переміщається по голівках коренеплодів, копіюючи їх по висоті. При відхиленні коренеплоду від теоретичної осі рядка гребінчастий копір відхиляється в ту ж сторону за рахунок торкання однієї з його крайніх пластин з головою коренеплоду, що призводить до переміщення упорів в отворах П-подібної рамки і стисненню однієї з пружин. Таким чином здійснюється копіювання рядка в поперечному напрямку.

Конструктивні параметри гребінчастого копіра вибираємо виходячи з розмірно-масових характеристик коренеплодів і їх взаємного розташування в рядку. Безліч всіх випадків взаємного розташування коренеплодів можна умовно розбити на три типологічно різних одна від одної підмножини.

Пара коренеплодів може бути розташована таким чином:

1) два коренеплоду мають максимальний діаметр і розташовані один від одного на максимальній відстані, при цьому обидва відхилені від осі рядка на максимальну величину (рис. 2, а);

2) два коренеплоду мають максимальний діаметр і розташовані один від одного на максимальній відстані, при цьому від осі рядка на максимальну величину видалений лише один коренеплід (рис. 2, б);

3) один коренеплід має максимальний діаметр, другий – мінімальний діаметр, і розташовані на мінімальній відстані один від одного, при цьому обидва відхилені від осі рядка на максимальну величину (рис. 2, в).

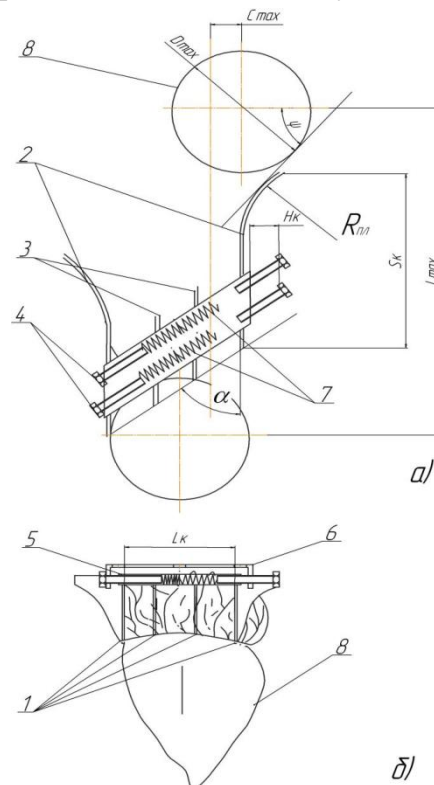


Рис. 1. Гребінчастий копір дообрізчика гички: а) – вид зверху; б) – вид прямо; 1 – пластини; 2 – крайня пластина; 3 – середня пластина; 4 – направляючий палець; 5 – напрямна втулка; 6 - П-подібна рамка; 7 – пружина; 8 – коренеплід

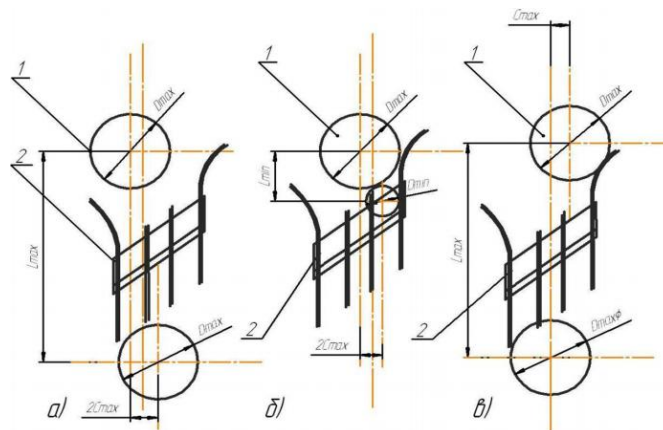


Рис. 2. Схема розташування коренеплодів в рядку:
1 – коренеплід; 2 – гребінчастий копір;
а, б, в – варіант розташування коренеплодів в рядку

Перший випадок є найменш сприятливим для роботи копіра (рис. 1).

Передня кромка крайньої пластини гребінчастого копіра повинна виступати на чверть максимального діаметра коренеплоду, а кут нахилу дотичної до робочої поверхні пластини гребінчастого копіра приймаємо $\psi = 50^\circ$, так як при цій величині тиск робочої поверхні пластини гребінчастого копіра на коренеплід буде мінімальним, а перехід від одного коренеплоду до іншого буде плавним.

Таким чином, користуючись результатами досліджень по визначенню стану посівів і фізико-механічних властивостей цукрових буряків в період збирання, були прийняті наступні геометричні параметри гребінчастого копіра: ширина $L_k = 180$ мм; робочий хід направляючих пальців $H_k = 45$ мм; довжина крайньої пластини $S_k = 149$ мм; величина виступу крайньої зігнутої пластини $L_{nl} = 40$ мм.

УДК 624.138

ВПЛИВ ФІЛЬТРАЦІЙНОЇ ЗДАТНОСТІ ҐРУНТІВ НА ПРОЦЕС ЇХ ДЕФОРМУВАННЯ ГУСЕНИЦЯМИ ЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

Лебедев А.Т., д.т.н., проф.

Петров Р.М., аспір.

Колеснік Ю.І., аспір.

Державний біотехнологічний університет, м. Харків

Козлов Ю.Ю., інженер I категорії

Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, м. Харків

E-mail: petrovhntusg@gmail.com

Розглянуто сліdstва переущільнення ґрунтів для водного режиму, діяльності кореневих систем і врожаю польових культур. Внаслідок підвищеного тиску на ґрунт ходових систем машинно-тракторних агрегатів та великої кількості технологічних операцій в посівному шарі формуються глибисті , в під насіннєвому прошарку і особливо в плужній підшві - щільність складання, яка перевищує вимоги рослин. Ці прояви фізичної деградації (головним чином через зменшення водостійкості ґрунтової структури) зменшують кількість доступної вологи в кореневмісному шарі, абіотизацію ґрунтових агрегатів, послаблюють секвестрацію вуглецю і дерновий ґрунтоутворювальний процес в чорноземах. Для зменшення

негативних наслідків деградації потрібно при обробці дотримуватися стандарту допустимого тиску ходових систем МТА на ґрунт, скоротити число їх проходів по полях і обов'язково застосовувати заходи, що сприяють оструктуруванню ґрунтів.

Одна з основних характерних особливостей стану сільськогосподарських ґрунтів України в період збирання врожаю - високий ступінь їх водонасиченості. Закономірності деформації таких ґрунтів мають свої специфічні особливості, на які значний вплив робить коефіцієнт фільтрації.

Процес стиснення водонасиченого ґрунту під навантаженням вельми складний. При ущільненні ґрунту навантаження повинне подолати гідродинамічний опір води, що витісняється з пір ґрунту, а також опір, пов'язаний з деформацією ґрунтового скелета. При ущільненні водонасичених ґрунтів ґрунтові частинки, що переміщуються витісняють воду, яка заповнює пори. Швидкість цієї деформації визначається швидкістю просочування води по порах ґрунту. Швидкість фільтрації води визначається формулою Дарсі:

$$U = k \frac{H_1 - H_2}{L} = kI \quad (1)$$

де $\frac{H_1 - H_2}{L} = I$ - гідравлічний градієнт або ухил - безрозмірна величина, що

характеризує втрату напору на одиницю фільтраційного шляху;

k - коефіцієнт фільтрації, що має розмірність швидкості.

Коефіцієнт фільтрації - одна з найважливіших технічних характеристик ґрунту. Її визначення проводиться в лабораторних або польових умовах шляхом вимірювання витрати води Q , що фільтрується через певний перетин ґрунту F - при заданому значенні гідравлічного градієнта. Тоді шукана величина коефіцієнта фільтрації дорівнює:

$$k = \frac{Q}{FI} \quad (2)$$

Значення коефіцієнта фільтрації залежить від ступеня ущільнення ґрунтів і гранулометричного складу, структури ґрунтів, форм ґрунтових частинок, тощо.

Зі збільшенням розміру ґрунтових частинок значення коефіцієнта фільтрації підвищується, досягаючи в чистих крупнозернистих ґрунтах нерідко понад 30 м/добу. Із зростанням вмісту в ґрунті пиловатих і глинистих часток величина коефіцієнта фільтрації різко знижується. В ущільнених глинистих ґрунтах коефіцієнт фільтрації мізерно малий - менш

0,000005 м/добу, і тому вони вважаються практично водонепроникними. Коефіцієнт фільтрації пілуватих ґрунтів досягає 0,0005 м/добу.

Специфічний режим вологості ґрунтів України призводить до того, що зона аерації виявляється повністю насиченою вологою, яка заповнює всі наявні в ґрунті пори. Закономірність деформації такого середовища можна уподібнити закономірності деформації ґрунтової маси, що підкоряється законам пластичності.

Під дією прикладеного навантаження внаслідок здатності води до фільтрації через пори може відбуватися витіснення води з пор і стиснення ґрунту під навантаженням за рахунок скорочення обсягу пор, з яких витіснена вода.

При цьому змінюється характер деформації, і вона вже не може розглядатися як пластична. Перехід до нового виду деформації визначається коефіцієнтом фільтрації і часом впливу прикладеного навантаження до ґрунту.

Тому для встановлення характеру деформації водонасиченого ґрунту під навантаженням необхідно знати час впливу деформатора на ґрунт.

Стосовно до самохідних збиральних машин на гусеничному ході час їх впливу на ґрунт визначається довжиною опорної поверхні і швидкістю руху.

Швидкість руху комбайнів визначається їх пропускною спроможністю, врожайністю культури і її характеристикою. Так, для зернозбиральних комбайнів ця залежність має вигляд:

$$V = \frac{360 \cdot P}{BG(1+i)}, \text{ км/год} \quad (3)$$

де V - швидкість руху комбайна, км / год;

P - пропускна здатність молотарки, кг/сек;

B - ширина захвату жатки, м

G - урожайність, ц/га

i - ставлення соломи до зерна.

Як показали дослідження, висока вологість хлібної маси, що прибирається в умовах перезволоження ґрунту, значно знижує теоретично можливу продуктивність комбайнових агрегатів, що видно з даних таблиці 1.

При рівних умовах швидкість руху комбайна Єнісей-1200-РМ нижче швидкості ACROS-550, а отже, і час впливу на ґрунт у першого агрегату більше, ніж у другого. Таким чином, найбільш несприятливим випадком впливу рушія комбайна на ґрунт при якому може відбуватися витіснення води з пор, стисненого ґрунту під навантаженням і зміна характеру деформації пластичного в пружно-пластичний, є рух комбайна Єнісей-1200-

РМ по полю (в загальному випадку рух комбайна, що має найменшу продуктивність молотарки).

Таблиця 1 – Продуктивність комбайнових агрегатів

	ACRO S-550	Єнісей- 1200- РМ	Нива «Ефект »
Теоретична продуктивність при $i = 1,5$ кг/сек	5,0	4,0	3,7
Фактична продуктивність при $i = 1,5$ кг/сек	2,18	1,62	1,43
Відсоток використання теоретичної продуктивності	43,3	42,2	39,3

Примітка: Теоретична продуктивність Нива «Ефект» прийнята менше, ніж у Єнісей-1200-РМ в зв'язку з тим, що у Нива «Ефект» молотарка одно-барабанна, а Єнісей-1200-РМ має два барабана.

Розрахунок часу впливу Єнісей-1200-РМ на ґрунт з урахуванням даних таблиці 1 при відношенні соломи до зерна $i = 1,5$ наведене в таблиці 2.

Таблиця 2 – Розрахунок часу впливу Єнісей-1200-РМ на ґрунт

Урожайність, ц/га	Швидкість руху по полю, м/сек	Час впливу рушія на ґрунт, сек
10	1,35	1,94
20	0,67	3,89
30	0,45	5,83
40	0,36	7,78

Час впливу рушія комбайнів на ґрунт, наведене в таблиці 3, при найвищому коефіцієнті фільтрації 0,0035 см/сек (таблиця 1), викликає величину вертикальної деформації за рахунок фільтраційної здатності ґрунту (таблиця 2) в порівнянні з фактичною глибиною колії за результатами досліджень.

Таблиця 3 – Здатності на процес деформації ґрунту рушієм збиральних машин

Урожайність ц / га	Час впливу рушія на ґрунт, сек	Глибина колії за рахунок фільтраційної здатності ґрунту h_f , см	Сумарна глибина колії за результатами польових досліджень, h_c , см	$\frac{h_f}{h_c}$, %
1	2	3	4	5
10	1,94	0,0063	6,0-30,0	0,0011-0,0002
20	3,89	0,0136	6,0-30,0	0,0023-0,0004
30	5,83	0,0204	6,0-30,0	0,0034-0,0007
40	7,72	0,0272	6,0-30,0	0,0046-0,0009

Дані таблиці 3 показують, що вплив фільтраційної здатності на процес деформації ґрунту рушієм збиральних машин навіть в разі поєднання самих «несприятливих» умов є мізерно малим, які не мають, по суті ніякого впливу на його перебіг.

Список використаних джерел:

1. Калінін Є.І., Поляшенко С.О. Розв’язок статичної плоскої задачі теорії пружності для неоднорідних ізотропних тіл. Математичне моделювання. 2018. №2(39). С. 102-111
2. Калінін Є.І. Вплив обертання елементів трансмісії як пружної системи на власні коливання. Інженерія природокористування, №1(5), 2016, С 24-28.
3. Експлуатація машин і обладнання. Навчальний посібник : Каталог сільськогосподарської техніки / О. В. Нанка [та ін.] ; за ред. В. І. Мельника. – Х.: ТОВ «Планета-Прінт», 2021. - 594 с.
4. Ovsyannikov, S., Kalinin, E., Kolesnik, I. Oscillation process of multi-support machines when driving over irregularities. Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport, 2018, 307-317, doi: 10.1007/978-3-030-19756-8_28.

УДК 631.372

КЛАСИФІКАЦІЯ МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ ДІАГНОСТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДВИГУНІВ

Савченко В.М., к.т.н., доц.

Жуков П.М.

Поліський національний університет, м. Житомир

E-mail: dgs-ua@ukr.net

В основі агропромислової політики нашої держави стоїть завдання прискорення темпів зростання, підвищення конкурентоспроможності та збільшення частки нашої сільськогосподарської продукції в світі.

У сільському господарстві для виробництва продукції використовується величезна кількість різноманітної техніки. В результаті експлуатації машин погіршуються техніко-економічні показники, що пов'язано з процесами зношування вузлів і агрегатів, а також їх фізичним і

моральним старінням. Для забезпечення високої технічної готовності техніки необхідно контролювати її технічний стан, якісно і своєчасно проводити заходи з технічного обслуговування, ремонту і зберігання. Виконання цих робіт багато в чому залежить від рівня оснащення підприємств і кваліфікації інженерних кадрів.

Сучасні методи і засоби технічного діагностування машин дають можливість оцінки технічного стану значної частини систем і механізмів машин без розбирання або з частковим їх розбиранням, а також прогнозувати термін служби окремих вузлів і агрегатів. Це дає можливість контролювати технічний стан техніки і знижує час її простою, забезпечуючи тим самим значне зниження експлуатаційних витрат. Своєчасне діагностування дозволяє скоротити витрату запасних частин і паливно-мастильних матеріалів (ПММ), так як виконуються тільки дійсно необхідні операції по ремонту і регулюванню. Виявлені і усунуті вчасно істотні несправності в системах живлення, запалювання, агрегатах ходової частини і трансмісії допоможуть поліпшити паливно-економічні показники на 5-10%, підвищити потужність двигуна і в 2-3 рази підвищити екологічні показники при роботі машини.

Основними завданнями технічного діагностування є: контроль технічного стану щодо відповідності вимогам технічної документації; пошук причин відмови (несправності); збір вихідних даних для прогнозування технічного стану; підтримання надійності машин.

На рис. 1 показано вплив діагностування машин на виконання сільськогосподарських робіт.

Значною мірою ефективність роботи машинно-тракторного парку залежить від технічного стану двигунів внутрішнього згоряння.

За деякими типами машин на частку дизельних двигунів доводиться до 50% відмов, а трудомісткість виконуваних робіт по їх усуненню досягає 40% від загального часу. Аналізуючи роботу дизельних двигунів, можна сказати, що по надійності системи і механізми в двигуні розподіляються наступним чином: системи охолодження і мащення - до 10% відмов; газорозподільний механізм - до 15%; циліндропоршньова група – до 20%; система живлення – до 45%.

Основними зовнішніми ознаками несправності циліндропоршньової групи (ЦПГ) і систем паливо і повітроподачі є перевитрата масла, затруднений пуск дизеля і нестійка робота, зниження потужності і економічності.



Рис. 1. Вплив технічного діагностування машин на виконання сільськогосподарських робіт

Ймовірними причинами цих проявів можуть бути: зниження тиску наддуву турбокомпресора; знос ЦПГ; неякісна робота форсунок; неправильна установка кута початку подачі палива; несправності паливного насоса високого тиску.

Таким чином, своєчасне і якісне діагностування технічного стану ЦПГ і системи подачі палива дозволить забезпечити високу технічну готовність техніки та виконання технологічних процесів в задані терміни, скоротити експлуатаційні витрати, підвищити ефективність діяльності сільськогосподарських підприємств.

ВПЛИВ СПРАЦЮВАННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ НА ТЕХНОЛОГІЧНІ І ФУНКЦІОНАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

Денисенко М.І., к.т.н., доц.

ВСП «Немішаївський фаховий коледж НУБіП України», смт. Немішаєве

Дев'ятко О.С., к.т.н.

Тур С.С., студ.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: helene06@ukr.net

Створення багатофункціональних комбінованих машин передбачає скорочення числа операцій, покращення і дотримання агротехнічних вимог і зниження виробничих витрат на вирощування сільськогосподарської продукції. У цьому зв'язку робочі органи комбінованих машин у процесі виконання технологічних операцій зазнають великих динамічних навантажень, окислювальному і абразивному зношуванню, електрохімічній корозії. Характерною особливістю комбінованих агрегатів є нерівномірність динамічних навантажень на робочі органи та їх нерівномірне відносне зношування. Швидкий знос та зміна геометричної форми робочих поверхонь викликає порушення технологічної надійності агрегатів за рахунок відносної рівномірності глибини ходу робочих органів. Це у свою чергу значно збільшує тяговий опір машин, подовжує простої багатофункціональних комбінованих агрегатів. При цьому зростає потреба в запасних частинах, збільшуються витрати на ремонт, технічне обслуговування, установку і регулювання машини. Простої зростають від нерівномірності зносу окремих, більш навантажених частин комбінованих агрегатів, що знижує їх експлуатацію і, відповідно, технологічну надійність. В окремих випадках від простоїв та нерівномірного зносу поверхонь робочих органів, не представляється доцільним поєднувати їх в одному агрегаті. Підвищення динамічної зносостійкості, міцності і надійності агрегатів у процесі їх експлуатації є однією з актуальних проблем сільськогосподарського машинобудування. Знос робочих органів, глибина обробітку ґрунту і якості функціонування сільськогосподарських машин взаємозв'язані.

У цьому зв'язку характерною особливістю сільськогосподарських машин є їх короткочасне і періодичне використання в виробничому циклі та подальше, достатньо довге зберігання на протязі року. Наприклад, за агротехнічними вимогами плуги зайняті навесні на оранці зябу і весною оранкою протягом 10-15 днів і на зябльовій оранці 55-60 днів. Культиватори використовують на протязі весняних і осінніх операцій в залежності від їх призначення від 10 до 35 днів. Сівалки використовують 8-12 днів на весняній сівбі і 12-15 днів на посіві озимих культур. Різні терміни виконання основної, передпосівної обробки ґрунту, сівба і догляд за посівами на протязі періоду вегетації, який триває 150-160 днів, постійний ріст бур'янів на полях, різний знос робочих органів, висока вартість агрегатів обмежують можливості технологічного синтезу комбінованих агрегатів. Дослідження закономірностей функціонування основних робочих органів комбінованих агрегатів, динамічних навантажень на робочі поверхні, вплив їх на якість виконання польових робіт, дозволяє створювати більш ефективні конструкції ґрунтообробних машин в залежності від їх технологічного призначення.

Профілі зносу і геометрія робочих органів змінюється більш інтенсивно у носка. В залежності від кількості обробленої площі (га) і типу ґрунту, змінюється терміни спрацювання за вагою і геометричною формою. Закономірності змінення форми лемеша від об'єму оранки, отримані раніше, свідчать, що залежність зносу (γ), від кількості оброблених гектарів близька до лінійної залежності. Характерною особливістю зношування є не тільки порушення глибини обробки ґрунту, але і суттєве зростання тягового опору агрегату. Знос визначається за узагальненим рівнянням:

$$\Delta G = f(p, S, L, m, H, \gamma),$$

де p – тиск абразиву; L – шлях тертя; S – площа тертя; H – твердість металу; γ – об'ємна вага металу. Швидкий знос і зміна геометричної форми робочих поверхонь викликає порушення технологічної надійності агрегатів за рахунок відносної рівноваги глибини ходу робочих органів. Це, в свою чергу значно збільшує тяговий опір машин, подовжує простой багатфункціональних комбінованих агрегатів. При цьому зростає потреба в запасних частинах, збільшуються затрати на ремонт, установку і регулювання машин. Відновити технологічну і енергетичну надійність агрегату можна реставрацією або заміною робочих поверхонь новими елементами. Ідеальним є таке навантаження, коли сила опору і сила тяги трактора знаходяться на одній прямій. Якщо сила опору паралельна силі тяги трактора, але зміщена в сторону від центра тяжіння, то виникає розгорнутий

момент сили, який повертає трактор відносно центра мас праворуч або ліворуч.

Виробничі випробовування показують, що зміцнення робочих поверхонь по всій площі спрацювання, є одним із заходів збільшення терміну служби сільськогосподарських машин, оснащених лапами, дисками борін і леміше-полицевими поверхнями. В теперішній час для більшості робочих органів ґрунтообробних машин визначені граничні терміни зношування, встановлена їх довговічність в залежності від умов зовнішнього середовища, типу ґрунтів та їх фізико-механічних властивостей.

УДК 631.354

ОГЛЯД МЕТОДІВ СКАРИФИКАЦІИ НАСІННЯ БАГАТОРІЧНИХ БОБОВИХ ТРАВ

Грабар І.Г., д.т.н., проф.

Іванов К.В.

Поліський національний університет, м. Житомир

E-mail: ivan-grabar@ukr.net

Щоб все насіння бобових трав, що відрізняються твердістю насіння, дружно і одночасно давали сходи, вітчизняною та зарубіжною наукою і практикою розроблено ряд способів і технічних прийомів його передпосівної обробки.

Всі ці прийоми спрямовані на те, щоб зруйнувати в більшій чи меншій мірі шар палісадних клітин оболонки твердого насіння, позбавити його герметичності і відкрити доступ всередину насіння воді і кисню.

Найбільш відомими в даний час є такі способи:

1. Хімічний – обробка насіння міцною сірчаною кислотою.
2. Термічний – прогрівання і промороження насіння.
3. Радіочастотний – обробка насіння в електромагнітному полі.
4. Механічний – скарифікація і імпація насіння.

Якість обробки насіння різними способами повинно відповідати таким основним агротехнічним вимогам:

1. Забезпечення повного збереження посівних якостей насіннєвого матеріалу.

2. Універсальність застосування установок, що забезпечує можливість обробки насіння різних культур.

3. Повне усунення твердонасінності.

4. Найменше пошкодження насіння.

5. Можливість встановлення продуктивності, що дозволяє легко і в широких межах пристосовуватися до розмірів партії насіння.

6. Рівномірність режиму обробки насіння всієї партії і стабільність його підтримки.

7. Повне очищення робочих органів при переході від обробки з однієї партії насіння на іншу, що виключає можливості змішування і пере забруднення насіння.

8. Машина повинна бути простої конструкції, компактною і швидко перенастроюватися на потрібний режим.

У дев'яностих роках минулого століття шведський ботанік Ростра встановив, що зовнішній шар насінневої оболонки твердого насіння можна видалити дією концентрованої сірчаної кислоти з наступним ретельним змиванням її слідів. Тривалість дії для отримання якісних результатів обробки значно варіює як для різних видів, так і для різних за термінами зборів врожаю насіння одного і того ж виду.

Результати хімічної обробки (сірчаною кислотою) насіння бобових трав, за даними ряду дослідників, наведені в табл. 1.

Як видно з даних табл. 1, обробка насіння міцною сірчаною кислотою дає дуже хороші результати. Так, за 25 хвилин обробки кількість твердого насіння знизилося у конюшини червоної з 70 до 3 відсотків у галеги – з 60 до 35 відсотків.

Таблиця 1 – Вплив хімічної обробки насіння бобових трав на зниження твердонасінності

Найменування культур	Необроблене насіння (контроль)		Тривалість обробки насіння							
			10 хв		15 хв		20 хв		25 хв	
	проросло	твердих	проросло	твердих	проросло	твердих	проросло	твердих	проросло	твердих
в процентах										
Конюшина червона	25,0	70,0	75,0	22,0	86,0	10,0	90,0	6,0	90,0	3,0
Галега	40,0	60,0	-	-	38,0	61,0	45,0	50,0	64,0	35,0

Обробка насіння трав сірчаною кислотою попутно частково очищає і дезінфікує їх, але через свою трудомісткість і високу вартість, а також

небезпеку для людей при проведенні обробки, може бути застосована тільки для невеликих партій насіння в селекційних роботах.

Численні спостереження вітчизняних і зарубіжних вчених показали, що проростання твердого насіння значно прискорюється після помірного їх прогрівання або охолодження. За даними професора Трусова Н.С., термічна обробка насіннєвого матеріалу люцерни з подальшим намочуванням значно знижує відсоток твердого насіння.

У табл. 2 наведені результати термічної обробки насіннєвого матеріалу люцерни в електричному термостаті.

Таблиця 2 – Результати термічної обробки насіннєвого матеріалу люцерни в електричному термостаті

Час прогрівання в годинах	Температура прогрівання в °С	Схожість	Енергія проростання насіння	Кількість твердих насінин
		В процентах		
Початковий матеріал	-	28	19	70
20-30	40-45	80	40	10
8-10	55-60	80	35	14
6-8	65-70	80	30	10

З таблиці видно, що на зниження кількості твердого насіння впливає як збільшені експозиції і дещо менша температура прогріву, так і висока температура, і мала експозиція. Підвищення температури прогріву до 85...130°C дає різке зниження кількості твердого насіння. Однак, прогріте при такій температурі насіння хоча і набухає, але не проростає.

Цей прийом зниження твердонасінності практично для впровадження у виробництво ще не готовий, так як вимагає великої експозиції прогріву, чіткого витримування температури нагріву, а також трудомісткий в зв'язку з необхідністю замочування насіння і подальшого його сушіння.

Зменшення водонепроникності насіннєвих покривів можна домогтися також шляхом витримування твердого насіння бобових трав при мінусовій температурі.

За даними Мартінза-Лобарде, який витримував тверде насіння конюшини і люцерни при нульовій і мінусовій температурі як в мокрому, так і в сухому стані, кількість твердих насінин значно зменшилася. Потане показав, що охолодження сухого твердого насіння буркуну і люцерни до

температури мінус 190 °С розм'якшує насіннєву оболонку, не завдаючи шкоди насінню.

УДК 631.312

ПОЛЬОВІ ВИПРОБУВАННЯ СЕКЦІЇ ПЛУГА З ПНЕВМАТИЧНИМ ЗАПОБІЖНИКОМ

Грабар І.Г., д.т.н., проф.

Губерт Н.В.

Поліський національний університет, м. Житомир

E-mail: ivan-grabar@ukr.net

В ході даних досліджень необхідно було вивчити залежність коливань секції, виглиблення, тягового опору і зусилля обходу каменів, які зустрічаються від тиску повітря в запобіжнику і швидкості руху трактора.

Експерименти проводилися на двох полях Овруцького району. Перше поле представляло собою поклад. Відстань між великими каменями, які зустрічаються одним корпусом плуга, становило в середньому від 700 до 1500 метрів. Тобто, засміченість великими каменями поля №1 була невеликою. Друге поле також представляло собою поклад, але відстань між небезпечними для плуга камінням коливалося від 3 до 500 метрів.

Перед початком досліджень, згідно з існуючою методикою, вивчалися твердість, вологість ґрунту поля, рельєф, висота поживних залишків. Твердість визначалася твердоміром Ревякіна.

Завдяки встановленим на універсальній установці датчиків швидкості, тензодинамометру і вимірювальному блоку, що складається з тензопідсилювача ZET-411 і АЦП ZET-210, на жорсткий диск ноутбука постійно відбувався запис тягового опору і швидкості руху. Крім того, в пневмосистему запобіжника був встановлений датчик тиску серії ЗОНД-10-ВД, який живиться від окремого акумулятора постійного струму, а на стійку були наклеєні додаткові тензодатчики, сигнал від яких також додатково записувався.

На рис. 1 стрілкою показано місце на стійці плуга, на яке наклеюються тензодатчики. Щоб датчики не розривалися зверху, вони були захищені

спеціальною мастикою, поставленої з заводу виробника датчиків, і додатково закриті двома пластинами, що видно на рис. 1.



Рис. 1. Загальний вигляд секції плуга з наклеєними на стійку тензодатчиками

Тарування стійки проводилася в такий спосіб. Секція встановлювалася на випробувальну машину з підключеним тензодинамометра. Датчики стійки також підключалися до тензопідсилювача ZET-411 і АЦП ZET-210. На носок лемеша одягалася кільце з приєднаною до нього ланцюгом. Інший кінець ланцюга був з'єднаний з динамометром ДПУ-30К. У свою чергу, динамометр з'єднувався з гвинтовою парою, втулка якої була нерухомо закріплена. Таким чином, обертаючи гвинт, можна було збільшувати або зменшувати горизонтальну силу, діючу на кінець лемеша.

Первинні дані тарування датчиків стійки плуга і результати статистичної обробки представлені графічно на рис. 2. З рис. 2 видно, що залежність між показаннями АЦП і горизонтальною силою, що діє на стійку (тяговим опором) добре описується рівнянням прямої.

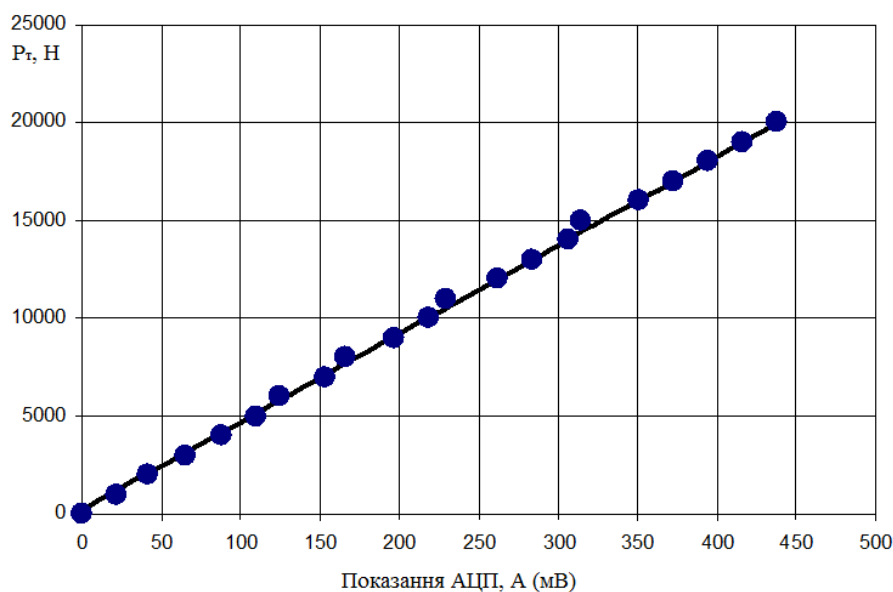


Рис. 2. Залежність між показаннями А (мВ) АЦП і силою, що діє на стійку P_t (Н)

Вимірювання тиску всередині запобіжника проводилося нами з метою визначення максимальних його значень, що виникають при роботі плуга в польових умовах на кам'янистих ґрунтах. Для цього в верхню частину пневматичного запобіжника був вмонтований датчик тиску ЗОНД-10-ВД, який підключався до тензопідсилювача і АЦП. Живиться датчик від електростанції, встановленої на випробувальній машині, через блок понижувального трансформатора БПТ-24, і в другому варіанті від електромережі трактора.

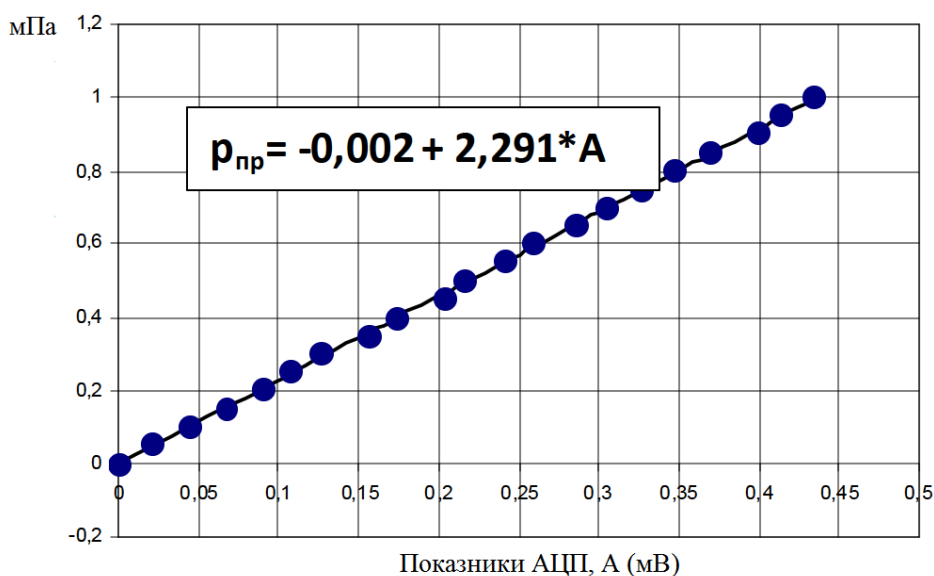


Рис. 3. Залежність між показаннями А (мВ) АЦП і тиском усередині пневматичного запобіжника $p_{пр}$, (МПа)

Тарування датчика тиску проводили за допомогою манометра ДМ-05100, приєднаного трійником до пневматичної магістралі системи. Зміна тиску виконували східчасто від 0 до 1,0 МПа з кроком 0,05 МПа.

Встановлено, що між показаннями АЦП і тиском повітря в пневмокамері існує прямо пропорційна залежність, яка з високою точністю описується рівнянням регресії першого порядку (рис. 3).

УДК 666.9.033

ВІБРОЗБУДЖУВАЧ З РІДИННИМ МАЩЕННЯМ ПІДШИПНИКІВ

Нестеренко М.М., к.т.н., доц.

Нестеренко Т.М., к.т.н., доц.

Орисенко О.В., к.т.н., доц.

Шека О.П., аспір.

Національний університет «Полтавська політехніка

імені Юрія Кондратюка», м. Полтава

E-mail: nesterenkonikola@gmail.com

Конструкторським бюро «ВІБРОТЕХНІКА» Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» розроблено віброзбуджувач із рідинним мащенням підшипників (рис. 1).

Віброзбуджувач має корпус 1, в якому на підшипниках 2 встановлений вал 3 із дебалансом 4 і напірною втулкою 5. У валу 3 виконані осьовий 6 та радіальні 7 канали для відведення масла й у його нижній частині встановлено напірну втулку 5, виконану у вигляді зрізаного конуса, жорстко закріпленого на валу, а зовнішня поверхня конуса виконана з ребрами 8. Корпус віброзбуджувача 1 зверху закритий верхньою кришкою 9. Знизу до корпусу віброзбуджувача 1 прикріплена юбка 10 закрита нижньою кришкою 11. Порожнина юбки 10 та нижньої кришки 11 утворює масляний картер 12, у якому напрямна 13 утворює напірну камеру 16. Напрямна 13 охоплює із зазором напірну втулку 5. У внутрішній порожнині 15 напірної втулки 5 розташований кульковий клапан 16. Верхня частина валу 3 має маслоналивний отвір 17, закритий пробкою 18.

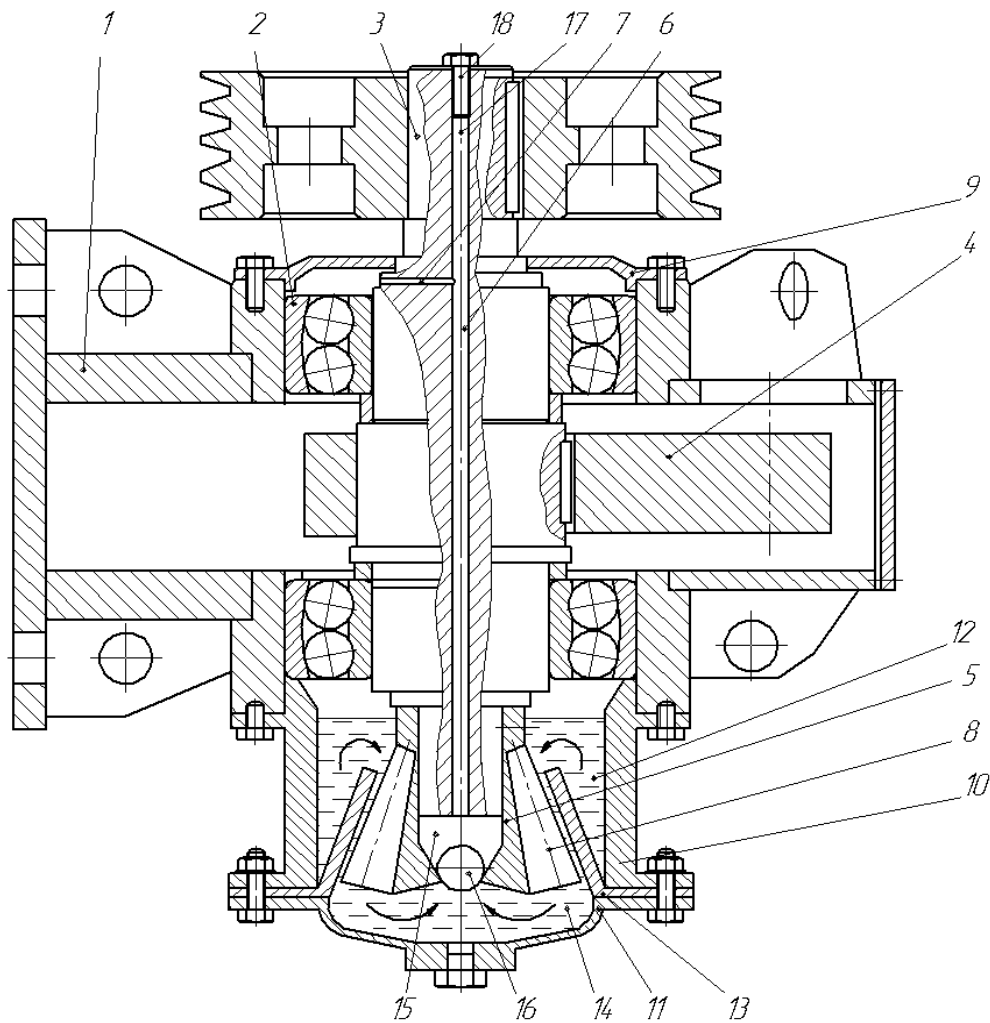


Рис. 1. Вібробуджувач ВУ 8Р із рідинним мащенням підшипників: 1 – корпус вібробуджувача; 2 – підшипник; 3 – вал; 4 – дебаланс; 5 – напірна втулка; 6 – осьовий канал; 7 – радіальний канал; 8 – ребра; 9 – верхня кришка; 10 – юбка; 11 – нижня кришка; 12 – картер; 13 – направляюча; 14 – напірна камера; 15 – внутрішня порожнина напірної втулки; 16 – кульковий клапан; 17 – маслозаливний отвір; 18 – пробка

Перед введенням в експлуатацію вібробуджувача рідке мастило заливається у масляний картер 12 через маслоналивний отвір 17, який у робочому стані закритий пробкою 18. Мастило, заповнивши осьовий канал 6, стікає через радіальні канали 7 у масляний картер 12 вібробуджувача. Після ввімкнення вібробуджувача мастило нагнітається ребрами 8 під дією відцентрових сил уздовж напрямної 13 у напірну камеру 14 і через кульковий клапан 16 потрапляє у внутрішню частину напірної втулки 5 та через канали 6 і 7 стікає до підшипників 2, забезпечуючи їхнє змащення та потім збирається у масляний картер 12. При зупинці вібробуджувача мастило залишається у каналі 6 за рахунок того, що кульковий клапан 16 перекриває внутрішню порожнину 15 напірної втулки 5. При повторних

пусках віброзбуджувача мастило одразу з каналу 6 через канали 7 починає змащувати підшипники 2, чим досягається надійність змащення підшипників у період пуску.

Список використаних джерел:

1. Нестеренко М.П. Розроблення віброзбуджувачів з рідинним змащенням підшипників / М.П. Нестеренко // Техніка будівництва. Академія будівництва – Київський національний університет будівництва і архітектури. – № 21. – 2008. С82-86.

УДК 631.31: 539.62

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ТРИБОТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГРУНТОВОГО СЕРЕДОВИЩА

Борак К.В., к.т.н.

Житомирський агротехнічний коледж, м. Житомир

Ващук Ю.

Козловець С.

Поліський національний університет, м. Житомир

E-mail: koss1983@meta.ua

У розвинутих країнах витрати, зумовлені тільки наслідками абразивного зношування, становлять від 1 до 4 % національного продукту. Дослідження механізму абразивного зношування присвячена велика кількість робіт. У лабораторних і експлуатаційних умовах досліджено природу абразивного зношування та вплив багатьох факторів на механізм абразивного зношування, але багато у цьому процесі залишається нев'ясненим.

У агропромисловому комплексі найбільше абразивному зношуванню піддаються робочі органи ґрунтообробних та посівних машин, які взаємодіють із ґрунтовим середовищем.

Ґрунтообробні та посівні машини займають одне із провідних місць у структурі машинно-тракторного парку сучасних аграрних підприємств. Втрата працездатного стану під час проведення польових робіт може суттєво вплинути на урожайність сільськогосподарських культур. Відповідно пошук

шляхів підвищення надійності та довговічності ґрунтообробних машин має велике значення для агропромислового комплексу України.

Дана проблема повинна вирішуватися зусиллями конструкторів, технологів, дослідників та працівників аграрних підприємств.

У ґрунтообробних та посівних машинах у більшості випадків лімітуючим довговічність машин елементом є робочий орган (якщо вважати його складовою машини, а не інструментом, як у разі розрахунку рівностійкості машин). Тому суттєво підвищити показники надійності і довговічності ґрунтообробних та посівних машин можливо за рахунок підвищення зносостійкості робочих органів.

У наш час у більшості випадків підвищення зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин зводиться до покращення триботехнічних характеристик поверхні (за рахунок вибору матеріалу, способу зміцнення, термообробки) та геометричної форми робочих органів.

На нашу думку, дослідники не приділяють необхідної уваги експлуатаційним способам підвищення зносостійкості робочих органів, а саме: організація зберігання (80...90% часу ґрунтообробні машини знаходяться на зберіганні, де піддаються корозії, що суттєво інтенсифікує процес зношування поверхні), оптимізації режимів роботи машин (експлуатація за певної вологості ґрунту з певною швидкістю, у період, коли ґрунт володіє найнижчою абразивною здатністю, що забезпечить мінімальну швидкість зношування), своєчасна очистка від поживних решток (у соку рослин наявні амінокислоти, що здатні викликати процеси на поверхні робочих органів, які інтенсифікують процес зношування), постійний нагляд за робочими органами.

Саме тому необхідно провести дослідження впливу експлуатаційних факторів на підвищення зносостійкості робочих органів та розробити рекомендації, що дозволять підвищити зносостійкість у разі правильних умов експлуатації та правильного вибору технологічних та конструкторських методів підвищення зносостійкості робочих органів ґрунтообробних та посівних машин для кожної ґрунтово-кліматичної зони України. Проведення даних досліджень можливо за умови розробки сучасних методик визначення триботехнічних характеристик ґрунтового середовища.

Відомо, що властивості елементів трибосистеми впливають на її структуру. У випадку, що розглядаються елементи трибосистеми суттєво відрізняються за своїми фізико – хімічними властивостями.

Особливостями трибосистеми «робочий орган-ґрунт» можна вважати:

1) інтенсивному зношуванню підлягає лише один з її елементів, а саме робочий орган;

2) джерелом проміжного середовища є другий елемент трибосистеми – ґрунт за певної вологості;

3) ґрунт, як елемент трибосистеми, неоднорідний за своїм складом і містить у собі ряд компонентів (фізичний пісок, фізична глина, рослинна маса, живі організми, повітря, вода, солі, кислоти). Кожний із цих компонентів чинить вплив на інтенсивність зношування робочих органів ґрунтообробних машин.

4) в окремих випадках дану трибосистему доцільно розділити на дві підсистеми, оскільки механізми зношування ділянок поверхні робочого органу відрізняються (залежно від ступеня закріплення абразиву у ґрунті).

У процесі взаємодії елементи трибосистеми взаємно впливають один на одного. Така взаємодія відбувається лише в динамічному стані трибосистеми «робочий орган – ґрунт», тоді як у статичному стані вона відсутня.

До виходу трибосистеми відносяться такі супутні процеси (z), як наклеп поверхні тертя, старіння, термомеханічні, електричні процеси та ін.

Як видно, найбільшому впливу у трибосистемі піддається елемент 1 (робочий орган ґрунтообробних машин) із боку елемента 2 (ґрунту).

Саме тому більшість дослідників, які досліджували трибосистему «робочий орган – ґрунт» приділяли значно більше уваги характеристиці робочого органу та в меншій мірі вивчали другий елемент трибосистеми.

Значний вклад у дослідженні триботехнічних характеристик ґрунтового середовища здійснили М. М. Северньов, В. М. Ткачов, М. М. Тененбаум та інші.

На даний час під час математичного моделювання процесу зношування робочих органів посівних та ґрунтообробних машин не враховано один із найсуттєвіших показників абразивної маси – ступінь закріплення абразивних частинок. Для оцінки ступеня закріплення абразивної частинки у ґрунті нами запропоновано використовувати інтегральний показник τ – опір ґрунту здвигу.

Опір ґрунту здвигу складається з зчеплення, обумовленого молекулярними і капілярними силами і сил внутрішнього тертя. Для реальних ґрунтів опір ґрунту зсуву можна визначити за залежністю:

$$\tau = c + \sigma \times f \quad (1)$$

де f – коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту; σ – нормальні напруження Па; c – питоме зчеплення Па.

форми абразивних частинок та впливу на форму регулярної взаємодії з поверхнею робочих органів сільськогосподарських машин були взяті проби на наступних глибинах: поверхня ґрунту, 200 мм, 400 мм, 600 мм та 800мм.

Абразивні частинки були виділені з попередніх дослідних зразків за методикою представленою в роботі.

Коефіцієнт форми абразивних частинок визначали за формулою запропонованою Д.Б. Бернштейном.

Для вимірювання геометричних параметрів абразивної частинки її фотографували за допомогою мікроскопу Leica M80 і визначали геометричні параметри за допомогою програми КОМПАС-3D V16.

Коефіцієнт форми абразивних частинок ґрунту визначали для різних фракцій: 1 фракція – до 0,10 мм; 2 фракція – 0,10...0,25 мм; 3 фракція – 0,25...0,50 мм; 4 фракція – 0,50...0,75 мм; 5 фракція – 0,75...1,00 мм; 6 – фракція більше 1,00 мм.

Обробіток ґрунту в більшості випадків відбувається з наявністю рослинних решток.

Саме тому необхідно провести дослідження впливу рослинних решток на інтенсивність зношування поверхні робочих органів ґрунтообробних машин.

Для дослідження використовували сталь 65Г та сталь 28MnB5.

В якості імітації ґрунту використовували кварцовий пісок з рослинними рештками. Для дослідження використовувались наступні рослинні рештки: солома пшениці, жита, ячменю, ріпаку, сої, подрібнене бадилля соняшника і кукурудзи та пророщена пшениця та жито з кореневою системою.

Для випробовування зразків сталі на зносостійкість, ураховуючи необхідність відтворення реальних умов зношування робочих органів ґрунтообробних машин, нами запропоновано удосконалити установку для дослідження матеріалів та покриттів на зносостійкість (патент № 57585).

У результаті удосконалення даного способу, окрім абразивності дисперсних матеріалів також можливо визначати і коефіцієнт тертя ковзання дисперсного матеріалу по сталі. Коефіцієнт тертя визначали по вольт-амперним характеристикам електричного двигуна вертикально-розточного верстату 2Е78П.

Розроблена методика визначення триботехнічних характеристик ґрунтового середовища дозволить у подальшому врахувати визначенні (за даною методикою) триботехнічні характеристики у разі прогнозування зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин та надати

рекомендації з підвищення зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин у процесі експлуатації.

Урахування визначених триботехнічних характеристик ґрунтового середовища дозволить здійснити вибір технологічних та конструкторських методів підвищення зносостійкості робочих органів ґрунтообробних для кожної ґрунтово-кліматичної зони України.

УДК 330.3:336.7

КРИВА ЗСУВУ ТА ЇЇ ВИКОРИСТАННЯ ПРИ РОЗРАХУНКУ СИЛИ ТЯГИ ХОДОВИХ СИСТЕМ

Шуляк М.Л., д.т.н., проф.

Колеснік Ю.І., аспір.

Петров Р.М., аспір.

Державний біотехнологічний університет, м. Харків

Козлов Ю.Ю., інженер I категорії

Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, м. Харків

E-mail: julianakolesnik26@gmail.com

В основі ряду сучасних методів розрахунку сили тяги ходових пристроїв на основі деформації лежить залежність між силою тертя (зчеплення) і величиною зміщення контактуючих поверхонь в початковий період їх відносного руху, так звана «Крива зсуву».

У зв'язку з широким і, на наш погляд, не завжди обґрунтованим застосуванням кривих зсуву при розрахунку сили тяги ходових пристроїв представляється необхідним більш докладно розглянути їх фізичний зміст і математичний вираз.

Прийmemo, що навантажений майданчик має велику ширину і напрути вздовж неї розподіляються рівномірно, тобто має місце плоска деформація. Переміщення точок поверхні в напрямку дії дотичних навантажень, розподілених на довжині контакту $2a$ згідно із законом $f(\xi)$, причому $-a < \xi < a$ (рис. 1) можуть бути виражені таким рівнянням:

$$u = \frac{2}{\pi K} \int_{-a}^a f(\xi) \ln |\xi - x| d\xi + C \quad (1)$$

де $K = \frac{E}{1-\mu^2}$ - «наведений» модуль пружності;

E - модуль Юнга;

μ - коефіцієнт Пуассона;

C - постійна.

Деякі залежності величини відносного зміщення точок поверхні контакту для різних законів розподілу $f(\xi)$, отримані на підставі рівняння (1).

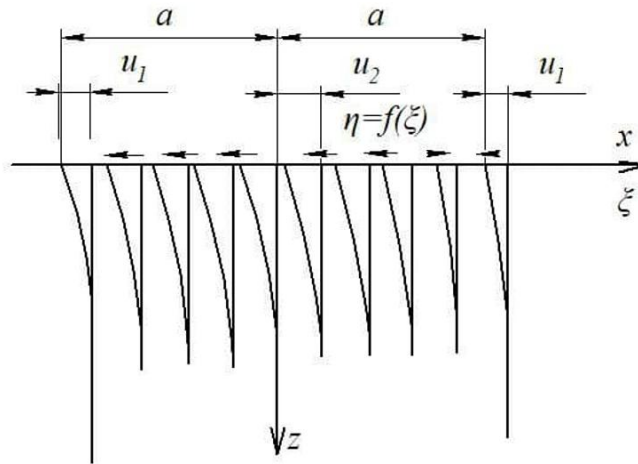


Рис. 1. Переміщення точок поверхні в напрямку дії дотичних навантажень

На рис. 1 показана схема деформації умовно виділених прямолінійних елементів підстави під впливом горизонтальних навантажень.

Дотичні навантаження викликають стиснення поверхневих елементів основи в передній (у напрямку дії сил) частини контакту і розтягнення в задній частині. Ці напруги досягають максимуму в точках $x = \pm a$.

Найбільше зміщення щодо недеформованої частини масиву при симетричному розподілі дотичних навантажень (парної функції $f(\xi)$) має середина навантаженого майданчика (точка $x = 0$).

Сказане вище дозволяє уявити процес зміщення жорсткого штампа по деформованій основі наступним чином.

На самому початку руху виникає попереднє зміщення поверхневого шару і відповідна йому неповна сила тертя спокою. Ця сила практично не залежить від розподілу нормальних тисків; епюра дотичних напружень має сідлообразну форму з максимумом під крайніми точками штампа. Як тільки в цих точках буде досягнуто граничне значення сили тертя спокою, почнеться ковзання, і питома сила тертя тут зменшиться до величини сили тертя руху, відповідної нормальному тиску в цих точках (мається на увазі, що коефіцієнт тертя спокою істотно більше коефіцієнта тертя руху). У міру

збільшення зсуву зони ковзання подовжуються, а зона зчеплення (в середній частині контакту) відповідно скорочується; в ній як і раніше буде мати місце неповна сила тертя спокою, яка досягає свого максимального значення на границях зони. Середнє значення питомої сили тертя в цій зоні зі збільшенням зсуву зростає. Нарешті, при зсуві, що дорівнює максимальному попередньому зміщенні в середині майданчика, настане ковзання по всій площі. Однак це не виключає в подальшому в окремих точках «схоплювання» матеріалів, що труться і виникнення на якийсь період локальних зон зчеплення.

Таким чином, на контактній поверхні в перехідний період до початку загального ковзання можна виділити зони з різними коефіцієнтами тертя: зону, де відносне зміщення відсутнє, і сила тертя безпосередньо не залежить від величини нормального тиску, дві зони ковзання, де сила тертя визначається нормальним тиском і коефіцієнтом тертя руху, і перехідні області з нестабільним коефіцієнтом тертя. Крива залежності сили тертя від зсуву повинна відображати ці явища, а також неминучу неоднорідність властивостей ґрунту навіть під майданчиком обмежених розмірів.

З можливістю одночасного існування майданчиків зчеплення і ковзання слід рахуватися і при визначенні дійсних значень коефіцієнтів тертя спокою і руху.

Не висловлюючи припущень про можливе використання в прикладних розрахунках залежності сили тертя від зсуву штампа, наведемо спрощений математичний вираз цієї залежності, отримане на основі вищевикладених уявлень про наявність різних зон на поверхні контакту і наступних припущень:

а) У зоні зчеплення середня величина дотичних напружень τ зростає зі збільшенням зміщення пропорційно останньому або ж пропорційно квадратному кореню з нього; перше припущення відповідає пружному півпростору, друге - експериментальним кривим, отриманим в умовах чистого зсуву для торф'яного ґрунту;

б) площа зони зчеплення в міру зсуву штампа зменшується пропорційно величині зсуву;

в) питома сила тертя ковзання τ_m не залежить від зсуву (приймається постійною);

г) зони нестійкого тертя складають n -у частину площі зон ковзання; питома сила тертя в цих зонах постійна і менше питомої сили тертя ковзання.

Введемо позначення:

$\bar{U}$ - відносьне зміщення, яке дорівнює відношенню величини зсуву штампа в даний момент до максимального значення зсуву $U_{\max}$, при котрих ще зберігається зчеплення хоча б в одній точці;

$\tau'_c, \tau'_m, \tau'_k$ - середні значення питомої сили тертя кожної зони, віднесені до всієї площі контакту.

Згідно з прийнятими припущеннями:

$$\tau'_c = \tau_c \cdot U \quad (2)$$

При лінійній залежності τ_c від зсуву $\tau_c = \tau_{c\max} \cdot \bar{U}$, де $\tau_{c\max}$ - значення τ_c , відповідне $\bar{U}_{\max}$; у другому випадку $\tau_c = \tau_{c\max} \sqrt{\bar{U}}$.

Величина $\tau_{c\max}$ є деякою функцією модуля зсуву матеріалу основи;

$$\tau'_m = \tau_m (1-n) \bar{U} \quad (3)$$

$$\tau'_k = \tau_k \cdot n \cdot \bar{U} \quad (4)$$

Шукана залежність між середньою питомою силою тертя τ і U при $U < 1$ виражається в такий спосіб.

У першому випадку:

$$\tau = \tau'_c + \tau'_m + \tau'_k = \tau_{c\max} \bar{U} (1-\bar{U}) + [(1-n)\tau_m + n\tau_k] \bar{U} \quad (5)$$

У другому випадку:

$$\tau = \tau_{c\max} \sqrt{\bar{U}} (1-\bar{U}) + [(1-n)\tau_m + n\tau_k] \bar{U} \quad (6)$$

При $0 > 1$ може бути прийнято

$$\tau = \tau_m \quad (7)$$

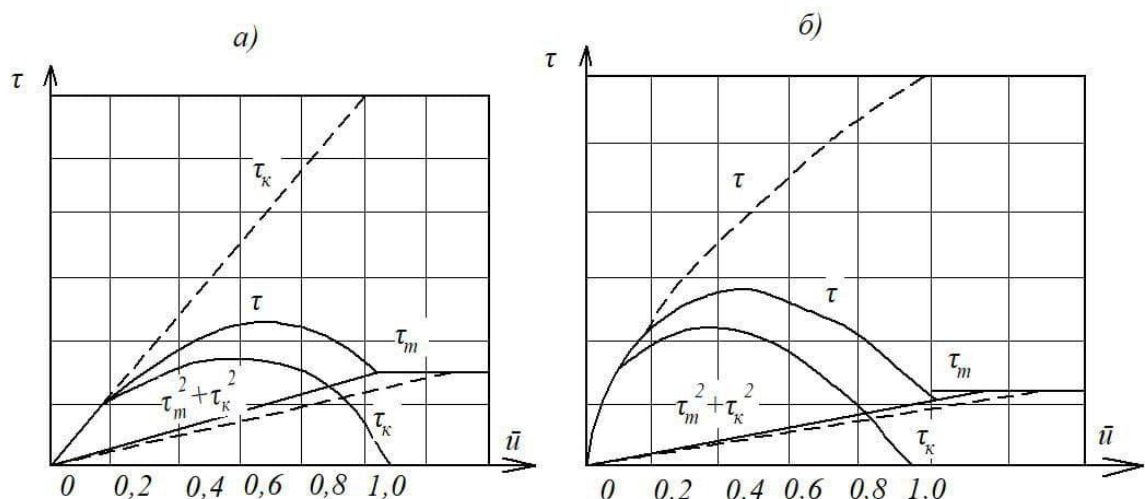


Рис. 2. Криві, побудовані за рівнянням 5 і 6

Зі зменшенням відмінності між $\tau_{c\max}$ і τ_m криві переходять послідовно в тип з більш тривалим наростанням навантаження.

Список використаних джерел:

1. Лебедев А. Т. Опір перекочування колеса, що працює з буксуванням / А. Т. Лебедев, Є. І. Калінін, М. Л. Шуляк // Збірник наукових статей Луцько-го НТУ. Сер.: Сільськогосподарські машини. – 2015. – Вип. 32. – С. 109–115.
2. Ovsyannikov, S., Kalinin, E., Kolesnik, I. Oscillation process of multi-support machines when driving over irregularities. Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport, 2018, 307-317, doi: 10.1007/978-3-030-19756-8_28.
3. Лебедев А. Т. Аналітична модель повороту трактора з шарнірно-зчленованою рамою / А. Т. Лебедев, Є. І. Калінін, М. Л. Шуляк, І. В. Колеснік // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2016. – Вип. 173 – С. 161 – 167.

УДК 631.357.2

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ДІАГНОСТУВАННЯ ЦИЛІНДРОПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Данчишен І.А., студ.

Попик П.С., к.т.н.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: pspopyk@gmail.com

Стратегічним напрямком технічного сервісу агропромислового комплексу України є забезпечення працездатності та продовження термінів служби наявного машинно-тракторного парку за рахунок підвищення якості та ресурсу машин і агрегатів на основі освоєння прогресивних технологій їх обслуговування та ремонту. Розробка нових технологій з використанням сучасного обладнання є одним із пріоритетних завдань розвитку технічного сервісу АПК.

В сучасних умовах районних РТП та РЗ ремонтується тільки 5...8% техніки, решта техніки ремонтується в умовах майстерень сільськогосподарських підприємств. Рівень технологічної оснащеності як на вітчизняних РТП, РЗ, так і майстерень сільгоспвиробника залишається

низьким: використовуються морально і фізично застарілі верстати та оснастка - більше 25 років багато найменувань ремонтно-технологічного обладнання не випускаються і не модернізуються, технічна документація застаріла і не оновлюється, відсутня документація на нові двигуни. В умовах ринкових відносин з'явилося безліч нових невеликих ремонтно-обслуговуючих виробництв, продукція яких часто характеризується низькою якістю.

Досвід експлуатації показує, що ресурс капітально відремонтованих двигунів тракторів, комбайнів і автомобілів становить 50 - 60% ресурсу нових. Низька технологічна оснащеність підприємств техсервісу АПК ускладнює і робить неможливим досягнення високої якості ремонту із забезпеченням 100% -го ресурсу відремонтованого двигуна.

В даний час на вітчизняному ринку випуск спеціалізованих верстатів і оснащення для високоякісного ремонту деталей двигунів в умовах малих і середніх ремонтних майстерень практично не виробляється.

Однак, досить швидко розвивається мережа організацій, що здійснюють поставку спеціалізованого обладнання закордонного виробництва для будь-якого ступеня завантаження підприємства. Відмітна особливість спеціалізованого обладнання - висока точність і продуктивність. У той же час, існує проблема браку нормативно-технічної документації, яка регламентує технологічний процес і контроль якості ремонту, розробленої для вітчизняних двигунів з використанням сучасних спеціалізованих верстатів зарубіжного виробництва.

Техніко-економічні показники дизельного двигуна в першу чергу залежать від досконалості протікання робочих процесів в камері згоряння. При цьому деталі, що обмежують камеру згоряння, отримують максимальні механічні та термодинамічні навантаження, що обумовлює їх підвищений знос.

До них відносяться: деталі циліндро-поршневої групи, головка блоку, клапани та пов'язані з ними деталі. Важкі умови роботи і важливе функціональне призначення цих деталей пред'являють до їх ремонту жорсткі вимоги.

Операції відновлення, механічної обробки або заміни направляючих втулок, сідел і клапанів є необхідними при капітальному ремонті двигуна практично в 100% випадків. Виробники верстатного обладнання надають споживачеві рекомендації по виконання лише окремих операцій, до того ж, без урахування специфіки положення на вітчизняному ринку запасних частин.

У вирішенні питання підвищення якості ремонту з урахуванням сучасних технологічних можливостей деталі клапанної групи необхідно розглядати як єдину взаємопов'язану систему. Ефективне застосування сучасного високоточного обладнання та оснащення неможливо без впровадження науково обґрунтованого технологічного процесу.

УДК 514.2:631.372

ОБґРУНТУВАННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО МІСЦЯ ОПЕРАТОРА ПРИ ПРОЕКТУВАННІ КАБІН ТРАКТОРІВ

Василів П.А., к.т.н., доц.

Грищенко І.Ю., к.т.н., доц.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: irgr@yahoo.com

При проектуванні і конструюванні пультів керування, засобів відображення інформації потрібно забезпечити не тільки їх раціональне розміщення, але врахувати абсолютні і диференційовані межі відчуття зорових, силових і тильних аналізаторів, а також врахувати об'єм пропускнуї спроможності оператора.

Проблема полягає в тому, що тракторист повинен правильно і своєчасно відредагувати на робочі сигнали, для того щоб потік надходження інформації сигналів не перевищував межу можливості людини. Вирішення поставленої задачі дозволить підвищити комфортабельність робочого місця, зменшить втомлюваність механізатора і при цьому відповідно збільшить продуктивність і якість роботи.

Для вирішення даної проблеми – проектування робочого місця потрібно проводити на основі аналізу комплексу ергономічної системи зв'язків «людина-трактор-технічна операція-зовнішнє середовище».

Кабіна трактора повинна бути спроектована так, щоб в ній проводилось обслуговування тракториста в зручній робочій позі з використання зусиль рук, траєкторії, швидкості і кількості рухів суглобів в фізіологічних допустимих межах, а також повинні бути науково

обґрунтовані кути зору, рівні інтенсивності сигналів, параметри інформації, що потрапляє.

Таким чином, ми приходимо до висновку, що ергономічна система є складне поняття.

В результаті дослідження ергономічної системи (ЕС) потрібно враховувати наступні величини: антропометричні параметри людини (АЛ); кількість рухів рук ($\sum l$), їх швидкість (l_v), траєкторію (l_s); зусилля рук (F_p); використовувати матричну методику для розміщення важелів керування в об'ємі кабіни трактора – оптимальні варіанти ($n_k l_v$), а також навантаження на пальці (F_{in}, F_{ip}), вплив фізіологічний фактор шуму ($\lim I$); розміри меж зон видимості ($\lim \varphi_{зор}$); мікроклімат ($t_k, U_n, \varphi_v, \sum M_{нов}$), вібрацію ($\lim W$). Звідси випливає, що:

$$EC = f[AL; \sum l, l_v, l_s; F_p; n_k l_v; F_{in}; F_{ip}; \lim \varphi; \lim I; (t_k; U_n, \varphi_v, \sum M_{нов}); \lim W]$$

З рівняння видно, що параметри ергономічної системи залежать в основному від 4 груп факторів. В даному рівнянні першим є фактор – антропометричні дані людини; другим – конструкція кабіни і робочого місця; третім – мікроклімат.

Тому відповідність конструкцій кабіни і організація робочого місця, антропометричні дані, фізіологічні і психологічні можливості людини являються основою умовою оптимальної взаємодії між людиною і трактором або комбайном в системі «людина-машина».

Реалізація ергономічних рекомендацій збільшить працездатність людини, ефективність виконання виробничих завдань, а також створить добрий настрій в людини при виконанні робіт на тракторі або комбайні.

Список використаних джерел:

1. Водяник І.І. Експлуатаційні властивості тракторів і автомобілів / І.І. Водяник. - К.: Урожай, 1994 – с. 322.
2. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет / Ксенович И.П. и др.: под общ. ред. И.П. Ксеновича. Москва: Машиностроение, 1991. 544 с.

ВПРОВАДЖЕННЯ НАНОТЕХНОЛОГІЙ І НАНОМАТЕРІАЛІВ У ТЕХНІЧНОМУ СЕРВІСІ МАШИН

Денисенко М.І., к.т.н.

ВСП «Немішаївський фаховий коледж НУБіП України», смт. Немішаєве

Дев'ятко О.С., к.т.н.

Мельник М.В., студ.

Можчіль О.В., студ.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: helene06@ukr.net

Основним завданням, котре ставить перед собою уряд і Кабінет Міністрів України, є підвищення конкурентоздатності агропромислового комплексу держави для забезпечення продовольчої безпеки та покращення інвестиційного клімату. Впровадження інновацій і передових технологій у процеси виробництва сільськогосподарської продукції являється основною мотивацією досягнення поставлених конкурентних завдань.

В теперішній час відбуваються інноваційні зміни у всіх галузях сільського господарства. Стратегія машино-технологічної модернізації АПК на період до 2030 року передбачає прискорений перехід до нових високопродуктивних та ресурсозберігаючих технологій, використання для цих цілей обладнання і технологій нового покоління, до яких відносяться нанотехнології.

Нанотехнологія – це сукупність методів створення і вдосконалення об'єктів з розмірами менше 100 нм хоча би у одному виміру, котрі мають нові властивості у порівнянні з об'єктами більших розмірів і дозволяють інтегрувати їх у системи більшого масштабу. Наночастинки розміром менше 100 нм знаходяться на межі квантового і класичного мікросвіту у метастабільному стані, коли їх фізико-хімічні властивості від розміру.

Наслідком розмірних ефектів є інноваційні характеристики наноматеріалів: над пластичність, надміцність, низькі знос і тертя. До наноматеріалів відносяться: нанопорошки металів і сплавів, фулерени, фулерити, нанотрубки, композити на їх основі; тонкі плівки, гетеро структури; наноструктуровані матеріали різного призначення; біологічні наноматеріали і об'єкти.

В агропромисловому комплексі також зростає коло питань, що вирішуються за допомогою нанотехнологій. Про це свідчить, зокрема, зростання наукових робіт, патентів і публікацій по наноплівкам, а також об'ємів замовлень на продукцію сільського господарства з використанням нанотехнологій і наноматеріалів.

Нанотехнології – міждисциплінарні технології, які розроблені для об'єктів розмірами менш як один мікрон і дають змогу проводити дослідження, маніпуляції та обробку речовин у діапазоні розмірів від 0,1 до 100 нанометрів (1 нанометр – одна мільярдна метра). [1]. Доцільність використання наноматеріалів, які виготовляються із застосуванням нанотехнологій, зумовлені тим, що у таких розмірах об'єктів речовина має властивості, які не притаманні їй макрокількості. У найближчі 10 – 15 років саме розвиток нанотехнологій та виготовлення нових наноматеріалів стане одним з основних рушіїв стимулювання істотних змін у таких галузях промисловості, як машинобудування, автомобільна промисловість, мікроелектроніка, а також сільське господарство, медицина та екологія.

Основні напрямки використання нанотехнологій і наноматеріалів при технічному сервісі машин приведені у таблиці 1.

Впровадження наноматеріалів і нанотехнологій забезпечить конструювання речовин на молекулярному і атомному рівнях з ціллю виробництва кінцевих матеріалів з наперед заданою атомною структурою, яка покращує та змінює їх властивості.

У рослинництві використання нанопрепаратів дає підвищення стійкості до погодних умов і зростання врожайності (у середньому 1,5 – 2 рази) практично всіх продовольчих (картопля, зернові, овочеві, плодо-ягідні) і технічних культур.

Нанотехнології використовуються у післязбиральній обробці соняшника, картоплі, зберігання яблук у регулюючих середовищах, озонування повітряного середовища у птахівництві.

Серед розробок для агропромислового комплексу треба відзначити: створені високоврожайні (до 130 ц/га) сорти пшениці.

Площі щорічних посівів сортів селекції науковців НАН України становлять 5,5 млн. га, або понад чверть усіх посівних площ озимої пшениці в Україні. Загалом створено майже 150 нових сортів культур, які заміщують імпорту закордонного насіння на суму 2,2 млрд.грн щороку. [2].

Крім того, запропоновані ефективні стимулятори росту рослин, засоби збереження родючості ґрунтів, комплексну технологію застосування гербіцидів, зносостійке землеробське знаряддя.

Таблиця 1 – Використання нанотехнологій і наноматеріалів при технічному сервісі машин

Технологія	Ознака нанотехнології	Ефект використання
Змащування рухливих з'єднань машин і механізмів	Використання мастильних композицій на основі високодисперсних антифрикційних нанопорошків	Зниження коефіцієнту тертя у з'єднанні і витрати енергії
«безрозбірний ремонт»	Використання ремонтно-відновлювальних препаратів, що містять наночастки міді	Підвищення зносостійкості деталей циліндро-поршневої групи двигунів у 2 рази, зниження витрат пального і шкідливих викидів
Відновлення та зміцнення деталей при ремонті машин	Нанесення нанопокриттів з металокерамічних порошків	Довговічність деталей зростає в декілька разів
Зміцнення ріжучого інструменту на підприємствах сервісу (різців, сверл)	Використання наночастинок з алмазів	Підвищення довговічності інструменту у 2-3 рази
Відновлення деталей гальванопокриттями	Використання електролітів з використанням металокерамічних наночастинок	Підвищення довговічності інструменту у 2-3 рази
Збирання нафтопродуктів з поверхні на нафтосховищах і заправних комплексах	Використання поруватих наноматеріалів	Покращення екології сервісних підприємств

Висновки. 1. Актуальним і ключовим фактором для забезпечення конкурентоздатності АПК України є інноваційний розвиток підприємств галузі, впровадження високотехнологічних підходів до виробництва.

2. Одним із напрямків робіт по використанню нанотехнологій для підвищення міжремонтного ресурсу сільськогосподарської техніки є розробка нових та перспективних наноматеріалів.

Список використаних джерел:

1. Концепція Державної цільової науково-технічної програми «Нанотехнології та наноматеріали» на 2010 – 2014 роки / Розпорядження Кабінету Міністрів України від 2 квітня 2009 р. №331-р
2. Голос України. №28 (7034) Газета Верховної Ради України. 12.02.2019р / Суспільство. А. Наумовець.

УДК 631.356.2

**ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ОЧИЩЕННЯ КАРТОПЛІ ВІД ДОМІШОК
НА СПІРАЛЬНОМУ СЕПАРАТОРІ**

Ружило З.В., к.т.н., доц.

Момотюк Д.С., студ.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: ruzhylo@nubip.edu.ua

Проблема. При збиранні картоплі однією з найважливіших технологічних операцій є викопування бульб і їх очищення від ґрунту та інших домішок. При цьому основними вимогами до очищення є уникнення пошкодження бульб та відсутність їх втрат. Варто відмітити, що конструкції сучасних картоплезбиральних комбайнів мають значну кількість різних за принципом дії очисних робочих органів, які здійснюють повний процес сепарації домішок за досить тривалий проміжок часу. Однак численними дослідженнями встановлено, що різноманітні пошкодження, які значно знижують якісні показники і збільшують втрати при збиранні урожаю прямо пропорційні тривалості перебування картопляних бульб на очисних робочих органах. Тому розробка більш досконалих конструкцій для очищення картопляного вороху і їх обґрунтування шляхом проведення теоретичних і експериментальних досліджень є дуже актуальними. З огляду на сказане, нами розроблено сімейство удосконалених очищувачів картоплі від

грунтових і рослинних домішок спірального типу, на які отримані патенти України.

Мета роботи. Обґрунтування раціональних конструктивних і кінематичних параметрів спірального сепаратора шляхом проведення теоретичних досліджень процесу просіювання грудок ґрунту та інших домішок крізь робочі спіралі під час їх переміщення вздовж спіралей.

Результати дослідження та їх аналіз. Побудову математичної моделі руху і просіювання грудки ґрунту по поверхні, утвореної очисними спіралями, починаємо з розробки еквівалентної схеми, на якій показані тільки дві спіралі (рис. 1). Дані очисні спіралі консольно встановлені одними своїми кінцями в точках D і D_1 , осі яких є паралельними, інші їх кінці розташовані вільно і можуть в процесі роботи очищувача робити коливальні рухи, під дією змінного навантаження, зумовленого надходженням на них картопляного вороху, який також має змінну масу. При цьому очисні спіралі здійснюють обертальні рухи з однаковими кутовими швидкостями ω в одному напрямку, який показано на еквівалентній схемі стрілками. Очисні спіралі виконані у вигляді циліндрів, що мають радіуси R , їх навивки, що мають крок гвинтових ліній S , спрямовані в одну сторону (також на схемі показані стрілками) і встановлені в місці їх контакту з взаємним перекриттям. Кут підйому гвинтової лінії очисних спіралей дорівнює γ . Центри самих спіралей показані на еквівалентній схемі точками O і O_1 .

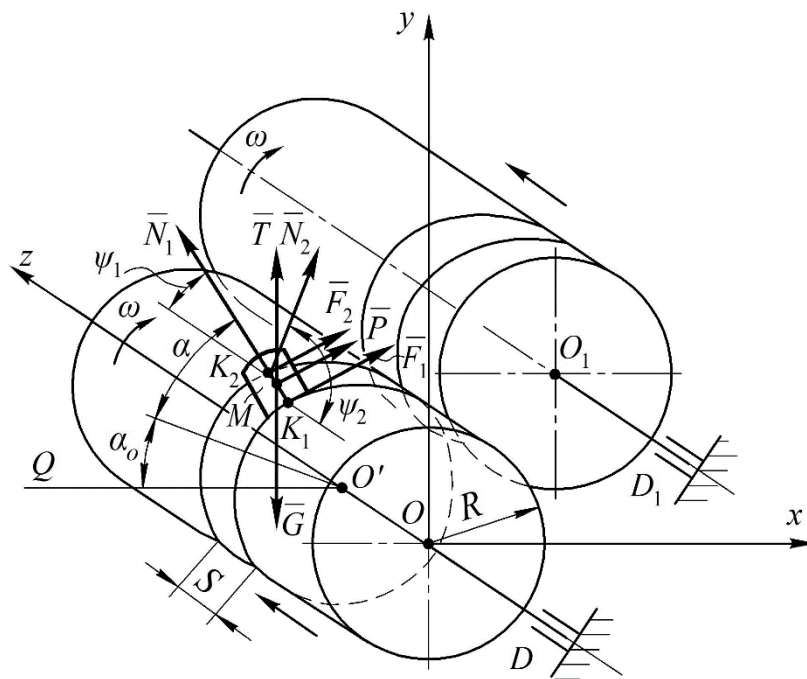


Рис. 1. Еквівалентна схема руху і просіювання ґрунтової грудки по поверхні очищувача картоплі спірального типу, яка має контакт в двох точках витків очисної спіралі

Побудову математичної моделі, тобто теоретичне дослідження руху і просіювання тіла на поверхні даного очисника картоплі спірального типу здійснено на застосуванні основних положень динаміки руху тіла змінної маси.

В підсумку отримано диференціальне рівняння зміни маси m грудки ґрунту M , що розташована між двома сусідніми витками однієї спіралі в контактуючих з нею точках $K1$ і $K2$ з плином часу t :

$$\begin{aligned} \frac{dm}{dt} = & \frac{2\pi(N_1 \cos \psi_1 - N_2 \cos \psi_2)}{S\omega} + \\ & + \frac{\pi R \tan \gamma}{S} \cdot \left\{ m\omega \left[\frac{1}{\tan(\alpha_0 + \omega t)} + \tan(\alpha_0 + \omega t) \right] + \right. \\ & + \frac{m\omega A}{R} \left[\frac{\sin^2(\alpha_0 + \omega t)}{\cos(\alpha_0 + \omega t)} - \cos(\alpha_0 + \omega t) \right] \\ & - \frac{mg}{\omega R \cos(\alpha_0 + \omega t)} + (N_1 \sin \psi_1 + N_2 \sin \psi_2) \times \\ & \times \frac{1}{\omega R} \left[\tan(\alpha_0 + \omega t) - \frac{1}{\tan(\alpha_0 + \omega t)} \right] \Bigg\}. \end{aligned} \quad (1)$$

В результаті числового вирішення на ПК даного рівняння отримані графічні залежності, представлені на рис. 2.

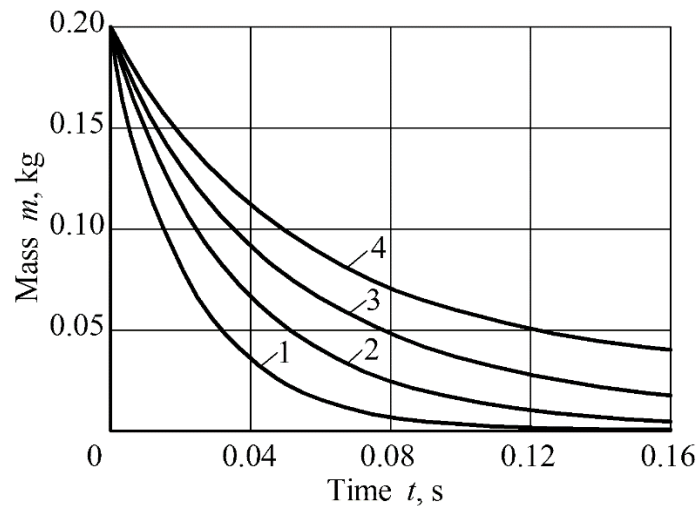


Рис. 2. Залежність зміни маси m грудки ґрунту в часі t при зміні швидкості обертання спіралі ω :

1 — $\omega = 2.5 \text{ рад}\cdot\text{с}^{-1}$; 2 — $\omega = 2.0 \text{ рад}\cdot\text{с}^{-1}$; 3 — $\omega = 1.5 \text{ рад}\cdot\text{с}^{-1}$; 4 — $\omega = 1.0 \text{ рад}\cdot\text{с}^{-1}$

Як видно з представлених на рис. 2 графічних залежностей зміни маси m грудки ґрунту в часі t при виборі раціональних конструктивних і кінематичних параметрів розробленого очисника картопляного вороху спірального типу маса грудки ґрунту зменшується на 95% за час 0.08 ... 0.12

с. Також слід зазначити, що збільшення кутової швидкості ω обертання очисних спіралей вище 2.0 ... 2.5 рад · с-1 не буде сприяти швидкій зміні маси грудки ґрунту, а, отже, збільшенню продуктивності очисника. . Подібний висновок можна зробити і щодо радіуса спіралей R . Так, відповідно його збільшення більше 0.12 ... 0.15 м не поліпшить якості просіювання вниз ґрунту з картопляного вороху .

Список використаних джерел:

1. Розроблено математичну модель процесу просіювання грудок ґрунту, які потрапляють на очисник картоплі спірального типу разом з купою викопаних з ґрунту бульб картоплі, для випадку, коли грудка (частка) ґрунту контактує з витками спіралі очисника у двох точках.
2. Отримано нове диференціальне рівняння, що дозволяє описувати процес зменшення маси m грудок ґрунту , які надходять на спіральну поверхню очисника, як функції часу. В даному випадку зазначене зменшення маси грудок ґрунту відбувається при їх переміщенні по спіралі.
3. З аналізу отриманих результатів можна зробити висновок, що основними раціональними конструктивними і кінематичними параметрами можна вважати: кутову швидкість обертання спіралей пружин $\omega = 2.0 \dots 2.5$ рад · с-1 при радіусі спіралей, що дорівнює $R = 0.12 \dots 0.15$ м.

УДК 621.8

ЕВОЛЮЦІЯ КОНЦЕПТУАЛЬНИХ ПІДХОДІВ ОРГАНІЗАЦІЙ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ В УМОВАХ УРБАНІЗОВАНИХ ТЕРИТОРІЙ

Коротков Є.М., аспір.

Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ

E-mail: korotkovgenij@gmail.com

Як свідчить історія, міста з'явилися 3500 років до нашої ери, людина 40 тис. років назад. Людина зі своєю появою завжди мала стосунки з земляними роботами від створення місць проживання до вирощування продуктів харчування.

З появою міст (урбанізованого середовища) виникає ще одна сфера діяльності – це будівництво: наземне, підземне, закрите, відкрите, з рядом обмежувальних умов тощо. На сьогодні люди діляться на дві категорії за місцем проживання: сільські та міські жителі. Зростання категорії проживаючих в містах збільшується неймовірними темпами.

Місто за формуванням Ф. Ратцеля – це довгострокове скупчення людей і їх житла, що займає суттєвий простір та розміщення в центрі важливих комунікацій.

В сучасних соціально-економічних умовах однією з проблем міста є роботи, пов'язані з прокладкою різних комунікацій під землею і при цьому зведення до мінімуму фактори порушення як інших споруд так і дорожнього покриття, існуючої системи рослинних насаджень.

Еволюціонізм як наука притаманна усім наукам в яких присутній рух часу в історичному вимірі де можна знайти безліч фактів, які характеризують міське середовище як складний процес з значними затратами людських зусиль, а з часом і техніки.

Розвиток технічних засобів і машин для проведення земляних робіт ділиться на декілька етапів:

- за характером робіт;
- за взаємодією з людськими ресурсами;
- перевагами функцій самих машин.

В історичному ракурсі виконання земляних робіт можна класифікувати за: ступеню використання машин і механізмів; за характерними видами робіт та модифікацією самих машин і механізмів

Якщо переглянути історію формування машин можна виділити слідуєчі етапи:

- Римський період. Потреба в виконанні земляних робіт при будівництві каналізації, водопроводу, підземних тунелів тощо, задовольнялась важкою людською працею та примітивними знаряддями такими як: лопати, балки, тачки, такелажні механізми;

- Середньовіччя. Поява трубопроводів, які потребували механізмів по їх прокладанню та обслуговуванню, удосконалення підйомних механізмів, але головною рушійною силою залишається людська праця;

- Відродження. Процеси урбанізації вимагають нових підходів до організації інженерних робіт пов'язаних з технічним забезпеченням системи побутового обслуговування.

Впроваджуються різні методи прокладання горизонтальних підземних комунікацій особливо в щільній міській забудові:

- поява парового двигуна відкриває нові можливості для розвитку машин і механізмів при виконанні земляних робіт;

- нинішній етап характеризується вже значною перевагою можливостей машин над потребою людських сил, а в деяких аспектах можливе виключення людини, особливо при проведенні робіт в екстремальних умовах.

Місто сьогодні характеризується високою щільністю забудови та складністю вимог до проведення робіт, особливо пов'язаних з земляними роботами і ці вимоги в майбутньому будуть тільки ускладнюватися.

Поновлення технічного забезпечення йде по декількох напрямках:

- зменшення долі людських затрат;
- покращення технічних можливостей;
- збільшення економічного ефекту від використання нової техніки.

Дані напрямки характеризуються новими науковими розробками в сфері самих машин, робочих процесів, різновидів механізмів. Пропонується ще один напрямок, який на думку автора, зможе оптимізувати сам процес виконання робіт, наприклад, при безтраншейній прокладці комунікацій в міському середовищі.

Як варіант пропонується розробити обґрунтований паспорт робіт з відповідним паспортом машин та механізмів для виконання даних робіт, або стандарт відповідності того чи іншого процесу.

При правильному типологічному формуванні паспорту виконання робіт, наприклад, в міському середовищі, а саме прорахункам необхідних механізмів можна досягти значного економічного результату:

- високої швидкості виконання робіт;
- зведення до мінімуму шкідливого впливу на оточуюче природне середовище, архітектуру тощо;
- економія коштів;
- надкоштовне обладнання використовується чітко за призначенням, що підвищує його термін дій та технічне збереження;
- безсезонні роботи;
- екологічно безпечні для природи, тварин і людей робочі процеси.

Особливою умовою цього напрямку є узгодженість видів робіт, яка полягає в узгодженості лише видом робіт і необхідними для них машинами і механізмами.

Як варіант узгодження міг би стати чіткий паспорт робіт з прокладки комунікацій, умов, наявності будівель, насаджень, характеру ґрунтів тощо, на підставі якого можна було б сформулювати паспорт механізмів і машин, які

б оптимально з мінімальними затратами виконали роботи відповідного паспорту з благоустрою.

Саме оптимальна узгодженість, а не випадковість механізмів для виконання робіт могли б дати значний економічний ефект, швидкість та естетичний результат.

З часом складність підземних комунікацій буде підвищуватись через збільшення їх кількості, особливо в міському середовищі, тому наступним кроком має стати навігаційна підземна система, що здатна виконувати роботи без пошкоджень існуючих мереж, а саме поєднувати функції дослідження, виявлення, аналізу та прокладки.

Список використаних джерел:

1. Генрі Дж Коуэл Строительная наука XIV-XX вв. М.: Стройиздат, 1982. 359 с.
2. Кравець С. В., Нечидюк А. А. Машины для прокладання підземних комунікацій. Наукові основи створення. Рівне: РДТУ, 2018. 271 с.
3. Кравець С. В. Ґрунтозахисні та енергозберігаючі машини для прокладки підземних комунікацій. Рівне: РДТУ, 1999. 277 с.
4. Кравець С. В. Теорія руйнування робочих середовищ. Рівне: НУВГП, 2008. 124 с.
5. Баладинский В. Л., Смирнов В. Н. Теория разрушения рабочих сред. Киев: КНУСиА, 1999. 230 с.

УДК 621.869

ОРГАНІЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ ВИКОНАННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНО-РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ РОБІТ

Сліпуха Т.І., асист.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: Dubrova17@ukr.net

В процесі доставки продукція, або вантаж, перевозиться від вантажовідправника до вантажоотримувача, тобто виконується транспортний процес. На початку і при закінченні транспортного процесу

перевезення вантажу виконується один із найбільш важких видів допоміжних робіт - операції по навантаженню та розвантаженню.

Таким чином, навантажувально-розвантажувальні операції є невід'ємним елементом транспортно-технологічного процесу доставки вантажу.

При перевезеннях вантажів АТ використовуються різні форми організації НРР. У теперішній час у залежності від обсягу робіт можливо назвати наступні основні форми організації перевантажних операцій.

Вантажооберт пункту навантаження або розвантаження значний та постійний. У цьому випадку НРР виконуються, як правило, засобами вантажовідправників та вантажоотримувачів, що дозволяє на постійно закріпити засоби механізації та робітників (механізаторів, вантажників, стропальників) за певними НРП або постами.

Основними натуральними показниками роботи пункту навантаження-розвантаження є :

Вантажооберт пункту – це об'єм навантаженого і розвантаженого вантажу Q у даному пункті в тоннах за розрахунковий період часу (доба, рік і т.ін.). Цей показник необхідний для виконання техніко-економічних та інших розрахунків (визначення потрібної кількості рухомого складу, засобів механізації, контейнерів та ін.).

Пропускна здатність пункту - являє собою максимальну кількість вантажу Pm в тоннах або автомобілів Pa , яку може бути навантажено або розвантажено в пункті за одиницю часу (годину, добу, рік). Пропускна здатність пункту залежить від пропускної здатності кожного поста та кількості постів навантаження-розвантаження $XH(p)$.

Пропускна здатність одного поста в тоннах Mt та автомобілях Ma за одну годину роботи (відповідно т/год і авт/год) складає та, де

tT – час на навантаження або розвантаження 1т вантажу, т;

qH – номінальна вантажність автомобіля, т;

γ – коефіцієнт використання вантажності автомобіля;

ηH – коефіцієнт нерівномірності прибуття автомобілів на пост навантаження або розвантаження ($\eta H=1...2$).

Пропускна здатність поста за час роботи протягом доби в тоннах та автомобілях дорівнює:

де T_d – час роботи поста протягом доби, год. Пропускна здатність пункту (майданчика) за одну годину роботи постів із однаковою пропускною здатністю, а за час роботи протягом доби Якщо пости мають різну пропускну здатність $P1, P2,...Pn$, тоді пропускна здатність пункту P дорівнює: ,

де n – кількість постів на пункті.

Важливе значення має взаємодія рухомого складу і засобів механізації, яка проявляється безпосередньо в НРП, де навантаження та розвантаження зв'язана з відправленням вантажу або розвантаженням є наслідком прибуття вантажу до споживача. Таким чином, в цих випадках робота пунктів навантаження та розвантаження нерозривні з вантажопотоком цього пункту.

УДК 69.002.5

ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИПУСКУ СТИНОВИХ ПАНЕЛЕЙ ВИСОКОЇ ЗАВОДСЬКОЇ ГОТОВНОСТІ

Нестеренко М.М., к.т.н., доц.

Нестеренко Т.М., к.т.н., доц.

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія

Кондратюка», м. Полтава

Аніщенко А.І., к.т.н., доц.

Харківський національний університет будівництва

та архітектури, м. Харків

Прилепа О.А. Concrete Plus, м. Таллінн, Естонія

E-mail: nesterenkonikola@gmail.com

В країнах Балтики для будівництва будинків та промислових будівель використовуються панелі високої заводської готовності із закладними комунікаціями, які дозволяють в короткі терміни проводити монтаж та здачу об'єктів будівництва.

Нами пропонується комплект обладнання для виготовлення панелей із полістиролбетону із зовнішнім металевим та внутрішнім гіпсокартонним облаштуванням.

Суміш пропонується виготовляти за допомогою установки, яка включає в свою конструкцію блоки змішування, подрібнення та подачі фібри, подачі готової суміші (рис. 1).

Ущільнення суміші в каркасах панелей пропонується проводити за допомогою вібраційної касетної машини (рис. 2).

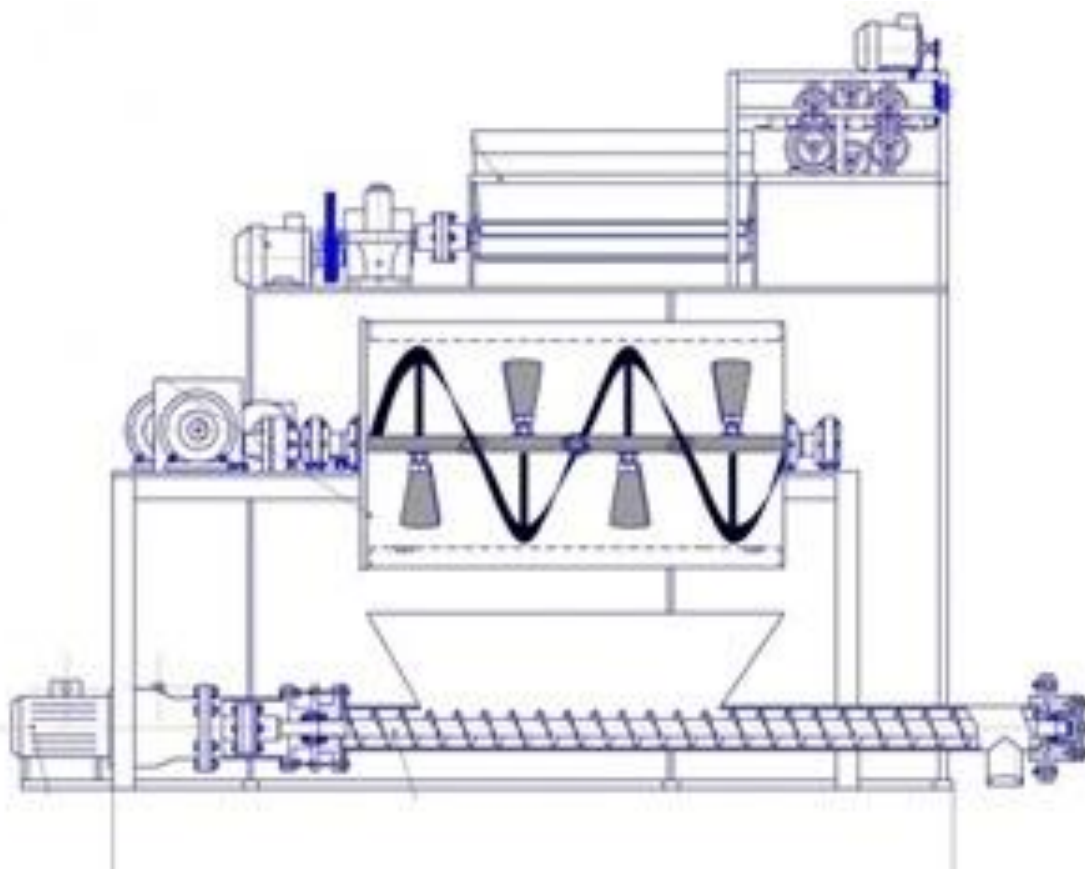


Рис. 1. Установка для приготування полістирол-бетонної суміші

Зразок стінового елементу зображено на рис. 3.

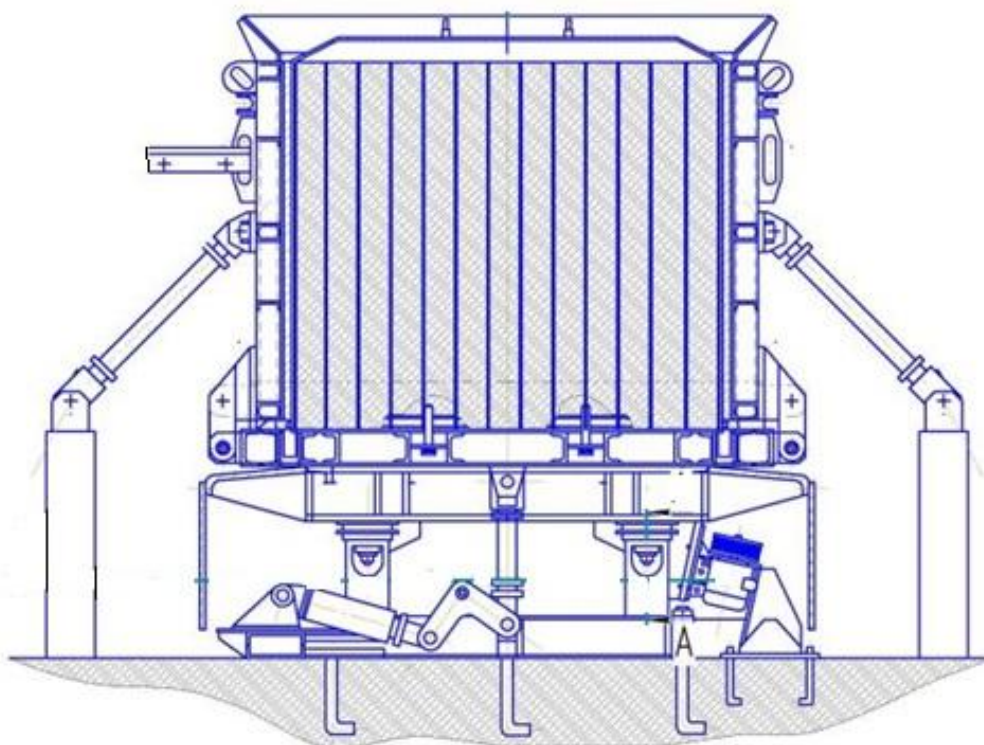


Рис. 2. Вібраційна касетна машина



Рис. 3. Готовий стіновий елемент

УДК 669.018.45:542.65:62-135

ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ СТРУКТУРИ У ВИСОКОХРОМИСТИХ ЖАРОМІЦНИХ СПЛАВАХ ПРИ СПРЯМОВАНОМУ ЇХ КРИСТАЛІЗУВАНІ

Михнян О.В., к.т.н., асист.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: mixnyan@ukr.net

Склад сплаву і його теплофізичні властивості впливають на фазово-структурні параметри в литих виробах та рівень їх експлуатаційних характеристик. Структура і властивості сплавів залежать від градієнта температури в виливках при їх затвердінні і швидкості їх кристалізації. Правильно обравши ці залежності можна визначити раціональні

технологічні режими для отримання литого металу з заданими структурою і властивостями. Відомо багато способів формування орієнтованих полі-і монокристалічних структур в виливках з різних сплавів. Створені різні процеси отримання виробів зі спрямованої структурою, які відрізняються способами нагріву і теплофізичними характеристиками ливарних форм, що впливають на інтенсивність відводу тепла від них (методи: Чохральського, Бріджмена, Кіропулоса, Стокбаргера). Спрямовану структуру в виливках отримують підтриманням плоского фронту кристалізації сплаву в період їх затвердіння. Швидкість просування фронту кристалізації сплаву при сталому тепловідводі практично постійна. У процесі затвердіння виливка відведення тепла відбувається більш інтенсивно через бічні стінки форми. Можливе утворення такого ливарного дефекту, як струменева смужковість виробів, яка виникає внаслідок утворення рівновісно кристалізуючихся приповерхневих струменів, що обумовлює утворення великих карбідних включень небажаної морфології M_6C на поверхні виливків. Усунути такий недолік можна більш інтенсивним тепловідводом від виливка (швидкість спрямованої кристалізації сплавів до 10 - 20 мм / хв.). Використання інтенсивного тепловідведення при охолодженні форми забезпечує високі градієнти температури у фронті кристалізації сплаву і дозволяє отримувати орієнтовану структуру в виливках з подрібненими дендритами, тонко дисперсними інтерметалідами і карбідами. В результаті цього в литих виробах з жароміцних сплавів також істотно (до 20%) збільшуються короточасна і тривала міцності, підвищуються показники термоциклічності.

УДК 637.115

ПРИНЦИПИ ОРГАНІЗАЦІЇ ТЕХНОЛОГІЇ МАШИННОГО ДОЇННЯ

Ярош Я.Д., д.т.н., проф.

Ігнатенко Н.О.

Поліський національний університет, м. Житомир

E-mail: yaroslav.yarosh76@gmail.com

Доїння, в широкому сенсі – це комплекс зоотехнічних заходів, спрямованих на отримання молока від самок сільськогосподарських тварин. Можливості сучасного обладнання та автоматизованих систем управління

стадом дозволяють ширше поглянути на технологію виробництва молока, яка інформаційно концентрується навколо процесу машинного доїння. Машинне доїння сьогодні стає своєрідним гравітаційним центром і є фінішним процесом виробництва молока. Процес машинного доїння корів стоїть в самому кінці довгого технологічного циклу, коли навіть самий незначний елемент може стати ключовою умовою ефективності, а незначна помилка однієї людини може перекреслити зусилля цілого колективу.

В даний час в розвитку технології виробництва молока в країнах західної Європи сформувалися нові тенденції, які експортуються разом з сучасним обладнанням у вигляді програмних алгоритмів, що забезпечують роботу обладнання та управління стадом. Однак досвід показує, що нові підходи і технологічні рішення, які ми отримуємо разом з новим імпортом обладнання, вимагають адаптації для умов вітчизняних ферм.

Технологія машинного доїння в умовах сучасних молочно-товарних ферм і комплексів включає:

- Організацію поточно-цехової системи з урахуванням зміни приміщень ферми.
- Розробку схеми руху потоків тварин, в рамках будівельних приміщень і огорож.
- Визначення придатності корів до машинного доїння по морфології вимені і швидкості молоковіддачі методом моніторингу стада і статистичного аналізу електронної бази даних комплексу.
- Формування виробничих груп тварин за основними критеріями (продуктивність, статус, час доїння, швидкість молоковіддачі).
- Розробка і реалізація заходів щодо формування умов для забезпечення санітарії та гігієни технологічних процесів.
- Підбір групових та індивідуальних налаштувань програмного управління процесом доїння (машинна стимуляція, додавання і ін.).
- Підбір послідовності і тривалості операцій процесу машинного доїння відповідно до графіка доїння і обраними груповими і індивідуальними програмними настройками.
- Зворотній зв'язок при управлінні стадом і технічними процесами забезпечується шляхом системного аналізу інформації і синтезу рішень з використанням ресурсів комп'ютерних програм управління стадом.

З точки зору сучасної технології доїння селекція повинна бути орієнтована на формування стада із високопродуктивних тварин з інтенсивним метаболізмом і швидкими рефлекторними реакціями, які, на

жаль, в більшості своїй є нестійкими до дії стресоутворюючих факторів. Тому однією з основних проблем вітчизняного скотарства є те, що, в результаті недбалого ставлення до тварин, селекція перетворюється в «природний відбір», орієнтований на збереження стресостійкості тварин, які за визначенням непридатні до інтенсивних технологій, але здатні вижити в важких умовах. Спроби компенсувати вибуття тварин стада закупівлею, в тому числі і за кордоном, як правило, не дає очікуваних результатів і негативно позначається на собівартості продукції. У той же час, доїння являє собою складний фізіологічний процес, головна мета якого полягає не тільки в швидкому, досить повному і з найменшими витратами праці, витягування з вимені утвореного молока, але і в створенні умов для стимуляції продуктивності тварини. Враховуючи, що сьогодні вся ферма технологічно, технічно і інформаційно так чи інакше зав'язана на доїльне обладнання, реалізація всіх без винятку процесів має бути узгодити за місцем, часом і суті з фізіологічними особливостями процесу утворення і віддачі молока.

Суворе виконання технології машинного доїння необхідно для стимулювання у корів повноцінної молоковіддачі. Порушення умовно-рефлекторних ланок технології істотно знижує сприйнятливість організму до дії доїльного апарату. Тому, для збереження повної молоковіддачі необхідно якомога рідше міняти технологію утримання і доїння корів.

УДК 69.057

РОЗРОБКА МЕХАНІЗОВАНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО МОДУЛЯ ДЛЯ ЗВЕДЕННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ МОНОЛІТНИХ ЕЛЕМЕНТІВ БУДІВЛІ

Рашківський В.П., к.т.н., доц.

Сукач М.К., д.т.н., проф.

Засць Ю.В., аспір.

Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ

Email: zaiets_yv@knuba.edu.ua.

Формулювання проблеми. Підвищення рівня механізації будівельних процесів – актуальна інженерна задача, що дозволяє вдосконалювати технологічний процес на будмайданчику. Особливо актуально розробляти механізовані модулі, що дозволяють вдосконалити певний сегмент

будівельного процесу, зокрема до можливості застосування автоматизованих систем управління.

Аналіз попередніх досліджень і публікацій.

В роботі Сукача М.К. [1] визначено особливості інформаційного забезпечення інновацій, захисту та ліцензування об'єктів інтелектуальної власності, проблеми і форми трансферу сучасних технологій, що дозволило провести дослідження в напрямку створення конкурентоздатного конструктивного рішення у вигляді механізованого технологічного модуля для зведення вертикальних монолітних елементів будівлі.

Мета дослідження. Визначення конструктивних особливостей механізованого технологічного модуля для зведення вертикальних монолітних елементів будівлі.

Викладання основного матеріалу.

Перспективним напрямом розвитку технології монолітних робіт є використання ковзних опалубних систем, що дозволяють значно зменшити циклічність монолітних робіт [2].

Відомі конструкції ковзної опалубки мають суттєвий недолік, що зумовлений тим, що для ковзання опалубного щита вздовж монолітного елемента потрібно застосовувати змащувальні матеріали, що в результаті призводить до певних негативних наслідків [2].

Так, механізований технологічний модуль [3] виконаний у вигляді двох симетричних напіврам, всередині яких укладається суміш для вертикальної монолітної конструкції, причому напіврами з'єднані між собою системою гідроциліндрів, що дозволяє змінювати ширину вертикальної конструкції та кут нахилу напрямних. Така конструкція дозволяє забезпечувати вільний доступ до порожнини утвореною пристроєм, для монтажу арматури або контролю якості застигання суміші. Так само завдяки системі гідроциліндрів забезпечується контроль прикладеного зусилля на бетон (рис. 1).

Механізований технологічний модуль складається з правої та лівої Г-подібних напіврам 1, які встановлені асиметрично.

Г-подібні напіврами складаються з стійок 2, на яких шарнірно закріплено ригелі 3, причому ригель лівої напіврами шарнірно з'єднано з вільним кінцем правої напіврами.

Горизонтальні ригелі виконані з можливістю зміни своєї довжини.

Вільні кінці правої та лівої стійок напіврам 1 між собою з'єднані діагональною в'яззю 4 з можливістю зміни довжини.

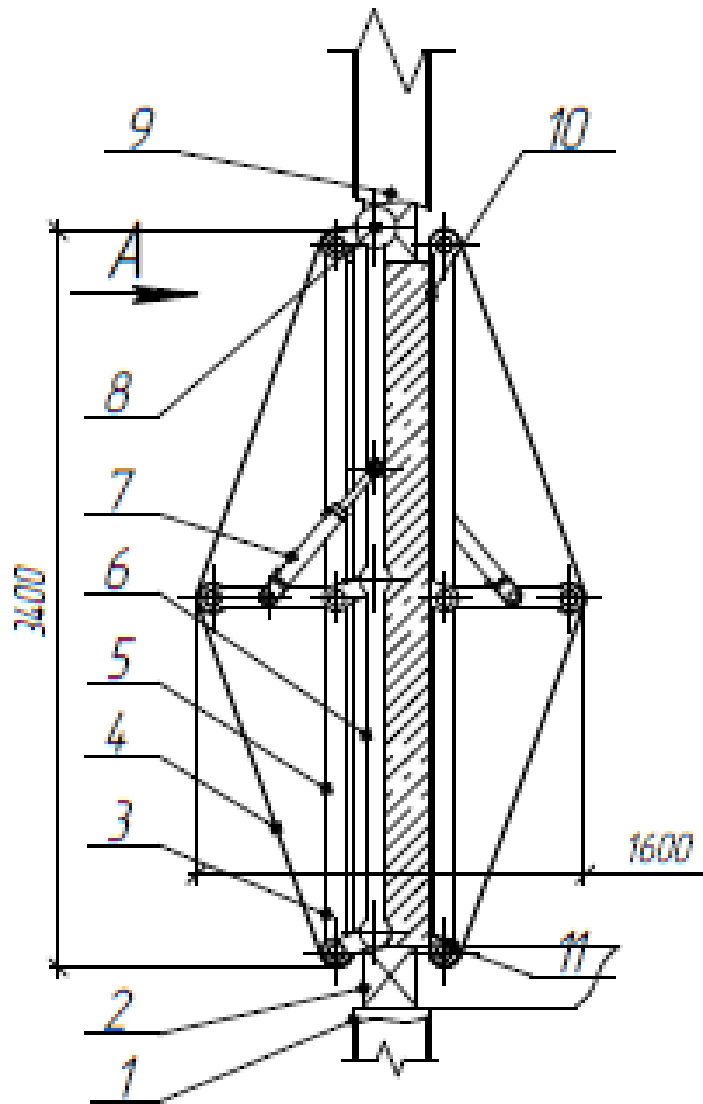


Рис. 1. Механізований технологічний модуль

На кінцях стійок правої та лівої напіврам 1 встановлено приводний 5, опорний 6 та натяжний 7 ролики. Ззовні на роликах 5-7 розміщено нескінченну рухливу стрічку 8, ширина якої відповідає довжині вертикальної монтованої конструкції. Всередині обох напіврам 1 між приводним 5 та опорним 6 роликами за рухливою стрічкою 8 встановлено напрямні щити 9.

По боках обох напіврам 1 по всій висоті стійок 2 закріплено обмежувальні щити 10.

Напіврами 1 з щитами 10 закріплені одна відносно одної таким чином, що всередині, між ними, розміщена зона бетонування.

Варіант використання самопідйомної опалубки наведено на рис. 2.

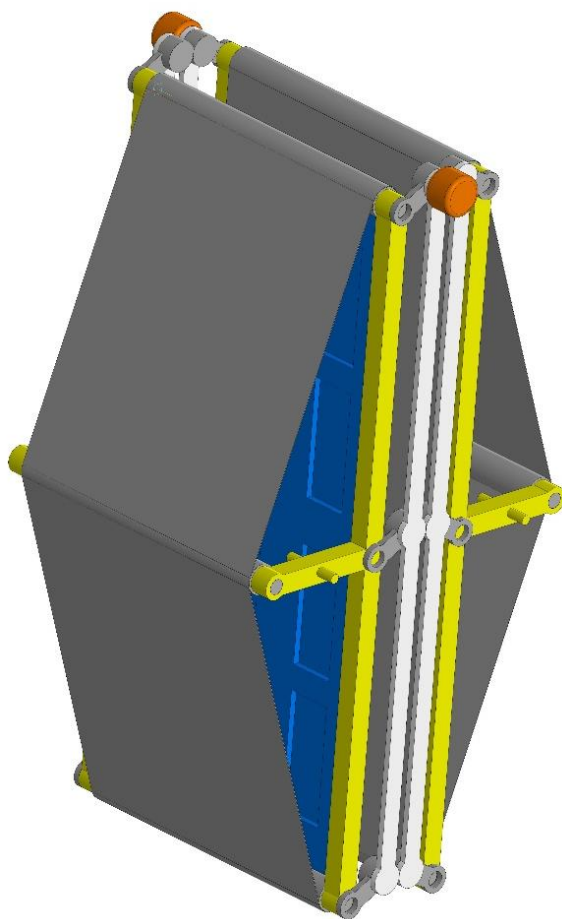


Рис. 2. Моделювання механізованого технологічного модуля

Висновки.

Проектування механізованих технологічних модулів для вертикальних монолітних конструкцій повинно відбуватись у відповідності до конструктивної схеми будівлі, що враховує ширину вертикального елемента, висоту поверху, товщину вертикальної конструкції. Проектування приводу механізованого технологічного модуля повинно враховувати особливості твердіння бетонної суміші, марку бетонної суміші, наявність потреби в додаткових впливах на монолітний контур (вібраційний, термічний тощо).

Список використаних джерел:

1. Трансфер технологій: монографія / М. К. Сукач. – Київ : Компринт, 2018. – 423 с..
2. Тонкачев Г.М. Функционально-модульная система формирования комплектов строительной оснастки, 2012. – 158 с.
3. Рашківський В.П., та ін Вертикальна рухлива опалубка. Пат№ 94543. 25.11.2014, бюл. № 22.

ВПЛИВ БОРУ НА ВЛАСТИВОСТІ СТАЛЕЙ

Савченко В.М., к.т.н., доц.

Куликівський В.Л., к.т.н.

Некрашевич Д.Ю.

Сливинський В.О.

Поліський національний університет, м. Житомир

E-mail: dgs-ua@ukr.net

Добавка бору до легованим конструкційних сталей дозволяє значно знизити ступінь їх легування такими елементами, як хром, нікель, марганець і молібден, при одночасному збереженні необхідного рівня різних механічних властивостей.

Так добавка до 0,003% бору збільшує межу пружності і дозволяє створювати нові борвмісні ресорно-пружинні сталі 55ХГР і 55СГ2Р. Тут підвищення вмісту бору призводить до виділення боридних фаз і збіднення бором скупчень навколо дислокацій, що знижує межу пружності.

Борвмісні вуглецеві сталі з успіхом замінюють і марганцеві, мають підвищену схильність до утворення тріщин при термообробці. Заміна марганцевих сталей борвмісними дозволяє отримати 10% економії. З досвіду автомобільних заводів Західної Європи добавка 0,002...0,005%B дозволяє звільнитися від дефіцитних легуючих елементів – молібдену і нікелю та замінити дорогу цементовану сталь, що йде на виготовлення важко навантажених деталей, більш дешевою. Борвмісна сталь має більш високу міцність і після цементації набуває більш високої твердості.

Цементована поверхню містить меншу кількість залишкового аустеніту, що значно підвищує зносостійкість і довговічність деталей зі сталі 20ХГР.

Крім збільшення прокалювання адсорбційні шари бору затрудняють процес розчинення надлишкових карбідів, наприклад, Cr_{23}C_6 як в сталі Х15Н25, при загартуванні та їх виділення при старінні. Утворення адсорбційного шару на межі розділу зерен супроводжується тим, що активні ділянки поверхонь розділу виявляються вже зайнятими, і процеси розчинення карбідів при загартуванні, а також зворотне виділення в результаті міграції на внутрішні поверхні при старінні виявляються неможливими.

Легування бором в межах 0,4...0,7% аустенітних сталей з карбідним Х18Н12Б і інтерметалідним 10Х16Н25В5Ю2Т зміцненням також підвищує їх властивості міцності. Характеристики тривалої міцності таких аустенітноборидних сталей при 650-700 °С значно перевищують аналогічні сталі без бору. Крім того, для сталей з боридним зміцненням характерна висока тривала пластичність, не зменшується зі збільшенням тривалості випробувань. Висока тривала пластичність аустенітно-боридних сталей Х18Н12БР, Х15Н24В4Т2Р, 10Х16Н25В51-02ТР обумовлена високою стабільністю структури і властивостей в процесі тривалої витримки при температурах 800-700 °С.

Аустенітноборидні сталі, на відміну від аналогічних сталей без бору, в результаті більш дрібного зерна і коагуляції зміцнюючої фази мають високу гарячу пластичність поблизу температури солідусу. Ці сталі завдяки наявності двофазної аустенітно-боридної структури не схильні до утворення гарячих тріщин у шві і біля шовної зони при зварюванні плавленням, боротьба з якими складна при зварюванні жароміцних аустенітних сталей.

Так, легування бором сталі Х25Н2С8 в кількості 0,2...0,5% покращує її зварюваність, дозволяє позбутися від біля шовних гарячих тріщин, не знижуючи міцності при збереженні довготривалої пластичності.

Ефективність впливу бору на жароміцні властивості сталей пояснюється зміцненням кордонів зерен боридами, що утворюються в прикордонних зонах, проте розчинність бору в твердому розчині сплавів на основі заліза незначна. Внаслідок горофільності бор накопичується біля кордонів зерен, викликає місцеве перенасичення твердого розчину і тим самим сприяє утворенню боридів на кордонах зерен навіть при дуже малій загальній концентрації його в сплаві.

Так при електронному мікроскопічному дослідженні тонкої фольги сталі в феритній оторочці по межах аустенітного зерна виявлені бориди заліза (Fe_2B і FeB) вже при вмісті в сталі до 0,0025% В.

У більшості ж легованих сталей по межах зерен бор утворює складні бориди типу $(\text{Mo}, \text{W}, \text{Cr}, \text{Ni})_x\text{B}_y$ і карбоборидні фази $(\text{Cr}, \text{Fe})_2\text{BC}$, $(\text{Cr}, \text{Fe})_{22}(\text{B}, \text{C})_6$ і $(\text{Cr}, \text{Fe})_{23}(\text{BC})_6$. Таким чином, адсорбована по межах зерен боридних фаз при надзвичайно малій товщині міжзернових прошарків забезпечує максимальне гальмування повзучості.

Слід зазначити, що вплив бору на зміну фазового складу легованих сталей полягає в основному в зменшенні розчинності легуючих елементів (наприклад, хрому і вольфраму). Отже, легування сталі бором корисно тільки при малому його вмісту, коли гальмування пластичної деформації, що

викликається виділенням карборидних фаз, переважає в зміцненні сталі. При великому вмісту бору значна частина легуючих елементів, зміцнюючих твердий розчин, зв'язується в карбоборидних фазах і тому не бере участь в зміцненні твердого розчину.

Наявність бору сприяє і деякому перерозподілу елементів.

Так, присутність бору в білому чавуні зменшує розчинність хрому і марганцю в цементиті. У процесі відпалу концентрація зазначених елементів в цементиті зростає, бор при цьому гальмує вплив.

Істотний інтерес представляє також і технологічна можливість поліпшення деформованості деяких марок борвмісних сталей. Так, отримання деформованих нержавіючих сталей аустенітного класу ОХ18Н10РЗ і ОХ18Н6Г9РЗ, що містять більше 1,8%В, затруднено різким зниженням пластичності, що виключає можливість гарячої деформації в литому стані. Структуру цих сталей утворюють тендітні великі бориди, що нагадують первинний цементит в заевтектоїдних білих чавунах. Обробка таких сталей в процесі кристалізації ультразвуковими коливаннями викликає значне подрібнення боридних фази у всіх зонах злитка. Структура стає більш однорідною, що сприяє підвищенню механічних властивостей і поліпшенню технологічної пластичності. З'являється можливість кування заготовок зі сталі, що містить 3,5% В.

Зниження пластичності і ударної в'язкості, укрупнення аустенітного зерна і здатність його до зростання при нагріванні, а також можливість утворення зламів представляють технічні недоліки та інших марок борвмісних сталей. Деякі технологічні заходи дозволяють уникнути зазначених недоліків. Наприклад, вже описана обробка борвмісних сталей ультразвуком і введення елементів, що збільшують в структурі кількість аустеніту, підвищують пластичність і ударну в'язкість.

Введення в сталь поряд з бором до 0,02-0,03% Ті гальмує вплив на зростання зерна при нагріванні до 370 °С. Збільшення вмісту титану до 0,1..0,15% перешкоджає росту зерна у всьому інтервалі температур нагріву (870...1200 °С) при 1,5-годинний витримці.

Такий вплив титану можна пояснити бар'єрною дією різних його сполук, нерозчинних в аустеніті навіть при дуже високих температурах.

РОЗРОБКА СИСТЕМИ ДІАГНОСТУВАННЯ АВТОНОМНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ НА БАЗІ ДВЗ

Шаленко В.О., к.т.н., доц.

Корнійчук Б.В., к.т.н., доц.

Стукало К.Є., студ.

Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ

E-mail: stukalo_ky@knuba.edu.ua

Сучасний етап розвитку енергетики характеризується широким застосуванням альтернативних та відновлюваних джерел енергії. Такі системи в цілому є складними за своєю структурою і мають високу питому вартість електричної енергії. Наявність надійного резервного джерела живлення електричною енергією на сучасному підприємстві є запорукою безпечної і якісної роботи.

Єдиним надійним і економічно ефективним рішенням резервування джерел живлення залишаються енергетичні установки на базі двигуна внутрішнього згорання(ДВЗ).

Частота використання резервного джерела живлення залежить від надійності основної системи енергозабезпечення і може коливатись від поодиноких пусків за рік до щоденного використання. При цьому показник готовності обладнання суттєво знижується, як в першому випадку за рахунок інтенсивного зношування так і в другому в наслідок інтенсивного старіння полімерних елементів системи і погіршення якості паливно-мастильних матеріалів, що призводять до відкладень в каналах вузлів живлення ДВЗ, розмагнічування ротора тощо. Вказані процеси, що проходять у автономних джерелах живлення на базі ДВЗ потребують постійного контролю для можливості використання даного обладнання у якості резервного джерела живлення електричною енергією. Рішенням даної задачі є розробка системи діагностування автономних джерел енергії на базі ДВЗ.

Для визначення стану об'єкта необхідно реалізувати цілий комплекс перевірок для окремих складових, що суттєво збільшує час і вартість діагностування. Мінімізувати витрати процесу діагностування можливо при розгляді об'єкта в цілому з визначенням його структури, можливих станів і необхідних перевірок.

ANALYSIS OF RESEARCH OF DISPENSER OF INDIVIDUAL DELIVERY OF CONCENTRATED FEED

Oksana Achkevych

Radchuk Vitaliy

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv

Email: achkevych@gmail.com

Keeping cattle is associated with high labor costs, due to the significant share of manual labor in the process feeding and caring for animals. When feeding, only service accounts for up to 60-70% of the total labor costs. One of the labor-intensive operations - the distribution of compound feed to cows, on average, requires about 38% of the milkmaid's working time. Reduction of these costs is possible only at mechanization and automation of this process for what development of the corresponding technical means is necessary.

In [1; 2] the authors point out the significant economic effects of the introduction an automatic system distribution the concentrated feed. Compared to the conventional cattle feeding system, labor efficiency increased by 24%. The total working time of feeding cows in farms with an automatic feeding system decreased by 50.9% compared to the usual. At the same time, investment in the introduction of automatic feeding can triple. The author in [3] indicates a reduction in feed losses during feeding by an average of 50-75%. The main reason for the introduction of automatic feeding is the reduction of working hours and workload. During the transition to automatic feeding, working time was reduced from 2.5 h·day⁻¹ to 1.02 h·day⁻¹ [4; 5]. At the same time, the author points to a reduction in energy consumption per unit of feed from 6.81 kW· m⁻³ to 0.76 kW·m⁻³ with the introduction of an automatic feeding system. But increased automation and mechanization can lead to increased energy consumption and costs. From 8.8 kWh before feeding automation and 52.6 after automation.

The main structural component of automatic feeding is the design the dispenser that directly dispenses food. Dispensers must meet the zootechnical conditions for productivity, accuracy and uniformity of dosing, deviation from the specified rate delivery should not exceed $\pm 5\%$. Existing design solutions for dispensers for dosing feed with differentiated delivery to animals do not fully meet these requirements.

References:

1. B. Navaneeth, A. Murtyb. Automatic poultry feeder. International Journal of Advance Engineering and Research Development, vol. 2, issue 7, 2015, pp. 338 – 343.
2. C. Bisaglia¹, Z. Belle, G. Berg. Automatic vs. conventional feeding systems in robotic milking dairy farms: a survey in The Netherlands.
3. V. Nabokov, L. Novopashin, L. Denyozhko, A.A. Sadov. Applications of feed pusher robots on cattle farmings and its economic efficiency. International Transaction Journal of Engineering, Management, & Applied Sciences & Technologies, vol. 11, №.14, 2020, pp. 1-7.
4. R. Oberschätzl, B. Haidn, J. Neiber, S. Naser. Automatic feeding systems for cattle – A study of the energy consumption of the techniques Environmentally friendly agriculture and forestry for future generations. XXXVI CIOSTA CIGR V Conference 2015. Saint Petersburg, the Russian Federation.
5. A. Pezzuolo, A. Chiumenti, L. Sartori¹. Automatic feeding system: evaluation of energy consumption and labour requirement in north-east Italy dairy farm. engineering for rural development. Jelgava, 2016, pp. 882-887.

УДК 658.5.629.33

ОБҐРУНТУВАННЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО ВИКОРИСТАННЯ АВТОСАМОСКИДІВ НА ПЛАНОВИХ ОБ'ЄКТАХ ТОВ "ДРОГ-БУД УКРАЇНА"

Полянський Р.В., студ.

Каратник І.Р., к.т.н., доц.

Національний лісотехнічний університет України, м. Львів

Email: ihor.karatnyk@nltu.edu.ua

Мета дослідження – обґрунтування ефективності використання спеціалізованих автотранспортних засобів (АТЗ) на перевезенні дорожньо-будівельних матеріалів

Постановка проблеми. Прагнення ТОВ "Дрог-Буд Україна" широко впроваджувати великовантажні автопоїзди пояснюється хоча б таким простим прикладом: були прораховані показники ефективності

спеціалізованих автотранспортних засобів (САТЗ) різного складу, виконані на базі тягачів ЗІЛ, МАЗ і КамАЗ з реально використовуваними в перевезеннях автосамоскидними засобами, і розрахунки виявили, що, наприклад, для трьох САТЗ на базі КрАЗів з різною повною масою завантаження на один автомобіль (відповідно для рейсових навантажень 7,5 т, 8,5 т і 10,5 т) та одного маршруту і технологічного об'єкту витрати обслуговування відповідно зростають на 24 %, 31 % і 38 %.

Постало питання, які САТЗ слід застосовувати як оптимальні, з огляду на побажання до показників їх експлуатаційних властивостей.

Основний матеріал. До початку розроблення пропозицій типорозмірного ряду автосамоскидів були проаналізовані основні фактори транспортних і дорожніх умов експлуатації парку власних і доцільних для орендування автосамоскидів на виконання планових технологічних дорожньо-будівельних чи ремонтних об'єктів. Дослідження було виконано сумісно з спеціалістами "DROG-BUD" Sp. Z.O.O. для планових характеристик проєктованих маршрутів руху (до планових дорожньо-будівельних чи ремонтних об'єктів) автосамоскидів на перевезеннях насипних (навальних) вантажів, для чого було встановлено:

- перелік вантажів, для транспортування яких слід розглядати маршрути руху САТЗ в межах і поза межами населених пунктів;
- відстані запланованих маршрутів руху автосамоскидів;
- ймовірнісні характеристики типових маршрутів (дорожньо-транспортні характеристики);
- чисельні характеристики параметрів певних ситуаційних факторів на дорожньо-будівельних чи ремонтних об'єктах (режими під'їздів, маневрів, розвантаження тощо) самоскидних автомобілів.

Проектовані маршрути визначені для постійно діючих зв'язків (відправник вантажу (склади і кар'єрні забірки, асфальто-бетонний завод (с. Мармузовичі Львівської обл.) - одержувач вантажу – планові об'єкти на дорогах) з ймовірними відстанями перевезення. Також було визначено загальний перелік вантажів, які доцільно транспортувати автосамоскидами. Ці вантажі виділили з укрупненої номенклатури робочих проєктів для будівництва і капітальних ремонтів доріг (Львівської і Волинської областей).

Визначено, що з п'яти номенклатур навальних матеріалів-вантажів тільки один – піврідкої консистенції (товарний бетон), інші – інертні матеріали (асфальт, пісок, щебінь, гравій, ґрунтосуміші) – можуть транспортуватися з широким використанням автосамоскидів. Обмеження використання малих автосамоскидів, наприклад на перевезеннях ґрунтових

сумішей, зумовлені важкими дорожніми умовами в місцях навантаження таких вантажів (на об'єктах роботи і забірки матеріалів). Певні обмеження на транспортуванні асфальту зумовлені специфічними умовами розвантаження автосамоскидів, а саме: асфальтоукладальники підприємства, не здатні приймати за одне розвантаження більше 4...6 т вантажу, а також виключно із автосамоскидів, що мають мати заднє розвантаження кузова, в той час як на дорожньо-ремонтні роботи першочергово необхідні автосамоскиди з бічним (бажано дозованим) розвантаженням кузова.

Виконавши ретроспективний аналіз обсягів перевезень за п'ять років кожного з аналізованих вантажів, було встановлено, що обсяги навалних вантажів мають тенденцію до зростання, що перебуває у прямому зв'язку з збільшенням обсягів дорожньо-будівельних і ремонтних робіт і з удосконаленням існуючих доріг. На основі цього визначено на перспективу використання для перевезень, як закупівельних, так і для вантажів підприємства автосамоскидів збільшеної вантажопідйомності.

Надалі для визначення обсягів перевезених вантажів, було розглянуто схеми проєктованих маршрутів руху автосамоскидів, проаналізовані і визначені обмеження, щодо вантажопідйомності і порційності доставки вантажів, виконаний аналіз планових малих оптових перевезень, тощо.

Згідно опрацьованих даних встановлено, що лінійного зв'язку між оптовими перевезеннями і довжиною завантаженого переїзду не виявлено, значних коливань оптових перевезень за видами вантажів в залежності від пори року не відзначено, а осциляція середньої довжини завантажених переїздів відзначена тільки для перевезень інертних матеріалів, що не є обмеженням використання автосамоскидних транспортних засобів.

Перевезення обсягів інертних сипких дорожньо-будівельних матеріалів і асфальту автотранспортом не обмежується, лише вантажопідйомністю автосамоскидів та дорожніми обмеженнями і об'єктами інженерних споруд на них. З позиції виробничих умов експлуатації автосамоскидів додатково проаналізовано можливі обмеження на обсяги вантажоутворення (режимом формування сипких дорожньо-будівельних матеріалів, у т. ч. і у запас, асфальту власними і орендованими потужностями).

Згідно методики формування мережі і режимів транспортування вантажів було проаналізовано дорожні умови експлуатації самоскидного автотранспорту на запланованих маршрутах перевезень, як головного чинника, що формує швидкісні і навантажувальні режими роботи автосамоскидів. Для встановлення дорожніх умов основним завданням є вибір маршрутів, які були розглянуті з проєктних пропозицій планування

введення дорожньо-технологічних об'єктів у роботу, при цьому розглядалися як основні так і де-які альтернативні маршрути перевезень, за факторами скорочення відстаней і стану транспортних маршрутів.

Аналіз проєктованих маршрутів показав, що їх протяжність для автосамоскидних АТЗ дорогами з твердим покриттям складає близько 88 % (і всього 12 % протяжність маршрутів дорогами без твердого покриття – в основному на під'їздах до об'єктів будівництва і навантаження дорожньо-будівельними матеріалами). Цей фактор свідчить про те, що допустимі навантаження на одну вісь АТЗ не менше 10 т і через дві спарені осі – 18 т, що не є обмеженням для застосування середньо- і великовантажних автосамоскидів. Оптимальна повна маса автопоїзда для певного типу автосамоскида встановлювалася за умовною питомою продуктивності.

Висновки.

1. Аналіз показників економічної ефективності перспективного використання автосамоскидів з різними базовими шасі виявив наступне:

- для автосамоскидів на базі ЗІЛ – 1301Б доцільним є їх застосування у складі автопотяга (з однією причіпною ланкою), для якого, в порівнянні з існуючим в перевезеннях ЗІЛ-ММЗ-4502, продуктивність зростає на 62 % разом із одночасним зниженням собівартості перевезень на 7 %;

- для автосамоскидів на базі МАЗ-53366 може рекомендуватися їх автономне застосування для перевезень сипких сумішей на об'єкти будівництва доріг зі стороннім завантаження з кар'єрів чи складів на відстані до 65...80 км, що передбачає зростання їх продуктивності на 21 % з одночасним зниженням собівартості перевезень на 38 %.

- для автомобілів типу КрАЗ-65032 рекомендується автопотяг вантажопідйомністю близько 20,0 т – на підставі його високої продуктивності і позитивного розрахункового економічного ефекту в порівнянні з одиночним автомобілем-самоскидом КрАЗ-65032.

2. Порівнюючи автосамоскиди розглянутих моделей за критерієм мінімуму приведених витрат на транспортуванні вантажів однакового обсягу, слід відзначити, що найбільш ефективним самоскидним САТЗ для умов експлуатації на планових об'єктах ТОВ "ДРОГ-БУД Україна" є автосамоскид на базі моделі МАЗ- 53366. Оскільки у складі транспортних засобів підприємства на даний час перебуває тільки одна модель сімейства МАЗ, то рекомендовано створити багатоопераційний автосамоскид для дорожніх будівельно-ремонтних робіт на базі шасі КрАЗ-65032, яких на даний час в автопарку є три одиниці.

Список використаних джерел:

1. Горяїнов О. М. Практика вантажних перевезень і логістики / О.М. Горяїнов – Навч, посібник. – Харків : Кортес, 2008. – 323 с.
2. Цьонь О. П. Шляхи визначення оптимальних відстаней між пунктами транс портної мережі / О. П. Цьонь // Міжвузівський збірник "Наукові нотатки". Вип. 55. – Луцьк : ЛНТУ, 2016. – С. 418-421.
3. Попович П. В. Проблематика імітаційного моделювання в оцінці економічної ефективності у логістиці / П. В. Попович // Вісник ХНТУСГ. – Харків, 2016. – Вип. 169. – С. 226-229.

УДК 631.33

ВПЛИВ ЯКОСТІ ПОСІВУ НА УРОЖАЙНІСТЬ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ КУЛЬТУР

Савченко В.М., к.т.н., доц.

Степанчук О.В.

Хватов А.О.

Поліський національний університет, м. Житомир

E-mail: dgs-ua@ukr.net

Відомо, що врожайність сільськогосподарських культур в першу чергу залежить від якості посіву і тільки потім від інших важливих чинників. Так, висока врожайність напряду залежить від рівномірної глибини загортання насіння і досягається при отриманні рівних і дружних сходів необхідної густоти.

Умовами отримання рівних і дружних сходів необхідної густоти є дотримання оптимальної технології посіву.

По-перше, це створення ущільненого ложа, що забезпечує постійний капілярний приплив вологи до висіяного насіння, а отже, їх швидке набухання і дружне проростання. По-друге, оптимальне розміщення насіння по глибині і рівномірний розподіл по площі, що забезпечує їм адекватний водний, тепловий і харчовий режими, що вимагається для проростання і формування потужного вузла кущіння, вторинних коренів. Саме в цей період закладаються основи майбутньої високої врожайності, стійкості до вилягання, стресових факторів. Процес посіву, будучи найважливішою

ланкою в технології обробітку зернових і льону, залежить насамперед від конструкції робочих органів, що укладають насіння в ґрунт.

Для поліпшення якості ґрунту і досягнення оптимальної урожайності особливу увагу в першу чергу приділяється посівним робочим органам - сошників. Багаторічний досвід різних країн світу показує, що втрати рослин і колосків на одиниці площі можуть досягати 60%, що пов'язано перш за все з якістю підготовки ґрунту і сівби. Початковий період розвитку рослин є критичним, вони ще не мають розвинених органів живлення, тому найбільш чутливі до стресів і пред'являють надзвичайно високі вимоги до якості обробки ґрунту і формування посівного шару (насінневого ложа) певних параметрів. У зв'язку з цим важливим напрямом розвитку сільськогосподарського виробництва рослинницької продукції є перехід до диференційованих технологій точного землеробства. (Точне землеробство – це оптимальне управління продуктивністю посівів з урахуванням місця розташування рослин для кожного квадратного метра поля.) Метою такого управління є отримання максимального прибутку за умови оптимізації сільськогосподарського виробництва, економії господарських і природних ресурсів. При цьому відкриваються реальні можливості виробництва якісної продукції та збереження навколишнього середовища. Такий підхід, як показує міжнародний досвід, забезпечує набагато більший економічний ефект і найголовніше, дозволяє підвищити відтворення ґрунтової родючості і рівень екологічної чистоти сільськогосподарської продукції.

УДК 631.312

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТА КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДИСКОВОГО ПЛУГА

Скок А.О., студ.

Курка В.П., к.т.н., доц.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: vitaliikurka@gmail.com

Різноманітність ґрунтово-кліматичних умов, зональність сільського господарства та необхідність постійного підвищення родючості

сільськогосподарських угідь обумовили наявність широкого спектру ґрунтообробних знарядь різних типів та конструкцій. Одне з провідних місць в цьому спектрі займають ґрунтообробні знаряддя з дисковими робочими органами.

Провівши аналіз конструкцій, було визначено те, що у кожній з них є певні недоліки, які спричиняють складність в обслуговуванні, налаштуванні та в роботі. В більшості конструкцій було відсутнє регулювання кутів нахилу дискового ґрунтообробного робочого органу, або регулювання проводилося тільки в одній площині.

Для використання дискових ґрунтообробних робочих органів на різних типах ґрунтів була розроблена конструкція вузла для кріплення дискової полиці до стійки на базі корпусу плуга ПНД-3. Дана конструкція має такі переваги, як регулювання положення диска відносно напрямку руху та поверхні поля. Простота конструкції дозволяє здійснювати швидке регулювання кута атаки диска за допомогою пальця який фіксує корпус вузла у необхідному положенні. У запропонованій конструкції є ряд отворів, що відповідають конкретному значенню кута атаки диска. Конструкція запропонованого вузла кріпиться на стійці, яка також рухома (передбачає можливість вивід диска з ґрунту при потраплянні на каміння чи перешкоду.

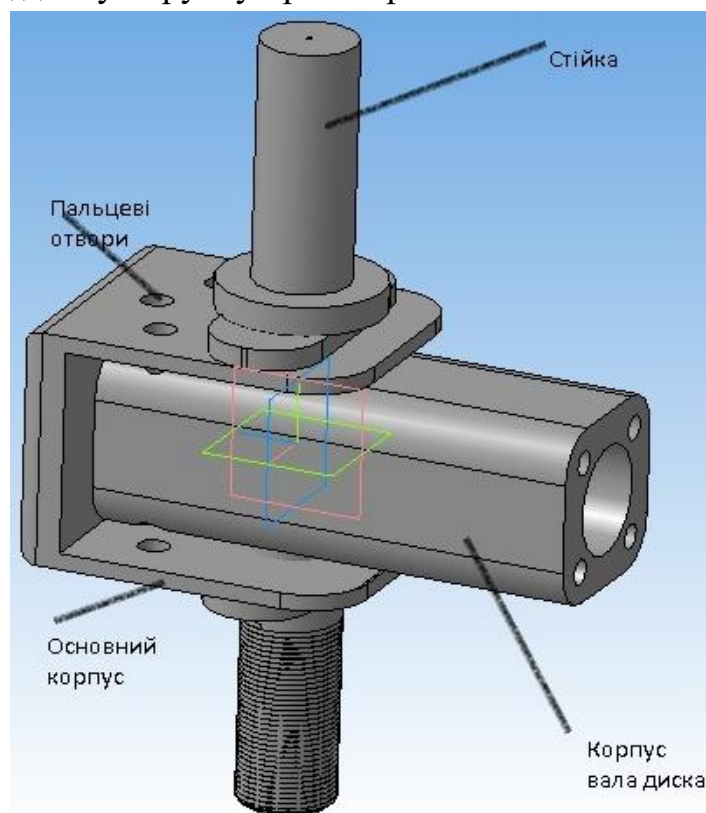


Рис. 1. Фрагмент конструкції поворотного механізму диска

При використанні запропонованого удосконалення передбачається два види конструкцій: конструкція ручного регулювання описана вище, або конструкція, яка буде обладнана гідравлікою, що дозволило б здійснювати регулювання безпосередньо з кабіни трактора за допомогою електроніки.

Для розроблення даного вузла була використана система автоматизованого проектування КОМПАС-3D, за допомогою якої було виконано об'ємну модель конструкції та підготовлено конструкторську та технологічну частини.

УДК536:664:621.762

ЕЛЕКТРОІСКРОВИЙ СИНТЕЗ НАНООРГАНOMETАЛЕВИХ КОМПЛЕКСІВ БІОГЕННИХ МЕТАЛІВ

Винарчук К.В., аспір.

Лопатько С.К., аспір

Зазимко О.В., к.т.н., доц.

Лопатько К.Г., д.т.н., проф.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: vinarchuk-k@ukr.net

Надзвичайно важливим є пошук нових форм, що містять мікроелементи, які можуть стати основою для створення ефективних і безпечних препаратів в сучасному землеробстві, рослинництві і тваринництві. На сьогоднішній день актуальними залишаються питання створення ефективних і екологічно безпечних препаратів, що містять мікроелементи в біологічно доступній формі [1].

В якості можливого вирішення проблеми розглядається застосування електроіскрових технологій, ефективних для отримання нанорозмірних порошків металів у вигляді колоїдів та їх похідних в тому числі органометалевих комплексів [2].

Одним із ефективних способів отримання нанорозчинів металів та їх органометалевих комплексів розглядається електроіскрова обробка струмопровідного шару, що реалізується в процесі підводного електроіскрового розряду [3]. Використання технологічного комплексу в

структуру якого входить генератор розрядних імпульсів та реакційна камера дозволяє в короткі проміжки часу отримувати низькотемпературну плазму в каналі розряду, що забезпечує ефективну ерозію матеріалу анода. Відмінною особливістю методу об'ємного електроіскрового диспергування, є наявність струмопровідного шару гранул, розташованих між основними електродами. Процес відбувається в реакційній камері, заповненій слабопровідною рідиною, в даному випадку - деіонізованою водою. Подача напруги на основні електроди викликає проходження струму по ланцюгу вільно покладених гранул в режимі стохастичною комутації. Використання низьких напруг (до 200 В) і малих міжелектродних проміжків, дозволяє забезпечувати режими, коли до 85% всієї накопиченої енергії на конденсаторі йде на локальний розігрів поверхні контактуючих гранул.

Список використаних джерел:

1. Taran N et al (2016) Colloidal nanomolybdenum influence upon the antioxidative reaction of chickpea plants (*Cicer arietinum L.*). *Nanoscale Res Lett* 11(1):476
2. Lopatko KG et al (2013) Obtaining of metallic nanoparticles by plasma-erosion electrical discharges in liquid mediums for biological application. *Ann Wars Univ Life Sci SGGW Agric* 61:105–115
3. Boretskij VF, Veklich AN, Tmenova TA, Cressault Y, Valensi F, Lopatko KG, Aftandilyants YG (2019) Plasma of underwater electric discharges with metal vapors. In: *Problems of atomic science and technology*, 1. Series: plasma physics (25), pp 127–130

УДК 621.873

ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ ЗАСТОСУВАННЯ НЕЙРОННОЇ МЕРЕЖІ ДЛЯ КЕРУВАННЯ МАНІПУЛЯТОРОМ РОБОТА

Береговий М.В., студ.

Мищук Д.О., к.т.н., доц.

Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ

E-mail: mischuk.do@knuba.edu.ua

При дослідженні кінематичних схем багатоланкових маніпуляторів з надлишковими ступенями рухомості має місце неоднозначність зв'язку між

ланками керування та захоплювачем, так як для однієї позиції кінематичної структури маніпулятора може існувати більше двох його конфігурацій. Подібна неоднозначність сильно ускладнює пошук залежності між узагальненими координатами системи і кінцевою точкою переміщення робочого органу. Також необхідно враховувати, що в подальшому при складанні динамічних рівнянь рухів для подібних систем, така неоднозначність ускладнює дослідження динаміки системи.

В даному дослідженні розглянуто можливості використання бібліотеки TensorFlow за допомогою якої створено модель нейронної мережі для керування дволанковим маніпулятором. Застосовано рівняння геометричного зв'язку та розраховано значення узагальнених координат та координат переміщення маніпулятора, які використано для навчання побудованої нейронної мережі у виді тестової вибірки при визначенні вагових коефіцієнтів мережі. В ході дослідження досліджувалася функція регресії залежності між геометричними координатами точки переміщення захватного пристрою маніпулятора і узагальненими координатами його стрілової системи. При цьому досліджено, що зниження точності відтворення переміщень системою керування з нейронною мережею може досягати до 10% за умови рівномірного зменшення об'єму тестової вибірки навчання до 50%.

Для досліджень кінематики маніпулятора із застосуванням TensorFlow було побудовано нейронну мережу, яка складається з шести нейронів першого шару і двох нейронів другого шару, при цьому для такої реалізації використано зв'язаний нейронний граф у якого всі нейрони першого шару пов'язані з всіма вхідними параметрами, а всі нейрони наступних шарів пов'язані з всіма виходами нейронів попереднього шару. Детальна архітектура такої моделі мережі подана на рис. 1 [1, 2].

Аналітичні залежності геометричного зв'язку між захоплювачем дволанкового маніпулятора та його кутовими узагальненими координатами визначаються наступними залежностями [3]:

$$x_K = L_1 \cos(\alpha) - L_2 \cos(\alpha + \beta), \quad (1)$$

$$y_K = L_1 \sin(\alpha) - L_2 \sin(\alpha + \beta), \quad (2)$$

де L_1 та L_2 – розміри ланок підйомної стріли та рукояті, відповідно, m ; α та β – кути повороту відповідних ланок.

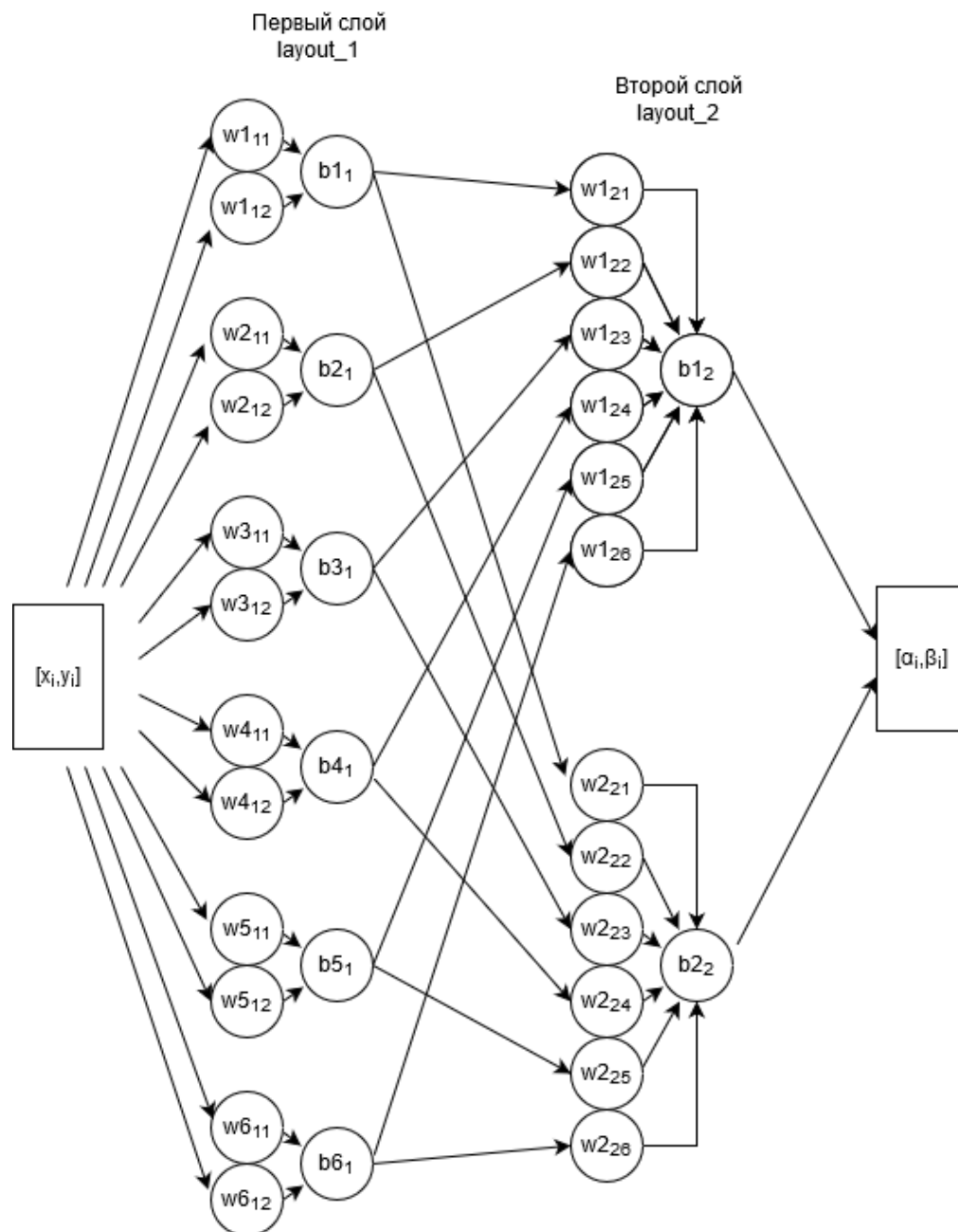


Рис. 1. Архітектура розробленої нейронної мережі в системі TensorFlow

Рівняння (1) та (2) було використано для побудови тестових вибірок для розробленої моделі навчання нейронної мережі на базі бібліотеки TensorFlow.

Виконано моделювання процесу навчання на тестовій вибірці вхідних даних при різних коефіцієнтах їх наповнення. Результати роботи зображено на рис. 2.

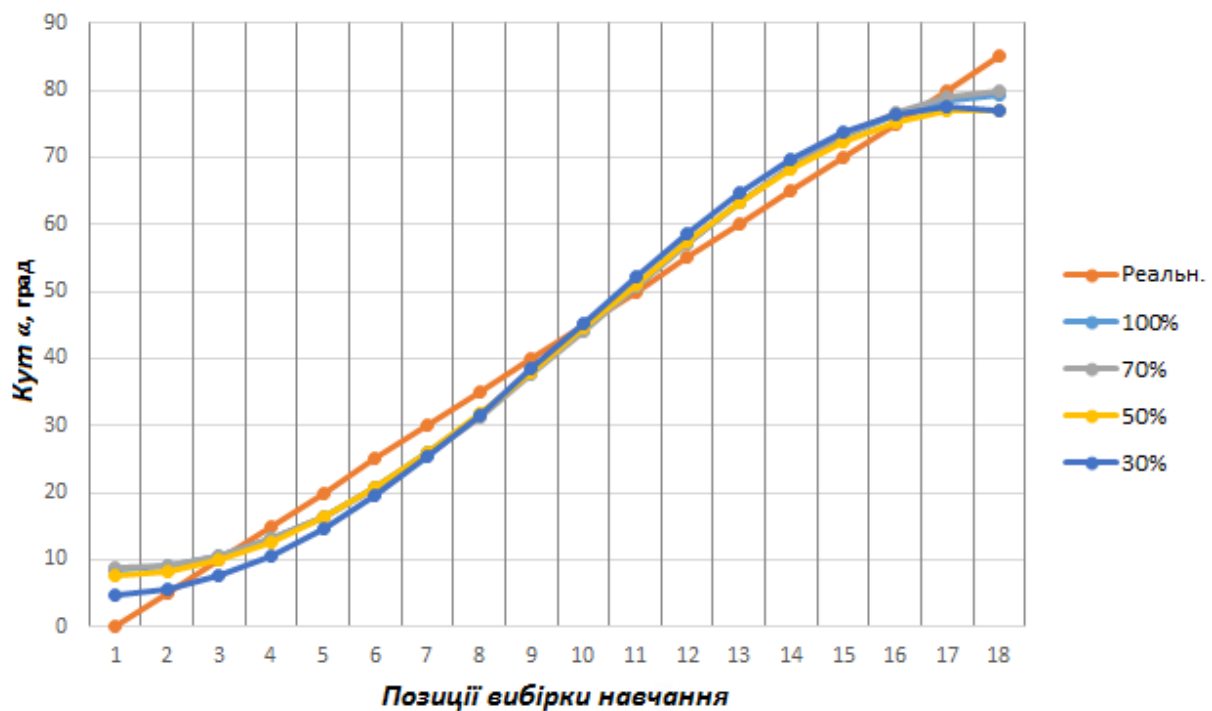


Рис. 2. Графіки порівняння даних для кута повороту α

Проведені багаторазові експерименти показали, що дана модель при одних і тих вхідних вихідних даних може по-різному розраховувати коефіцієнти налаштування нейронів і тим самим практично не можливо побудувати точну систему прогнозу, що швидше за все пов'язано з недосконалістю функції оптимізації та функції активації нейронів.

Список використаних джерел:

1. Mischuk, D., Boychenko A. (2019). Development of the concept of a system of keruvannya by a robot for plaster robots based on neural framing. Mining, constructional, road and melioration machines, Nr.93, 46-60. <https://doi.org/10.32347/gbdmm2019.93.0501>.
2. Boychenko A., Mishchuk D. (2020). Possibilities of using the packet TensorFlow neural network design library for the kinematic study of a manipulator. Mining, constructional, road and melioration machines, Nr.95, 14-24. <https://doi.org/10.32347/gbdmm2020.95.0201>.
3. Mishchuk D. A. (2014). Kinematic analysis of the manipulation system of a construction robot. Vestnik Harkovskogo nacionalnogo avtomobilno-dorozhnoho universiteta, Vol.65-66, 90-96.

ЗВАРЮВАННЯ ТРУБ ЕЛЕКТРОДУГОВИМ МЕТОДОМ

Шаленко В.О., к.т.н., доц.

Маслюк А.А., асист.

Стукало К.Є., студ.

Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ

E-mail: vadshaln@i.ua

Зварювання труб виконується електродуговим чи газовим методами. Найбільш поширений методом є електродуговий. Електродугове зварювання характеризується простотою і надійністю. Але, якщо мова йде про зварювання трубопроводу високого тиску, будь-яка помилка може призвести до руйнування магістралі. Тому, до процесу зварювання труб залучають досвідчених фахівців-зварювальників.

Зварювання електродуговим методом в ручному режимі труб відрізняється від зварювання плоских деталей. Як і в звичайному ручному дуговому зварюванні підбирають полярність і вид струму в залежності від марки сплаву, товщини труби, а також марки електрода.

Неповоротні стики зварюють в 3 шари поступально-поворотним способом. Режим зварювання труб задаються в залежності від покриття і діаметра електроду, а також положення шва у просторі в процесі зварювання.

Зварювання труб з діаметром до 100 мм і товщиною стінки до 10 мм проводять за допомогою обертачів. Трубу закріплюють і стик симетрично приварюють в 2-3 точках. Стик з однією точкою обварюється в обертачі. Зварні точки отримують електродом діаметром до 2,5 мм. Стики труб, товщина стінок яких перевищує 4 мм, необхідно зварювати двошаровим швом.

У стінках труб товщиною 30-80 мм потрібно проводити зварювання вертикального стику по $\frac{3}{4}$ довжини периметра і накладку всіх інших швів в протилежному напрямку. Якщо діаметр перевищує 220 мм, зварювання здійснюється в два оберти оберненоступеневим способом. Мінімальна довжина безперервного другого і наступних шарів повинна становити не менше половини довжини першого шва.

Дуже важливим в процесі зварювання труб є вибір витратних матеріалів, а саме електродів. Найкраще для таких видів робіт підходять електроди марки

В-52U. Вони добре тримають електричну зварювальну дугу і формують рівний зварювальний шов. Недоліком є досить висока вартість електроду.

УДК 621.87

ПРОГРАМА ТА ОПИС ОБ'ЄКТУ ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

Ловейкін В.С., д.т.н., проф.

Ромасевич Ю.О., д.т.н., проф.

Кульпін Р.А., аспір.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

Email: ruslan.rulpin@nubip.edu.ua

Проведені теоретичні розрахунки та отримані з них результати потребують підтвердження та експериментальної перевірки. Саме тому виникає потреба у проведенні експериментальних досліджень оптимальної динаміки пуску стрічкового конвеєра.

Метою експериментальних досліджень є перевірка достовірності теоретичних досліджень пуску стрічкового конвеєра у перехідних режимах.

Оскільки проведення експерименту не можливе на натуральній моделі стрічкового конвеєра, через ряд причин, то запропоновано використати фізичну модель стрічкового конвеєра типу КЛ.

Програма проведення експериментальних досліджень має декілька етапів:

- вибір фізичної моделі стрічкового конвеєра;
 - побудова плану проведення експериментальних досліджень пуску стрічкового конвеєра;
 - вибір вимірювально-реєструючого обладнання для досліджень динаміки пуску стрічкового конвеєра при різних параметрах пуску;
- написання програми та підбір обладнання, що забезпечує реалізацію оптимального режиму пуску стрічкового конвеєра.

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ З РОТАЦІЙНИМ РІЖУЧИМ АПАРАТОМ, ФРОНТАЛЬНО НАЧІПЛЕНОЇ НА КОЛІСНИЙ ТРАКТОР

Булгаков В.М., д.т.н., проф.

Головач І.В., д.т.н., проф.

Ружило З.В., к.т.н., доц.

Троханяк О.М., к.т.н., доц.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: vbulgakov@meta.ua

Проведені останнім часом дослідження, технологічні й виробничі випробування показують, що гичка коренеплодів цукрового буряка, що раніше в основному використовувалася як органічне добриво, може ефективно застосовуватися як сировина для одержання біогазу. Тому її збір і транспортування при збиранні цукрового буряка є актуальним завданням в галузі механізації сільського господарства. Крім цього, якісна обрізка головок коренеплодів цукрового буряка також зменшує втрату їх цукроносних верхніх частин, що істотно підвищує вихід бурячної сировини а, значить, і вихід цукру з кожного гектара посівів.

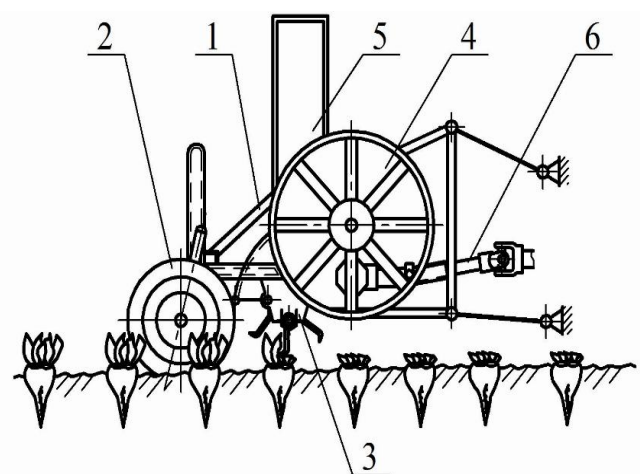
З цією метою розроблено нову універсальну гичкозбиральну машину, яка виконує технологічний процес за принципом косарки-подрібнювача, що фронтально начіплена на колісний трактор. У цій машині застосовується роторний гичкозрізаючий апарат, у якому зрізаючі ножі шарнірно встановлені на приводному барабані, мають дугоподібну форму й, обертаючись у повздовжньо-вертикальній площині, забезпечують беспідпирний, безкопирний зріз основного масиву гички по всій ширині захвата [1-3]. На рис. 1 показаний загальний вигляд даної гичкозбиральної машини, а також її конструктивно-технологічна схема. Дана роторна гичкозбиральна машина здійснює суцільний зріз як пучків і листів гички, так і рослин, що перебувають на бурячній плантації, і транспортує зрізану масу в кузов транспортного засобу, що рухається поруч.

Технологічний процес збирання гички цукрового буряка здійснюється в такий спосіб. При рухові колісного агрегатуючого трактора (з вузькими шинами) по рядках коренеплодів цукрового буряка копіювальні колеса 2,

розташовані в передній частині рухомої рами 1, встановлюють ротор 3 з ножами на потрібну висоту зрізу. Ножі мають дугоподібну форму, причому шарнірно встановлені на циліндричній утворюючій по довжині ротора 3 таким чином, що забезпечують перекриття всієї ширини захвата. Ножі обертаються з великою частотою, завдяки чому забезпечується безопірний зріз усього масиву гички. Абсолютна швидкість кінців лез дугоподібних ножів для зрізу гички досягає $20...25 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$, а для скошування інших, зокрема товстостебельних культур – $40...50 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ [3]. Зрізана дугоподібними ножами гичка рухається у верхню частину кожуха, де попадає на шнековий транспортер, що переміщує зрізану масу в торцеву частину машини, після чого кидалка 4 через патрубок 5 вивантажує її в кузов транспортного засобу, що рухається поруч із гичкозбиральним агрегатом. Привід 6 гичкозбиральної машини здійснюється від переднього вала відбору потужності агрегатуєного просапного трактора. Остаточню технологічний процес збирання гички відбувається при доочищенні головок коренеплодів від залишків гички встановленим позаду агрегатуєного трактора очисником з вертикальним приводним валом.



а



б

Рис. 1. Гичкозбиральна машина з ротаційним ріжучим апаратом, фронтально навішена на колісний трактор:

а – загальний вигляд; б – конструктивно-технологічна схема:

1 – рама; 2 – пневматичне копіювальне колесо; 3 – роторний гичкозрізаючий апарат; 4 – кидалка зрізаної гички; 5 – вивантажувальний патрубок; 6 – привід робочих органів

Слід відзначити, що повнота зібраного врожаю гички і його якісні характеристики при збиранні гичкозбиральної машиною даного типу будуть

визначатися стійкістю руху її роторного гнчкозрізаючого апарата в повздожньо-вертикальній площині, ефективністю копіювання нерівностей поверхні ґрунту в зоні її ширини захвата, а також загальними конструктивними параметрами, у тому числі параметрами механізму приєднання до агрегатуючого трактора.

Список використаних джерел:

1. Булгаков В.М., Сиплывец А.А. и др. Разработка конструкции новой универсальной ботвоуборочной машины // Механізація с.-г. виробництва: Зб. наук. пр. НАУ. – К.: НАУ, 1997. – Т.ІІІ. – С.76-77.
2. Булгаков В.М., Цурпал І.А. та ін. Створення нового універсального комплексу бурякозбиральних машин для фермерських господарств // Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації с.-г. техніки: Зб. наук. пр. – Кіровоград: КІСМ, 1997. – С.22-25.
3. Булгаков В.М. Совершенствование технологического процесса и машин для уборки корнеплодов свеклы. Автореферат диссертации доктора технических наук. Москва: ВИСХОМ, 1993. – 61 с.

УДК 631.35

ПРОЦЕС ПЕРЕМІЩЕННЯ І РІЗАННЯ СТЕБЕЛ В ЛАБОРАТОРНИХ УМОВАХ

Ярош Я.Д., д.т.н., проф.

Поліщук О.С.

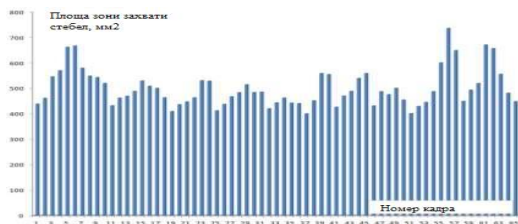
Поліський національний університет, м. Житомир

E-mail: yaroslav.yarosh76@gmail.com

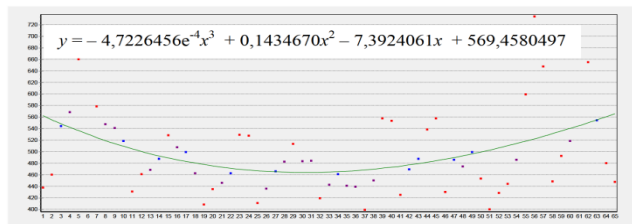
В результаті моделювання процесу переміщення стебел шнеком виконана швидкісна кінозйомка. Далі в програмі КОМПАС-3D обводилися зони захоплення стебел з визначенням їх площ.

На поверхні шнека існує область, в якій ковзання матеріалів неможливо, потрапляючи в цю область, стебло буде захоплене в обертання і перекинуте через вал, тобто переміститься вперед («пасивна область шнека»). Критерієм кордону пасивної області на робочій поверхні шнека може служити величина кута підйому гвинтової лінії $\alpha_{ш}$ (якщо $\alpha_{ш} = \varphi$, то точка знаходиться на кордоні пасивної області). Апроксимуємо отримані

експериментальні дані методом найменших квадратів, отримали залежності: лінійну $-y=0,2343969x+491,0802885$, квадратичну $-y=0,0967128x^2-6,1486501x+562,3576465$ і кубічну $-y=-4,7226456e-4x^3 + 0,1434670x^2 - 7,3924061x + 569,4580497$ (рис. 1). Представлений характер зміни величини подібний гармонійним коливанням, при яких величина площі зони захоплення стебел змінюється з плином часу за гармонійним (косинусоїдальним) законом. Даний процес можна віднести до вимушених коливань, які здійснюються під впливом зовнішньої періодичної сили.



а)



б)

Рис. 1. Результати апроксимації експериментальних даних: а – площа ділянки стебел, яка переміщується витком; б – функція

Розглянемо площі 5 ділянок: S_1 , S_2 , S_3 , S_4 , S_5 . Сумарна площа в залежності від часу фіксації змінюється від 399 мм² до 734 мм², тобто на 84%. На підставі визначення основних параметрів пасивних областей шнека, в теоретичних дослідженнях обґрунтовано рівняння кордону пасивної області при малій кутовій швидкості обертання шнека. Завданням лабораторних досліджень є моделювання характеру відхилення стебел, визначення площ зони захоплення витками шнека і пасивних областей. Вивчення різання виконувалося на лабораторній установці. Елементи розкадровки в програмі Windows Live Movie Maker показано на рис. 2-4.



а



б

Рис. 2. Різання одного стебла (а) і групи стебел (б) ріжучим апаратом



Рис. 3. Різання одного стебла ріжучим апаратом



Рис. 4. Різання групи стебел ріжучим апаратом

В результаті експериментальних досліджень нами було визначено, що стебло після зрізу ріжучим апаратом додатково транспортується витком шнека, що розширює його функціональні можливості.

Різання стебла в ріжучому апараті підпірного зрізу з вигнутими по формі шнека сегментами буде найкращим.

Результати зрізу і транспортування стебел пшениці при змінному куті α розташування площини диска до спинки пластини, що імітує лопать шнека представлені нижче.

Якщо $\alpha=95^\circ$, то відбувається переміщення (викидання) стебел вперед по відношенню до ріжучого апарату, що збільшує втрати врожаю (рис. 5).



Рис. 5. Поділ на кадри при $\alpha = 95^\circ$

При $\alpha=90^\circ$ відбувався нормальний і рівний зріз, однак відбувалося також відкидання стебел (рис. 6). При цьому викликає складність виготовлення шнека з кутом навивки витків шнека 90° .

Спостерігається рівний зріз стебел з переміщенням їх у напрямку руху диска при 70 і 80°, що задовольняє роботу шнекового ріжучого апарату (рис. 7, 8).

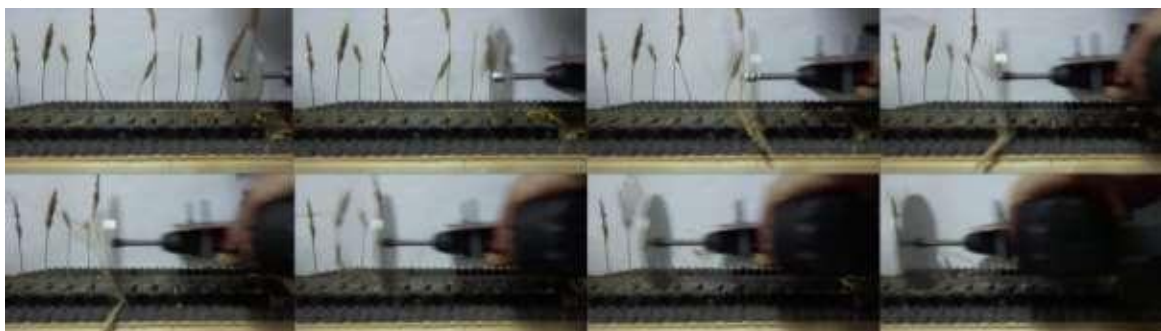


Рис. 6. Розкадрування процесу зрізування стебел при куті нахилу диска 90°



Рис. 7. Розкадрування процесу зрізування стебел при куті нахилу диска 80°

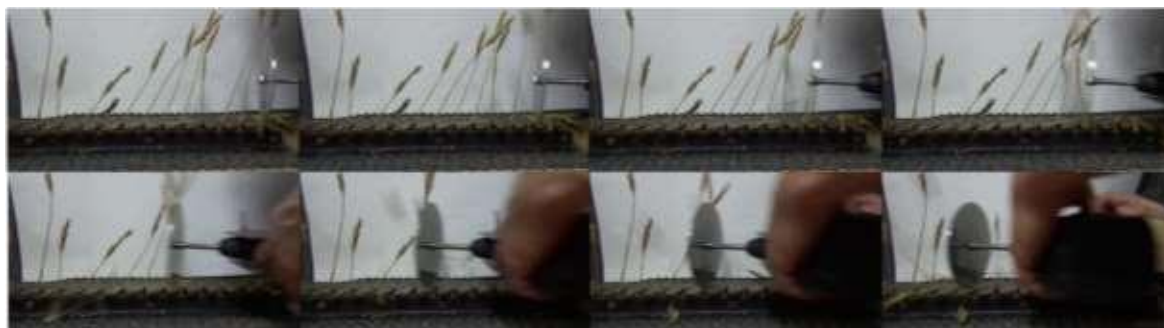


Рис. 8. Розкадрування процесу зрізу стебел при куті нахилу диска 70°

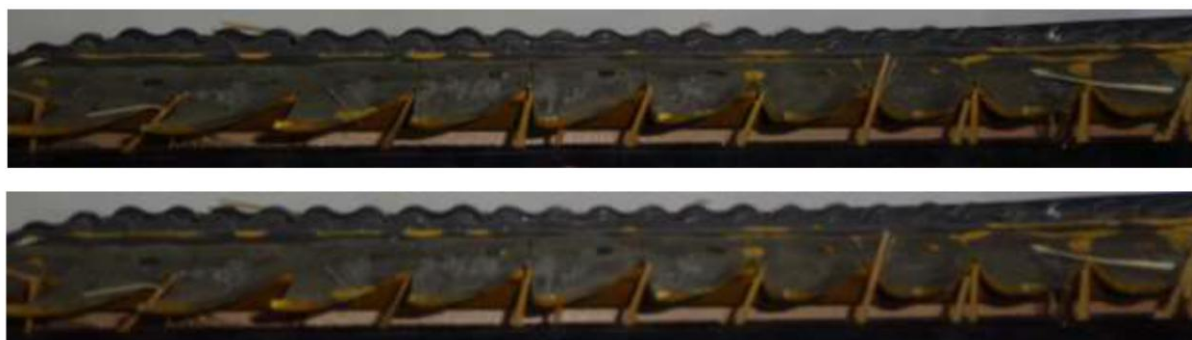


Рис. 9. Стан стерні при куті нахилу диска 70°

При куті 60 градусів спостерігалось забивання стебел, так як при цьому відсутнє ковзання (рис. 4.10).



Рис. 10. Розкадрування процесу зрізу стебел при куті 60 градусів

В результаті проведення лабораторних досліджень по імітації зрізу стебел пшениці, найкраще різання за якістю зрізу стебел (рівномірно зрізу; вирівняні висоти зрізу) спостерігалось при кутах нахилу диска (витків намотування) від 70 до 90°.

Розглянемо результати лабораторних досліджень зрізу стебел різних культур на установці з ріжучим елементом у вигляді шнека і протиріжучої пластини з сегментами.

Після обробки даних статистичними методами отримали табл. 1.

Таблиця 1 – Результати обробки статистичним методом висоти зрізу стебел пшениці по рядах

Вологість зерна	Ряд	Статичні показники				
		X, мм	S, мм	V, %	, мм	%
30 %	1	227	22	10	5	2
	2	225	45	20	10	4
	3	220	20	9	4	2
	4	226	50	22	13	6
Середнє		225	34	15	8	4
Менше 8 %	1	237	47	20	10	4
	2	249	47	19	11	4
	3	223	39	18	8	4
	4	231	46	20	11	5
Середнє		235	45	19	10	4

Аналізуючи результати дослідження, можна помітити середнє значення мінливості ознаки - висота зрізу (коефіцієнт варіації від 9 до 22%).

ПОБУДОВА РОЗРАХУНКОВОЇ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ЗАДНЬОНАЧПЛЕНОЇ АСИМЕТРИЧНОЇ ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

Булгаков В.М., д.т.н., проф.

Головач І.В., д.т.н., проф.

Ружило З.В., к.т.н., доц.

Троханяк О.М., к.т.н., доц.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: klendii_o@ukr.net

Для побудови розрахункової математичної моделі всього асиметричного машинно-тракторного агрегата необхідно далі розглянути еквівалентну схему його технологічної частини, тобто причіпної гичкозбиральної машини (рис. 1).

Для визначення положення опорних копіювальних коліс гичкозбиральної машини в довільний момент часу на рис. 4 показана рухома система координат $Y_K C_1 X_K$, жорстко зв'язана з лівим опорним копіювальним колесом гичкозбиральної машини. При цьому вісь $C_1 Y_K$ завжди паралельна площині опорного колеса, а вісь $C_1 X_K$ їй перпендикулярна і спрямована вправо по ходу гичкозбиральної машини. Зазначені напрямки руху для правих опорних коліс гичкозбиральної машини в першому наближенні можна вважати аналогічними. Однак система рухомих координат тут не показана.

У представленому вигляді причіпна гичкозбиральна машина як динамічна система може бути розглянута як фізичний маятник, що має тільки одну ступінь вільності – кут β повороту в горизонтальній площині (рис. 1). Цей кут β повороту і буде узагальненою координатою при складанні надалі диференціальних рівнянь у вигляді вихідних рівнянь динаміки у формі Лагранжа II-го роду вигляду (1):

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T_T}{\partial q_i} = Q_i, \quad (1)$$

Диференціальне рівняння руху причіпної гичкозбиральної машини буде мати такий вигляд:

$$J_C \cdot \ddot{\beta} = Q_\beta. \quad (2)$$

Для визначення узагальненої сили Q_β , що входить у вираз (2), позначимо зовнішні сили, що діють на причіпну гичкозбиральну машину. У число зовнішніх сил, які діють на гичкозбиральну машину під час виконання нею технологічного процесу, входять повздовжня $\bar{R}_l$ і поперечна $\bar{R}_d$ складові сили $\bar{R}$ опору масиву гички, що забирається, які прикладені до гичкозбиральної машини в точці C_o ; $\bar{P}_{f1}$ – сила опору коченню лівого копіювального колеса гичкозбиральної машини, що прикладена в точці C_1 і відхилена від площини колеса на кут уводу δ_1 ; $\bar{P}_{f2}$ – сила опору коченню правого копіювального колеса гичкозбиральної машини, що прикладена в точці C_2 і відхилена від площини колеса на кут уводу δ_2 ; бічні сили $\bar{P}_{L1}$ і $\bar{P}_{L2}$, прикладені відповідно до лівого й правого копіювальних коліс гичкозбиральної машини в точках C_1 і C_2 .

Після виконання відповідних підстановок та перетворень одержуємо остаточний вираз для узагальненої сили Q_β для причіпної гичкозбиральної машини такого вигляду:

$$\begin{aligned}
 Q_\beta = & R_l [d - (l - d_M) \beta] + \\
 & + P_{f1} \left\{ h + \left(\alpha_1 - \left[\frac{-\dot{X}_S + \dot{\phi}(a_T + a_M) + \dot{\beta}(l^2 + h^2)^{\frac{1}{2}}}{V_o} + \varphi + \beta + \alpha_1 \right] \right) \cdot l \right\} + \\
 & + P_{f2} \left\{ b + \left(\alpha_2 - \left[\frac{-\dot{X}_S + \dot{\phi}(a_T + a_M) + \dot{\beta}(l^2 + b^2)^{\frac{1}{2}}}{V_o} + \varphi + \beta + \alpha_2 \right] \right) \cdot l \right\} - \\
 & - k_1 \cdot l \left[\frac{-\dot{X}_S + \dot{\phi}(a_T + a_M) + \dot{\beta}(l^2 + h^2)^{\frac{1}{2}}}{V_o} + \varphi + \beta + \alpha_1 \right] - \\
 & - k_2 \cdot l \left[\frac{-\dot{X}_S + \dot{\phi}(a_T + a_M) + \dot{\beta}(l^2 + b^2)^{\frac{1}{2}}}{V_o} + \varphi + \beta + \alpha_2 \right].
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

Після ряду перетворень отримано систему лінійних диференціальних рівнянь другого порядку, що описують рух асиметричного машинно-тракторного агрегата в горизонтальній площині, наступного вигляду:

$$\left. \begin{aligned}
 A_{11} \cdot \ddot{X}_S + A_{12} \cdot \dot{X}_S + A_{13} \cdot \dot{\phi} + A_{14} \cdot \varphi + A_{15} \cdot \beta &= f_{11} \cdot \alpha, \\
 A_{21} \cdot \ddot{\phi} + A_{22} \cdot \dot{\phi} + A_{23} \cdot \varphi + A_{24} \cdot \dot{X}_S + A_{25} \cdot \beta &= f_{21} \cdot \alpha, \\
 A_{31} \cdot \ddot{\beta} + A_{32} \cdot \dot{\beta} + A_{33} \cdot \beta + A_{34} \cdot \dot{\phi} + A_{35} \cdot \varphi + A_{36} \cdot \dot{X}_S &= f_{31},
 \end{aligned} \right\} \tag{4}$$

$$\text{де } A_{11} = M_T; A_{12} = \frac{k_A + k_B + P_{fA} - F_B}{V_o}; A_{13} = \frac{(k_A + P_{fA}) \cdot (L - a_T) + (F_B - k_B) \cdot a_T}{V_o};$$

$$A_{14} = F_B - k_A - k_B - P_{fA}; A_{15} = P_{KR}; A_{21} = J_S;$$

$$A_{22} = \frac{(k_A + P_{fA}) \cdot (L - a_T)^2 + (k_B - F_B) \cdot a_T^2}{V_o}; A_{23} = -A_{13} \cdot V_o; A_{24} = A_{13};$$

$$A_{25} = -P_{KR}(a_T + a_M); A_{31} = J_C;$$

$$A_{32} = \frac{l \cdot \left[(k_1 + P_{f1}) \cdot (l^2 + h^2)^{\frac{1}{2}} + (k_2 + P_{f2}) \cdot (l^2 + b^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{V_o};$$

$$A_{33} = R_l(l - d_M) + l(k_1 + k_2 + P_{f1} + P_{f2}); \quad A_{34} = \frac{l \cdot (a_T + a_M) \cdot (k_1 + k_2 + P_{f1} + P_{f2})}{V_o};$$

$$A_{35} = l(k_1 + k_2 + P_{f1} + P_{f2}); \quad A_{36} = -\frac{A_{35}}{V_o}; \quad f_{11} = k_A; \quad f_{21} = (L - a_T) \cdot k_A;$$

$$f_{31} = R_l \cdot d + P_{f1} \cdot h + P_{f2} \cdot b - \alpha_1 \cdot l \cdot k_1 - \alpha_2 \cdot l \cdot k_2.$$

У системі диференціальних рівнянь (4) прийняті наступні позначення: M_T і J_S – відповідно маса агрегуючого трактора та його момент інерції щодо центра мас; k_A , k_B – коефіцієнти опору уводу пневматичних шин коліс відповідно переднього й заднього мостів колісного агрегуючого трактора; k_1 , k_2 – коефіцієнти опору відведенню пневматичних шин відповідно лівого і двох правих коліс причіпної гичкозбиральної машини; α_1 , α_2 – кути установки (розбіжності) лівого та правого коліс гичкозбиральної машини; L , a_T , a_M , l , h , b , d і d_M – конструктивні параметри, показані на еквівалентній схемі (рис. 1).

Отже, основні положення теорії плоскопаралельного руху асиметричного машинно-тракторного агрегата, що складається з агрегуючого колісного трактора й асиметричної гичкозбиральної машини, описані системою диференціальних рівнянь (4). При цьому важливою обставиною є те, що гичкозбиральна машина причеплена до агрегуючого трактора за допомогою циліндричного шарніра.

Список використаних джерел:

1. Булгаков В.М., Калетник Г.Н., Гриник И.В., Леженкин А.Н. Динамика зерноуборочных агрегатов. Монография. – Киев: Аграрная наука, 2010. – 276 с.
2. Булгаков В.М., Цурпал І.А. та ін. Створення нового універсального комплексу бурякозбиральних машин для фермерських господарств // Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації с.-г. техніки: Зб. наук. пр. – Кіровоград: КІСМ, 1997. – С.22-25.
3. Булгаков В.М. Совершенствование технологического процесса и машин для уборки корнеплодов свеклы. Автореферат диссертации доктора технических наук. Москва: ВИСХОМ, 1993. – 61 с.

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ РЕАЛЬНИХ ОБ'ЄКТІВ З УРАХУВАННЯМ ВИМОГ ЧУТЛИВОСТІ

*Панталієнко Л.А., к.ф.-м.н., доц.
Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ
E-mail: wnyrk15@gmail.com*

До ключових моментів аналізу динамічної моделі на етапі проектування відносять вирішення питання її працездатності на реальних режимах [1]. Останнє зв'язане з неминучим впливом різного роду факторів зовнішнього середовища, умов експлуатації, що викликають відхилення значень параметрів реального об'єкта від розрахункових значень. Навіть незначні розкиди визначальних параметрів можуть призвести до значних відхилень векторів фазових координат від розрахункових, а значить фактично за такою ситуацією порушується працездатність реальної системи. У зв'язку з цим виникає необхідність ще на етапі проектування динамічної моделі враховувати вимоги щодо чутливості її визначальних параметрів та визначати оптимальні режими у фізично реалізованих структурах.

Так, при дослідженні індукційної системи прискорювання [2]

$$z_{n+1} = z_n + f_{(k)}, \quad n = 1, 2, \dots, M - 1. \quad (1)$$

для формулювання задачі розрахунку допусків введено вектори розкиду фазових координат $\tilde{z}_n = z_n - \bar{z}_n$, $n = 1, 2, \dots, M$ та допусків на параметри $\tilde{f}_{(k)} = f_{(k)} - \bar{f}_{(k)}$, $k = 1, 2, \dots, M_1$, де $\bar{z}_n$, $\bar{f}_{(k)}$ – розрахункові значення відповідних векторів ($n = 1, 2, \dots, M$, $k = 1, 2, \dots, M_1$). Необхідно при заданих обмеженнях на розкид вектора фазових координат вигляду

$$\tilde{G}_n = \{\tilde{z}_n : |l_{sn}^* \tilde{z}_n| \leq 1, \quad s = 1, 2, \dots, N\}, \quad n = 1, 2, \dots, M \quad (2)$$

визначити оцінку області допусків на параметри коректувальних елементів. В іншій постановці можна оцінювати область допусків на параметри коректувальних елементів за наявності обмежень на розкид критерію якості

$$|\Phi(z_M) - \Phi(\bar{z}_M)| < \varepsilon. \quad (3)$$

До ефективних методів розв’язання задач оптимального проектування малочутливих (нечутливих) систем, розрахунку гарантованої чутливості, допусків на параметри відносять методи практичної стійкості та структурно-параметричної оптимізації [1,2]. Останнє дозволяє проводити всебічний аналіз досліджуваної параметричної моделі та здійснювати чисельне оцінювання відповідних областей (стійкості, функцій чутливості, допусків на параметри) за заданими критеріями.

В якості загального підходу запропоновано алгоритми чисельного розв’язання цього класу задач за допомогою методів практичної стійкості дискретних систем.

Список використаних джерел:

1. Гаращенко Ф.Г. Аналіз та оцінка параметричних систем: Навч. посібник / Ф.Г. Гаращенко, Л.А. Панталієнко. – К.: ІСДО, 1995. – 140 с.
2. Панталієнко Л.А. Розрахунок оптимальних параметрів коректувальних елементів в індукційних системах прискорювання /Л.А. Панталієнко // Енергетика і автоматика. – 2021. – №2. – С.107–114.

УДК 631.173

РОЛЬ СУЧАСНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТЕХНОЛОГІЙ ВИРОЩУВАННЯ РОСЛИН У ЗРОСТАННІ АГРАРНОГО ВИРОБНИЦТВА ТА ЗБЕРЕЖЕННІ ЯКОСТІ ҐРУНТІВ

Лавська Н.В., к.с.-г.н.

ВСП «Ніжинський фаховий коледж НУБіП України», м. Ніжин

Email: nlavska@gmail.com

Концентрація великих масивів сільськогосподарських земель в одних руках призводять до розорювання українських ґрунтів та погіршення екологічної ситуації. Внаслідок посиленої діяльності агрохолдінгів частка ґрунтовиснажуючих культур – кукурудзи, соняшнику, сої, озимого ріпаку на території України перевищує 40% від усіх посівних площ. Це призводить до швидкої втрати родючості ґрунтів, погіршення якості ґрунтових і

поверхневих вод, зникнення струмків і замулення невеликих річок, втрата біорізноманіття території [1].

Висока розораність території України, ліквідація ґрунтозахисних сівозмін, розширення посівів соняшнику, розміщення просапних культур на схилах сприяє розвитку ерозійних процесів. На сьогодні близько 40% земель у світі зайняті сільським господарством, тоді як випасання худоби і розширення міських територій забирають нові частини з інших угідь. Щороку 12 млн га земель втрачаються через опустелювання. За деякими оцінками, нині деградованими вважають від 1 до 6 млрд га земель. Втрату ґрунтів прискорює інтенсифікація сільського господарства, знищення лісів і промислова діяльність [2].

На тлі сучасних проблем назріла необхідність внесення змін до загальної стратегії землеробства, зокрема коригування існуючої системи диференційованого обробітку ґрунту в сівозмінах, яка повинна бути більш динамічною, виключно енерго-, вологозберігаючою і природоохоронною, враховувати біологічні особливості культур, фітосанітарний стан посівів, погодні та ґрунтові умови, забезпечувати рівновагу між синтезом і розкладом органічних речовин, запобігати забрудненню підґрунтових та надземних вод.

Диференційований підхід у застосуванні мінеральних добрив, технологія змінних норм висіву насіння сівалками з системами точного землеробства за картами-завданнями, штучний інтелект. На полях, де за результатами вимірювання ущільнення неоднакове запроваджують технологію Strip-till. За цією технологією обробіток проводиться лише в смугах, де висівається насіння, а міжряддя залишаються вкритими післяжнивними рештками. Добрива вносять локально-стрічковим способом.

Використання баз даних про сільськогосподарські поля, техніку дозволяє зменшити вплив людського фактору на прийняття рішень безпосередньо в полі, може регулювати норми мінеральних добрив у межах одного поля, норму висіву насіння тощо, точкове обприскування рослин на полі [3].

Отже, з огляду на сучасний соціально-економічний стан аграрного виробництва України, постійну зміну земельних відносин, подорожчання матеріальних і енергетичних ресурсів, виникає потреба в регулюванні систем землеробства, у тому числі і системи обробітку ґрунту, перш за все, в бік ресурсо- і енергозбереження шляхом ефективного використання природних біологічних факторів, захисту ґрунтів від ерозії, ефективного внесення помірних доз мінеральних добрив, збереження та накопичення вологи в посушливих умовах, ґрунтозахисних систем обробітку ґрунту тощо.

Список використаних джерел:

1. Амосов М. Більше 40% всіх с.г. земель України можуть втратити родючість. Пропозиція. №03(21). С.11.
2. Кравець Ірина Регенеративне сільське господарство. Agroexpert. №5 (154). 2021. С.52–55.
3. Марченко В. Технології точного і ресурсощадного землеробства в AGRILABFARMING. Agroexpert. №5(154). 2021. С. 84–85.

УДК 631.34

ПРОБЛЕМИ СУЧАСНИХ АГРАРІЇВ – УЩІЛЬНЕННЯ ҐРУНТУ

Мосорук А.О., студ.

Мартишко В.М., к.т.н., доц.

Національний університет біоресурсів і

природокористування України, м. Київ

E-mail: vm.mart@ukr.net

Проблема ущільнення ґрунтів досить гостро стоїть у всьому світі, а для України ця проблема може стати вирішальною в агровиробництві. На сьогодні близько 67% усіх ґрунтів в Україні переущільнені.

До проблеми ущільнення додається ще посуха, яка також не сприяє здоров'ю ґрунтів, а також не завжди раціональне управління сільгоспвиробництвом.

Ущільнення ґрунтів щорічно забирає у вас 15-25% врожаю. А зменшення врожайності основних культур (пшениці, кукурудзи) —а 15%.

Завдання для аграріїв полягає у правильному виборі відповідного типу робочих агрегатів, здатних розпушити верхній шар ґрунт, поліпшити його водо- і повітропроникність та не створювати ущільненої плужної підшви.

За різними оцінками вчених, недобір врожаю на полях із проявом плужної підшви може становити до 30–40%.

З метою не допущення появи негативних явищ під час обробітку ґрунту в останні роки набуває поширення технологія ґрунтообробітку Verti-till. Концепція вертикального обробітку полягає у системному підході, заснованому на методах, спрямованих на запобігання формування глибоких надмірно ущільнених прошарків ґрунту, які погіршують капілярність ґрунтів

та обмін води і розвиток кореневої системи. В результаті коріння культурних посівів не може активно розвиватися вглиб та отримувати достатньої кількості води.

Для реалізації технології Verti-till застосовуються агрегати вертикального обробітку ґрунту. Робочі органи яких утворюють вертикальні розломи та тріщини у ґрунті, що сприяє поглинанню та обміну води, формуванню однорідної структури ґрунту без ущільнень та твердих прошарків.

Особливістю Verti-till є відсутність горизонтальних зміщень ґрунту при обробітку, відсутність перевертання скиби та ущільнення. Також відбувається подрібнення та розподілення пожнивних решток по поверхні поля, утворюючи шар мульчі, який дозволяє зберігати воду.

Класична технологія обробітку ґрунту окрім створення плужної підшви також порушує роботу ґрунтової біоти і створює проблеми із мінералізацією рослинних решток. Адже загорнута на глибину оранки соломка слабо розкладається.

Висновок. Застосування вертикального обробітку дозволить зберегти та підвищити якість ґрунту. Проводити поверхневий обробіток ґрунту вертикальними агрегатами щорічно, а раз на 4-6 років виконувати обробіток глибокорозпушувачами на глибину не менше 40 см.

УДК 638.21

АНАЛІЗ ОПЕРАЦІЙ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ ШОВКОВИХ НИТОК

Хмельовський В.С., д.т.н., проф.

Черниш О.А., інж.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: hmelvas@ukr.net

Красива шовкова тканина цінується в усьому світі завдяки своїм унікальним властивостям. Матеріал натурального походження відрізняється високими показниками терморегуляції: взимку шовк чудово зберігає тепло, а влітку — прохолоду, при цьому, добре поглинає і відводить воду. Волокна натурального шовку спричиняють позитивний вплив на шкіру людини,

роблячи її гладкою і пружною. Бактерицидні якості виключають можливість появи пилових кліщів і інших мікробів. Це важливо для людей, які хворіють на астму та інші алергічні захворювання, а також для дітей. Дана тканина не накопичує статичної електрики, при невеликій товщині ниток їй характерна відмінна міцність, а можливість фарбування в найрізноманітніші відтінки і застосування красивих візерунків дозволяють отримати розкішні вироби.

Шовк — білкове полотно тваринного походження. Основними виробниками білкового матеріалу є дубовий та тутовий шовкопряд. Структура нитки подібна до людського волосся. Основа її складу – білок, в якому міститься 40% серицину, 18 видів амінокислот, близько 3% жирів та воску, а також до 2% натрію та калію.

Історія шовку налічує вже понад 5 тисяч років. Сьогодні найбільшим виробником шовку, як і раніше, є Китай, який займає 70% від світового ринку. Його головним конкурентом є Індія, але виготовленням шовку, в його споконвічних традиціях, займаються ще й такі країни як Узбекистан, Іран, Таїланд і Бразилія. Виробництво натурального шовку є дуже трудомістким, однак і самим дивним процесом у сучасній текстильній промисловості.

При виготовленні 500 г шовку задіюють близько 3 тисяч коконів шовкопряда, який також відомий, як шовковичний черв'як. Формування мотка вагою 250 г займає 12 годин. Для створення шовкового покривала (розміром 1,8x1,8 м знадобиться приблизно 12 тисяч коконів.

Технологія виробництва шовку, яка винайдена та збережена з давніх часів, практично залишилася незмінною донині, автоматизовані лише деякі процеси. Висока трудомісткість та складність у виготовленні матеріалу супроводжується великою кількістю тривалих етапів. Одним із перших етапів та головним секретом є своєчасне годування шовкопрядів та слідування за тим, щоб з коконів не встигли з'явитися метелики. Кожен етап на виробництві не обходиться без ручної праці, адже саме від контролю людиною залежить якість одержуваних ниток. Проте, людство прагне механізувати процеси виробництва шовку. Відібрані вручну кокони сортують і збирають в ємкості та піддають тепловій обробці. Після ретельного контролю якісні кокони розпарюють в гарячій воді, щоб зволожити і пом'якшити їх. Після нетривалої витримки спеціальні щітки знаходять кінець нитки, а верстат з'єднує дві або кілька ниток (залежно від бажаної товщини) в пучок. Щоб позбутися від надлишків серицину, нитки опускають в киплячу воду з додаванням мила. По закінченні процедури матеріал втрачає до 30% ваги, але стає більш блискучим. Матеріал-сирець перемотують і дають йому можливість просохнути.

Провівши аналіз операцій пов'язаних із виробництвом шовкових ниток, нами зроблено висновок. Процес розмотування кокона вимагає особливої уваги, оскільки від нього будуть залежати якісні показники нитки. У зв'язку з цим, подальша наша робота буде спрямована на дослідження конструкційних характеристик машин та обладнання пов'язаних із розмотуванням кокона шовкопряда.

Список використаних джерел:

1. Крупа Т. Краткая история шелководства и Украина. Хайвей 2007. <https://h.ua/story/41032/>.
2. Маркарьян О. Бизнес-идея №424. Разведение шелкопряда. 2011. <http://biznesvbloge.ru/biznes-ideya-424-razvedenie-shelkopryada/>.
3. Сеидова З.С. К вопросу об инновационных проблемах в науке тутоводства Азербайджана. Аграрная наука. 2017. № 8. С.22-25.
4. Максін В. І. Застосування наноматеріалів у відродженні шовкопрядства на Україні. Програма XIII наукової конференції “Львівські хімічні читання – 2011”. <https://pandia.ru/text/78/469/19593-2.php>.

УДК 621.74.046

ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ ВІДПУСКУ НА МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ СЕРЕДНЬОВУГЛЕЦЕВИХ СТАЛЕЙ ЕКОНОМНОЛЕГОВАНИХ КОМПЛЕКСАМИ ЕЛЕМЕНТІВ В ЯКІ ВХОДИТЬ БОР

Похиленко Г.М., ст. викл.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: pokhilenko@nubip.edu.ua

Об'єктом дослідження є середньовуглецева сталь 30ХГСА, яку легували бором, ванадієм і цирконієм та комплексами бор – ванадій, бор – цирконій, бор – ванадій – цирконій. Хімічний склад дослідних сталей наведений в таблиці 1.

Таблиця 1. Хімічний склад сталей

Сталь, Номер плавки	C	Mn	Si	Cr	V	Zr	B
відома 30ХГСА	0,28-0,34	0,8-1,1	0,9-1,2	0,8-1,1	-	-	-
1	0,28-0,30	1,1-1,3	0,9-1,1	0,8-1,0	0,11	-	0,006
2	0,30-0,32	1,1-1,2	0,8-1,1	1,1-1,2	0,9	0,04	0,004
3	0,27-0,30	0,8-1,2	0,8-1,1	0,9-1,0	-	0,04	0,004

Відзначимо, що введення бору в сталь 30ХГС дозволило збільшити межу текучості на 100 – 150 МПа, а межу міцності на 200 МПа після низького і середнього відпуску, тоді як при високому відпуску ці показники практично не змінилися. Введення в сталь комплексу бор – ванадій дозволило не лише підвищити межу міцності і межу текучості на 100 МПа після низького і середнього відпуску, але й збільшити в 1.5 рази ударну в'язкість.

При мікролегуванні сталі комплексом бор – цирконій можливо досягнути такого ж ефекту, але при цьому спостерігається різке зменшення ударної в'язкості і відносного видовження сталі в інтервалі температур середнього відпуску.

Додаткове мікролегування сталі ванадієм зміщує інтервал різкого зниження ударної в'язкості в зону температур високого відпуску, при цьому відносне видовження поступово збільшується з підвищенням температури відпуску (рис 1).

Додаткове легування сталі 30ХГС бором та комплексами бор – ванадій і бор – цирконій дозволяє зберігати показники твердості при температурах до 400 °С (рис. 2).

Результати досліджень комплексу механічних властивостей отриманих сталей дозволяють зробити висновки про можливість їх використання при виготовленні відповідальних деталей сільськогосподарських машин та приводу їх робочих органів, зокрема, валів відбору потужності, півосей, важко навантажених шестерень редукторів та коробок передач, молотків кормодробарок і пальців транспортерів.

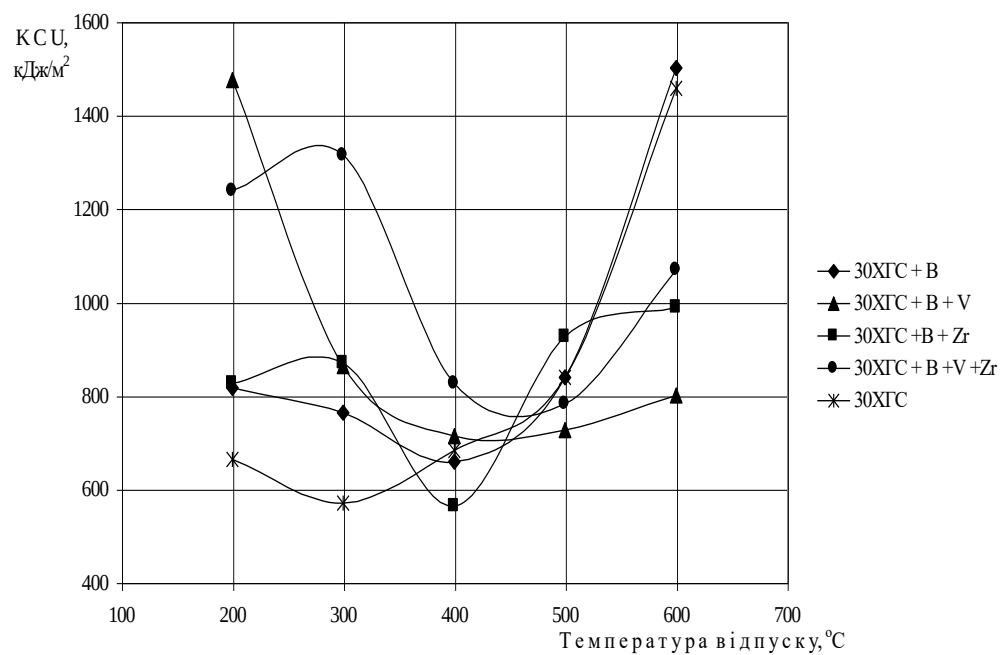


Рис. 1. Вплив температури відпуску на ударну в'язкість сталі

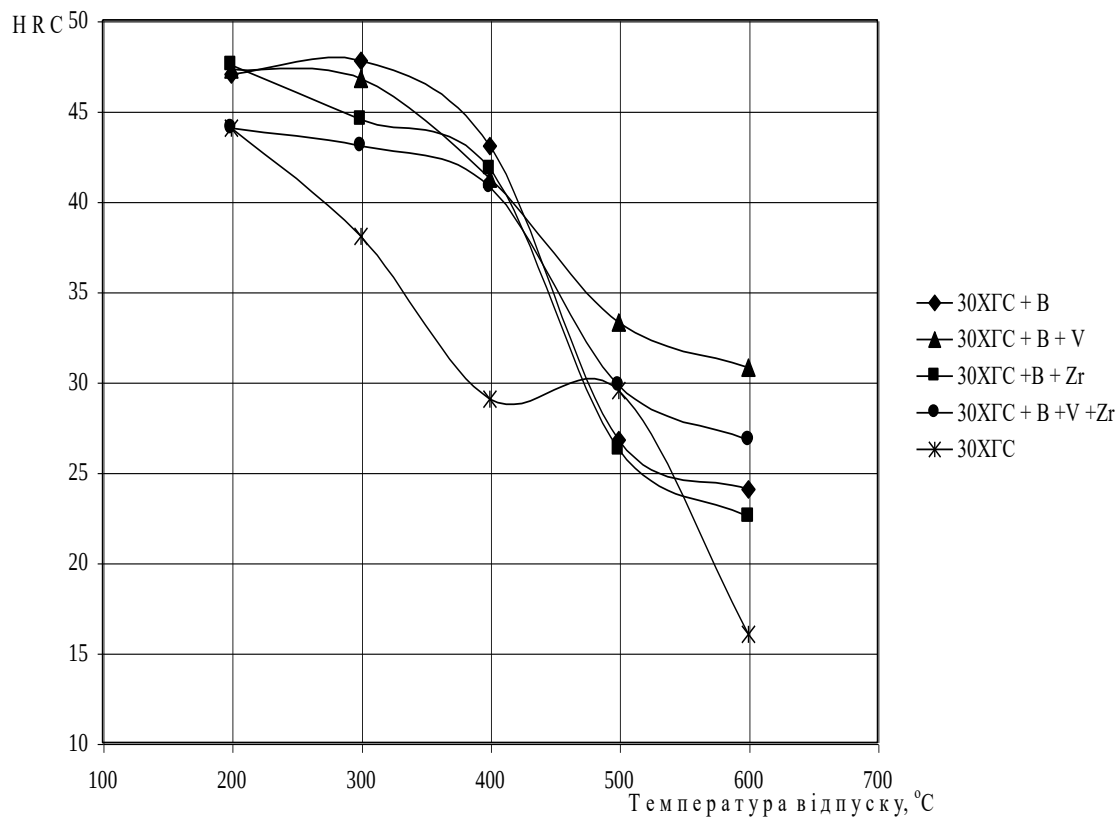


Рис. 2. Вплив температури відпуску на твердості сталі

ВИЗНАЧЕННЯ ПРИЧИН ЗАРОДЖЕННЯ ТА РОЗВИТКУ ПІТИНГУ

*Семеновський О.Є., к.т.н., доц.
Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ
E-mail: semenovski@ukr.net*

В роботі досліджено характер зародження та поширення тріщин пітингу всередину матеріалу, тобто зародження мікротріщин починалося на контактуючій поверхні зуба шестерні. Крім того виявлено значно більший радіус заокруглення вершини тріщини, а це свідчить про меншу швидкість її поширення, тому що, як відомо, швидкість розповсюдження тріщини зворотно-пропорційна квадрату радіусу заокруглення її вершини.

Розглядаючи поверхню деталей з дослідної сталі в зоні контактуючих встановлено, що лунки мають значно менший розмір (порядку декількох десятих міліметра), при цьому внутрішня структура лунки говорить про те, що процес руйнування має в'язкий характер, про що свідчить чашковий вид зламу.

Щоб відповісти на запитання, чому при незначній різниці в фізико-механічних властивостях матеріалу ми маємо принципово різний характер руйнувань поверхонь у результаті контактної втоми сталі, були досліджені зміни під впливом багаторазових знакозмінних навантажень. Мартенситна структура поверхневого шару, що більш дисперсна і має більшу мікротвердість, не зазнає ніяких змін, аж до початку руйнування. У той же час деформація структурних складових поверхневого шару деталей серійної сталі приводить до утворення підповерхневих мікротріщин.

Багаторазове передеформування поверхневого шару приводить до перенаклепу металу, в результаті підвищується твердість, але разом з тим, катастрофічно падають характеристики в'язкості і пластичності, які і приводять до стрімкого проходження процесу руйнування поверхні.

Що стосується протиріч у висновках різних дослідників про місце розташування утворення первинної мікротріщини при пітингу, в нашій роботі дана відповідь і на це питання. У ході досліджень характеру руйнувань встановлено, що первинна мікротріщина може утворюватися як на поверхні, так і в глибині зміцненого шару, в залежності від фізико-механічних властивостей сталі і характеру навантаження.

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ РОБОТИ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

*Семеновський О.Є., к.т.н., доц.
Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ
E-mail: semenovski@ukr.net*

Виходячи зі всебічного аналізу причин виходу з ладу підшипників встановлено, що руйнування поверхонь відбувається в результаті контактної втоми матеріалу поверхневого прошарку сталі. В результаті відбувається викришування поверхні підшипників, причиною якого є зародження та розповсюдження тріщин.

Одним з основних способів запобігання міжзеренного руйнування на стадії металургії є, крім очищення сталі від шкідливих домішок при плавленні, обробка її на наддрібне зерно, а також збільшення довжини границь дійсного аустенітного зерна.

Що стосується впливу на контактну міцність карбідної фази і неметалевих включень, виходячи з теорії міцності, випадковий розподіл у тілі мікро-неоднорідностей істотно збурює локальні напруження, що залежать від лінійних розмірів дефекту і від радіуса кривизни його вершин. В структурі сталі можуть бути різноманітні неметалеві включення, які утворюються внаслідок реакції компонентів сталі з киснем, сіркою, азотом. Утворення сульфідів в сталі визначається спорідненістю її компонентів до сірки, яке підвищується від заліза до алюмінію, хрому, ванадію, марганцю, титану, кальцію і церію. Пластичні властивості сталі багато в чому визначаються міцністю границь включення-матриця, яка залежить від механічної і хімічної взаємодії включення і матриці, спорідненістю їх кристалічних ґраток і змочуваності включень рідкою фазою. Пустоти і тріщини утворюються біля недеформованих включень, розміри яких більше критичних і знаходяться в залежності від температур і типу включень.

В нашій роботі встановлено, що за рахунок оптимізації структури поверхневого шару матеріалу підшипника, в значній мірі, можна керувати експлуатаційними властивостями.

ВИБІР БАЗОВОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ ПО ПІДВИЩЕННЮ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПРИВОДІВ СОРТУВАЛЬНИХ МАШИН

Ярош Я.Д., д.т.н., проф.

Алексейчук М.П.

Поліський національний університет, м. Житомир

E-mail: yaroslav.yarosh76@gmail.com

Основними критеріями при виборі обладнання є наступні.

1. Проведення експериментальних досліджень на реальній сортувальній машині краще, ніж на макеті.
2. Ресурсні та трудові витрати при розвороті ексцентриків повинні бути мінімальними.
3. При розвороті ексцентриків динамічні навантаження на корпус машини не повинні зростати, що може бути досягнуто при наявності чотирьох решітних станів.

Відповідно до зазначених критеріїв для проведення експериментальних досліджень була обрана сортувальна машина ОЗС-50 (рис. 1).



Рис. 1. Сортувальна машина ОЗС-50

Два ексцентрикових валу пов'язані ланцюговою передачею.

Оцінка механічних дисипативної і повної потужностей проводили шляхом вимірювання активної потужності, сили струму і напруги в трьохжильному ланцюгу живлення асинхронного двигуна привода решітних станів сортувальної машини ОЗС-50.

Виміри проводилися наступними приладами: комплектом вимірювальним K505 (рис. 2), кліщами електровимірювальними APPA 39MP (рис. 3) і приладом ВШВ-003-M2.



Рис. 2. Комплект вимірювальний K505



Рис. 3. Кліщі електровимірювальні

Вбудовані в комплект вимірювальний K505 прилади по точності відповідають класу 0,5 згідно з ДСТУ.

Межа основної похибки приладів комплекту вимірювального K505 при вимірюванні струмів до 10 А включно (без окремого трансформатора струму), напруг від 75 до 600 В і потужностей, відповідних зазначеним величинам струмів і напруг, безпосередньо після включення і в режимі тривалого навантаження, дорівнює $\pm 0,5\%$ від кінцевого значення діапазону вимірювань.

Час встановлення показань приладів комплекту не більше 4 с.

При вимірюванні перемикач номінальних струмів встановлюється в положення «10 А», перемикач номінальних напруг в положення «600 В» і «+».

Дисипативна потужність визначається шляхом прямих вимірювань за допомогою ватметра.

Повна потужність визначається опосередковано – шляхом вимірювань струму і напруги і перемноження їх значень.

Перевагою сортувальної машини ОЗС-50 є те, що при її використанні для проведення експериментальних досліджень немає необхідності в трудомісткому виготовленні ексцентрикових валів зі зміщенням ексцентриків на $\pi/2$. Її кінематична схема (рис. 4) дозволяє, не змінюючи конструкцію ексцентрикових валів 3, забезпечити зміщення фази коливань будь-якої пари решетних станів 1 на $\pi/2$ за рахунок відносного розвороту ексцентрикових валів 3 на $\pi/2$. Це виконується при розмиканні ланцюгової передачі 4. При цьому обидва решітних стани верхньої пари і обидва

решітних стани нижньої пари продовжують працювати в протифазі, що забезпечує динамічну врівноваженість машини.

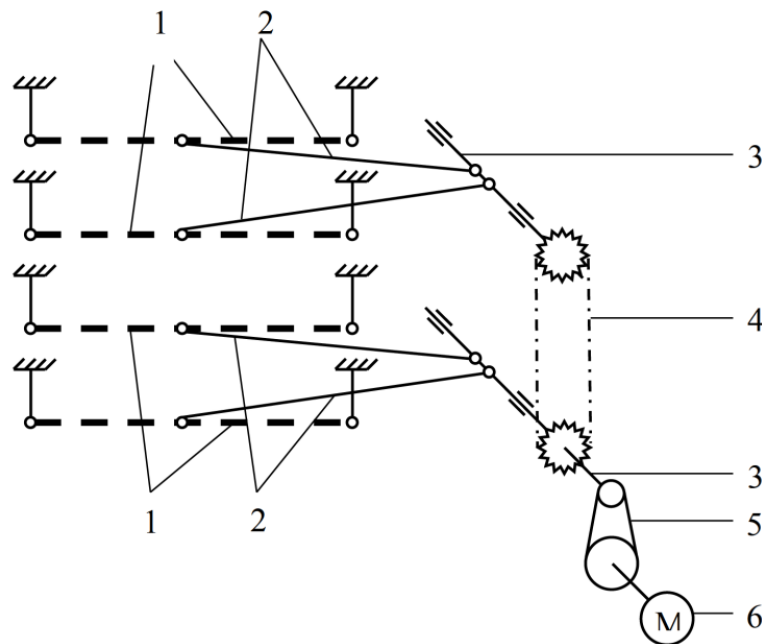


Рис. 4. Кінематична схема приводу решітних станів ОЗС-50: 1 – решітні стани; 2 – шатуни; 3 – ексцентрикові вали; 4 – ланцюгова передача; 5 – клинопасова передача; 6 – електродвигун

Комплект вимірювальний К505 і кліщі електровимірювальні підключається до ланцюга живлення електродвигуна.

УДК 621.86

БУЛЬДОЗЕР З ВИСУВНИМИ ЗУБАМИ

Юхименко О.В., студ.

Воляннюк В.О., к.т.н., доц.

Міщук Д.О., к.т.н., доц.

Київський національний університет будівництва і архітектури, м.Київ

E-mail: mischuk.do@knuba.edu.ua

Бульдозери найбільше застосовують на будівельних майданчиках при виконанні земляних робіт, які є найбільш трудомісткими в будівництві. Основним недоліком бульдозера є нездатність розпушувати мерзлі та тверді ґрунти. Для розпушування твердих ґрунтів необхідно використовувати

додаткові машини або спеціалізоване робоче обладнання. Отож нагальним завданням є розширення технологічних можливостей бульдозерних відвалів для розпушування мерзлих і твердих ґрунтів.

Дане дослідження передбачає розробку відвалу бульдозера, який об'єднує класичний щит і зуби розпушувача. У цьому випадку зубці розпушувача можуть автоматично переводитися в робоче положення гідравлічними циліндрами.

З метою досягнення високої ефективності бульдозерного обладнання в твердих і мерзлих ґрунтах широко використовується розпушувач. Розпушувачі можуть застосовуватися як окремі машини, а також як додаткове навісне обладнання для бульдозерного трактора. Для ефективного руйнування твердих ґрунтів розпушувач повинен робити декілька заїздів на ділянці ґрунту, яка розробляється. За допомогою цього методу розпушування ґрунту, бульдозер і розпушувач не можуть одночасно працювати на одній земельній ділянці. Цей метод розробки ґрунту є традиційним і пріоритетним, але дуже трудомістким.

Метою даної роботи є аналіз і дослідження розробки бульдозерного відвалу, який дозволяє одночасно руйнувати ґрунт, розробляти та переміщати його однією машиною.

Аналіз досліджень в напрямку ефективного використання бульдозера на земляних роботах показав, що одним із способів вдосконалення його технічних характеристик є конструктивна модернізація схеми відвала, яка об'єднує традиційний бульдозерний відвал та зуб розпушувача [2, 3], а основний напрям вдосконалення полягає в зміні конструкції ріжучих кромок бульдозерного відвалу, що спрямовано на підвищення їх технологічних можливостей шляхом створення додаткової сили впливу на ґрунт, який розробляється в напрямку, близькому до сили різання і відриву масиву ґрунту в напрямку пов'язаного з основним робочим механізмом руху.

В даному дослідженні пропонується конструкція відвалу бульдозера який має бічні стінки, штовхач, відвальний щит, поздовжні і поперечні ребра жорсткості, ріжучі кромки, фіксатори та задню стінку. На задній стінці відвала розташовано більше однієї вертикальної напрямної в якій встановлено висувні керовані опорні балки з шарнірами та закріпленими в їх нижніх консолях змінних коронок розпушувальних наконечників. На ріжучій кромці ножа бульдозера, в місці, де розташовано ріжучі наконечники зубців, виконано щілини для передніх поверхонь коронок, що рухаються у вертикальній площині, а їх переміщення виконуються гідравлічними циліндрами, які з'єднані шарнірно через кронштейни для кріплення висувних

наконечників з вертикальними направляючими. Ріжучі наконечники розпушувальних зубців мають передні грані з пірамідальними гребнями. Конструкція запропонованого нового типу відвалу бульдозера з розпушувачами зубами показана на рис. 1 [4].

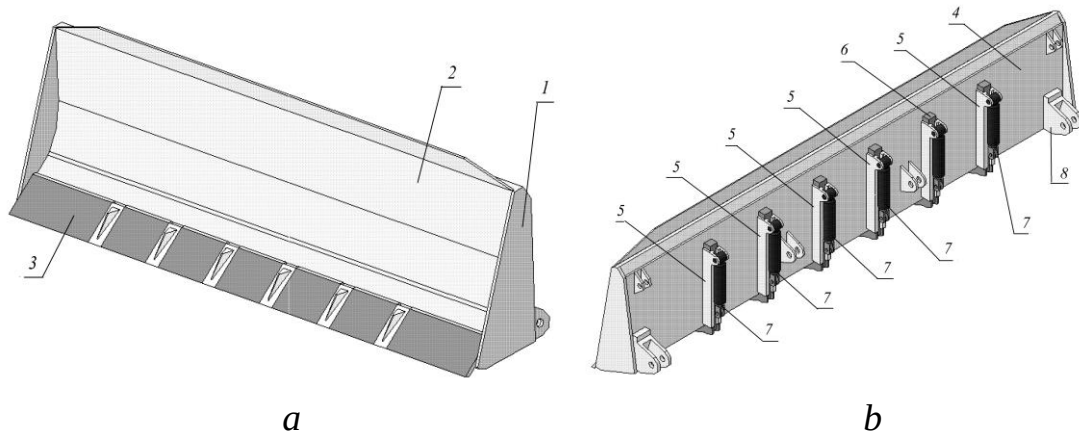


Рис. 1. Відвал бульдозера з висувними зубцями: *а* – вид спереду; *б* – вид ззаду; 1 – бічні стінки; 2 – відвальний щит; 3 – ріжучий ніж; 4 – задня стінка; 5 – напрямні; 6 – висувні балки; 7 – приводні гідравлічні циліндри; 8 – кронштейн кріплення штовхаючої частини відвала

Висувні розпушувачі в запропонованій схемі можуть виконувати розпушення ґрунту в напрямку робочого руху бульдозера і здатні працювати одночасно або кожен окремо в залежності від кількості опущених розпушувачів. Крім того, за допомогою такого відвалу бульдозера можна одночасно транспортувати та розпушувати ґрунт. Основне навантаження від руйнування ґрунту буде переноситися на направляючі, а через них до задньої стінки відвалу, тим самим забезпечуючи захист штоків привідних гідроциліндрів від поперечного навантаження, що значно підвищує надійність конструкції. На рис. 2 показано можливі варіанти роботи запропонованого технічного рішення комбінованого відвалу бульдозера.

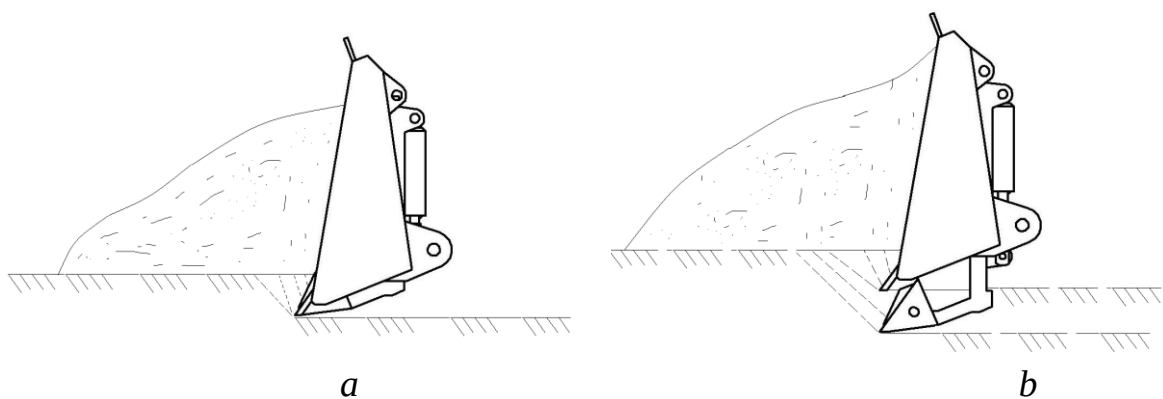


Рис. 2. Схема роботи бульдозера: *а* – режим різання; *б* – режим розпушування

Сила опору руху бульдозера в робочому режимі розробки ґрунту складається з опору руху базової машини W_1 , опору різання ґрунту W_2 , опору зсуву призми ґрунту W_3 та опору переміщення ґрунту по відвалу W_4 [5]:

$$R_H = W_1 + W_2 + W_3 + W_4$$

Сила різання ґрунту розпушувальними зубами дорівнює [6]:

$$W_2 = n(\varphi m_b b h + 2m_{бок} h^2 + 2m_{бок.зр.} h + p_{пл.зн.} L_{пл.зн.})$$

де n – число зубів; φ – коефіцієнт кута різання; m_b – питома сила різання; b і h – ширина і товщина різання ґрунту зубом; $m_{бок}$, $m_{бок.зр.}$ – коефіцієнти, що характеризують питомі сили руйнування та різання ґрунту боковими частинами зуба відповідно; $p_{пл.зн.}$ – сила додаткового опору ґрунту на площадці зносу зуба; $L_{пл.зн.}$ – довжина площадки зносу [7].

Список використаних джерел:

1. Zelenin A. N., Balovnev V. I., Kerov I. P. (1975). Machines for earthworks. Moscow, Mashinostroenie, 420.
2. Khmara L. A., Kolesnik N. P., Stanevsky V. P. (1992). Modernization and increase of productivity of construction machines, Kyiv, Budivelnik Press, 152.
3. Mishchuk D. A., Volyanyuk V. A., Gorbatyuk E. V. (2018). Dump bulldozer blade with loosening teeth. Mining, construction, road and melioration machines, Nr 92, 70-79.
4. Volyanyuk V. A., Mishchuk D. A. (2018). Bulldozer blade with loosening teeth. Patent of Ukraine Nr 125062.
5. Kostenyuk A., Fomin A., Teteryatnyk A., Bokovna G. (2017). Distribution of energy in the work area during soil cutting. Mining, construction, road and melioratin machines, Nr 89, 73-80.
6. Volyanyuk V., Gorbatyuk E., Mishchuk D. (2016). Improvement of scraper equipment. Mining, construction, road and melioration machines, Nr 88, 78-83.
7. Baladinsky V., Garkavenko A., Kravets S., Rusan I., Fomon A. (2000). Machines for earthworks. Rivne: RDTU Press, 288.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РУЙНУВАННЯ ҐРУНТІВ ПРОСТОРОВО ОРІЄНТОВАНИМИ НОЖАМИ ДИНАМІЧНОЇ ДІЇ

Рашиківський В.П., к.т.н., доц.

Федишин Б.М., аспір.

Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ

E-mail: bogdanstar.140k@gmail.com

Копання ґрунтів є однією з найбільш енергоємних операцій землерийних машин. Великий вплив на енергоємність копання роблять кінематичні умови та конструкція робочого органа. Тому, особливо актуальним являється питання, визначення енергоємності копання та кінематики руху, робочого органа з просторово орієнтованим ножом динамічної дії.

Основним способом механічної розробки ґрунтів являється, різання з відокремленням стружки. При цьому способі розробки ґрунтів також є різновиди в залежності від геометричних умов. Основними геометричними умовами відокремлення ґрунтової стружки, визначаються різновидами способів механічної розробки ґрунтів, пропонується вважати положення кромки ріжучого клина відносно напрямку різання і поверхні масиву, обриси ріжучої кромки, обриси і кількість робочих поверхонь ріжучого клина, число поверхнею так званого бокового зрізу і так званих блокованих поверхонь зрізу. По цим признакам виділені різновиди процесу і створена класифікація видів різання з відокремленням стружки [1].

Особливість процесу копання полягає в тому, що його силові й енергетичні показники залежать від кінематичних умов, та від геометричних параметрів – товщини, ширини і площі зрізу, а також від кутів орієнтації робочого органа в просторі.

Дослідження енергоємності процесу різання ґрунту просторово-орієнтованого ножа динамічної дії.

При дослідженні питання косокутного різання, копання й переміщення ґрунту робилася опора на класичну теорію косоного клина, розроблену академіком В. П. Горячкиним [2]. При взаємодії клина із ґрунтом автор пропонує розглядати переміщення клина з положення I у положення II, що відбувається у два прийоми: переміщення з I у положення III перпендикулярно лезу *AB* (при цьому косий клин працює як прямий з кутом

підйому δ_o) і ковзне переміщення з положення III у положення II уздовж леза AB (причому, це переміщення є неробочим, тому що не може переміщати частки ґрунту).

Таким чином, зазначений прийом зводить роботу косого клина до роботи прямого й додаткового ковзання уздовж леза.

Також досліджувались експериментальні дані різання ґрунтів просторово орієнтованими ножами професора В.М. Смірнова [3]. Де було проведено ряд експериментів з використанням ножів косокутного різання а саме: планувальний ніж шириною 25см; гострі ножі шириною 3,5,7 й 10 см. з кутом різання 30,50,70 й 90 градусів і з кутом повороту в плані 0° ; $22^\circ 30'$; 45° й $67^\circ 30'$. Всі дослідницькі ножі мали однакову різальну кромку й задній кут різання 10° .

Проаналізувавши дослідження по роботі косокутного ріжучого елемента запропоновано переміщення косого клина по круговій траєкторії. Тоді, переміщення клина з положення I у положення II, відбувається по колу (рис. 1): переміщення з I у положення III, спочатку відбувається перпендикулярно до леза DB і поступово починає переміщуватись під кутом повороту в плані на $22^\circ 30' \dots 45^\circ$. Із положення III у положення II, продовжується рух по круговій траєкторії, тому переміщення відбувається перпендикулярно до леза AB і поступово переходить в дотичне переміщення. Далі ніж робить холостий хід, з позиції II до позиції I, та цикл повторюється.

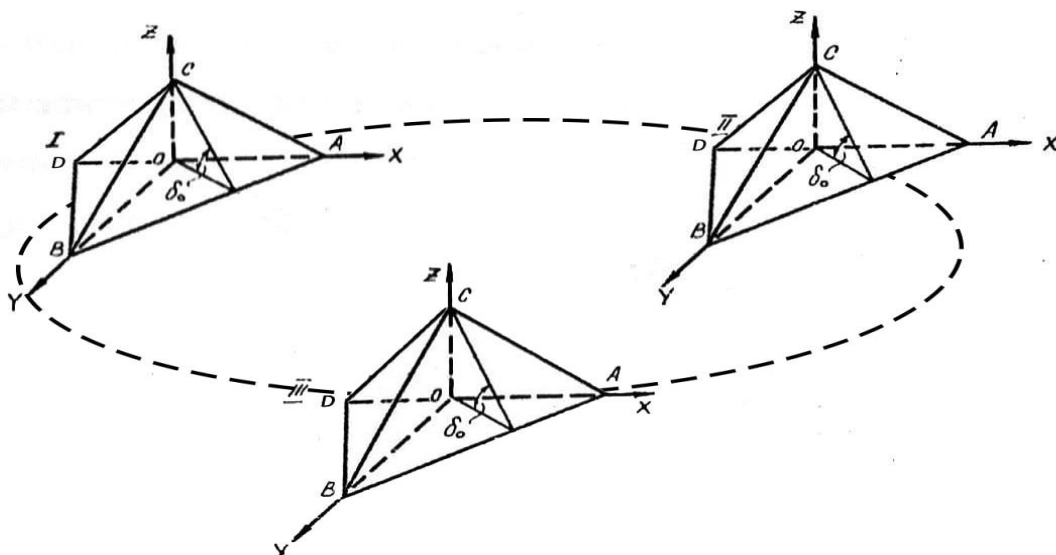


Рис. 1. Схема переміщення косокутного ножа динамічної дії

Очікується, що коловий рух двогранного ножа не суттєво вплине на ущільнення ґрунту по осі свого руху, а навпаки спричинить відокремлення

його шляхом підрізання, цим самим полегшуючи відокремлення стружки та зменшення енергоємності процесу різання.

Ідея робочої гіпотези ефективності роботи просторовано орієнтованого ножа підлягає наступному геометричному моделюванню

Список використаних джерел:

1. Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами. – М.: Машиностроение, 1971 – 357 с.
2. Горячкин В.П. Собрание сочинений: т. I – IV. – М.: Сельхозиздат, 1939 – 1948.
3. Смірнов В. М. Основи теорії різання ґрунтів просторово орієнтованими ножами землерійних машин / К.: «МП Леся», 2009 – 260 с.

УДК 631.315.2.001.63

ВИБІР ПОДРІБНЮВАЧА РОСЛИННИ РЕШТОК ВИСОКОСТЕБЕЛЬНИХ КУЛЬТУР

Суражський Ю.В., студ.

Мартишко В.М., к.т.н, доц.

Національний університет біоресурсів і

природокористування України, м. Київ

E-mail: vm.mart@ukr.net

За останні 20 років кількість органічних добрив, що вносяться у ґрунт в нашій країні, зменшилась приблизно у 7 разів. Тому рослини забирають із ґрунту значно більше поживних речовин, ніж вноситься. В результаті щорічні втрати гумусу з ґрунтів за розрахунками вчених-ґрунтознавців становлять близько 20 млн. тонн. Якщо негайно не запровадити заходи зі збереження гумусу, то чорноземи перетворяться на малородючі землі.

Досвід провідних аграрних країн показує: реальним шляхом зменшення втрат гумусу в ґрунтах і покращення їх родючості, який не потребує великих фінансових витрат, є підвищення ефективності використання поживних решток, що залишаються на полях після збирання урожаю. В цих країнах поживні залишки (стерня, стебла бур'янів, валки соломи) подрібнюються спеціальними машинами – подрібнювачами. Вони

не тільки скошують добривом, що підвищує родючість і сприяє розвитку корисної мікрофлори ґрунтів. Після такого подрібнення рослинні рештки надійно покриваються шаром ґрунту, навіть при його обробітці дисковими знаряддями, які зараз широко використовуються нашими хліборобами. Як результат, забезпечується розкладання рослинних залишків і ефективне збагачення ґрунту органікою. Є подрібнювачі, які встановлюються на збиральному комбайні, а є окремі агрегати. Подрібнення рослинних решок, особливо грубих, потребує значної енергії. Тому якщо подрібнювачем обладнаний збиральний комбайн – ми втрачатимемо у продуктивності машини. Якщо говорити про більш прагматичну американську технологію, то там комбайн здійснює збирання, а потім спеціалізованим широкозахватним подрібнювачем (мульчером) у підходящий момент подрібнюють соломку. Є два типи мульчувальних агрегатів: із горизонтальною віссю та вертикальною. У них різні енерговитрати, різна якість роботи. Серед вітчизняних машиновиробників, які випускають агрегати для подрібнення польових решток, відзначити хочу Білоцерківський, Уманський і Краси́лівський заводи. А якщо говорити про подрібнення у ягідниках або виноградниках, а це вже йдеться про вузькоспеціалізований сегмент техніки, яку випускає завод «Полігон» з Одеси. Кращими є подрібнювальні агрегати фірм Kuhn, Schulte, Unia. Питання, який подрібнювач використовувати, кожен сільгоспвиробник вирішує самостійно.

УДК 621.926.22

ДОСЛІДЖЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЧНОГО РЕЖИМУ ВІБРАЦІЙНИХ КОНУСНИХ ДРОБАРОК

Міщук Є.О., к.т.н., доц.

Назаренко І.І., д.т.н., проф.

Міщук Д.О., к.т.н.

Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ

E-mail: mischuk.do@knuba.edu.ua

Вступ. При виготовленні та переробці будівельних матеріалів широко використовуються конусні дробарки. Конусні дробарки мають ряд переваг в

порівнянні з іншими дробильними машинами: менші габарити, прості в експлуатації, знижені витрати електроенергії, високий коефіцієнт руху, здатність перероблювати матеріал високої міцності і абразивності.

До недоліків слід віднести низький степінь дроблення, значні відцентрові сили на високих частотах коливання рухомого конуса, та нерівномірність завантаження вихідним матеріалом, що призводить до нерівномірності роботи дробарки, підвищенню напружень в елементах конструкції дробарки та нерівномірному зносу дробильних плит.

Аналіз літературних даних та постановка проблеми. Дослідження по вдосконаленню ефективності конусних дробарок наведені в джерелах [1], [2], [4]. Найбільш перспективною є ідея розглянута в джерелі [1], яка полягає в заміні ексцентрика конусної дробарки привідним вібратором дебалансного типу.

В джерелах [1], [2] пропонується підвищення числа коливань рухомого конуса, внаслідок чого підвищується продуктивність та степінь дроблення. Проте виникають ряд небажаних ефектів в основному пов'язаних з незбалансованістю конусної дробарки при роботі на підвищених частотах. Таким чином вдосконалення конструкції конусної дробарки є актуальною задачею.

Мета дослідження. Основною метою даної роботи є дослідження впливу основних параметрів механічного режиму конусної дробарки на робочий процес та встановленні раціональних значень цих параметрів.

Виклад основного матеріалу. Для визначення оптимальних параметрів вібраційної конусної дробарки складемо її рівняння руху.

Прийmemo, що рухомий конус є абсолютно жорстким циліндром, який котиться по твердому недеформованому тілу, що має форму еліпса.

В свою чергу приймаємо, що корпус дробарки з вібраторами є тверде тіло з масою $m_{\text{заг}}$ і моментом інерції I , який закріплений на нерухомій основі пружинами жорсткістю $c_{\text{із}}$. Дебалансні вібратори, відстань між якими складає $2l$, обертаються з однаковою частотою ω . Схема до розрахунку конусної дробарки наведена на рис. 1

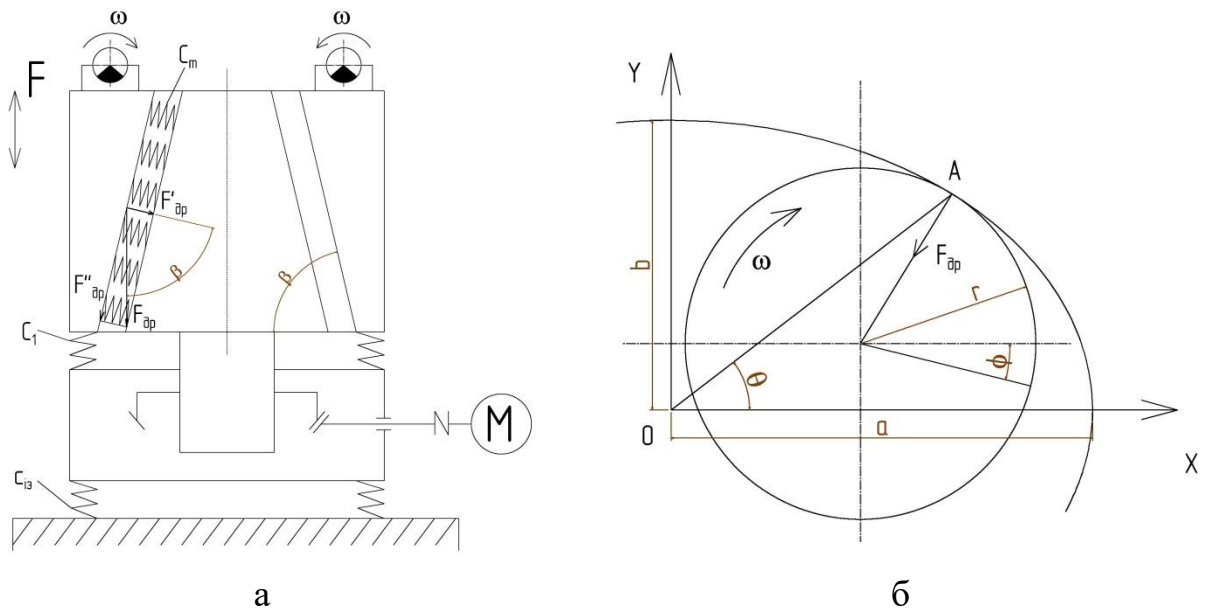


Рис. 1. Схема до розрахунку вібраційної конусної дробарки
а – спрощена розрахункова схема при дії вібрації; б – розрахункова схема обкочування внутрішнього конуса по зовнішньому

На основі рівнянь Лагранжа другого роду рівняння руху для конусної дробарки запишуться наступним чином:

$$\begin{cases} m_{pk} \ddot{x}_1 = F_{op} \cdot \cos(\alpha); \\ m_{pk} \ddot{y}_1 = F_{op} \cdot \sin(\alpha); \\ I_{pk} \ddot{\varphi} = M_{kp} - \xi \omega_d - \mu r_k F_{op}; \\ m_{nk} \ddot{y}_2 + c_1 y_2 + c_m y_2 \cdot \cos(\beta) = F_0 \sin(\omega_3 t); \end{cases} \quad (1)$$

де ξ - крутизна характеристика двигуна; ω_d - кутова швидкість ротора двигуна; F_0 - збурювальне зусилля; $c_m y_2 \cdot \cos(\beta) = F'_{op} \cdot \cos(\beta)$ - проекція дробильного зусилля на нормаль до поверхні дробильного конуса; c_m - пружна характеристика дробильного матеріалу; ω_3 - кутова швидкість обертання вала вібратора; r_k - радіус конуса в площині обкочування; M_{kp} - крутний момент на валу двигуна; μ - коефіцієнт тертя при русі конуса; F_{op} - сила дроблення (нормальна реакція нерухомого конуса); c_1 - коефіцієнт жорсткості пружної системи, яка з'єднує нерухомий конус і корпус дробарки; m_{pk} - маса рухомого конуса; I_{pk} - центральний момент інерції конуса; x_1, y_1 - декартові координати центра конуса O_k ; φ - кут повороту рухомого конуса навколо власної осі; m_{nk} - загальна маса нерухомого конуса; $\dot{y}_{nk}$ - швидкість вертикальних переміщень нерухомого конуса.

Для рішення перших двох рівнянь системи (1) були прийняті наступні

залежності [3]:

$$x_1 = A_1 \times \sin(\omega_1 t); y_1 = A_2 \times \sin(\omega_1 t), \quad (2)$$

де ω_1 - частота обкочування рухомого конуса навколо осі дробарки (частота прецесії конуса).

Рішення третього рівняння було отримано шляхом його інтегрування:

$$\omega_2 = \frac{1}{\xi} \left(M_{kp} - \mu r_k F_{dp} \right) \left(1 - e^{-\frac{\xi}{I_{pk}} t} \right), \quad (3)$$

де ω_2 - кутова частота обертання рухомого конуса навколо власної осі (частота нутації конуса).

За рішення четвертого рівняння системи (1) було прийняте наступне:

$$y_2 = A_3 \times \sin(\omega_3 t). \quad (4)$$

Невідомі коефіцієнти A_1, A_2, A_3 знаходимо на основі диференціювання системи рівнянь (1) з врахуванням рівнянь (3) та (4):

$$A_1 = -\frac{\cos(\alpha) \cdot F_{dp}}{m_{pk} \cdot \omega_1^2 \cdot \sin(\omega_1 t)}; A_2 = -\frac{\sin(\alpha) \cdot F_{dp}}{m_{pk} \cdot \omega_1^2 \cdot \sin(\omega_1 t)}; A_3 = -\frac{F_0 - F_{dp} \cdot \cos(\beta)}{m_{nk} \cdot \omega_3^2}; \quad (5)$$

На основі залежностей (5) були побудовані рівняння руху рухомого та нерухомого конусів рис. 2.

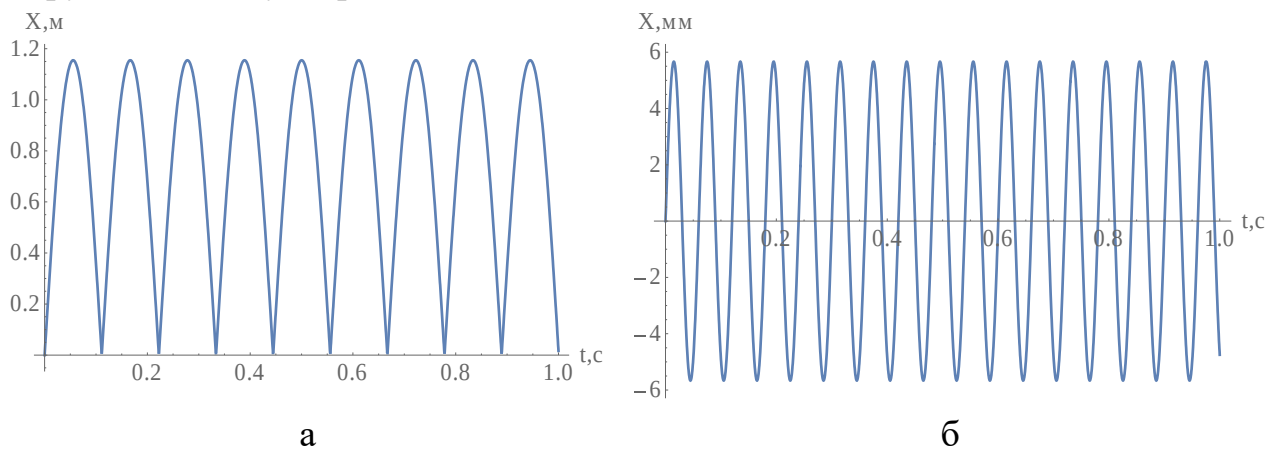


Рис. 2. Амплітуди коливань елементів конструкції конусної дробарки

Список використаних джерел:

1. Блохин В.С. Основные параметры технологических машин. Машины для дезинтеграции твердых материалов: пособие. ч.І / В.С. Блохин, В.И. Большаков, Н.Г. Малич. – Днепропетровск: ИМА-пресс, 2006. – 404 с.
2. Вайсберг Л.А. Вибрационные дробилки. Основы расчета, проектирования и технологического применения / Л.А. Вайсберг, Л.П. Зарогатский, В.Я. Туркин. – СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ, 2004. – 306 с.

3. Назаренко, І. І. Міщук, Є. О. (2019). Дослідження динаміки вібраційної шокової дробарки двосторонньої дії. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, 94, 5-15.
<https://doi.org/10.32347/gbdmm2019.94.0101>
4. Nazarenko, I., Mishchuk, D., Ruchynskiy, M., Rogovskii, I., Mikhailova, L., Titova, L., Berezovyi, M., & Shatrov, R. Determination of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. Determination of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 4(7(112)), 41–49.
<https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239292>

УДК 332.37

ОБґРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПУНКТУ СОРТУВАННЯ ПАПЕРОВИХ ВІДХОДІВ

Рибалко В.М., к.т.н., доц.

Марченко І.І., студ.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: vyacheslav_rybalko@ukr.net

Із січня 2018 року в Україні вступила в силу норма Закону України «Про відходи», згідно із якою побутове сміття підлягає вторинній переробці. Таким чином, всі українці повинні навчитися сортувати побутові відходи на пластик, папір, скло, метал, органіку.

Стосовно паперу, то переробні підлягають: білий папір, картон, паркувальні коробки, пакети з паперу, листівки, газети, журнали, зошити і альбоми для малювання.

У сучасному світі до 40% паперові маси має деревне походження, тому переробка 1 тони газетного паперу економить 1 т деревини, при переробці 1 т друкованого або копіювального паперу зберігають до 2 т деревини.

Існуючі технології переробки паперу передбачають такі операції: змішування використаного паперу з водою і хімікатами із подальшим подрібненням, утворенням пульпи, видалення сторонніх предметів, фарб.

Потім із утвореного розчину створюють повний папір, але папір низької якості, який використовують для пакування. Якщо розділити папір на стадії сортування на білий та сірий, тоді можна виробляти перероблений папір високої якості. З цією метою було запропоновано пункт для сортування паперових відходів, який дозволяє розділяти папір на фракції до стадії його переробки.

Пункт складається із послідовно розміщених пристроїв, які забезпечують процес сортування за такими параметрами паперу: вага, колір, шорсткість поверхні, товщина. Процес сортування паперу розділено на операції: подрібнення паперу на однакові пластини; розділення паперу за масою, кольором, шорсткістю поверхні, складування паперу по фракціях для подальшої переробки.

Пункт для сортування паперових відходів складається із бункера-накопичувача 1, стрічкового конвеєра 2, електромагніта 3 та пристрою для різання паперу 4. На вивантажувальному кінці конвеєра встановлено лопатевий диск-активатор 5.

Під приводним барабаном конвеєра 2 встановлено похилий конвеєр 6 із сітчастою стрічкою, під якою встановлено дисковий активатор 7 та вентилятор 8. Під стрічкою (сітчастою) встановлено ряд штуцерів, які з'єднані із всмоктувальним патрубком вентилятора 8. У середній частині пункту встановлено горизонтальний стрічковий конвеєр 11, стрічка якого контактує із активним барабаном-відокремлювачем 12, який також з'єднаний із всмоктувальним патрубком вентилятора 8. Над поверхнею барабана 12 встановлено активну щітку 13. Під щіткою встановлено контейнер 14, для паперу. У нижній частині пункту встановлено похилу напрямку площину 15, яка контактує із горизонтальним порожнистим барабаном 16, який має внутрішню гвинтову поверхню. Над барабаном 16 встановлено вентилятор 17, а під барабаном розміщено циклон 18 та контейнери 14 і 19 для фракцій паперу. У середній частині пункту встановлено вентилятор 21, який з'єднаний із магістраллю 20 і циклоном 22.

Пункт для сортування паперових відходів працює наступним чином. У бункер 1 завантажують паперові відходи, які поступово потрапляють на стрічку конвеєра 2 і проходять через зону контролю електромагніту 3. Відібрані металеві відходи складують у спеціальному контейнері. У середній частині конвеєра папір подрібнюють на однакові пластинки за допомогою пристрою для різання 4, після чого пластинки паперу вивантажуються через приводний барабан конвеєра 2 та під дією лопатевого активатора 5 набувають прискорення та потрапляють спочатку на потік повітря від

вентилятора 8, де легка фракція паперу потрапляє у спеціальну магістраль 20, а інший папір (важка та середня фракція), під дією сили тяжіння направляється на поверхню конвеєра 6, із сітчастою стрічкою. Під дією активатора 7 шар паперу зменшується, на поверхні конвеєра 6 залишається тільки його частина (середня та важка фракції), друга частина направляється на конвеєр 11 та барабан 12, де відбувається відбір середньої фракції паперу. Залишки паперу, по направляючій поверхні 15 потрапляють у середину барабана 16, де під дією його гвинтової поверхні та струменя повітря вентилятора 17 відбувається остаточне розділення середньої та важкої фракції паперу. Розділені фракції паперу: легка, середня та важка накопичуються у відповідних контейнерах, які по мірі заповнення направляють на переробку.

Використання пневматичних установок передбачає визначення його основних параметрів: динамічного напору P_g ; P_c ; повного напору P , потужності N та інш.

Динамічний напор повітря, який забезпечує переміщення вантажу:

$$P_g = 0,5\rho_B \cdot v_B^2(1 + 0.72K_m)$$

де , ρ_B – щільність повітря кг/м³; v_B – швидкість повітря м/с; K_m – коеф-т масової концентрації;

Статичний напор повітря, необхідний для подолання сил опору середовища:

$$P_c = P_T + P_M + P_{\Pi}$$

де, P_T – втрати на тертя вантажу; P_M – втрати на місцеві опори; P_{Π} – втрати на підйом вантажу.

Загальний напор:

$$P = \frac{\rho_B \cdot v_B^2}{2} \left[(1 + 0,72K_m) + \lambda \frac{l_T}{d_T} (1 + K_C K_m) + \sum R_{\eta} \right] + gK_m \rho_B h$$

Потужність приводу:

$$N = \frac{Qv\rho}{\eta_1\eta_2\eta_3}, \text{ кВт}$$

Висновки: Використання запропонованої конструкції пункту сортування паперових відходів дозволяє розділяти папір на фракції, що забезпечить підвищення якості вихідної сировини для виготовлення вторинного паперу та розширить асортимент продукції, яку виготовляють із нього.

Список використаних джерел:

1. Електронний ресурс: <https://uk.wikipedia.org/wiki/Вікіпедія>
2. Електронний ресурс: <https://www.vtorma.ua/wp-content/uploads/2019>
3. В.В. Красников. Подъёмно-транспортные машины. М.: Агропромиздат. 1987 – 271 с.

УДК 621.891

МЕХАНІЧНА ОБРОБКА НАПЛАВЛЕНИХ ТВЕРДИХ ПОКРИТТІВ

Ярош Я.Д., д.т.н., проф.

Яковчук Ю.В.

Росковинський Д.О.

Поліський національний університет, м. Житомир

E-mail: yaroslav.yarosh76@gmail.com

Поєднання наплавлення з механічною обробкою при відновленні деталей сільськогосподарських машин дозволяє підвищити продуктивність операції і збільшити стійкість різального інструмента. Однак здійснювати поєднану обробку складно, оскільки для цього необхідно встановити оптимальну температуру наплавленого шару на початку різання і визначити залежність між швидкостями наплавлення і механічної обробки.

Розглянемо два варіанти механічної обробки наплавленого шару.

Перший варіант – здійснення механічної обробки твердосплавного шару різця відразу після завершення наплавлення і встановлення режимів різання, що відповідають механічній обробці.

Ріжучий інструмент на певній відстані приводом переміщається за плазмовою дугою і зрізує верхній шар наплавленого металу при швидкості, встановленої для плазмового наплавлення.

Переваги цього варіанту: використання в якості ріжучого інструменту звичайних токарних різців; простота настройки на режим різання; можливість механічної обробки товстих шарів, наплавлених в два-три проходи.

Недоліки: додаткові трудовитрати, низька ефективність механічної обробки тонких наплавлених шарів, внаслідок їх швидкого охолодження,

складність встановлення оптимальних швидкостей різання через зміну температури наплавленого шару з плином часу.

При використанні другого варіанту – спільної обробки – зазначені недоліки виключаються, проте ускладнюється кінематика різання. У зв'язку з цим для розробки технологічного процесу спільної обробки необхідний комплексний підхід, що пов'язує кінематичні й технологічні параметри обох операцій.

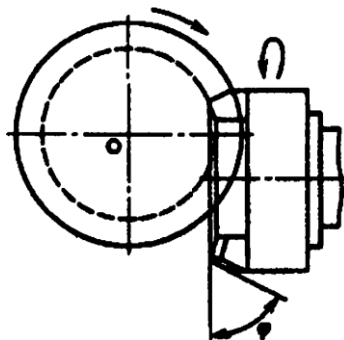


Рис. 1. Схема фрезоточіння циліндричної деталі

Для механічної обробки деталей типу тіл обертання з наплавленими шарами при малих швидкостях найбільш перспективні методи, засновані на принципі постійного переміщення леза. Їх відмінна риса – передача ріжучому інструменту примусового обертання з оптимальною окружною швидкістю.

Аналіз робіт показав, що для поєднання з наплавленням циліндричних деталей найбільш прийнятні ротаційне точіння з примусовим обертанням різальної чашки і фрезоточіння (рис. 3.1).

Ротаційне точіння з примусовим обертанням ріжучого елемента можна здійснювати за різними схемами різання, відповідно до яких передньою поверхнею можуть служити торець ріжучої чашки, зовнішня конічна або торцева гвинтова поверхня.

Відомо, що цей вид різання в даний час має обмежене застосування із-за таких основних причин: наявність в більшості робіт по ротаційному точінні рекомендацій стосовно тільки до напівчистої і чистої обробки циліндричних поверхонь; неможливість обробки деталей ступінчастою формою; складність конструкції інструменту, необхідність для його виготовлення спеціального устаткування і оснащення; необхідність забезпечення досить жорсткої системи верстат - пристосування - інструмент - деталь; порівняно велика витрата електроенергії для здійснення примусового обертання ріжучого елемента.

На підставі зазначених причин і результатів експериментально-виробничих випробувань можна зробити висновок про те, що застосування ротаційного точіння для обробки наплавлених поверхонь при відновленні зношених деталей сільськогосподарських машин недоцільно.

Інший високопродуктивний вид механічної обробки тіл обертання на токарних верстатах – фрезоточіння (рис. 1), при якому в якості ріжучого інструменту використовують торцеві фрезерні головки.

До теперішнього часу є результати лише теоретичних досліджень в області холодної обробки металів, які не розкривають можливостей зазначеного методу в повній мірі. З аналізу робіт, виконаних на цю тему, можна зробити висновок, що фрезерування тіл обертання на токарних верстатах торцевими фрезами засноване на схемі різання, зображеної на рис. 2.

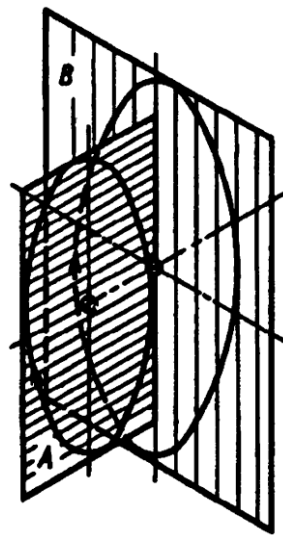


Рис. 2. Схема фрезерування тіл обертання торцевими фрезами

При фрезоточінні процес різання здійснюється в результаті одночасного обертання з різними кутовими швидкостями оброблюваної деталі А і ріжучого інструменту В (їх осі обертання взаємно перпендикулярні) при рівномірному прямолінійному русі ріжучого інструменту. Він може переміщатися уздовж осі обертання деталі по дотичній до оброблюваної деталі, рідше – вздовж осі фрези.

Перевага фрезоточіння тіл обертання на токарних верстатах в порівнянні з точінням – чергування процесу різання з відпочинком зуба фрези, під час якого температура його робочих поверхонь знижується. Під впливом теплового фактора механічні характеристики матеріалу зуба фрези при механічній обробці нагрітої деталі погіршуються менше в порівнянні з

характеристиками різця, що знаходиться в безперервному контакті з розігрітою поверхнею.

Головним рухом при фрезеруванні тіл обертання є обертання фрези. Подача на зуб на етапі врізання:

$$S_z = \pi D_3 n_3 / (z n_\phi \cos \alpha), \quad (1)$$

де D_3 – діаметр заготовки, мм; n_3 і n_ϕ – частота обертання відповідно заготовки і фрези, хв^{-1} ; z – число зубів фрези; α – кут підйому гвинтової лінії.

Максимальна товщина шару, що зрізається при фрезеруванні тіл обертання:

$$\delta_{\max} = \sqrt{\pi^2 (D_3 - f)^2 + S_0 \sin \varphi / (n_\phi z)} \pi \varphi, \quad (2)$$

де S_0 – подача на оборот; φ – кут в плані головної різальної крайки.

З аналізу формули (2) випливає, що $\delta_{\max}$ при інших рівних умовах залежить від S_0 і n_3/n_ϕ . Фрезоточінням можна з високою продуктивністю обробляти деталі типу вала на токарному верстаті. При цьому стійкість інструменту підвищується внаслідок рівномірного зношування по довжині ріжучої крайки зубів. Цей вид різання доцільно поєднувати з наплавленням, якщо швидкість обертання заготовки обумовлена режимом наплавлення, а залишкова теплота покращує умови різання.

УДК 631.3:005.584.1

МОНІТОРИНГ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

Новицький А.В., к.т.н., доц.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

Харьковський І.С., к.т.н.

Немішаєвський фаховий коледж, смт. Немішаєве

Новицький Ю.А., інженер-конструктор

ТОВ «Мазда ВіДі-Скай», м. Київ

E-mail: novickii_yurka@ukr.net

Процес ефективного управління надійністю сільськогосподарської техніки базується на постійному надходженні безперервної, повної і

достовірної інформації про технічний стан і внутрішні зміни в системі забезпечення працездатності. Достатня якість інформації забезпечується при її надходженні до відповідного органу управління з повною точністю і достовірністю, що дозволяє приймати обґрунтовані управлінські рішення.

Результати технічного діагностування (ТД) є підставою для прийняття рішення про подальший характер і режим використання машини, час встановлення її в на технічне обслуговування і ремонт (ТОР), номенклатуру та обсяги ремонтно-профілактичних робіт, включаючи заміну складових частин та робочих органів.

Система ТД сільськогосподарської техніки являє собою сукупність засобів, методів і об'єкта діагностування, а також виконавців, що здійснюють діагностичні операції. Відповідно, існує два види систем ТД – функціональні або тестові, які мають різну структуру, включають в себе один прилад діагностування, комплект приладів або діагностичний комплекс.

Працездатність засобів для приготування і роздавання кормів (ЗПРК) може підтримуватись і відновлюватись в процесі експлуатації [1, 2]. Для своєчасного проведення ТОР ЗПРК, необхідно знати:

- закономірності з трансформаційних змін технічного стану;
- граничні і допустимі значення параметрів технічного стану;
- показники процесів переходу техніки з працездатного в непрацездатний стан.

Згідно аналізу [3] для забезпечення працездатності ЗПРК ефективно може бути використана стратегія ТОР за станом. Згідно із зазначеною стратегії ТОР машин і механізмів ЗПРК контролюється періодично або в залежності від результатів діагностування технічного стану. Ремонт проводиться в оптимальні терміни і в необхідному обсязі. Основою для цього служить знання фактичного стану робочих органів (ножів, протиріжучих ножів, шнеків,) та механізмів ЗПРК. Наявність достовірної інформації дозволяє мінімізувати обсяг ремонтів і забезпечити безаварійну роботу.

Ефективність застосування стратегії визначається зниженням обсягів ремонтів, підвищенням безвідмовності роботи обладнання за рахунок своєчасного технічного обслуговування і ремонту.

Список використаних джерел:

1. Новицький А. В, Ружи́ло З. В. Аналіз відмов засобів для приготування і роздавання кормів. Науковий вісник НУБіПУ. Серія «Техніка та енергетика АПК». Вип. 226. К., 2015. С. 253–259.

2. Новицький А. В. Оцінка надійності засобів для приготування і роздавання кормів в залежності від умов і режимів їх експлуатації. Науковий вісник НУБіПУ. Серія «Техніка та енергетика АПК». Вип. 212, частина 1. К., 2015. С. 141–147.
3. Ружи́ло З. В., Новицький А. В. Огляд теоретичних досліджень надійного функціонування систем «ЛМС» під впливом технічного обслуговування і ремонту. Науковий Журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів». Харків, 2016, Вип. 2. С. 223–231.

УДК 624.132.3

АЛГОРИТМ ТА МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЗПУШНИКА КАЙЛУВАЛЬНИКА

Марчук К.В., аспір.

Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ

E-mail: marchuk_95@ukr.net

Інтенсивний розвиток будівничого виробництва і скорочення термінів введення в експлуатацію нових будинків, заводів, залізничних і автомобільних доріг, газо- і нафтопроводів потребують прискореного виконання великих об'ємів і комплексної механізації земельних робіт, значну роботу яких виконують бульдозери, бульдозери-розпушувачі, бульдозери навантажувачі, скрепери і грейдери. Суттєве значення надається використанню усіх машин при добуванні корисних копалин, виробництві будівельних матеріалів і в сільському господарстві.

В останній час широке використання отримали бульдозерно-розпушувальні агрегати, які складаються з базової машини, бульдозерного обладнання, встановленого спереду і розпушувального обладнання, змонтованого ззаду.

Алгоритм розрахунку розпушника-кайлувальника На основі теоретичних і експериментальних досліджень був сформований алгоритм розрахунку основних параметрів розпушника-кайлувальника (рис. 1).

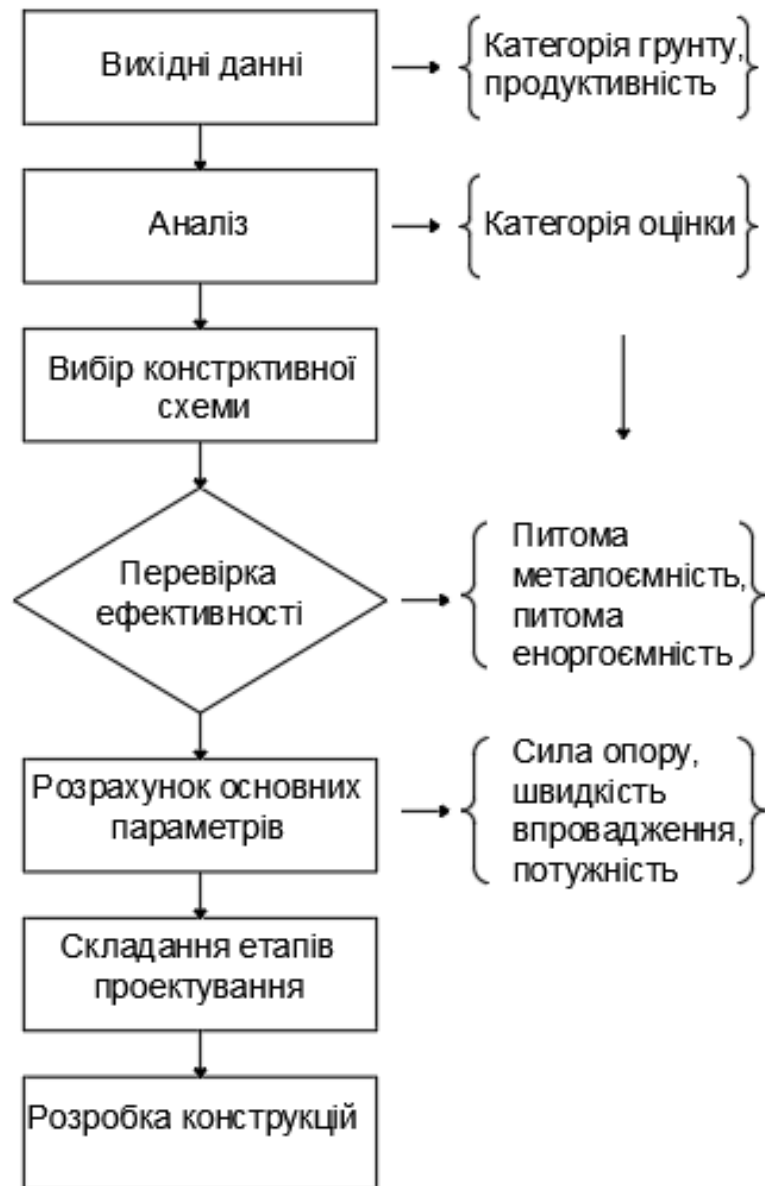


Рис. 1. Алгоритм розрахунку основних параметрів розпушника-кайлувальника

1. Сила тяги по зчепленню при русі по щільному ґрунту

$$T_i = G_{\zeta} \varphi_{\zeta} \quad (1.1)$$

де φ_{ζ} - коефіцієнт зчеплення двигателя з ґрунтом.

2. Опір розпушування ґрунту при роботі одним наконечником

$$P_p = P_{\tilde{n}\tilde{a}} + D_{\tilde{a}\tilde{i}\tilde{e}} + D_{\tilde{a}\tilde{i}\tilde{e}.\tilde{n}\tilde{a}\tilde{o}} \quad (1.2)$$

$P_{\text{св.}}$ - опір ґрунта на зріз передньою гранню

$P_{\text{бок.}}$ - опір ґрунту на руйнування по бічним розширенням розрізу

$P_{\text{бок.сер.}}$ - опір ґрунту срізу боковими ребрами по у дна розрізу.

3. Тягове зусилля трактора при швидкості руху

$$P_o = 0,9 \frac{N_{aa} \eta_i}{V} \quad (1.3)$$

де η_m - коефіцієнт використання двигуна

4.Умова руху без буксування тягача

$$T_i \triangleright D_o \triangleright D_{no} \quad (1.4)$$

5.Продуктивність розпушувача;

$$\dot{I} = \frac{1000 * V * H * B * z * k_1 * k_2}{k_3 * k_4} \quad (1.5)$$

де V- швидкість руху розпушувача;

H-глибина розпушування;

B-швидкість смуги розпушування;

z-число зубів;

k_1 -коефіцієнт враховує зниження робочої швидкості;

k_2 -коефіцієнт враховує зменшення товщини розпушувального шару;

k_3 -число проходів по одному різі;

k_4 -число шарів розпушування в поперечних напрямках для підготовки ґрунту до транспортування.

УДК 631.3

УНІВЕРСАЛЬНИЙ ЕЛЕМЕНТ КОНСТРУКЦІЇ ВИРОБУ

Троц А.А., к.т.н., доц.

Ружило З.В., к.т.н., доц.

Бистрий О.М., ст. викл.

Банний О.О., к.т.н., доц.

Національний університет біоресурсів і

природокористування України, м. Київ

Богомолов М.Ф., к.т.н., доц.

Національний технічний університет України "Київський політехнічний

інститут імені Ігоря Сікорського", м. Київ

E-mail: adamtroc@ukr.net

Надійність приладу залежить від конструктивної схеми побудови приладу, який складається з окремих взаємозамінних блоків, які в процесі

експлуатації, в залежності від якості окремих механізмів кожного блоку приладу, мають різний ресурс напрацювання на відмові.

Для більшої уніфікації окремих блоків і блоків оптимізації ресурсу напрацювання на відмову приладу в цілому, а також уніфікації ліній складання приладів не лише однієї серії а і уніфікації переналагодження даної лінії складання приладу даної серії на складання і інших, споріднених серій. Нами розроблений максимально уніфікований елемент конструкції приладів і механізмів приладобудування і машинобудування.

Елемент максимальної, на наш погляд, уніфікації має наступний вигляд (рис. 1).



Рис. 1. Універсальний елемент конструкції в зборі



Рис. 2. Складові і порядок складання універсального елемента конструкції

Технологія виготовлення окремих елементів і технології складання елементів в цілому може бути іншою. На рис. 3 приведено креслення конструкційних елементів як окремого блоку.

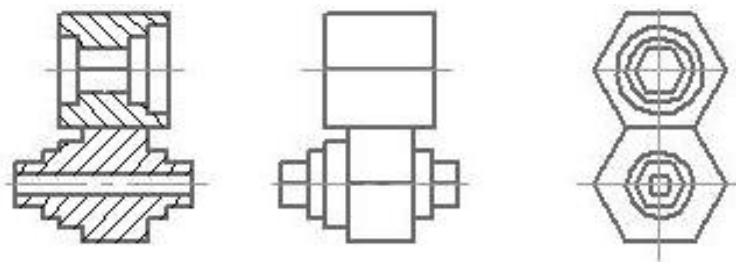


Рис. 3. Креслення універсального елемента

Складання конструкції блоку приладу або приладу як окремого блоку залежить від вимог виробника і включає в собі можливість реалізації довільних, залежить від вимог замовника, конструктивних рішень.

Конструкція універсального елемента дозволяє вибудовувати за допомогою максимально уніфікованої архітектури стандартні взаємозамінні блоки та прилади і агрегати в різних галузях промисловості.

УДК 693.6.002.5

УМОВИ ВИКОРИСТАННЯ РОЗЧИНОНАСОСІВ РІЗНИХ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ

Шаповал М.В., к.т.н., доц.

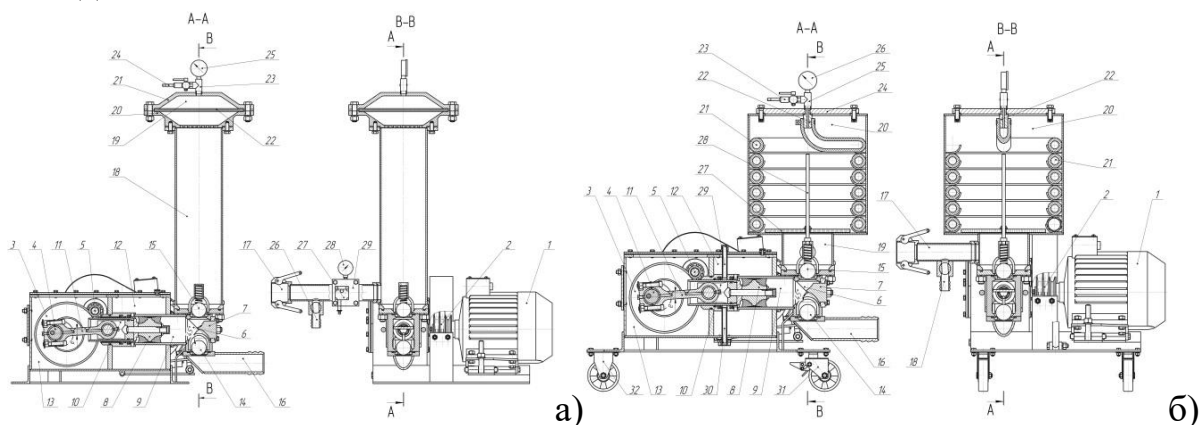
Вірченко В.В., к.т.н., доц.

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія

Кондратюка», м. Полтава

E-mail: nvshapoval75@ukr.net

Проведений аналіз роботи сучасних діючих зразків розчинонасосів як закордонних, так і вітчизняних, вказує на необхідність створення досконалих машин зі стабільним перекачуванням по трубопроводах будівельних розчинів зниженої рухомості і розчину при помірних пульсаціях та надійній роботі обладнання.



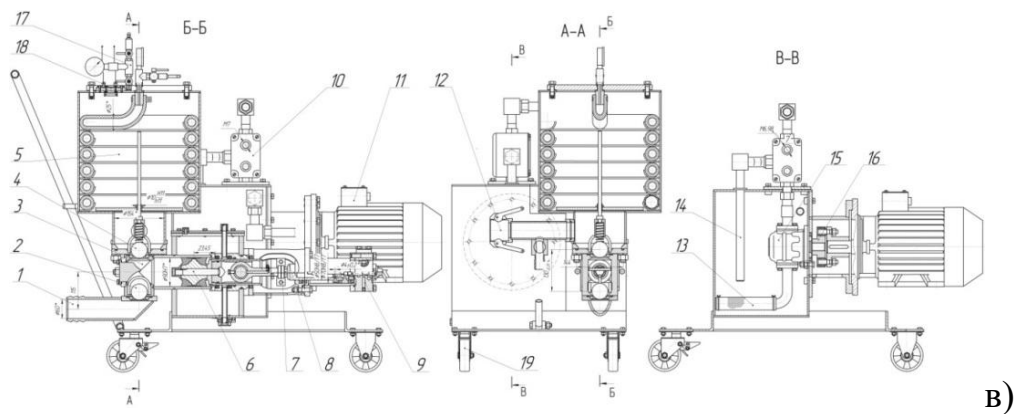


Рис. 1. Однопоршневі розчинонасоси: а) з комбінованим компенсатором пульсації тиску; б – з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму; в) гідроприводний з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму

Згладжування пульсацій тиску до помірного рівня у однопоршневого розчинонасоса може забезпечити комбінований повітряний компенсатор з двома камерами: одна з вільним, а друга зі стиснутим повітрям.

Сумарний приведений об'єм повітря в обох камерах повинен забезпечувати необхідне згладжування пульсацій тиску розчину.

Представлено однопоршневий розчинонасос з використанням комбінованих компенсаторів пульсації тиску (рис. 1, а) та збільшеного об'єму (рис. 1, б, в).

Розчинонасос із комбінованим компенсатором пульсації тиску (рис. 1, а) містить горизонтально розташований робочий циліндр з поршнем, який обварено гумою, та штоком; привод поршня від кривошипно-шатунного механізму; всмоктувальну камеру, в середині якої закріплена вставка фасонної форми, та нагнітальну камеру зі всмоктувальним і нагнітальним кульовими клапанами, всмоктувальний і нагнітальний патрубки.

Комбінований компенсатор збільшеного об'єму [1, 2] (рис. 1, б, в) оснащено циліндричною і замкненою камерою зі стиснутим повітрям. Замкнена камера складається із закрученого в кільця гумотканинного шлангу по периметру циліндричної камери та має поплавко-обмежувач, що розташований по центру циліндричної камери на направляючому стрижні. У штоковій порожнині розміщені каналні патрубки, які забезпечують інтенсивне промивання та охолодження поверхні плунжера і стікання дисперсного абразиву у спеціальні кармани, які знаходяться у нижній частині штокової порожнини.

З метою зниження рівня пульсацій та підвищення ресурсу роботи тертьових деталей циліндро-поршневої групи за рахунок зниження поперечних зусиль виконано зміщення осі вала кривошипа відносно осі його

поршня e та теоретично визначено його раціональну величину, яка складає $1/2$ радіуса кривошипа або 20 мм (рис. 1, а, б).

Встановлено геометричні розміри всмоктувального та нагнітального клапанів: діаметр кульки клапана $D = 50$ мм і діаметр сідла клапана $d = 40$ мм. При цьому обґрунтовано, що найменші пульсації подачі розчину забезпечує висота підйому кульки клапана над сідлом $h = 15$ мм.

Розкрито механізм впливу тиску, під яким здійснюється подача розчинів, на об'ємний ККД розчинонасоса.

Визначено, що за рахунок стиснення повітря у розчині тиск впливає на об'ємний ККД розчинонасоса.

Результати експериментальних досліджень вказують, що пульсації у розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску більші на 15% при рухомості розчину $\Pi_1 = 8$ см, на 12% при $\Pi_2 = 10$ см та на 6% при $\Pi_3 = 12$ см в порівнянні з гідроприводним розчинонасосом, який оснащено комбінованим компенсатором збільшеного об'єму.

Експериментальним шляхом визначено, що повітря з циліндричних камер комбінованих компенсаторів розчинонасоса видаляється під впливом таких факторів як: тиск розчину, рухомість перекачуваних розчинів, температура розчину чи повітря та перемішування розчину з повітрям.

Результати досліджень впливу прийнятих факторів на продуктивність насоса та об'ємний ККД показують, що ці показники вищі у гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму. При цьому суттєво знижується рівень пульсацій тиску відповідно на 25, 30%.

Для ефективної роботи розчинонасоса (з механічним та гідравлічним приводом) та комбінованим компенсатором збільшеного об'єму одержані діапазони раціональних технологічних параметрів: рухомість розчину $\Pi = 9,5 \dots 10,5$ см; тиск розчину $p = 1,0 \dots 1,5$ МПа; приведений об'єм повітря компенсатора до атмосферних умов $V_{\text{комп}} = 43 \dots 50$ дм³; кут нахилу спеціальної вставки у всмоктувальній камері $\beta = 37,5 \dots 52,5^\circ$.

Багатофакторний експеримент показав, що максимальне значення 82% об'ємний ККД розчинонасоса (рис. 1) досяг при перекачуванні будівельних розчинів рухомістю Π 8 см зі спеціальною вставкою під кутом нахилу $\beta = 45^\circ$ у всмоктувальній камері та підпружиненим нагнітальним клапаном. За рахунок таких конструктивних рішень значення об'ємного ККД розчинонасоса при перекачуванні розчину Π 8 см зросло на 10, 23% і 25% відповідно.

Аналіз розрахункових та експериментальних результатів досліджень

свідчить про те, що показник потужності для усіх випадків у розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму менший в порівнянні з розчинонасосом, який оснащено комбінованим компенсатором пульсації тиску. При цьому діапазони раціональних технологічних параметрів наступні: $L=10...11$ см; $p=1,0...1,5$ МПа; $V_{комн}=47...56$ дм³; $\beta=37,5...52,5^\circ$ [2].

Витрати потужності у гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму на 23% менші в порівнянні з умовами, при яких оснащено комбінованим компенсатором пульсації тиску.

Висновок. Результати досліджень вказують на те, що розчинонасоси (рис. 1, а, б) доцільно використовувати при подачі розчину на поверхи чи під час нанесення на оброблюванні поверхні методом безкомпресорного соплування переважно для котеджного будівництва.

А гідроприводний розчинонасос [1] (рис. 1, в) доцільно використовувати в штукатурних комплексах чи гідроприводних штукатурних станціях для масштабного оштукатурювання робочих поверхонь будівельних конструкцій завдяки плавному регулюванню подачі розчину, низькому рівню ступеня пульсації тиску на рівні 15% та високому рівню об'ємного ККД, що забезпечить високу якість під час оздоблювальних робіт.

Список використаних джерел:

1. Коробко Б.О. Порівняльний аналіз технічних параметрів розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму при різних конструктивних концепціях привода / Б.О. Коробко, В.В. Вірченко, М.В. Шаповал // Building innovations – 2020 : зб. наук. пр. за матеріалами III Міжнар. азерб.-укр. наук.-практ. конф. (1 – 2 черв. 2020 р., Баку – Полтава). – Полтава : Національний університет імені Юрія Кондратюка, 2020. – С. 106-109.
2. Шаповал М.В. Аналіз роботи однопоршневого розчинонасоса на основі трьохфакторного експериментального дослідження / М.В. Шаповал, В.В. Вірченко М.О Скорик, А.І. Криворот // Науковий вісник будівництва. – Х.: ХНУБА, 2020. – Т.101, №3. – С.182-190. – DOI:10.29295/2311-7257-2018-101-3-182-190

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ З РОТАЦІЙНИМ РІЖУЧИМ АПАРАТОМ, ФРОНТАЛЬНО НАЧІПЛЕНОЇ НА КОЛІСНИЙ ТРАКТОР

Булгаков В.М., д.т.н., проф.

Головач І.В., д.т.н., проф.

Ружило З.В., к.т.н., доц.

Троханяк О.М., к.т.н., доц.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: klendii_o@ukr.net

Для теоретичного дослідження руху гичкозбиральної машини, фронтально начіпленої на агрегуючий колісний трактор необхідно побудувати її математичну модель, а саме, скласти диференціальні рівняння її коливального руху. Для цього аналітично розглянуто рух гичкозбиральної машини по нерівностях поверхні ґрунту в повздовжньо-вертикальній площині, що найбільш істотно впливає на рівномірність зрізу гички з головок буряка. На підставі [1] складено, насамперед, еквівалентну схему руху фронтально начіпленої на колісний агрегуючий трактор гичкозбиральної машини (рис. 1).

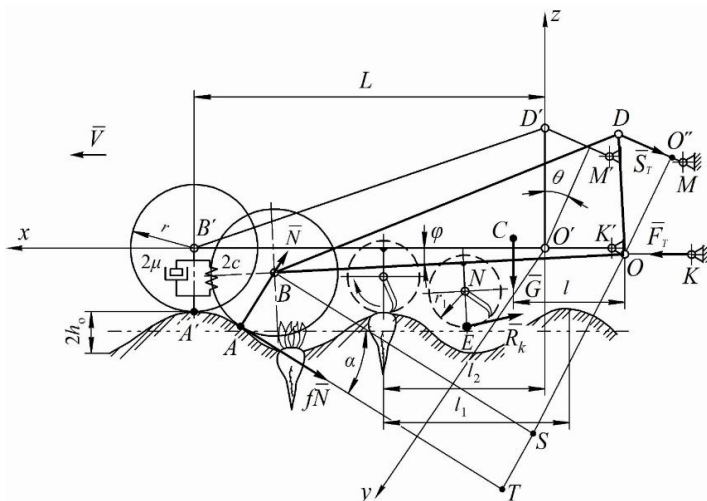


Рис. 1. – Еквівалентна схема фронтально
навішеної на трактор гичкозбиральної
машини

При цьому на еквівалентній схемі показано гичкозбиральну машину у двох її положеннях, коли розташовані попереду копіювальні колеса тільки наїжджають на нерівність поверхні ґрунту й коли вони вже перебувають на вершині даної нерівності. Для складання диференціальних рівнянь руху фронтально начіпленої на агрегуючий колісний трактор гичкозбиральної машини по нерівностях поверхні ґрунту

застосовано диференціальні рівняння руху у формі Лагранжа II-го роду [2]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_{\varphi} - \frac{\partial P}{\partial \varphi} - \frac{\partial R}{\partial \dot{\varphi}}, \quad (1)$$

де T – кінетична енергія розглянутої динамічної системи;

Q_{φ} – узагальнена сила; P – потенційна енергія системи;

R – дисипативна функція (функція Релея); φ – узагальнена координата; $\dot{\varphi}$ – узагальнена швидкість.

Після визначення складових, які входять у рівняння (1) та проведення необхідних перетворень отримане диференціальне рівняння є диференціальним рівнянням кутових коливань рами гичкозбиральної машини в повздовжньо-вертикальній площині

$$\begin{aligned} (I_{oy} + m \cdot L^2) \ddot{\varphi} + 2c \cdot L^2 \cdot \dot{\varphi} + 2\mu \cdot L^2 \cdot \dot{\varphi} = -N \cdot L \cdot \cos(\alpha + \varphi) + \\ + fN \cdot [r + L \sin(\alpha + \varphi)] + R_k \cdot EN \cdot \cos \varphi + G \cdot l \cdot \cos \varphi - S_T \cdot OD \cdot \cos(\theta + \varphi), \end{aligned} \quad (2)$$

де I_{oy} – момент інерції рами гичкозбиральної машини відносно осі Oy , що перпендикулярна повздовжньо-вертикальній площині й проходить через точку O , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $\dot{\varphi}$ – кутова швидкість повороту рами машини, с^{-1} , де m – маса копіювальних коліс кг ; L – відстань від точки B осі копіювальних коліс до точки O підвісу рами до нижньої тяги OK механізму навіски (рис. 1); f – коефіцієнт опору перекочуванню копіювального колеса по поверхні ґрунту; μ – коефіцієнт демпфірування копіювальних коліс, $\text{Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-1}$.

Перетворимо систему (2) до наступного виду:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi} + \frac{2L^2}{I_{oy} + m \cdot L^2} (c \cdot \dot{\varphi} + \mu \cdot \dot{\varphi}) = \frac{1}{I_{oy} + m \cdot L^2} \left\{ -N \cdot L \cdot \cos(\alpha + \varphi) + \right. \\ \left. + fN \cdot [r + L \sin(\alpha + \varphi)] + R_k \cdot EN \cdot \cos \varphi + G \cdot l \cdot \cos \varphi - S_T \cdot OD \cdot \cos(\theta + \varphi) \right\}. \end{aligned} \quad (3)$$

Таким чином, отримано нелінійне диференціальне рівняння (3) щодо невідомої узагальненої координати φ , що представляє собою розрахункову математичну модель руху фронтально навішеної на колісний агрегуючий трактор гичкозбиральної машини.

Диференціальне рівняння (3) з початковими умовами (при $t=0$: $\varphi=0$ і $\dot{\varphi}=0$) може бути вирішене по складеній для цього програмі на ПК адаптованим методом Рунге-Кутти в системі MathCAD.

Результати чисельного моделювання на ПК на підставі розробленої математичної моделі коливань гичкозбиральної машини, що фронтально встановлена на колісний агрегуючий трактор, представлені на рис. 2-4.

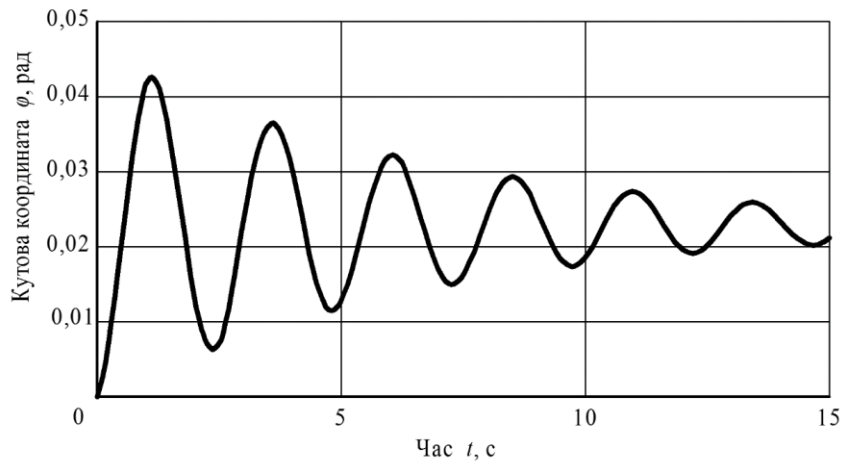


Рис. 2. Залежність кутової координати ϕ коливань рами гичкозбиральної машини від часу t в початковий момент руху

Як показує графік, представлений на рис. 2, у початковий момент часу руху гичкозбиральної машини амплітуда кутових коливань рами досягає значної величини (до 0,02 рад.). Однак надалі, за рахунок інерційних властивостей коливних мас, зазначена амплітуда зменшується й коливальний процес стабілізується.

Аналіз отриманих залежностей, представлених на рис. 3, показує, що збільшення ширини захвату агрегату для основної обробки ґрунту, що формує косинусоїдальний профіль поверхні ґрунту, а також поліпшення якості подальшої підготовки поверхні поля значним чином зменшує коливання фронтально навішеної на трактор гичкозбиральної машини, особливо на швидкості руху даного гичкозбирального агрегату до $2,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$. Представлені на рис. 4 графічні залежності показують, що частота змушених коливань гичкозрізаючого ротора в повздовжньо-вертикальній площині не буде перевищувати 22 с^{-1} у всьому діапазоні агротехнічних швидкостей руху гичкозбирального агрегату при кроці нерівностей більше, ніж 0,9 м.

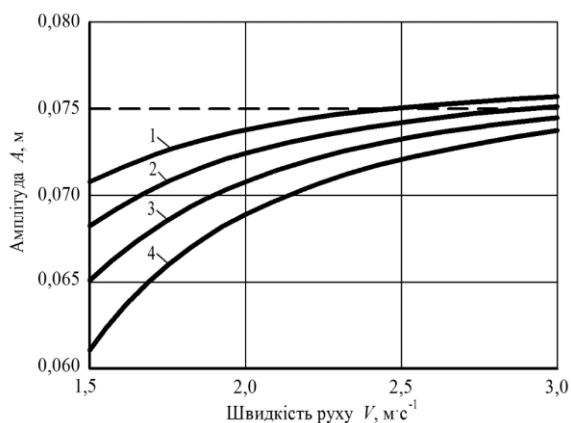


Рис. 3. Залежність амплітуди A коливань ротора гичкозбиральної

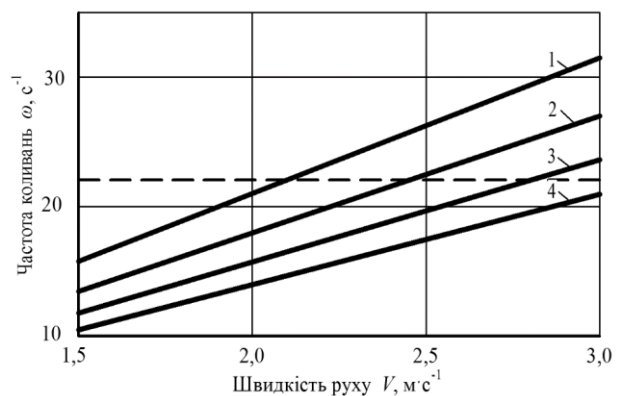


Рис. 4. Залежність частоти ω змушених коливань зрізаючого ротора

машини від швидкості V її руху
при різному кроці нерівності
поверхні ґрунту:

$$1 - l_1 = 0,6 \text{ м}; 2 - l_1 = 0,7 \text{ м};$$

$$3 - l_1 = 0,8 \text{ м}; 4 - l_1 = 0,9 \text{ м}$$

у поздовжньо-вертикальній площині
гичкозбиральної машини та швидкості
 V її руху при різному кроці
нерівностей поверхні ґрунту:

$$1 - l_1 = 0,6 \text{ м}; 2 - l_1 = 0,7 \text{ м};$$

$$3 - l_1 = 0,8 \text{ м}; 4 - l_1 = 0,9 \text{ м}$$

Таким чином, у результаті чисельного моделювання на ПК встановлено, що розроблена математична модель може бути використана надалі для дослідження впливу інших конструктивних і кінематичних параметрів фронтально навішеної на агрегуючий трактор гичкозбиральної машини при коливаннях, що виникають у процесі її роботи.

Список використаних джерел:

1. Bulgakov V., Adamchuk V., Nozdrovický L., Ihnatiev Ye. Theory of Vibrations of Sugar Beet Leaf Harvester Front-Mounted on Universal Tractor. – Acta Technologica Agriculturae. – 2017, Volume 20: Issue 4, Nitra, Slovaca Universitas Agriculturae Nitriae. – pp. 96-103.
2. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику. – Киев: Сельхозобразование, 1996. – 252 с.
3. Морозов Б.И., Грингауз Н.М. Расчет движения колесной машины по неровной дороге. – Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1969. – № 7. – С. 11-14.

УДК 631.313

ПОРІВНЯЛЬНІ ВИПРОБУВАННЯ ҐРУНТООБРОБНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

Ярош Я.Д., д.т.н., проф.

Свіжесвський Є.В.

Дембіцький Н.В.

Поліський національний університет, м. Житомир

E-mail: yaroslav.yarosh76@gmail.com

В умовах ринкової економіки, успішно вирішити проблему підвищення врожайності та якості зернових культур, а також зниження собівартості

робіт, можна тільки на основі використання досягнень науки і передової практики, застосуванням сучасних машин і знарядь, пристосованих до роботи в умовах конкретних ландшафтних територій.

У зв'язку з цим нами була поставлена задача отримати порівняльні характеристики експлуатаційних і якісних показників ґрунтообробних робочих органів (питомого тягового опору K_m , витрати палива q , якості кришення).

Для порівняння були взяті експериментальний горизонтально розташований сферичний диск із закріпленими на ньому лопатками, турбодиск фірми Great Plains (США), стрілчаста лапа посівного комплексу Бурго (Канада).

З раніше проведених досліджень були взяті оптимальні параметри експериментального горизонтально розташованого сферичного диска з закріпленими на ньому лопатками: число лопаток $n=4$ шт., діаметр диска $D=0,437$ м, швидкість руху $v = 8,84$ км/год.

Ширина захоплення турбодиску фірми Great Plains становить 0,432 м, стрілчастої лапи посівного комплексу Бурго – 0,310 м.

Експериментальні дослідження проводилися по стерні пшениці. Випробування виконано на трьох швидкостях, при глибині обробітку 10 см в триразовою повторності. Була визначена найменша істотна різниця (НСР).

За даними експерименту побудували графік залежності тягового опору K_m від робочої швидкості v_p (рис. 1). Результати експерименту по тяговому опору наведені в табл. 1.

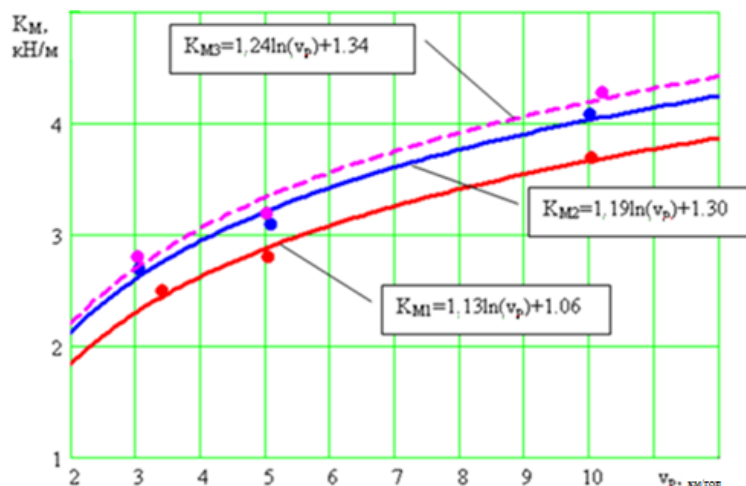


Рис. 1. Графік залежності тягового опору K_m від робочої швидкості v_p : 1 – сферичний диск з лопатками; 2 – турбодиск; 3 – стрілчаста лапа

Агротехнічні показники польових випробувань розглянутих робочих органів представлені в таблицях 2 і 3.

Таблиця 1 – Результати експериментальних досліджень робочих органів по тяговому опору

Робочий орган	Експлуатаційні показники				
	Робоча швидкість v_p , км/год	Тяговий опір K_m , кН/м	HCP ₀₅ по K_m		
			1	2	3
Експериментальний диск	5,0	2,50	-	0,15d > HCP	-
	8,5	2,80	-	0,11d > HCP	-
	12,0	3,70	-	0,14 d > HCP	-
Турбодиск Great Plains (США)	5,0	2,70	-	-	0,16d > HCP
	8,5	3,10	-	-	0,15 d < HCP
	12,0	4,09	-	-	0,14 d > HCP
Стрілчаста лапа посівного комплексу Бурго (Канада)	5,0	2,80	0,27d > HCP	-	-
	8,5	3,20	0,15 d > HCP	-	-
	12,0	4,28	0,24d > HCP	-	-

Таблиця 2 – Кришення ґрунту при обробці на глибині 10 см

Робочий орган	Вміст фракцій, % HCP ₀₅						
	0-2,5 см	2,6-5,0 см	5,1-7,5 см	7,6-10,0 см	1	2	3
Експериментальний диск	80,0	12,0	8,0	-	-	5,02	-
Турбодиск Great Plains	60,8	7,6	12,8	18,8	-	-	5,36
Стрілчаста лапа посівного комплексу Бурго (Канада)	74,0	6,4	10,0	9,6	2,11	-	-

Таблиця 3 – Агротехнічні показники при польових випробуваннях

Показник	Значення показника		
	Експериментальний диск	Турбодиск Great Plains	Стрілчаста лапа посівного комплексу Бурго (Канада)
Режим роботи			
Швидкість руху агрегату, км/год	8,0	8,0	8,0
Встановлена глибина обробітку, см	10		
Показники якості виконання технологічного процесу			
Глибина обробітку, см:	10	10	10
- стандартне відхилення глибини обробітку, ± см	0,219	0,512	0,623
Гребнистість поверхні ґрунту, см	1,5	2,0	2,0
Кришення ґрунту, %	80,0	60,8	74,0
- розмір фракцій до 25 мм			
Підрізання бур'янів	99,61	96,67	96,31
Вміст ерозійно небезпечних частинок до 1 мм в шарі 0-5 см,			
- до обробки	4,6	4,6	4,6
- після обробки	3,6	4,3	4,1

Проведені порівняльні випробування показують, що проєктований дисковий робочий орган має більш низьке тяговий опір, ніж серійно випускаються робочі органи, а також виробляє більш якісну обробку ґрунту.

УДК 631.354.026

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОСПІВАННЯ ЗЕРНА НА КЛАВІШНОМУ СОЛОМООЧИСНИКУ

*Смолінський С.В. , к.т.н., доц.
Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ
E-mail: smolinskyi@nubip.edu.ua*

Для виділення із грубого соломистого вороху вільного вимолоченого зерна в конструктивних схемах зернозбиральних комбайнів застосовуються соломочисники. В залежності від типу комбайна соломочисники бувають роторного (рис. 1) і клавішного (рис. 2) типів.

На основі аналізу сучасного ринку сільськогосподарської техніки найбільшого поширення набули зернозбиральні комбайни з барабанною системою обмолоту та клавішним соломочисником (соломотрясом).

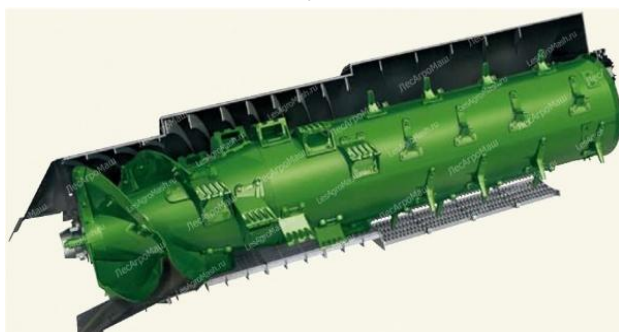


Рис. 1. Аксиально-роторний МСП



Рис. 2. Клавішний соломотряс

З метою подальшого аналізу робочого процесу клавішного соломотряса і пошуку методики оптимізації його режимів роботи були проведені аналітичні дослідження впливу його режимів роботи та властивостей матеріалу на якість виділення зерна.

Сепарувальна здатність соломочисника характеризується коефіцієнтом сепарації, який визначає характер і інтенсивність зміни вмісту

зерна в соломистій масі. В результаті аналізу відомих рівнянь просіювання вираз для визначення коефіцієнту сепарації матиме вигляд

$$\mu = Cx^{B-1}$$

де μ – коефіцієнт сепарації зерна на соломотрясі, C, B - коефіцієнти, x – поздовжня координата на поверхні соломотряса.

Рівняння виділення зерна на соломотрясі представимо у вигляді

$$BZ_C = 100 \exp[-L \mu \exp(-A_1 w - A_2 K_D - A_3 Q - \dots)],$$

де BZ_C – втрати зерна за соломотрясом; L - довжина соломотряса; μ – коефіцієнт сепарації зерна на соломотрясі; w - вологість соломистої маси; K_D - коефіцієнт динамічності, яка визначатиметься $K_D = (\omega^2 \rho)/g$, ω – кутова швидкість обертання кривошипа привода соломотряса, ρ - радіус кривошипа привода соломотряса; Q - подача соломистої маси; $A_1, A_2, A_3, \dots$ - емпіричні коефіцієнти.

Для забезпечення ефективної роботи соломоочисника необхідно і доцільно, щоб коефіцієнт динамічності соломоочисника прямував до оптимального значення $K_D \rightarrow K_{Dopt}$.

Оптимальне значення коефіцієнту динамічності соломоочисника K_{Dopt} визначатиметься згідно виразу

$$K_{Dopt} \{ \sin[K_{Dopt} t^2 / \rho]^{0.5} + f \cos [K_{Dopt} t^2 / \rho]^{0.5} \} + f \sin \alpha - \cos \alpha = 0,$$

де α – кут нахилу клавіш соломоочисника до горизонту.

Тоді умова ефективної роботи матиме вигляд $BZ_C \rightarrow \min$.

Звідси коефіцієнт сепарації зерна на соломотрясі

$$\mu = \{ \ln[0,01 BZ_C] \} / \{ -L \exp(-A_1 w - A_2 K_D - A_3 Q - \dots) \}.$$

Із урахуванням виразу, що визначає коефіцієнт просіювання одержимо

$$\{ \ln[0,01 BZ_C] \} / \{ -L \exp(-A_1 w - A_2 K_D - A_3 Q - \dots) \} - Cx^{B-1} = 0.$$

Із отриманого виразу впливає доцільність контролю вологості, соломистості та інших характеристик соломистої маси, а також керування режимами роботи соломотряса та подачею соломистої маси (або ж її розподілу по ширині) у відповідності до її характеристики з метою мінімізації втрат зерна.

На основі одержаних залежностей процес просіювання зерна на соломотрясі може бути графічно описаним діаграмою процента маси просіяного зерна на кожній із зон вздовж соломоочисника (рис. 3) (по довжині соломотряса виділяють 10 умовних зон однакової довжини при сталій інтенсивності сепарації маси).

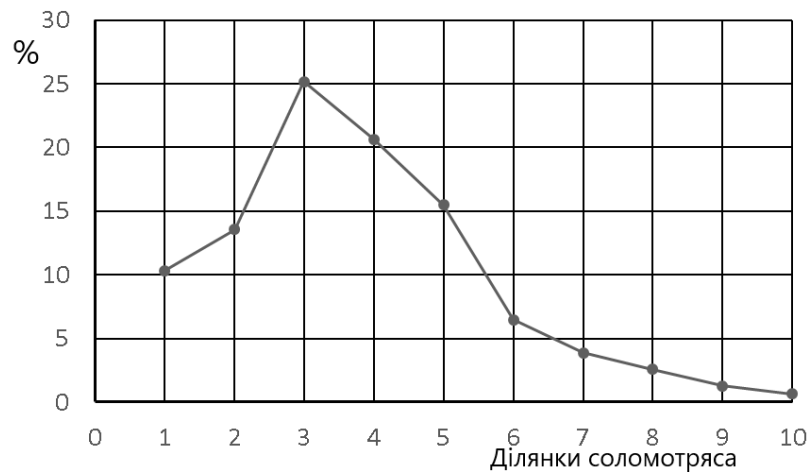


Рис. 3. Діаграма процента маси просіяного зерна на вздовж соломотряса (при вологості маси 13%, частоті обертання кривошипа соломотряса 220 об/хв.)

Аналіз діаграми визначає поступове зростання просіювання зерна на 1 і 2 ділянках, на ділянці 3 спостерігатиметься максимум просіювання, а при подальшому русі маси по поверхні соломотряса спочатку більш інтенсивно просіюватиметься вільне зерно (ділянки 4...6), після чого спостерігатиметься менша інтенсивність просіювання (ділянки 7...10). З метою більш ефективного використання площі соломочисника доцільно використовувати інтенсифікатори починаючи з ділянки 4.

УДК 631.358.4

ОБҐРУНТУВАННЯ УМОВ ЕФЕКТИВНОЇ РОБОТИ КОМБІНОВАНОГО РОБОЧОГО ОРґАНУ КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА ВІДЦЕНТРОВОГО ТИПУ

Смолінський С.В., к.т.н., доц.

Поліщук В.А., студ.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: smolinskyi@nubip.edu.ua

З метою руйнування грудок і інтенсифікації просівання ґрунту на сепарувальних робочих органах картоплезбиральних машин згідно патенту

України №44822 було запропоновано використовувати комбінований грудкорозчавлювально-сепарувальний робочий орган відцентрового типу.

Основними елементами комбінованого робочого органу є барабан із еластичною поверхнею і полотно просіювального елеватора. Під еластичною оболонкою барабана розміщені поздовжні пружини, а в середині барабана розташований кулачковий механізм і зв'язаний з ним підпружиненими штовхачами.

Робочий орган має вигляд привідного еластичного барабана з активною віброуючою еластичною оболонкою, що охоплюється полотном просіювального елеватора (або транспортера) з певним кутом обхвату. При цьому всередині барабана розміщений привідний кулачковий механізм, з яким контактують поздовжні прутки за допомогою радіальних підпружинених штовхачів. Ці прутки зсередини прикріплені до еластичної оболонки барабана і під дією кулачкового механізму знаходяться у примусовому коливальному русі. Таким чином еластична оболонка деформується зсередини і через оболонку прутки діють на грудки та руйнують їх. Така активізація процесу руйнування ґрунтових грудок забезпечує повне їх знищення і підвищення якості роботи.

Картопляна маса подаватиметься у робочий орган подаючим транспортером, а бульби із залишками домішок, які не відокремились в сепараторі, подаються на наступний пристрій для подальшого транспортування або відокремлення домішок.

Під час роботи картопляний ворох (бульби картоплі + грудки + дрібний ґрунт + каміння + рослинні домішки) подається транспортером на полотно пруткового елеватора і пропускається між прутковим елеватором та оболонкою барабана, яка охоплюється прутковим елеватором.

Внаслідок дії кулачкового механізму та штовхачів, які рухаються в напрямних, прутки примусово коливаються і руйнують грудки ґрунту, а бульби картоплі передаватимуться оболонкою без травмування внаслідок її еластичності.

Одночасно з руйнуванням грудок ґрунту відбуватиметься просіювання дрібного і подрібненого ґрунту через просвіти між прутками пруткового елеватора під дією напружень та відцентрової сили інерції.

Застосування комбінованого робочого органа картоплезбиральної машини дозволить підвищити якість її роботи за рахунок повного руйнування грудок ґрунту з одночасною його сепарацією.

На основі проведеного аналізу процесу роботи картоплезбиральних машин обґрунтовано можливість встановлення комбінованого робочого органа:

- відразу після підкопувального робочого органа (сприятиме руйнуванню грудок і подачі технологічного матеріалу на сепарувальні робочі органи);

- відразу після першого пруткового елеватора (це дозволяє знизити подачу складових вороху, але одночасно з цим, при великій грудкуватості ґрунту та низькій вологості спостерігатиметься зростання рівня пошкодження бульб);

- після просіювальних та бадиллевидалаючих робочих органів (дозволяє використовувати його замість сепараторів виносної сепарації, але за умови роботи при оптимальних режимах).

Слід зауважити, що для більш ефективного застосування комбінованого робочого органа в схемі картоплезбиральних машин, доцільно попередньо перед збиранням врожаю видалити бадилля і рослинні рештки.

При функціонуванні комбінованого робочого органа вхідними параметрами являються: множина режимів роботи робочого органа – $\{R\}$; множина параметрів комбінованого робочого органа – $\{S\}$; множина параметрів характеристик картопляного вороху – $\{G\}$.

Тоді формалізація моделі функціонування матиме вигляд:

- інтенсивність руйнування грудок:

$$\lambda_1 = \lambda_1(R, S, G) \rightarrow \text{opt},$$

- інтенсивність просіювання дрібної фракції:

$$\lambda_2 = \lambda_2(R, S, G) \rightarrow \text{opt},$$

- пошкодження бульб:

$$P = P(R, S, G) \rightarrow \text{min}.$$

На основі аналізу робочого процесу комбінованого робочого органа встановлено, що істотний вплив на інтенсивність руйнування грудок і просіювання дрібної фракції мають: параметри і режими роботи комбінованого робочого органу (частота обертання барабана; швидкість руху пруткового елеватора; жорсткість пружини штовхача; параметри робочого органа: діаметр барабана; ширина барабана; кут обхвату прутковим елеватором барабана) та властивості технологічного матеріалу (вологість технологічного матеріалу; фракційний склад вороху; коефіцієнт тертя).

На основі проведеного системного аналізу особливостей застосування комбінованого робочого органа встановлено доцільність його застосування в

схемі картоплезбиральних машин при виконанні умов оптимізації по інтенсивності руйнування грудок і інтенсивності просіювання дрібного ґрунту, а також мінімізації пошкодження бульб.

УДК 631.333

ПЕРЕДУМОВИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ РОЗКИДАЧІВ ГРАНУЛЬОВАНИХ МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ

*Сковрунський П.В., студ.
Смолінський С.В., к.т.н., доц.
Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ
E-mail: smolinskyi@nubip.edu.ua*

При вирощуванні сільськогосподарських культур важливою задачею є отримання високих і стабільних врожаїв. Тому всі операції при вирощуванні і збиранні с.г. культур напрямлені на досягнення цієї мети.

Однією із найбільш відповідальних операцій при вирощуванні с.г. культур є внесення добрив. Останнім часом в Україні, як і більшості країн світу переважає внесення гранульованих мінеральних добрив із застосуванням високоефективної техніки компаній AMAZONE, KUHN (рис. 1), RAUCH і т.д. з відцентровими, шнековими та пневматичними розкидними пристроями.



Рис. 1. Начіпний розкидач гранульованих мінеральних добрив фірми KUHN

На основі проведеного аналізу машин для внесення гранульованих мінеральних добрив переважають причіпні і начіпні машини відцентрового типу, розкидним пристроєм яких є диск із лопатями.

Доцільно зазначити, що відцентрові розкидні диски не завжди якісно виконують процес поверхневого розподілу гранульованих мінеральних добрив по поверхні поля. Для вирішення цієї проблеми в конструкції розкидачів добрив використовують різноманітні технічні рішення, що лише частково вирішують зазначену проблему.

Крім того, внесення гранульованих мінеральних добрив є одним із інструментів у технологіях змінних норм внесення технологічних матеріалів (технологіях керованого землеробства). Для цього попередньо розробляється картограма-завдання на внесення добрив або використовуються в агрегаті для внесення добрив сенсори, які визначають потребу у мікроелементах і на основі розроблених алгоритмів керують нормами внесення добрив. Якщо близько 20 років тому переважали карт-технології, то в сучасному аграрному виробництві доводять доцільність сенсор-технологій.

Підвищення ефективності застосування розкидачів гранульованих мінеральних добрив можливо досягнути шляхом поєднання карт- і сенсор-технологій на основі моніторингу засобами наземного та повітряного базування (рис. 2).

Для отримання картограми контурів поля, його рельєфу та стану угідь все частіше застосовуються безпілотні літальні апарати (БПЛА) літакоподібного або квадрокоптерного типів.

Отримані дані моніторингу є основою для розробки картограм-завдань і керування роботою дозувальних пристроїв розкидачів добрив, напрямком руху агрегата, обмеженням ширини та норми внесення добрив тощо. Крім того, зображення отримані з БПЛА дозволяють обмежити зону розкидання добрив за наявності перешкод або впадин.

Але існує цілий ряд проблем при їх застосуванні, які доцільно вирішити шляхом удосконалення конструкцій машин.

Серед основних перспективних конструктивних удосконалень розкидачів гранульованих мінеральних добрив слід виділити наступні:

- використання розкидних дисків зі змінним кутом нахилу до горизонту;
- подачу гранульованих мінеральних добрив на поверхню окремо взятого диска здійснювати спіральним транспортером;
- привод кожного розкидного диска здійснювати від електродвигуна;

- при застосуванні начіпних розкидачів доцільно застосовувати додаткові місткості для добрив, із яких технологічний матеріал при потребі подаватиметься у основний бункер для добрив за допомогою пневмотранспортної установки.



Рис. 2. Моніторинг полів із засобів повітряного базування для змінних норм внесення технологічних матеріалів

Зазначені технічні рішення узгоджуються із технологіями керованого землеробства як при застосуванні карт-, так і сенсор-технологій.

УДК 631.316.4

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРОСАПНОГО КУЛЬТИВАТОРА

Пашко А.В., студ.

Смолінський С.В., к.т.н., доц.

*Національний університет біоресурсів і природокористування України,
м. Київ*

E-mail: smolinskyi@nubip.edu.ua

Однією із найбільш відповідальних операцій в технологіях вирощування і збирання просапних культур є міжрядна культивуація, яка полягає у знищенні бур'янів і розпушенні міжрядь та внесенні гранульованих або рідких мінеральних добрив. Для їх реалізації на ринку сучасної сільськогосподарської техніки пропонуються просапні

культиватори різних фірм-виробників із секційною компоувальною схемою.



Рис. 1. Просапний культиватор

Незважаючи на різноманіття марок, культиватори обладнуються плоскорізальними лапами для підрізання бур'янів, стрілочастими лапами для розпушення міжряддя та підрізання бур'янів, долота для глибокого обробітку ґрунту, підживлювальних ножів для внутрішньогрунтового внесення добрив і т.д.

На основі аналізу сучасних технічних і технологічних рішень встановлено, що з метою підвищення ефективності застосування просапних культиваторів доцільно провести їх модернізацію шляхом наступних удосконалень:

- при видаленні бур'янів доцільно використовувати електричний спосіб (тобто, за допомогою електричного струму високої напруги) (рис. 2). Дослідженнями електричного способу знищення бур'янів встановлено, що ефективність його застосування вища за механічне та термічне («вогняним культиватором»), але з екологічної точки зору більш толерантне до ґрунтового середовища та його фауни (насамперед, дощових черв'яків);

- для розпушення ґрунту доцільно використовувати долотоподібні лапи на пружних стояках ;

- ефективне внесення у ґрунт мінеральних добрив забезпечуватиметься робочими органами внутрішньогрунтової сівби (для гранульованих добрив) або систем внесення добрив за технологією CULTAN (для рідких добрив) (рис. 3).

Аналіз застосування зазначених рішень дозволить забезпечити необхідну економічну, екологічну та енергетичну ефективність процесу та можливості більш ширшого застосування культиваторів в умовах ресурсозберігаючих технологій сучасного аграрного виробництва.



Рис. 2. XPOWER для боротьби з бур'янами за допомогою електричного струму



Рис. 3. Система для внутрішньогрунтового внесення рідких мінеральних добрив

УДК 631.348.45

УПРАВЛІННЯ РЕЖИМАМИ РОБОТИ ОБПРИСКУВАЧА ПРИ ОБРОБІТКУ ЗЕРНОВИХ КУЛЬТУР

Пилипенко В.А. , студ.

Смолінський С.В., к.т.н., доц.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: smolinskyi@nubip.edu.ua

Для реалізації операцій хімічного захисту рослин та внесення рідких мінеральних добрив застосовуються обприскувачі різних типів та марок, які

відрізняються конструктивними особливостями і якістю виконання процесу. Але робота обприскувача пов'язана зі змінними характеристиками посівів, що обробляються.

Робота при сталих режимах роботи і змінних характеристиках культур призведе до неякісного виконання процесу та неефективної роботи обприскувача в цілому.

Для контролю за виконанням операції і управління робочим процесом та режимами роботи сучасні обприскувачі обладнуються системами контролю та оперативного управління.

В більшості випадків такі системи забезпечують підтримку постійного значення заданої витрати робочої рідини, а також рівномірного її розподілу по площі поля. Це забезпечується управлінням клапанами та регуляторами тиску в системі, а також збором та обробкою інформації від датчиків і ідентифікації цієї інформації оператором при потребі.

Для реалізації обприскування при електронному контролі задається, насамперед, норма витрати робочої рідини. Основними ж режимами роботи, що контролюватимуться, являються швидкість руху обприскувача в процесі обробки посівів, поточне значення витрати та тиску робочої рідини, а також функціонування клапанів та розпилювачів. Виконана робота визначатиметься величиною обробленої площі (у т.ч. і пройденого обприскувачем шляху), та загальної витрати робочої рідини.

В результаті проведених спостережень встановлено, що підвищення ефективності застосування подібних систем можливе за наявності картограми-завдання на виконання процесу, що містить дані про норму витрати робочої рідини для кожної ділянки поля, а також карти стану посівів, в якій вказуватимуться густота, висота стеблостою та конфігурація поля. При цьому, обприскувач має мати датчики, що контролюватимуть висоту та густоту стеблостою і швидкість та напрямок вітру.

Шляхом порівняння даних із картограми-завдання та отриманих від датчиків формуватимуться сигнали для управління такими режимами роботи обприскувача як тиск в системі, висота положення штанги над поверхнею поля, напрямок і швидкість повітряного потоку в системі примусового осадження крапель тощо.

При формуванні картограми-завдання процесу роботи обприскувача необхідно враховувати:

- технологічну операцію, яка проводиться із застосуванням обприскувача (тобто, обприскування, внесення мінеральних добрив і т.д.);

- марка та характеристика обприскувача, а також варіанти розпилювачів, діапазон можливого тиску робочої рідини та зміни положення штанги;

- культура та її сортові особливості, а також стан посівів на момент обробки (можуть бути використані супутникові карти або зображення посівів із дронів);

- карта поля з оброблюваними посівами із прив'язкою до географічних координат;

- засоби обробки, а також відповідність норми для відповідних станів посівів.

Управління роботою обприскувача забезпечуватиметься внаслідок порівняння оптимальних значень режимів роботи, які визначаються на основі моделі робочого процесу в залежності від змінних умов функціонування і дійсних значень змінних умов функціонування, що отримані від датчиків.

Якщо внаслідок порівняння буде встановлено ефективне функціонування машини, то зазначені показники підтримуватимуться автоматичними системами.

Якщо внаслідок порівняння встановлена неефективна робота обприскувача, тоді необхідно провести уточнювальне налаштування машини і систем оперативного керування, якими вона обладнана.

В результаті імітаційного моделювання згідно зазначеного алгоритму на прикладі причіпного обприскувача ОПК-2000 «Шторм» виробництва «Богуславська сільгосптехніка» для обробки посівів пшениці озимої Національної на полі площею 100 га встановлено, що тривалість налаштування системи та введення даних становитиме близько 3 хв., а час спрацювання виконавчих пристроїв – близько 0,03...0,10 с.

На основі проведеного аналізу встановлено, що внаслідок застосування подібного технологічного принципу стане можливою економія 15...23% отрутохімікатів, збільшення продуктивності процесу до 20%, а також спостерігатиметься істотне зниження навантаження на оператора в процесі обробітку посівів.

УПРАВЛІННЯ РЕЖИМАМИ ФУНКЦІОНУВАННЯ БУРЯКОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА НА ОСНОВІ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ ГИЧКОРІЗА

Сукач В.А., студ.

Смолінський С.В., к.т.н., доц.

Національний університет біоресурсів і

природокористування України, м. Київ

E-mail: smolinskyi@nubip.edu.ua

Цукрові буряки є однією із стратегічних сільськогосподарських культур, що вирощуються в умовах України. Завершальним процесом в технологіях вирощування цукрових буряків, що здійснюється у польових умовах, є збирання, для реалізації якого в залежності від способу використовуються гичкозбиральні машини, коренезбиральні машини, копачі, підбирачі, підбирачі-очисники, бурякозбиральні комбайни та інші машини. Але внаслідок особливостей протікання процесу найбільшого поширення у світі для збирання буряків набули бурякозбиральні комбайни, які за один прохід можуть збирати один, два, чотири, шість і навіть вісім рядків буряків.

В процесі збирання вилучається із ґрунту та очищаються коренеплоди, а також видаляється (збирається) побічний врожай гички, яка може у подрібненому вигляді використовуватися для розкидання по поверхні поля з подальшим його зароблянням у ґрунт, а також в якості корма для худоби.

Збирання врожаю сільськогосподарських культур в сучасних інформаційних технологіях також є основою формування інформації про біопотенціал поля для подальшого прийняття рішень щодо збереження і підвищення родючості ґрунту та раціонального її використання.

Одним із можливих способів формування інформації про врожайність основної продукції можуть бути дані про урожайність побічної продукції. Відомі аналогічні результати досліджень по картоплі та зернових культурах. Враховуючи зазначене, врожайність коренеплодів буряків (і маса окремого коренеплоду) взаємопов'язана із урожайністю гички (або маси гички з відповідного коренеплоду) деякою функціональною залежністю.

В результаті проведених пошукових дослідів встановлено, що така функціональна залежність має лінійний тип

$$M_K = A M_G + B,$$

де M_K – маса окремого коренеплода, г; M_T - маса гички із коренеплода; А, В - емпіричні коефіцієнти, які залежать від сортових особливостей та ґрунтово-кліматичних умов вирощування буряків.

При збиранні цукрових буряків комбайнами, що обладнані роторними гичкорізами, доцільно контролювати висоту розміщення робочого органу над поверхнею ґрунту та величину крутного моменту або потужності на привод і частоту обертання ротору гичкоріза. На основі контролю за зазначеними режимами роботи гичкоріза формується інформація про врожайність гички, яка на основі побудованої математичної моделі, що пов'язує маси коренеплодів і гички, визначатиме дані місцевизначеної врожайності коренеплодів. Крім того, ця інформація може бути використана безпосередньо в процесі збирання для оперативного керування режимами роботи бурякозбирального комбайна в цілому.

УДК 631.354.026

ТЕХНІЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ОЧИСНИХ СИСТЕМ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

Кидай М.І., студ.

Кислицький О.П., студ.

Смолінський С.В., к.т.н., доц.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: smolinskyi@nubip.edu.ua

В конструктивних схемах зернозбиральних комбайнів використовують два основних елементи очисних систем:

- соломоочисники, які забезпечують виділення із соломистої маси, що виходить із молотильного зазору, вільного зерна із певною частиною дрібних домішок. Зерно із домішками подається на решітну систему очистки, а солома – на розкидання або подрібнення і розкидання по поверхні поля;

- система очистки (повітряно-решітна), яка дозволяє відокремити від зерна легкі домішки (відділяється повітряним потоком) та невимолочені

колоски, які подаються на повторним обмолот. Очищене зерно подається в бункер комбайна.

Внаслідок змінних характеристик хлібної маси та умов виконання процесу спостерігається суттєва варіація показників ефективності функціонування зернозбиральних комбайнів.

З метою підвищення функціональних можливостей очисних систем зернозбиральних комбайнів були запропоновані і досліджені різноманітні технічні рішення шляхом застосування: двоярусного соломотряса; активатора соломоочисника; активатора-розподільника над соломотрясом; транспортуючого пристрою над соломотрясом; ножового інтенсифікатора сепаратора грубого вороху; пальчастого гребінчастого сепаратора грубого вороху; обертового розподільника зерна і соломи; пальцевої гребінки сепаратора; додаткового спеціального бітера; додаткової стрясної дошки (в т.ч. і для соломотряса); решітчастої стрясної дошки; додаткової стрясної дошки за верхнім решетом; відкидного пристрою з відбивачем на транспортній дошці; сепаратора із двох решітних станів і двох транспортних дошок; стрясної супінчастої гребінки; просторового решета; бітера-прискорювача зернового потоку; удосконалених жалюзі решіт; спеціальної сепарувальної поверхні верхнього решета; додаткових поворотних жалюзі решета; решета спеціальної конструкції; активатора верхнього решета; жалюзі решіт із регульованими зазором та швидкістю повітряного потоку; решіт із гребінками з соломовідбивним пальцем; регульованого вікна вентилятора; двосекційного вентилятора; привода повітре-решітної системи очистки; конвеєрної системи очистки; розподільника повітряного потоку на решета; барабана-сепаратора та інші.

З метою автоматизації функціонування очисних систем доцільно використовувати системи, що прогнозують стан машини і вороху в машині, автоматичних систем керування режимами роботи молотарки, систем контролю характеристик потоку і втрат, алгоритмізації оптимізаційного регулювання режимів роботи систем, статистичним моделюванням показників ефективності функціонування, застосування «помічника оператора», систем відведення маси з решіт, контролю потоку зерна, що подається в бункер, систем автоматичного керування завантаженням зернозбирального комбайна хлібною масою, системами контролю і оперативного керування режимами роботи молотарки і т.д.

До основних технологічних принципів підвищення показників ефективності функціонування очисних систем відносяться інтенсифікація

процесу очищення, зниження нерівномірності подачі маси на очисні пристрої, оптимальне регулювання режимів роботи очисних систем та інші.

Враховуючи досить напружену роботу оператора комбайна в процесі роботи і динамічність робочого процесу збирального агрегату, одним із дієвих шляхів підвищення ефективності роботи зернозбиральних комбайнів слід вважати також застосування в конструктивних схемах збиральних машин різноманітних систем адаптації, які дозволяють забезпечувати адаптацію зернозбирального комбайна по напрямку руху комбайна, виборі необхідної швидкості машини, частоти обертання мотовила, режимів роботи молотильної системи та системи очистки тощо.

УДК 62-93

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РУХОМОЇ ПРОТИВАГИ ОДНОКІВШЕВОГО ЕКСКАВАТОРА

Русан І.В., д.т.н., проф.

Проскурін О.Г., аспір.

Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ

E-mail: dirskiks@gmail.com

Основними машинами, які забезпечують механізацію робіт, є екскаватори. На них долю приходиться 60% всього об'єму земляних робіт.

Крім того, універсальними одноківшевими екскаваторами з крановим, вантажним і іншими видами змінного робочого обладнання виконується великі об'єми вантажно-розвантажувальних, монтажних і інших робіт, пов'язаних з механізацією важких і трудомістких процесів.

Модернізація існуючого та створення нового робочого обладнання землерийних машин є перспективним напрямом підвищення ефективності їх використання. Зокрема, при цьому, важливим є збереження стійкості машини, що зумовлене зміною специфіки робочих процесів цих машин при варіації їх робочих органів. Практично це вирішується використанням рухомої противаги на базових машинах. Цікавим є розробка рухомої противаги для одноківшевого екскаватора, що має зміни свого положення у відповідності до умов роботи машини.

З аналітичного дослідження виявлено, що однією з головних причин довготривалих простоїв екскаваторів на ремонтах являються руйнування і недопустимі деформації ряду деталей їх основних вузлів.

Причиною цих деформацій і руйнувань, як показує аналіз, являється дійсні динамічні навантаження, діючих на вузли екскаваторів в процесі експлуатації.

Особливістю робочого процесу одноківшевих екскаваторів являється циклічність виконання робочих операцій - копання і транспортування ґрунту до місця розвантаження. Ця особливість в значній мірі впливає і на характер виникаючих динамічних навантажень.

Робочий цикл одноківшевого екскаватора (пряма чи зворотна лопата) складається з операцій копання ґрунту і повороту ковша з ґрунтом на розвантаження чи в вихідне положення в забій.

При закінченні копання і в процесі повороту здійснюється ряд допоміжних операцій, зв'язаних з підйомом, опусканням чи висуненням ковша під розвантаження чи в початкове положення.

При виконанні робіт одноківшевим екскаватором, з'являються динамічні навантаження на машину, що веде до зниження техніко-економічних показників та ризику перекидання машини. Для збільшення рівноваги системи та техніко-економічних показників потребується створення рухомої протизваги, що зменшить навантаження на машину та її вузи. Зменшення динамічного навантаження збільшить техніко-економічні показники, довговічність деталей, вузлів машини та рівновагу всієї системи, що прямо веде до збільшення безпеки на робочому майданчику в цілому.

В подальшому потребується експериментальне дослідження динамічних навантажень на одноківшевий екскаватор. Розробка та дослідження адаптивної системи, що буде компенсувати динамічні навантаження. Експериментальне дослідження динамічних навантажень, що діють на одноківшевий екскаватор з адаптивною системою забезпечення рівноваги.

Узагальнення вищенаведених досліджень і практичних досягнень дозволяє висунути гіпотезу, що при зменшенні динамічних навантажень на машину та її вузи, можна збільшити техніко-економічні показники, зменшити руйнування і недопустимі деформації деталей машини, збільшити безпеку на робочому майданчику, збільшити рівновагу машини в цілому. Зменшити такі навантаження в одноківшевому екскаваторі можна за рахунок адаптивної системи забезпечення рівноваги, рухомої протизваги, що буде компенсувати ці навантаження.

Список використаних джерел:

1. Волков Д.П. 1965 Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов (М.: Машиностроение) р 462с.
2. Холодов А.М. 1968 Основы динамики Землеройно-транспортных машин (М.: Машиностроение) р 155с.
3. Холодов А.М, Ничке В.В, Назаров Л.В. 1982 Землеройно-транспортные машины (М.: Машиностроение) р 192с.

УДК 631.36.001.66

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ МАШИН ДЛЯ ПЛЮЩЕННЯ КАЧАНІВ КУКУРУДЗИ

Онищенко В.Б., к.т.н., доц.

Латанський Є., студ.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

Кузьменко В.Ф., к.т.н., с.н.с.

ІНЦ ІМЕСГ НААН України, смт. Глеваха

E-mail: vb0505838317@gmail.com

Плющення – найбільш раціональний спосіб переробки качанів кукурудзи для згодовування, при якому забезпечується висока якість корму. Енергоємність плющення гладкими вальцями – близько 8 кВт·год/т. Ефективніші рифлені вальці, що забезпечують підвищення продуктивності до 2 разів, зниження енергоємності до 4 кВт·год./т і металоємності в 1,3-2 рази [1].

Більшість сільськогосподарських підприємств використовують вальцеві плющилки Murska фірми «Aimo Kortteen Koperaа Oy». Вони можуть бути пересувними з приводом від ВВП трактора і стаціонарними з приводом від електродвигуна. За допомогою цих плющилок можна обробляти і сухе зерно. Їх конструкція передбачає безступінчате регулювання вальців для плавної зміни проміжку між ними. Вальцеву плющилку слід відрегулювати так, щоб кожне зернятко було розплющене, інакше нероздавлене зерно не засвоюватимуться тваринами, а при великих об'ємах це завдасть значного економічного збитку господарству.

Плющилка зерна двоступінчата ПЗД-3 (рис. 1) складається з рами (1), завантажувального бункера (11) з дозатором (7), верхнього основного (6), бічного (12) і нижнього (16) вальців. Усі вальці встановлені на регульованих опорах (11), що забезпечують зміну проміжку між вальцями. Очищаючі ножі (3,5,14) змонтовані у цих вальців. Очищаючий ніж (5) виконаний у вигляді тієї, що направляє, пластини криволінійної форми. Бічний валець (12) закріплений шарнірно і забезпечений захисним пристроєм (13). Двоступінчата плющилка зерна оснащена шнековим вивантажним транспортером (17). Привід вальцов здійснюється від електродвигуна (2) через ремінну передачу (4), а привід дозатора (7) - від електродвигуна (9) через ланцюгову передачу (8) [1].

Технічна характеристика приведена в таблиці 1. (дані виробника).

Таблиця 1 – Технічні характеристики плющилки

Параметр	Плющилки Murska				
	350 S2	700 S2	1000 HD	1400 S2x2	2000 S2x2
Продуктивність, т/х, кг/год.	5000	10000	15000	30000	40000
Споживана потужність, кВт при роботі від ВВП трактора / електродвигуна	15-30/15	20-50/30	30-65	75	95
Висота, мм	1100	1 150	1 150	1 800	1 800
Ширина, мм	1 100	1 150	1 150	2 350	2 350
Довжина, мм	1 200	1 450	1 800	2 350	2 600
Маса, кг	460	770	880	2 450	2 950
Місткість бункера, л	190	270	380	1 300	1 500
Висота підйому елеватора, мм	3 000	3000	3000	3 000	3 000
ВАЛЬЦІ					
Довжина і к-ть, мм / т	350/2	700/2	950/2	700/4	950/4
Діаметр, мм	300	300	300	300	300

Двоступінчата плющилка зерна працює таким чином. Матеріал, який підлягає подрібненню поступає в завантажувальний бункер (10). У бункері матеріал забирається дозатором і подається в міжвальцевий проміжок між

верхнім основним і бічним вальцями, які обертаються в зустрічних напрямках. Потрапляючи в межвальцевий проміжок, зерно піддається попередньому плющенню. Далі матеріал, що залишився на верхньому вальці, зчищається очищаючим ножем (5) і прямує орієнтовано в одній площині в межвальцевий проміжок бокового і нижнього вальців для остаточного плющення.

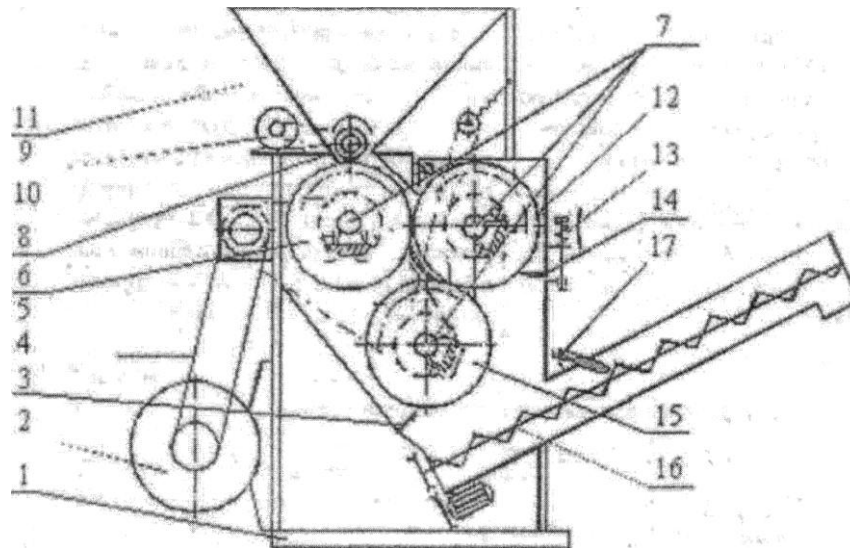


Рис. 1. Схема плющилки ПЗД- 3

Готовий продукт зчищається очищаючим ножем (3) з нижнього, а очищаючим ножем (14) з бічного вальця і подається на вивантаження шнековим транспортером (17). При попаданні в міжвальцеві проміжки твердих домішок спрацьовує захисти пристрій (13). Бічний валець зміщується на шарнірній опорі, стискаючи пружину захисного пристрою, збільшується проміжок між вальцями, і домішки поступають на вивантажний транспортер, що виключає механічні ушкодження вальців і деталей привода.

При внесенні консерванта до плющеного зерна на корпус шнека встановлюється форсунка (15), устаткування для цього монтується на окремій платформі [2].

Отже, використання в господарствах плющилок типу ПЗД- 3 та Murska з внесенням консервантів скоротить енерговитрати на сушку і подрібнення зернового матеріалу, забезпечить отримання високоякісних кормів при обробці і зберіганні.

Список використаних джерел:

1. Практикум по машинах і обладнанню для тваринництва / І.Г. Бойко, В.І. Грідасов, А.І. Дзюба та ін.; За ред. О.П. Скорик, О.І. Фісячекко. –

- Х.: НМЦ ХНТУСГ, 2004. – 275 с.
2. Теорія та розрахунок машин для тваринництва / І.Г. Бойко, В.І. Грідасов, А.І.Дзюба та ін.; За ред. І.Г. Бойко. – Х.: НМЦ ХНТУСГ, 2002. – 216с.

УДК 631.331.922

ВДОСКОНАЛЕННЯ УНІВЕРСАЛЬНОГО ПРОТРУЮВАЧА НАСІННЯ

Вечера О.М.

Національний університет біоресурсів і

природокористування України, м. Київ

E-mail: vecheraoleg@nubip.edu.ua

Мета: вдосконалення універсального протруювача насіння.

Знезаражування насіння сільськогосподарських культур від шкідників та збудників хвороб шляхом обробки його отрутохімікатами, яке є однією з основних та обов'язкових операцій в комплексі заходів підготовки насіння до сівби, підвищує врожайність, наприклад зернових культур на 15-20%, кукурудзи – на 7-12% тощо.

Основні показники якості протруювання насіння – рівномірність і повнота обробки його отрутохімікатами, травмування насінин робочими органами машин – визначальною мірою залежать від досконалості технічних засобів, та відповідності їх техніко-технологічних характеристик сучасним вимогам.

Сучасний світовий ринок машин для протруювання - це переважно камерні, шнекові і ротаційні машини, виготовлені у модифікаціях періодичної чи неперервної дії, стаціонарні і пересувні.

Процес обробки насіння отрутохімікатами протруювачі шнекового типу здійснюють шнеками з вивантаженням насіння із протруювача. Аналогічно протікає цей процес і в камерних протруювачах, які окрім того здійснюють попередню обробку насіння отрутохімікатом в камері протруювання. Наявність шнекового робочого органа в цих протруювачах є основною причиною їх недоліків (травмування насіння, налипання препарату на робочі органи і втрати частини його, трудомісткості очищення їх від залишків насіння та домішок до нього і залишків препаратів).

Ротаційні протруювачі не травмують насіння, забезпечують більш високу якість обробки, проте працюють лише в періодичному режимі.

Розроблений раніше інерційно-фрикційний протруювач неперервної дії на сьогодні є найбільш досконалим – він не травмує насіння, навіть гороху, сої, соняшника, ріпаку та ін., самоочищається від залишків препаратів, забезпечує високу продуктивність і якість обробки насіння.

Протруювач інерційно-фрикційної дії здійснює неперервну обробку насіння за такою схемою: насіння з бункера протруювача надходить самопливом через дозуючу горловину по встановленому під нею розподільнику на дно обертового конічного робочого органа, куди під конус подається робоча рідина, яка під дією відцентрових сил розтягується в плівку на дні і зустрічається з насінням, яке обертаючись навколо своєї осі, відбирає своєю поверхнею препарат. Оброблене таким чином насіння самопливом вивантажується через випускну горловину але нанесений препарат не встигає утворити стійку тверду плівку за браком часу для цього і високої вологості повітря всередині камери.

Як показав аналіз конструктивно-технологічних параметрів цих протруювачів, вони потребують вдосконалення, особливо в напрямку забезпечення можливостей безпосереднього використання їх у фермерських господарствах, які до сьогодні змушені користуватися шнековим протруювачем ПНШ-3, що є модифікацією знятого з виробництва ще у 70-х роках ХХ століття протруювача ПСШ-3.

У зв'язку з цим розроблена вдосконалена конструкція протруювача інерційно-фрикційного типу з подовженою камерою протруювання та встановленим всередині інфрачервоним джерелом, яке забезпечує швидкий нагрів поверхні протруєного насіння і підсушування його, внаслідок чого утворюється більш тверда плівка на поверхні, стійка до стирання, яка утримує більшу кількість пестицидів на кожній насініні, таким чином підвищується загальна ефективність обробки.

Список використаних джерел:

1. Тимошенко С. П., Ратушний В. В., Стибель І. В., Мазур Д. М. Обґрунтування, розробка і дослідження універсального процесу нанесення захисних препаратів на насіння сільськогосподарських культур // Механізація та електрифікація сільського господарства. Глевах. - 2002. - Вип.86. - С. 114-121.
2. Тимошенко С.П., Михайленко М.А. „Разработка рабочих органов и обоснование их параметров и режимов работы, обеспечивающих существенное увеличение интенсивности и качества обработки семян

жидкими препаратами” Науковий звіт по темі №5. УНДІМЕСГ, Глеваха, 1985. – с. 50...51.

УДК 693.546

РЕАЛІЗАЦІЯ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМУ РУХУ ЗА ПРИСКОРЕННЯМ ТРЕТЬОГО ПОРЯДКУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З КУЛАЧКОВИМ ПРИВІДНИМ МЕХАНІЗМОМ

Ловейкін В.С., д.т.н., проф.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

Почка К.І., д.т.н., проф.

Почка О.Б., асист.

Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ

E-mail: zasedkoolga@ukr.net

В установках поверхневого ущільнення виробів з будівельних сумішей використовується кривошипно-повзунний або гідравлічний привід зворотно-поступального руху формувального візка з укочувальними роликами. Під час постійних пускогальмівних режимів руху виникають значні динамічні навантаження в елементах привідного механізму та в елементах формувального візка, що може привести до передчасного виходу установки з ладу.

В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1]. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням [2] та режимам руху [3], що в значній мірі впливає на роботу установки та на якість готової продукції.

Метою даного дослідження є удосконалення конструкції привідного механізму роликової формувальної установки для підвищення її надійності та довговічності.

Критеріями режиму руху механізмів і машин можуть бути коефіцієнти нерівномірності руху та динамічності [4]. В даній роботі в якості критерію режиму руху використана критеріальна дія, яка являє собою інтеграл за часом з підінтегральною функцією, що виражає міру руху або дію системи.

Для оптимального режиму руху за прискоренням третього порядку критерій оптимальності руху матимемо у вигляді:

$$I_Z = \int_0^{t_1} Z dt \rightarrow \min, \quad (1)$$

де t – час; t_1 – тривалість руху візка від одного крайнього положення до іншого; Z – енергія прискорень третього порядку:

$$Z = \frac{1}{2} \cdot m \cdot x^{IV}, \quad (2)$$

де m – маса формувального візка; x^{IV} – прискорення третього порядку.

Умовою мінімуму критерію (1) є рівняння Пуассона:

$$\frac{\partial Z}{\partial x} - \frac{d}{dt} \frac{\partial Z}{\partial \dot{x}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial Z}{\partial \ddot{x}} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial Z}{\partial \ddot{x}} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial Z}{\partial x^{IV}} = 0, \quad (3)$$

де x , $\dot{x}$, $\ddot{x}$, $\ddot{x}$ – координата переміщення, швидкість, прискорення та прискорення другого порядку (ривок) візка відповідно.

З виразу (3) можна записати:

$$\frac{\partial Z}{\partial x} = \frac{\partial Z}{\partial \dot{x}} = \frac{\partial Z}{\partial \ddot{x}} = \frac{\partial Z}{\partial \ddot{x}} = 0; \quad \frac{\partial Z}{\partial x^{IV}} = m \cdot x^{IV}; \quad \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial Z}{\partial x^{IV}} = m \cdot x^{VIII} = 0. \quad (4)$$

З останнього рівняння (4) отримано диференціальне рівняння та його розв'язки. Задавшись крайовими умовами руху візка від одного крайнього положення до іншого (початкові – $t=0$, $x=x_0$, $\dot{x}=0$, $\ddot{x}=0$, $\ddot{x}=0$; кінцеві – $t=t_1$, $x=x_1$, $\dot{x}=0$, $\ddot{x}=0$, $\ddot{x}=0$, де x_0 та x_1 – координати крайніх положень центра мас візка), отримано вирази для визначення кінематичних характеристик формувального візка при його переміщенні від одного крайнього положення до іншого при оптимальному режимі зворотно-поступального руху за прискоренням третього порядку:

$$\begin{aligned} x &= x_0 + (x_1 - x_0) \cdot \left(35 - 84 \cdot \frac{t}{t_1} + 70 \cdot \frac{t^2}{t_1^2} - 20 \cdot \frac{t^3}{t_1^3} \right) \cdot \frac{t^4}{t_1^4}; \\ \dot{x} &= 140 \cdot (x_1 - x_0) \cdot \left(1 - 3 \cdot \frac{t}{t_1} + 3 \cdot \frac{t^2}{t_1^2} - \frac{t^3}{t_1^3} \right) \cdot \frac{t^3}{t_1^4}; \\ \ddot{x} &= 420 \cdot (x_1 - x_0) \cdot \left(1 - 4 \cdot \frac{t}{t_1} + 5 \cdot \frac{t^2}{t_1^2} - 2 \cdot \frac{t^3}{t_1^3} \right) \cdot \frac{t^2}{t_1^4}; \\ \ddot{x} &= 840 \cdot (x_1 - x_0) \cdot \left(1 - 6 \cdot \frac{t}{t_1} + 10 \cdot \frac{t^2}{t_1^2} - 5 \cdot \frac{t^3}{t_1^3} \right) \cdot \frac{t}{t_1^4}. \end{aligned} \quad (5)$$

Задавшись амплітудою переміщення візка $\Delta x = x_1 - x_0 = 0,4 \text{ м}$ та загальним часом його руху від одного крайнього положення в інше $t_1 = 3 \text{ с}$,

було розраховано кінематичні характеристики оптимального режиму руху формувального візка за прискоренням третього порядку. За результатами розрахунків побудовано графіки зміни переміщення (рис. 1, а), швидкості (рис. 1, б), прискорення (рис. 2, в) та прискорення другого порядку (ривка) (рис. 1, г) при русі формувального візка з одного крайнього положення в інше.

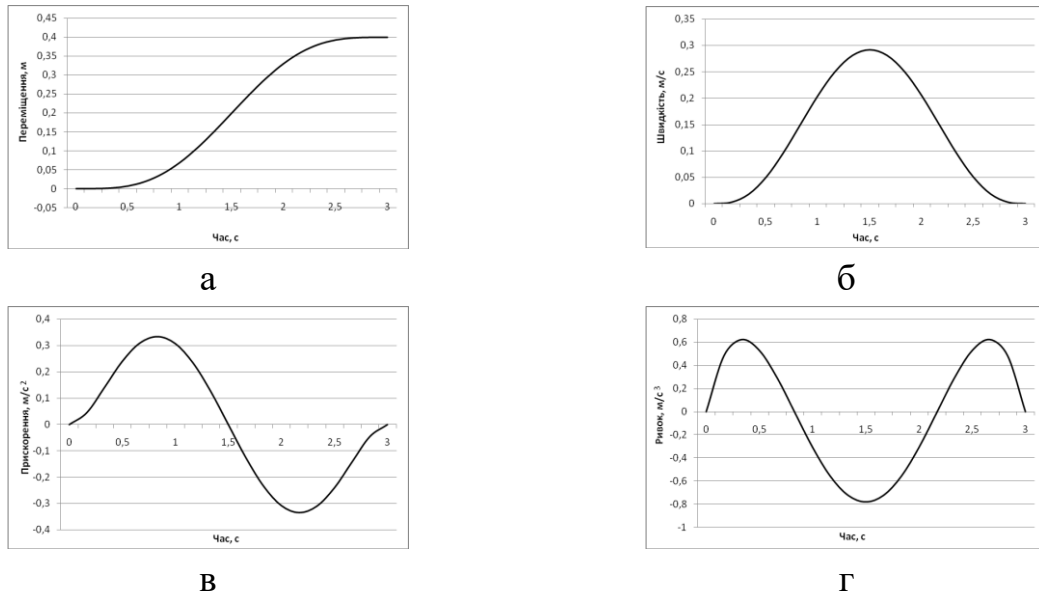


Рис. 1. Графіки зміни переміщення – а, швидкості – б, прискорення – в та ривка – г при оптимальному режимі руху візка за прискоренням третього порядку

Закон руху візка, описаний рівняннями (5), може бути здійснений приводом з кулачковим механізмом (рис. 2) зворотно-поступального руху візка.

Перетворивши перший вираз (5) для випадку, коли початок координат відраховується від середнього положення переміщення візка, та виключивши з нього час t , отримано функції зміни радіуса кулачка, що описує його профіль, в залежності від його кутової координати на ділянках віддалення та повернення:

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{\Delta x}{2} \cdot \left[2 \cdot \left(35 - 84 \cdot \frac{\varphi}{\pi} + 70 \cdot \frac{\varphi^2}{\pi^2} - 20 \cdot \frac{\varphi^3}{\pi^3} \right) \cdot \frac{\varphi^4}{\pi^4} - 1 \right], \quad 0 \leq \varphi \leq \pi; \quad (6)$$

$$\rho = \frac{b}{2} - \frac{\Delta x}{2} \cdot \left[2 \cdot \left(35 - 84 \cdot \frac{(\varphi - \pi)}{\pi} + 70 \cdot \frac{(\varphi - \pi)^2}{\pi^2} - 20 \cdot \frac{(\varphi - \pi)^3}{\pi^3} \right) \cdot \frac{(\varphi - \pi)^4}{\pi^4} - 1 \right], \quad \pi \leq \varphi \leq 2\pi. \quad (7)$$

Для унеможливлення ударів кулачка об штовхачі при зміні напрямку руху візка описаний рівняннями (6) та (7) профіль кулачка (рис. 3) має такий

вид, що в будь-якому положенні його діаметр d – величина постійна і рівна відстані між штовхачами b ($d = b$).

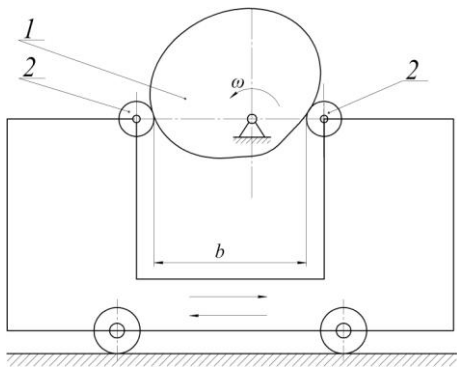


Рис. 2. Схема механізму з кулачковим приводом зворотно-поступального руху візка

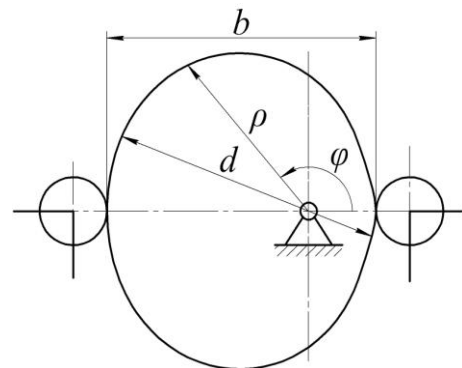


Рис. 3. Профіль кулачка, що реалізує оптимальний режим руху формувального візка за прискоренням третього порядку

Список використаних джерел:

1. Гарнець В.М. Бетоноформувальні агрегати. Конструктивно-функціональні схеми, принцип дії, основи теорії: Монографія / В.М. Гарнець, С.В. Зайченко, Ю.В. Човнюк, В.О. Шаленко, Я.С. Приходько – К.: Інтерсервіс, 2015. – 238 с.
2. Ловейкін В.С. Динамічний аналіз роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. І-ї Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM - I), 4-7 жовтня 2004 р., Тернопіль (Україна) – С. 507-514.
3. Ловейкін В.С. Результати експериментальних досліджень режимів руху роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Вісник Харківського національного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – 2007. – Т 1, № 59. – С. 465-474.
4. Ловейкин В.С. Расчёты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. Учебное пособие / В.С. Ловейкин. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168 с.

МЕТОДОЛОГІЯ ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТЕХНІКИ НА ОСНОВІ ЛОГІКО-ІМОВІРНІСНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

*Новицький А.В., к.т.н., доц.
Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ
E-mail: Novytskyy@nubip.edu.ua*

Необхідність підвищення показників надійності сільськогосподарської техніки є однією з причин пошуку методології досліджень технічного стану та забезпечення надійності [1, 4, 5, 6].

Сутність змісту будь-якої методології визначається використанням в ній загальнонаукових концептуальних підходів методичного характеру, що базуються на критичному осмисленні, аналізі та синтезі системи принципів і способів організації та побудові теоретичної і практичної складових [3- 5, 7].

Основою методичного підходу до формування методології забезпечення надійності сільськогосподарської техніки є теорія систем, а науковою основою

– представлення складних технічних систем у вигляді логіко-імовірнісних моделей та аналітичному забезпеченні у вигляді рівнянь алгебри логіки [7, 8]. Важливим принципом представленого підходу слід вважати формування алгоритму його реалізації у вигляді наступної послідовності операцій [4, 5]:

- встановлення актуальності питання для реалізації проблеми забезпечення надійності;
- визначення мети досліджень та формування завдань для її досягнення та реалізації;
- вибір для досягнення зазначеної мети засобів досліджень у формі технічної системи відповідної складності;
- обґрунтування для зазначеної системи складової «людина-оператор» згідно з її призначенням та періодом експлуатації;
- визначення характерного для зазначених систем технологічного та зовнішнього середовищ на період експлуатації;
- ретроспективний аналіз стану і можливих напрямків розвитку зазначеної системи, складових «машина», «людина», «середовище»;

- встановлення параметрів, що визначають ефективність технічної системи та показників її надійності, що враховують ступінь досягнення поставлених цілей з їх використанням та пов'язаних з цим сукупність витрат;
- організація заходів, що направлені на підвищення ефективності системи для цілеспрямованого переведення її з існуючого в прогнозований стан;
- моделювання можливих станів складної технічної системи, із врахуванням впливу складових «людина-оператор», «середовище» основі логіко-ймовірнісного моделювання ;
- реалізація процесів підвищення ефективності використання та надійності складної технічної системи на основі використання отриманої логіко-ймовірнісної моделі, прямого і зворотного зв'язку.

Список використаних джерел:

1. Novitskiy A., Karabinhosh S. Some aspects of information support for operability of complex agricultural machinery. *Machinery & Energetics* . Kyiv. Ukraine. 2018. Vol. 9. No. 2. 241. P. 106–121.
2. Novitskiy Andrey. Professional Reliability of Personnel in System of Development of Innovative Processes. *ТЕКА. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering*. Lublin-Rzeszow. 2018. Vol. 18. No 2, P. 93–102.
3. Rogovskii I. L., Melnyk V. I. Model of parametric synthesis rehabilitation agricultural machines. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. К., 2016. Вип. 241. С. 387–395.
4. Аулін В. В., Голуб Д. В., Гриньків А. В., Лисенко С. В. Методологічне обґрунтування дослідження та розв'язання проблеми надійності функціонування транспортних систем. *Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. Харків. Вип. №10. 2017. С. 29–36.
5. Гринченко О. С. Методологічні основи формування та забезпечення механічної надійності сільськогосподарської техніки. *Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка*. Харків., 2013. Вип. 133. С. 80–85.
6. Новицький А. В., Банний О. О. Надійність сільськогосподарської техніки в системі інноваційних процесів з досвіду зарубіжних компаній. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 2, p. 115–124.
7. Новицький А. В., Мельник В. І., Ревенко Ю. І. Методологічне обґрунтування забезпечення надійності складних технічних систем.

Збірник тез доповідей VII Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» з нагоди 113-ї річниці від дня народження д.т.н., професора Крамарова В.С. (20-21 лютого 2020 р.), К., С. 13–15.

8. Andriy Novitskiy. Forming reliability of means for preparation and disposal of forage. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. 2017. Vol. 19. No 3. P. 123–128.

УДК 621.313 Л 3.621.369.3

АНАЛІЗ ПРИЧИН ПОШКОДЖЕННЯ ЗЕРНА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИМ КОМБАЙНОМ

Матухно Н.В., ст. викл.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України, м. Київ*

E-mail: matuhno@ukr.net

Причини та ліквідування пошкоджень зерна не втрачає актуальність з виникнення механічного збирання зерна. З цього питання виконано багато досліджень та викладено не менш публікацій, проте пошкодження зерна сучасним розвинутим комбайновим збиранням хлібів майже не перемінювалось тому, що не відбулося зміни структури та принципу дії робочих органів зернозбиральних комбайнів на збіжжя.

Не випадково, втрати пошкодженого зерна обмежені доступним рівнем його на основні зернові культури – 2 % в вихідних вимогах до зернозбиральних комбайнів.

Подрібнене зерно – це не все зерно, що пошкоджується. До 50% і більше отримує мікро подряпини, тріщини, внутрішні та інші пошкодження, які можуть призвести до втрат фізичних (вагових) та погіршення якості зерна при його зберіганні.

Сучасним комбайнам належать всі відомі види руйнування зерна. Серед них удар (одно та двосторонній, прямий та під кутом, жорсткий та в'язкий), стиснення та стиснення зі зсувом, перерізання (зріз) та подряпини, тертя (шліфування) та згин є основними (таблиця). Відсутнє хіба що кручення.

Таблиця 1 – Зона та способи руйнівної механічної дії на зерно робочих органів зернозбирального комбайна

Види руйнівної дії на зерно	Зони (місце) руйнування зерна у комбайн	Основні ознаки руйнування зерна
Удар по зерну (всі види)	Молотильний барабан, дека (підбарабання), зірки ланцюгово-скребкових елеваторів, домолочуючий пристрій, відбійний бітер, стрясна дошка	Тріщини, уламки зерна, зруйнований зародок зерна, мука, подряпини, внутрішні пошкодження (“синці”)
Стиснення зерна	Міжзубові впадини зірок та ролики ланцюгів зернового та колосового елеваторів, простір між роликами ланцюга та кожухом зернового елеватора	Сплюснене зерно, уламки зерна, зруйнований зародок зерна, мука, “синці”
Стиснення зі зсувом	Молотильний зазор між барабаном і підбарабанням, зазори між скребками та кожухом елеваторів, простір між роликами ланцюга та кожухом зернового елеватора, всі гвинтові транспортери	Тріщини, уламки зерна, зруйнований зародок зерна, мука, подряпини
Подряпани є шорсткою поверхнею	Всі без винятку робочі органи	Подряпини на зерні
Зріз (пере – різання)	Зірки ланцюгово-скребкових елеваторів	Відрізані частки зернин
Розривання	Ударяючи та стискаючи робочі органи	Тріщини, уламки, мука, внутрішні пошкодження, тощо
Тертя	Всі без винятку робочі органи	Потерта поверхня на оболонці зерна
Згин	Зони удару та стиснення зерна	Тріщини, уламки, мука
Злам	Зони удару та стиснення зерна	Тріщини, уламки, мука

Особливо негативним в пошкодженні зерна є молотильно-сепарувальні та транспортуючі зернові пристрої (барабанно-декові) молотильні апарати та скребково-ланцюгові і шнекові транспортери. Принципи дії цих робочих органів практично залишається незмінними, а відтак і якість обмолоту хлібів майже не покращується вже декілька десятиків років (понад 40 років). Так буде продовжуватись й надалі, доки не покращиться принцип дії на технологічний матеріал при обмолоті зернових та їм подібних культур.

Звідси можна зробити висновок про необхідність пошуку нових, більш ефективних принципів дії на технологічний матеріал, як при виділенні так і транспортуванні зерна в комбайні. Принаймні, слід скорочувати термін активної дії на технологічний матеріал та зерно.

УДК 631.356.2

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ, ФРОНТАЛЬНО НАЧІПЛЕНОЇ НА КОЛІСНИЙ ТРАКТОР

Булгаков В.М., д.т.н., проф.

Головач І.В., д.т.н., проф.

Ружило З.В., к.т.н., доц.

Троханяк О.М., к.т.н., доц.

*Національний університет біоресурсів і
природокористування України. м. Київ*

E-mail: klendii_o@ukr.net

Для встановлення втрат гички цукрового буряка при збиранні гичкозбиральною машиною, фронтально начіпленої на колісний трактор, були проведені її експериментальні дослідження в польових умовах безпосередньо при збиранні гички. Для цього гичкозбиральна машина була оснащена відповідними приладами й експериментальним обладнанням для фіксування амплітуди вертикальних коливань її роторного гичкозрізаючого апарату, поступальної швидкості руху машини, також була підготовлене обладнання для виміру й фіксування необрізаних залишків гички на головках коренеплодів, підготовлені залікові ділянки бурячного поля.

Гичкозбиральна машина, фронтально встановлена на просапний

колiсний агрегатууючий трактор, на якiй були проведенi польовi експериментальнi дослiдження, представлена на рис. 1.



Рис. 1. Гичкозбиральна машина пiд час проведення польових експериментальних дослiджень

Польовi експериментальнi дослiдження були проведенi при зазначених нижче значеннях фiзико-механiчних i природних параметрiв.

Механiчний склад орного горизонту ґрунту, на якому був вирощений цукровий буряк – малогумусний, карбонатний крупнопилувато-легкосуглинистий глибокий чорнозем зi вмістом гумусу 3,65%.

Місце проведення досліджень характеризується нестійким випаданням опадів, яких у вегетаційний період випадає 30,7 мм. Ґрунт, при проведенні польових експериментальних досліджень, характеризувалася наступними показниками: вологість – від 18,7% до 21,0%; твердість – від 2,70 МПа до 2,80 МПа.

Експериментальні дослідження проводилися на ділянці із щільністю розміщення рослин цукрового буряка до 116,0 тис.шт.·га⁻¹. При зазначеній щільності насаджень урожай коренеплодів цукрового буряка складає близько 38,1 т·га⁻¹, а врожай гички – до 58,0 т·га⁻¹.

Необхідними вимірами було встановлено, що максимальне відхилення коренеплодів відносно умовної осі рядка посівів не перевищувало 40 мм. Максимальне виступання окремих головок коренеплодів цукрового буряка над рівнем поверхні ґрунту становило не більше 80 мм. Основна маса гички

(98%) мала форму розташування у вигляді конуса й напіврозетки, а 2% – форму розетки. Рельєф ґрунту на дослідній ділянці – рівний. Максимальний нахил поверхні на невеликих проміжках ділянки не перевищував 2...3°.

Відповідно до розробленої методики, дослідження показників якості роботи гичкозбиральної машини, фронтально встановленої на просапний колісний агрегуючий трактор, проведено в п'ятикратній повторності для кожного режиму роботи.

За результатами проведених польових експериментальних досліджень, за допомогою ПК побудовано графік втрат гички цукрового буряка залежно від величини амплітуди вертикальних коливань роторного гичкозрізаючого апарату фронтально навішеної на агрегуючий трактор гичкозбиральної машини (рис. 2).

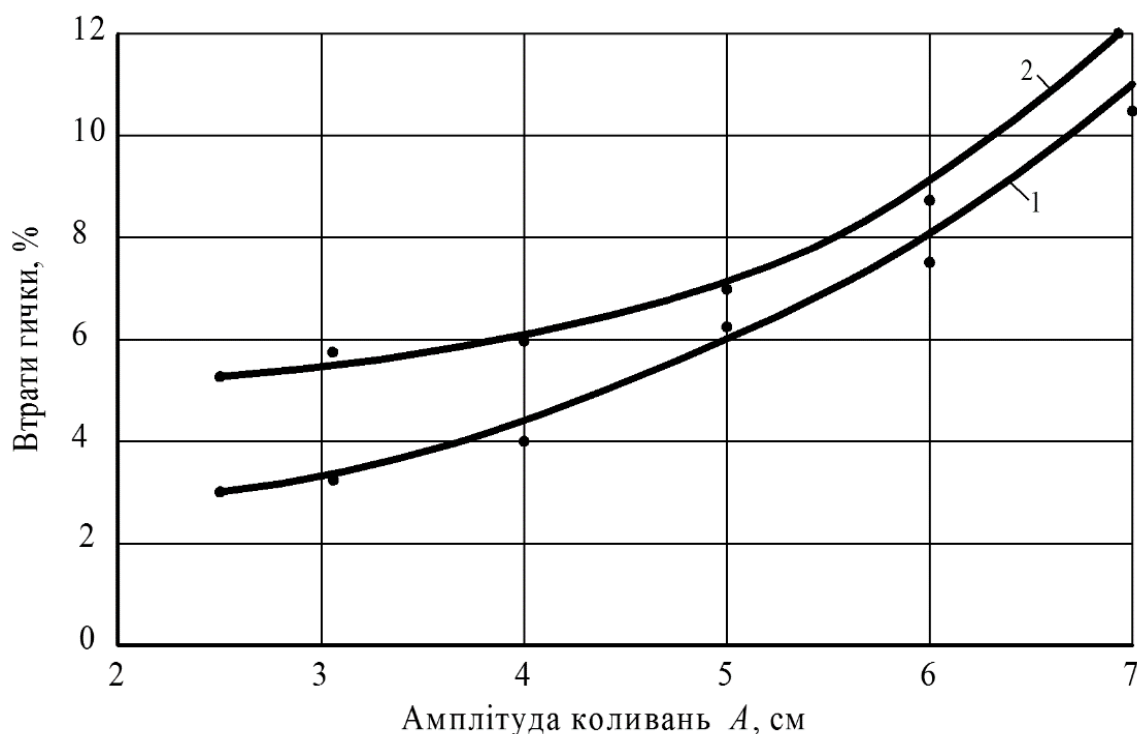


Рис. 2. Залежність втрат гички цукрового буряка при суцільному безкопірному зрізі від величини амплітуди вертикальних коливань нижніх кінців ножів роторного зрізаючого апарата:
1 – середні значення; 2 – максимальні значення

Коливання роторного гичкозрізаючого апарату гичкозбиральної машини визначалися щодо умовного середнього значення рівня горизонту, для чого також були проведено вимірювання вертикального розташування головок коренеплодів на заліковій ділянці й виміряна нерівність поверхні ґрунту в межах даної залікової ділянки. За результатами значної кількості вимірів параметрів нерівностей поверхні ґрунту в міжряддях посівів

цукрового буряка в межах залікових ділянок, у яких рухаються копіювальні колеса гичкозбиральної машини (з урахуванням змінної щільності ґрунту у верхньому шарі ґрунту) встановлено, що половина амплітуди нерівностей становить у середньому 4 см, крок нерівностей перебуває в межах 0,5...0,7 м.

Як видно із графіків, представлених на рис. 7, при амплітуді коливань нижніх кінців ножів роторного зрізаючого апарата до 4 см, залежності втрат гички від зазначеної амплітуди мають характер, близький до лінійного, і втрати істотно не зростають. При збільшенні значень амплітуд коливань до 7 см і більше втрати гички значно зростають, а максимальні значення перевищують 12%.

Список використаних джерел:

1. Булгаков В.М., Сиплывец А.А. и др. Разработка конструкции новой универсальной ботвоуборочной машины // Механізація с.-г. виробництва: Зб. наук. пр. НАУ. – К.: НАУ, 1997. – Т.ІІІ. – С.76-77.
2. Булгаков В.М., Цурпал І.А. та ін. Створення нового універсального комплексу бурякозбиральних машин для фермерських господарств // Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації с.-г. техніки: Зб. наук. пр. – Кіровоград: КІСМ, 1997. – С.22-25.
3. Булгаков В.М. Совершенствование технологического процесса и машин для уборки корнеплодов свеклы. Автореферат диссертации доктора технических наук. Москва: ВИСХОМ, 1993. – 61 с.

УДК 624.132.3

БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНЕ УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МОНТАЖНИХ РОБІТ В БУДІВНИЦТВІ

Тетерятник О.А., асист.

Довбня Р.В., студ.

Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ

E-mail: teteriatnyk.aa@knuba.edu.ua

Для забезпечення монтажних робіт на будівельних майданчиках використовується велике різноманіття робочого обладнання та засобів малої механізації. Вибір конкретного інструменту або установки залежить від сукупності факторів. Переважною більшістю робочих операцій, що

пов'язана із забезпеченням монтажних робіт є операції з утворення отворів різних діаметрів в будівельних конструкціях. Роботи з руйнування міцних будівельних матеріалів виконуються низкою способів (механічно-ударний, обертовий і ударно-обертовий).

Ударний спосіб реалізується ударними молотками, що здійснюють зворотно-поступальні рухи. За такого способу створюється значний звуковий тиск і виділяється велика кількість пилу. Крім того порушується структура бетону, в ньому виникають тріщини, може відокремлюватися арматура. При обертовому і ударно-обертовому способі алмазний чи твердосплавний інструмент обертається навколо своєї осі, що співпадає з віссю отвору і подається вздовж цієї осі у напрямку свердління. При ударно-обертовому до обертання додаються додаткові удари. Найбільш ефективним способом утворення отворів в будівельних конструкціях є спосіб свердління алмазними кільцевими робочими органами. До того ж свердління за допомогою кільцевих бурів забезпечує мінімізацію енерговитрат робочого процесу.

Крім того, для проведення вищезазначених робіт використовується велика різноманітність устаткування а також велика кількість конструкцій різального інструменту. Але більшість відомих конструкцій мають суттєві недоліки, до яких можна віднести великі габарити устаткування; складність конструкції як самого устаткування, так і приводу робочого обладнання; мала кількість технологічних операцій, які можна проводити на одному робочому місці; стаціонарність розміщення устаткування; висока енергоємність робочого процесу.

Для позбавлення зазначених недоліків розроблено конструкцію свердлильного устаткування для розробки міцних будівельних матеріалів, яке являє собою пересувну раму, на якій розташовано гідравлічний двигун, привід, робоче обладнання та механізми керування його положенням. Завдяки конструкції рами та приводу, робочий інструмент має можливість виконувати свердління як у вертикальному, так і у горизонтальному напрямку, а також під будь-яким кутом. Для створення робочого зусилля використовуються два симетрично розташованих гідроциліндра, що дозволяє уникнути бокових зусиль та збільшити точність робочих операцій. Система керування приводом та подачею робочого органа гідравлічна, що дозволяє плавно та точно регулювати режими роботи обладнання.

Крім того, в конструкції гідравлічної схеми реалізований слідкуючий ефект, тобто, при попаданні робочого органа на тверде включення, система переходить в пульсуючий режим і, автоматично зменшуючи а потім

збільшуючи подачу, дозволяє створити додаткові динамічні навантаження на різальній кромці робочого органа. Але необхідно мати на увазі, що використання пульсуючої подачі можливо застосовувати лише при використанні робочих органів з твердосплавними різцями.

Ще одним позитивним моментом при проведенні робіт з руйнування міцних будівельних матеріалів є використання алмазних робочих органів (робочих органів з алмазними сегментами або напиленням на різальній кромці). Алмазні робочі органи дозволяють значно підвищити якість технологічних отворів, що виконуються. Але недотримання температурного режиму при роботі такими робочими органами призводить до руйнування зв'язки і викришування алмазів з неї, що унеможливорює подальшу роботу таким інструментом.

Просторове розподілення навантаження на різальні елементи швидкісних алмазних робочих органів зменшує енергоємність різання матеріалів і призводить до зниження витрат алмазів і матеріалів зв'язки.

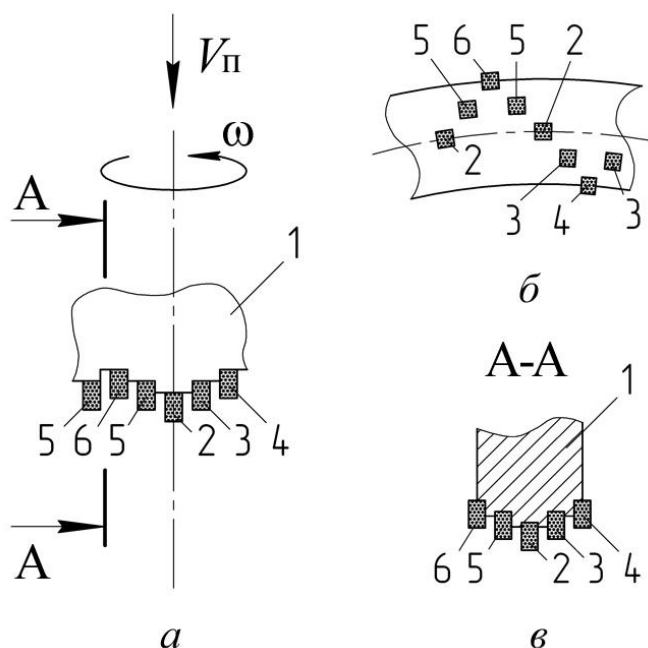


Рис. 1. Схема розташування різальних елементів алмазного робочого органа: а- розташування різальних елементів на корпусі робочого органа (фронтальна проекція); б- різальні елементи, вигляд знизу; в- вигляд поперечного перерізу розташування різальних елементів на корпусі робочого органа

Алмазний робочий орган з просторовим розміщенням різальних елементів (рис. 1) складається з корпусу 1 і робочої частини, яка в свою чергу складається з центральних 2, та груп внутрішніх 3 і 4 та зовнішніх 5 і 6 різучих елементів. При обертанні робочого органа відносно своєї осі з кутовою швидкістю ω і поступальному русі зі швидкістю подачі V_p центральні різальні елементи 2, що найбільш висунені в напрямку швидкості подачі, виконують центральну лідируючу прорізь. Інші різальні елементи виконують прорізи, які зміщені

відносно центральної лідируючої прорізі. За рахунок того, що група внутрішніх та зовнішніх різальних елементів зміщені в осьовому (проти

швидкості подачі) і в коловому і радіальному напрямках в бік внутрішньої і зовнішньої поверхні корпусу, продукти руйнування вільно видаляються в напрямках внутрішньої і зовнішньої поверхонь корпусу. Розташування різальних елементів відносно центральних елементів групами, що розташовуються по черзі, створює рівномірне навантаження на робочий орган, що зменшує нетехнологічне динамічне навантаження.

УДК 69.057

ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ МЕХАНІЗОВАНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО МОДУЛЯ ДЛЯ ЗВЕДЕННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ МОНОЛІТНИХ ЕЛЕМЕНТІВ БУДІВЛІ

Рашківський В.П., к.т.н., доц.

Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ

E-mail: rashkivskyi.vp@knuba.edu.ua

Формулювання проблеми. На сьогоднішній день, зведення будівель з монолітним каркасом займає понад 80% від загального обсягу зведення нових будівель [1]. Такому поширенню сприяють, як правило, можливість вільного планування внутрішнього простору будівлі, висока стійкість каркасу будівлі, зменшення затрат на доставку будівельних матеріалів у порівнянні зі збірними габаритними елементами тощо [2]. Актуальною проблемою на сучасному будівельному майданчику є відсутність сформованого комплексу механізованого оснащення для монолітної технології зокрема.

Аналіз попередніх досліджень і публікацій. Вибору й обґрунтуванню ефективних технологій зведення вертикальних монолітних елементів будівель приділялося багато уваги в роботах вітчизняних і зарубіжних вчених. Цій проблемі присвячені роботи В.К. Черненка [1], Г.М. Тонкачєєва [2], А.Ф. Мацкевича [3]. У вказаних працях приділено достатньо уваги проблемі зведення монолітних елементів будівель та використання при цьому технологічного оснащення.

Особливості застосування та вибору механізованого інструменту на будівельному об'єкті розглянуті в роботах Хмари Л.А. [4], Баладінського В.Л. [5], Абрашкевича Ю.Д. [6]. Серед основних переваг підвищення рівня

механізації на будмайданчику відмічено, що застосування синтезованих технічних рішень для реалізації будівельної технології дозволяє значно підвищити ефективність будівельних робіт, зменшити питому частку застосування важких вантажопідйомних машин на об'єкті та дозволяють значно автоматизувати процес зведення будівлі.

Мета дослідження. Визначення особливостей використання механізованого технологічного модуля для зведення вертикальних монолітних елементів будівлі.

Викладання основного матеріалу.

Перспективним напрямом розвитку технології монолітних робіт є використання ковзних опалубних систем, що дозволяють значно зменшити циклічність монолітних робіт [1].

Відомі конструкції ковзної опалубки мають суттєвий недолік, що зумовлений тим, що для ковзання опалубного щита вздовж монолітного елемента потрібно застосовувати змащувальні матеріали, що в результаті призводить до певних негативних наслідків [2].

Запропонований механізований технологічний модуль [7] завдяки конструктивним особливостям дозволяє уникнути використанню змащувальних елементів, а процес укладання бетонної суміші може виконуватись як безперервно так і циклічно з малими перервами.

Так, механізований технологічний модуль виконаний у вигляді двох симетричних напіврам, всередині яких укладається суміш для вертикальної монолітної конструкції, причому напіврами з'єднані між собою системою гідроциліндрів, що дозволяє змінювати ширину вертикальної конструкції та кут нахилу напрямних. Така конструкція дозволяє забезпечувати вільний доступ до порожнини утвореною пристроєм, для монтажу арматури або контролю якості застигання суміші. Так само завдяки системі гідроциліндрів забезпечується контроль прикладеного зусилля на бетон (рис. 1).

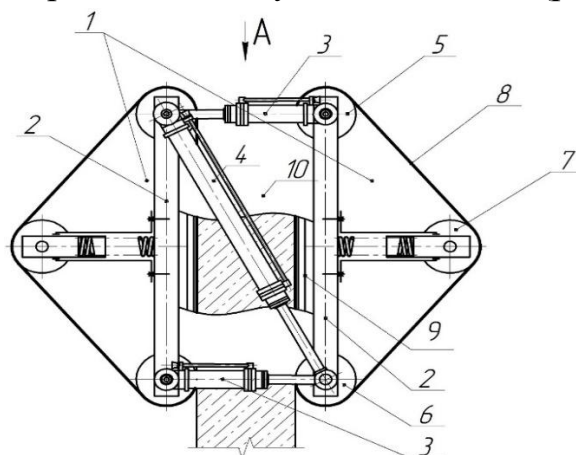


Рис. 1. Механізований технологічний модуль

Для формування вертикальної монолітної конструкції вертикально-рухома опалубка монтується в проектному положенні. Для цього вісь симетрії опалубки повинна співпадати з віссю вертикальної конструкції. В нижній частині ригелями 3 разом з опорними роликами 6 та нескінченною стрічкою 8 вертикальна рухлива опалубка закріплюється навколо оголовка існуючої вертикальної конструкції – встановлюється ширина вертикальної конструкції, а верхніми ригелями 3 встановлюється необхідний кут нахилу стійок 2 правої та лівої напіврам 1 одна відносно одної.

Діагональні в'язи 4 забезпечують жорсткість рами вертикальної рухливої опалубки.

Порожнина для бетонування формується нескінченною стрічкою 8, та обмежувальними щитами 10. Профіль порожнини бетонування визначається геометрією напрямних щитів 9. Натяг стрічки 8 забезпечується завдяки приводному 5 та натяжному 7 роликам. Приводний ролик 5 – в нормально загальмованому стані.

Після заповнення порожнини бетонною сумішшю та витримки необхідного часу для її застигання виконується переміщення опалубки в наступне положення. А саме: приводний ролик 5 розгальмовується та починає обертатись створюючи рух нескінченної стрічки 8, яка в свою чергу обертає опорний ролик 6. Величина натягу стрічки 8 регулюється натяжним роликом 7.

Відбувається бетонування наступного ярусу. Цикли повторюються до набуття проектної висоти вертикальної конструкції.

Варіант використання самопідйомної опалубки наведено на рис. 2.

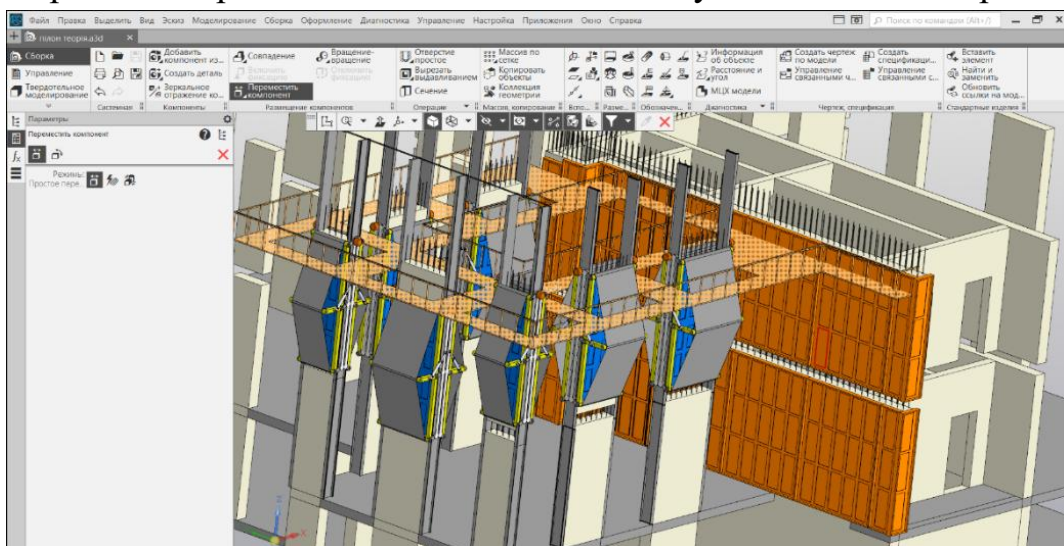


Рис. 2. Моделювання технологічної схеми зведення монолітних вертикальних елементів з використанням механізованих технологічних модулів

Висновки.

Використання механізованих технологічних модулів для зведення вертикальних конструкцій має ряд переваг:

- Зменшується питома частка трудомісткості монтажу/демонтажу опалубних систем при зведенні багатопверхових будівель;
- Покращується поверхня бетонованої конструкції задяки плавному відриванню формуючої стрічки від конструкції;
- Підвищується показник рівня механізації будівельних операцій;
- Зменшується використання важкої кранової техніки.

Проте, існує також ряд недоліків:

- Використання окремих механізмів підвищує рівень складності використання будівельного оснащення;
- Створення базового комплекту опалубки потребує окремих капітальних вкладень.

Список використаних джерел:

1. Черненко В.К., та ін. Технологія монтажу будівельних конструкцій: навч. посібник для студ. вищ. навч. закл./В.К. Черненко [та ін.]; за ред. В.К. Черненка .- Вид. 2-ге .- Київ: [б.в.], 2011 .- 372 с.
2. Тонкачев Г.М. Функционально-модульная система формирования комплектов строительной оснастки , 2012. – 158 с.
3. Мацкевич А.Ф. Несъемная опалубка монолитных железобетонных конструкций. / Мацкевич А.Ф.- М.: Стройиздат, 1986. - 95 с.
4. Хмара Л.А., Модернизация и повышение производительности строительных машин .- Киев: Будівельник, 1992 .- 150с
5. Комплексная механизация на предприятиях стройиндустрии/В.Л. Баладинский [и др.] .- Киев: Будивельник, 1991 .- 152с.
6. Обладнання для монтажних робіт: Підручник/Ю.Д. Абрашкевич та ін..- Київ: КНУБА, 2016.
7. Рашківський В.П., та ін Вертикальна рухлива опалубка. Пат № 94543. 25.11.2014, бюл. № 22.

ДВИГУН-КОЛЕСО

Троц А.А., к.т.н., доц.

Ружило З.В., к.т.н., доц.

Новицький А.В., к.т.н., доц.

Банний О.О., к.т.н., доц.

Попик П.С., к.т.н., доц.

Національний університет біоресурсів і

природокористування, м. Київ

Богомолов М.Ф., к.т.н., доц.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний

інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ

E-mail: adamtroc@ukr.net

Розробка відноситься до транспортних засобів, їх технічних блоків і складових, контрольно-вимірювальних інструментів для вимірювання лінійних розмірів. Запропоноване технічне рішення двигуна-колеса може застосовуватися в машино- та автомобілебудуванні, приладобудуванні і там, де необхідне використання автономних міні- і максірушіїв підвищеної потужності з мінімальним енергоживленням.

Аналогами розробки є: мотор - колесо, мотор-редуктор, радіальний роликовий підшипник, планетарний зубчатий механізм та електричний двигун постійного струму.

В основу розрахунку кінематичного механізму покладено принцип мінімуму габаритів при максимумі крутного моменту двигуна для заданої швидкості обертання колеса. Для визначення передаточного відношення планетарного механізму використовують метод зупинки водила (метод Вілліса) або як його ще називають – метод інверсії [2]. Розглянемо планетарний механізм як єдину систему, у якій кожне колесо обертається зі своєю швидкістю ω_i , а водило в якомусь напрямі зі швидкістю ω . Тоді кінематична схема має вигляд (рис. 1).

На кресленні приведена конструкція колеса-двигуна. Колесо-двигун (рис. 2.) складається із протектора 1, який зафіксований на зовнішньому динамічному демпфуючому ободі 2 з внутрішньою еластичною зубчатою поверхнею. Привідні ролики 3, що виконані у вигляді еластичних шестерень, котяться по внутрішньому динамічному ободі 4 із еластичною зубчатою

поверхнею, знаходячись таким чином в зубчатому щепленні з обома ободами 2 і 4.

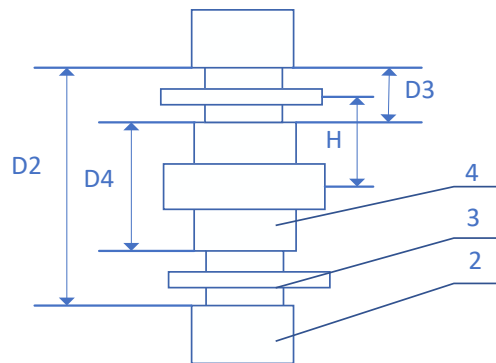


Рис. 1. Схема кінематичного механізму

Внутрішній динамічний обід 4 розміщений на валу 5, зафіксованому в корпусі 6. Кожен окремий привідний ролик 3 з'єднаний зі своїм окремим електродвигуном 7, закріпленим в корпусі 6.

Всі електродвигуни 7 закріплені в корпусі 6, живляться від одного джерела живлення 9 і з'єднані платою дистанційного керування 10. Корпус 8 з джерелом живлення 9 і платою 10 через ущільнювачі 11 з'єднаний з корпусом 6 за допомогою кільця 12.

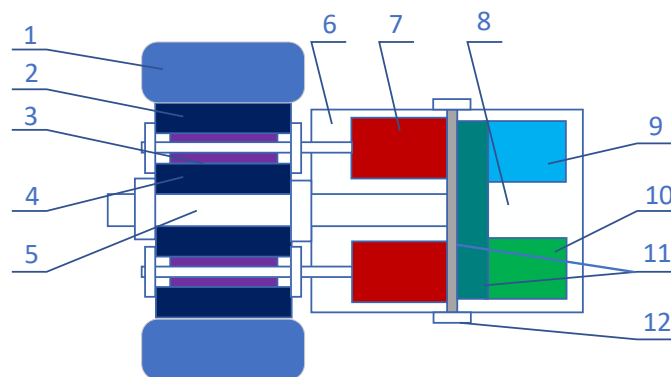


Рис. 2. Конструкція колеса двигуна

Колесо-двигун працює таким чином. Привідні ролики 3 за допомогою відповідних кожному із них електродвигунів 7 приводять в рух зовнішню динамічну обойму 2, закріплену на ній протекторі 1. За рахунок кінематики механізму малопотужні електродвигуни 7 створюють достатньо великий сумарний крутний момент протектора 1 і забезпечують йому необхідну швидкість обертання. Привідні ролики 3 і зовнішній 2 та внутрішній 4 ободи, виготовлені із спеціальної підсиленої гуми, дозволяють збільшити навантаження на колесо і відмовитися від повітряної камери. При цьому конструкція системи дозволяє здійснити окремий привід кожного колеса двигунами мінімально можливої потужності і живлення.



а)

б)

в)

Рис. 3. Дослідний зразок двигуна – колеса (а) зовнішній вигляд;
б), в) блок двигунів з одним редуктором)

Таким чином, створено конструкцію і виготовлено дослідний зразок (рис. 3) автономного двигуна-колеса з дистанційною системою керування зі широкою сферою застосування.

Список використаних джерел:

1. Мотор-колесо // Політехнічний словник / А. Ю. Ішлінський (гл. ред.) Та ін. – 3-е изд., Перераб. і доп. – М. : Радянська енциклопедія , 1989. – С. 543. – 656 с.
2. Деталі машин: підручник / Міняйло А.В., Тіщенко Л.М., Мазоренко Д.І. та ін. – К.: Агроосвіта, 2013.– 448 с.

УДК 666.9.033

УНІВЕРСАЛЬНИЙ ЛАБОРАТОРНИЙ ВІБРОМАЙДАНЧИК ЗІ ЗМІННО НАПРАВЛЕНИМИ КОЛИВАННЯМИ

Назаренко І.І., д.т.н., проф.

Київський національний університет будівництва та архітектури, м. Київ

Нестеренко М.М., к.т.н., доц.

Нестеренко Т.М., к.т.н., доц.

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія

Кондратюка», м. Полтава

Аніщенко А.І., к.т.н., доц.

Харківський національний університет будівництва та архітектури,

E-mail: aanishchenko@ukr.net

Конструкція вібромайданчика (рис. 1) дозволяє моделювати такі просторові коливання, які створюють віброплощини із просторовими

коливаннями з різним розташуванням вібробудувачів на рухомій рамі, а також відтворювати конструктивні схеми промислових віброплощадок із підвищеною технологічною ефективністю [1].

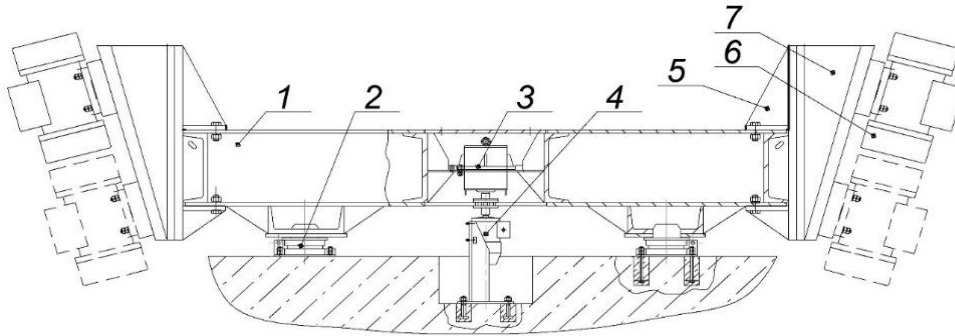


Рис. 1. Конструктивна схема лабораторного вібромайданчика для формування бетонних виробів з просторово спрямованими коливаннями: 1 – рама рухома, 2 – гумометалева опора, 3 – вібробудувач зі змінним статичним моментом, 4 – електропривід, 5 – кронштейн, 6 – вібробудувач типу ІВ, 7 – перехідна плита.

Для створення просторових коливань на торцях рухомої рами (рис. 3) кріпляться підвібраторні плити 5 з закріпленими на них змінними перехідниками 7, на яких прикріплені вібробудувачі 6. Вібробудувач із змінним статичним моментом 3 [2] розмішений в центрі рами та приводиться в дію через пружну муфту від електродвигуна, встановленого на вертикальній підмоторній рамі. На рисунку 2 наведено фотографію рами універсального лабораторного майданчика, вона зварена зі швелерів, а внутрішні простори заповненні бетоном для збільшення жорсткості конструкції. При проведенні експериментальних досліджень було порівняно характер розподілу амплітуд складових віброприскорень по висоті шару бетонної суміші в залежності від значення змушуючої сили вібробудувачів та місця їх встановлення.

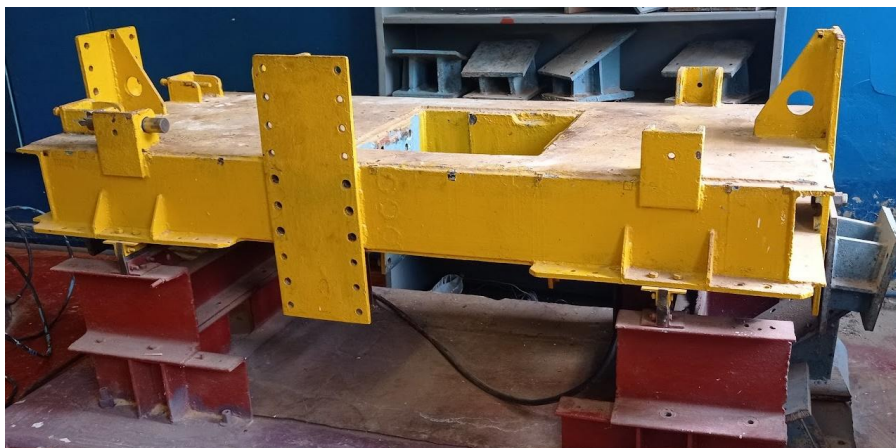
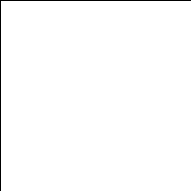


Рис. 2. Рама універсального лабораторного майданчика



Список використаних джерел:

1. Нестеренко М.П. Технологічність вібраційних площадок з просторовим рухом рухомої рами для формування залізобетонних виробів / М.П. Нестеренко, М.М. Нестеренко, О.В. Орисенко, Т.О. Скляренко Збірник наукових праць. [Полтавського національного технічного університету ім. Ю. Кондратюка] Серія: Галузеве машинобудування, будівництво. – 2019. – Вип. 2(53). – С. 13 – 18.
2. Назаренко І.І. Аналіз роботи дебалансного віброзбуджувача кругових коливань зі змінним статичним моментом для будівельних та нафтогазових машин та обладнання / Назаренко І.І., Нестеренко М.М., Нестеренко Т.М., Заруба Д.А. // Збірник наукових праць II Міжнародної українсько-азербайджанської конференції «BUILDING INNOVATIONS – 2019», 23 – 24 травня 2019 року. – Полтава: ПолтНТУ, 2019. – С. 148 – 150.

Зміст

ВПЛИВ ЛЕГУВАННЯ ТА МОДИФІКУВАННЯ НА ВЛАСТИВОСТІ ВИЛИВКІВ З ТЕПЛОСТІЙКОЇ СТАЛІ.....	3
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ ДЕФОРМАЦІЇ ҐРУНТУ ҐУСЕНИЦЯМИ ЗБИРАЛЬНИХ МАШИН....	4
ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ САМОСКИДНОГО КУЗОВА АВТОМОБІЛЯ ДЛЯ ПЕРЕВЕЗЕННЯ СИПКИХ ДОРОЖНЬО- БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ.....	8
КОНСТРУКЦІЙНІ МАТЕРІАЛИ ТА ЗНОСОСТІЙКІ ПОКРИТТЯ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ РОБОЧИХ ОРГАНІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН.....	12
DEVELOPMENT OF RECOMMENDATIONS FOR IMPLEMENTATION OF EFFECTIVE CONTROLLERS FOR DIFFERENT TECHNOLOGICAL PROCESSES.....	15
ОСОБЛИВОСТІ РОБОЧОГО ЦИКЛУ І ОРГАНІЗАЦІЇ СКРЕПЕРНИХ РОБІТ.....	16
ОЦІНКА ДОВГОВІЧНОСТІ НИЖНЬОЇ ВІСІ ПІДЙОМНО- НАЧИПНОГО ПРИСТРОЮ ТРАКТОРА Т-150К ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ТЕНЗОМЕТРУВАННЯ.....	19
МЕХАНІЧНІ З'ЄДНАННЯ АРМАТУРИ: ВИДИ ТА ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ.....	22
ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ БЕТОННОЇ ПЛИТИ ПІДЛОГИ НА ЗРІЗ ПРИ ПРОДАВЛЮВАННІ.....	24
ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПРОМИСЛОВОЇ БУДІВЛІ ПРИ ІНТЕНСИВНИХ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ.....	26
АНАЛІЗ СПІВСТАВЛЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОЗРАХУНКІВ БАЛКИ ПРОГОННОЇ СПОРУДИ ЗА РІЗНИМИ РОЗРАХУНКОВИМИ СХЕМАМИ.....	30
МОЖЛИВОСТІ ПОЛІПШЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КЕРАМЗИТУ.....	34

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ СТІЙКОСТІ СХИЛУ І ВИЗНАЧЕННЯ ЗСУВНИХ ТИСКІВ.....	36
ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ҐРУНТОВОГО МАСИВУ ТА ОЦІНКА ЙОГО СТІЙКОСТІ...	40
МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ОСІДАННЯ ОСНОВИ СТРІЧКОВИХ ФУНДАМЕНТІВ З УРАХУВАННЯМ АНІЗОТРОПІЇ ҐРУНТІВ І ЗМІННОГО МОДУЛЯ ДЕФОРМАЦІЇ.....	47
ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ СУПЕРБЕТОНУ В БУДІВНИЦТВІ.....	51
АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМАЦІЙНОГО СТАНУ БАЛКИ ПЕРЕКРИТТЯ ІЗ КОМПОЗИТНОГО МАТЕРІАЛУ.....	53
НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ МЕХАНІКИ РУЙНУВАННЯ ЗАЛІЗОБЕТОНУ СТОСОВНО ДО РОЗРАХУНКУ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗА ГРАНИЧНИМИ СТАНАМИ ДРУГОЇ ГРУПИ.....	55
ОСОБЛИВОСТІ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ МОМЕНТУ УТВОРЕННЯ ТРІЩИН ЗАЛІЗОБЕТОННИХ КОНСТРУКЦІЙ У ПК «САПФІР».....	58
ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОГО ВИКОПУВАННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ БУРЯКІВ З ҐРУНТУ.....	61
СКЛАДНИЙ 3D ДРУК МОДЕЛЕЙ З ПЛАСТИКУ.....	65
ДО ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ДІАГНОСТУВАННЯ БАГАТОЛАНКОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ.....	66
ПРОЦЕС АКТИВІЗАЦІЇ НАВЧАЛЬНОЇ ДІЯЛЬНОСТІ СТУДЕНТІВ З ВИКОРИСТАННЯМ ІНТЕРАКТИВНИХ МЕТОДІВ.....	70
ЕНЕРГЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВИРОБНИЦТВА ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗУ.....	72
ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ ОПТИМАЛЬНОГО РЕГУЛЯТОРА РУХУ СИСТЕМИ «КРАН-ВАНТАЖ».....	74
АНАЛІЗ ПРОСТОРОВОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ РОБОЧОГО ОРГАНУ ПРОМИСЛОВОГО РОБОТА.....	75

РОЗПОДІЛ НОРМАЛЬНОГО ТИСКУ В КОНТАКТІ ШИНИ ТРАКТОРА КЛАСУ 1,4 кН ЗІ СНІГОВОЮ ОСНОВОЮ.....	77
ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ МЕХАНІЗМА ПОВОРОТУ БАШТОВОГО КРАНА.....	80
ОГЛЯД РОБОЧОГО МІСЦЯ ОПЕРАТОРА ТРАКТОРА.....	81
РОЗВИТОК ІННОВАЦІЙНОЇ ДІЯЛЬНОСТІ В АГРОПРОМИСЛОВОМУ КОМПЛЕКСІ УКРАЇНИ.....	83
РЕЖИМИ ВОЛОГОСТІ ЗОНИ АЕРАЦІЇ ҐРУНТІВ В ПЕРІОД ЗБИРАННЯ ВРОЖАЮ.....	87
ОБҐРУНТУВАННЯ КОРПУСНОЇ КОНСТРУКЦІЇ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО АГРЕГАТУ.....	91
ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДЙОМНО- НАВІСНОГО ПРИСТРОЮ ТРАКТОРА Т-150К.....	93
ПЕРСПЕКТИВНІ МЕТОДИ ДІАГНОСТУВАННЯ САМОХІДНОЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ.....	96
ГЕОМЕТРИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ФОРМ ОБ'ЄМІВ КАБІН ТРАКТОРІВ.....	100
МЕТОДИКА РОЗРАХУНКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЛАНОК МАЛОТОННАЖНОГО АВТОПОЇЗДА.....	102
СТАЦІОНАРНИЙ СТАН МОБІЛЬНИХ НАВАНТАЖУВАЛЬНИХ МАШИН ПІД ЧАС РУХУ.....	106
ЗНИЖЕННЯ МЕТАЛОЄМНОСТІ ТА ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОТРИВАЛОСТІ ЛИТИХ І ДЕФОРМОВАНИХ СТАЛЕЙ В ТРАКТОРО- І АВТОМОБІЛЕБУДУВАННІ.....	108
КОНСТРУКТИВНЕ ВИКОНАННЯ КАБІНИ ТРАКТОРА.....	109
ЖИТТЄВИЙ ЦИКЛ МАШИН.....	111
ВПЛИВ АЛЮМІНІЮ НА МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ МОДИФІКОВАНОЇ СТАЛІ.....	113
ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ КОРЕНЕПЛОДУ ЦУКРОВОГО БУРЯКУ ПРИ ЙОГО ВИЛУЧЕННІ З ҐРУНТУ.....	114

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВИСОТИ ВСТАНОВЛЕННЯ ШТАНГИ НА РІВНОМІРНІСТЬ ОБПРИСКУВАННЯ ЗА ШИРИНОЮ ЗАХВАТУ.....	118
ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ КОПРА ДООБРІЗЧИКА ГИЧКИ БУРЯКОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА.....	121
ВПЛИВ ФІЛЬТРАЦІЙНОЇ ЗДАТНОСТІ ҐРУНТІВ НА ПРОЦЕС ЇХ ДЕФОРМУВАННЯ ГУСЕНИЦЯМИ ЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ.....	123
КЛАСИФІКАЦІЯ МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ ДІАГНОСТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДВИГУНІВ.....	127
ВПЛИВ СПРАЦЮВАННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ НА ТЕХНОЛОГІЧНІ І ФУНКЦІОНАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ.....	130
ОГЛЯД МЕТОДІВ СКАРИФІКАЦІИ НАСІННЯ БАГАТОРІЧНИХ БОБОВИХ ТРАВ.....	132
ПОЛЬОВІ ВИПРОБУВАННЯ СЕКЦІЇ ПЛУГА З ПНЕВМАТИЧНИМ ЗАПОБІЖНИКОМ.....	135
ВІБРОЗБУДЖУВАЧ З РІДИННИМ МАЦЕННЯМ ПІДШИПНИКІВ...	138
МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ТРИБОТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ҐРУНТОВОГО СЕРЕДОВИЩА.....	140
КРИВА ЗСУВУ ТА ЇЇ ВИКОРИСТАННЯ ПРИ РОЗРАХУНКУ СИЛИ ТЯГИ ХОДОВИХ СИСТЕМ.....	144
УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ДІАГНОСТУВАННЯ ЦИЛІНДРОПОРІШНЕВОЇ ГРУПИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ.....	148
ОБҐРУНТУВАННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО МІСЦЯ ОПЕРАТОРА ПРИ ПРОЕКТУВАННІ КАБІН ТРАКТОРІВ.....	150
ВПРОВАДЖЕННЯ НАНОТЕХНОЛОГІЙ І НАНОМАТЕРІАЛІВ У ТЕХНІЧНОМУ СЕРВІСІ МАШИН.....	152
ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ОЧИЩЕННЯ КАРТОПЛІ ВІД ДОМІШОК НА СПІРАЛЬНОМУ СЕПАРАТОРІ.....	155
ЕВОЛЮЦІЯ КОНЦЕПТУАЛЬНИХ ПІДХОДІВ ОРГАНІЗАЦІЙ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ В УМОВАХ УРБАНІЗОВАНИХ ТЕРИТОРІЙ.....	158

ОРГАНІЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ ВИКОНАННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНО-РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ РОБІТ.....	161
ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИПУСКУ СТИНОВИХ ПАНЕЛЕЙ ВИСОКОЇ ЗАВОДСЬКОЇ ГОТОВНОСТІ.....	163
ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ СТРУКТУРИ У ВИСОКОХРОМИСТИХ ЖАРОМІЦНИХ СПЛАВАХ ПРИ СПРЯМОВАНОМУ ЇХ КРИСТАЛІЗУВАНІ.....	165
ПРИНЦИПИ ОРГАНІЗАЦІЇ ТЕХНОЛОГІЇ МАШИННОГО ДОЇННЯ..	166
РОЗРОБКА МЕХАНІЗОВАНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО МОДУЛЯ ДЛЯ ЗВЕДЕННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ МОНОЛІТНИХ ЕЛЕМЕНТІВ БУДІВЛІ.....	168
ВПЛИВ БОРУ НА ВЛАСТИВОСТІ СТАЛЕЙ.....	172
РОЗРОБКА СИСТЕМИ ДІАГНОСТУВАННЯ АВТОНОМНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ НА БАЗІ ДВЗ.....	175
ANALYSIS OF RESEARCH OF DISPENSER OF INDIVIDUAL DELIVERY OF CONCENTRATED FEED.....	176
ОБҐРУНТУВАННЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО ВИКОРИСТАННЯ АВТОСАМОСКИДІВ НА ПЛАНОВИХ ОБ'ЄКТАХ ТОВ "ДРОГ-БУД УКРАЇНА".....	177
ВПЛИВ ЯКОСТІ ПОСІВУ НА УРОЖАЙНІСТЬ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ КУЛЬТУР.....	181
ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТА КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДИСКОВОГО ПЛУГА.....	182
ЕЛЕКТРОІСКРОВИЙ СИНТЕЗ НАНООРГАНОМЕТАЛЕВИХ КОМПЛЕКСІВ БІОГЕННИХ МЕТАЛІВ.....	184
ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ ЗАСТОСУВАННЯ НЕЙРОННОЇ МЕРЕЖІ ДЛЯ КЕРУВАННЯ МАНІПУЛЯТОРОМ РОБОТА.....	185
ЗВАРЮВАННЯ ТРУБ ЕЛЕКТРОДУГОВИМ МЕТОДОМ.....	189
ПРОГРАМА ТА ОПИС ОБ'ЄКТУ ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА.....	190

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ З РОТАЦІЙНИМ РІЖУЧИМ АПАРАТОМ, ФРОНТАЛЬНО НАЧІПЛЕНОЇ НА КОЛІСНИЙ ТРАКТОР.....	191
ПРОЦЕС ПЕРЕМІЩЕННЯ І РІЗАННЯ СТЕБЕЛ В ЛАБОРАТОРНИХ УМОВАХ.....	193
ПОБУДОВА РОЗРАХУНКОВОЇ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ЗАДНЬОНАЧІПЛЕНОЇ АСИМЕТРИЧНОЇ ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ.....	198
МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ РЕАЛЬНИХ ОБ'ЄКТІВ З УРАХУВАННЯМ ВИМОГ ЧУТЛИВОСТІ.....	202
РОЛЬ СУЧАСНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТЕХНОЛОГІЙ ВИРОЩУВАННЯ РОСЛИН У ЗРОСТАННІ АГРАРНОГО ВИРОБНИЦТВА ТА ЗБЕРЕЖЕННІ ЯКОСТІ ҐРУНТІВ.....	203
ПРОБЛЕМИ СУЧАСНИХ АГРАРІЇВ – УЩІЛЬНЕННЯ ҐРУНТУ.....	205
АНАЛІЗ ОПЕРАЦІЙ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ ШОВКОВИХ НИТОК.....	206
ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ ВІДПУСКУ НА МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ СЕРЕДНЬОВУГЛЕЦЕВИХ СТАЛЕЙ ЕКОНОМНОЛЕГОВАНИХ КОМПЛЕКСАМИ ЕЛЕМЕНТІВ В ЯКІ ВХОДИТЬ БОР.....	208
ВИЗНАЧЕННЯ ПРИЧИН ЗАРОДЖЕННЯ ТА РОЗВИТКУ ПІТИНГУ..	211
ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ РОБОТИ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ.....	212
ВИБІР БАЗОВОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ ПО ПІДВИЩЕННЮ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПРИВОДІВ СОРТУВАЛЬНИХ МАШИН.....	213
БУЛЬДОЗЕР З ВИСУВНИМИ ЗУБАМИ.....	215
ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РУЙНУВАННЯ ҐРУНТІВ ПРОСТОРОВО ОРІЄНТОВАНИМИ НОЖАМИ ДИНАМІЧНОЇ ДІЇ....	219
ВИБІР ПОДРІБНЮВАЧА РОСЛИННИ РЕШТОК ВИСОКОСТЕБЕЛЬНИХ КУЛЬТУР.....	221
ДОСЛІДЖЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЧНОГО РЕЖИМУ ВІБРАЦІЙНИХ КОНУСНИХ ДРОБАРОК.....	222

ОБҐРУНТУВАННЯ	КОНСТРУКЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ	
ПАРАМЕТРІВ ПУНКТУ СОРТУВАННЯ ПАПЕРОВИХ ВІДХОДІВ...		226
МЕХАНІЧНА ОБРОБКА НАПЛАВЛЕНИХ ТВЕРДИХ ПОКРИТТІВ...		229
МОНІТОРИНГ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ		
ПРАЦЕЗДАТНОСТІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ.....		232
АЛГОРИТМ ТА МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ		
ПАРАМЕТРІВ РОЗПУШНИКА КАЙЛУВАЛЬНИКА.....		234
УНІВЕРСАЛЬНИЙ ЕЛЕМЕНТ КОНСТРУКЦІЇ ВИРОБУ.....		236
УМОВИ ВИКОРИСТАННЯ РОЗЧИНОНАСОСІВ РІЗНИХ		
КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ.....		238
ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЇ		
МАШИНИ З РОТАЦІЙНИМ РІЖУЧИМ АПАРАТОМ,		
ФРОНТАЛЬНО НАЧІПЛЕНОЇ НА КОЛІСНИЙ ТРАКТОР.....		242
ПОРІВНЯЛЬНІ ВИПРОБУВАННЯ ҐРУНТООБРОБНИХ РОБОЧИХ		
ОРГАНІВ.....		245
ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОСІЮВАННЯ ЗЕРНА НА КЛАВІШНОМУ		
СОЛОМООЧИСНИКУ.....		248
ОБҐРУНТУВАННЯ УМОВ ЕФЕКТИВНОЇ РОБОТИ		
КОМБІНОВАНОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ		
КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА ВІДЦЕНТРОВОГО ТИПУ.		250
ПЕРЕДУМОВИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ		
РОЗКИДАЧІВ ГРАНУЛЬОВАНИХ МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРІВ.....		253
МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРОСАПНОГО КУЛЬТИВАТОРА.....		255
УПРАВЛІННЯ РЕЖИМАМИ РОБОТИ ОБПРИСКУВАЧА ПРИ		
ОБРОБІТКУ ЗЕРНОВИХ КУЛЬТУР.....		257
УПРАВЛІННЯ РЕЖИМАМИ ФУНКЦІОНУВАННЯ		
БУРЯКОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА НА ОСНОВІ ПОКАЗНИКІВ		
РОБОТИ ГИЧКОРІЗА.....		260
ТЕХНІЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ		
ФУНКЦІОНУВАННЯ ОЧИСНИХ СИСТЕМ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ		
КОМБАЙНІВ.....		261

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РУХОМОЇ ПРОТИВАГИ ОДНОКІВШЕВОГО ЕКСКАВАТОРА.....	263
АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ МАШИН ДЛЯ ПЛЮЩЕННЯ КАЧАНІВ КУКУРУДЗИ.....	265
ВДОСКОНАЛЕННЯ УНІВЕРСАЛЬНОГО ПРОТРУЮВАЧА НАСІННЯ.....	268
РЕАЛІЗАЦІЯ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМУ РУХУ ЗА ПРИСКОРЕННЯМ ТРЕТЬОГО ПОРЯДКУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З КУЛАЧКОВИМ ПРИВІДНИМ МЕХАНІЗМОМ.....	270
МЕТОДОЛОГІЯ ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТЕХНІКИ НА ОСНОВІ ЛОГІКО-ЙМОВІРНІСНОГО МОДЕЛЮВАННЯ.....	274
АНАЛІЗ ПРИЧИН ПОШКОДЖЕННЯ ЗЕРНА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИМ КОМБАЙНОМ.....	276
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ, ФРОНТАЛЬНО НАЧІПЛЕНОЇ НА КОЛІСНИЙ ТРАКТОР.....	278
БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНЕ УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МОНТАЖНИХ РОБІТ В БУДІВНИЦТВІ.....	281
ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ МЕХАНІЗОВАНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО МОДУЛЯ ДЛЯ ЗВЕДЕННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ МОНОЛІТНИХ ЕЛЕМЕНТІВ БУДІВЛІ.....	284
ДВИГУН-КОЛЕСО.....	288
УНІВЕРСАЛЬНИЙ ЛАБОРАТОРНИЙ ВІБРОМАЙДАНЧИК ЗІ ЗМІННО НАПРАВЛЕНИМИ КОЛИВАННЯМИ.....	290

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ
міжнародної науково-практичної онлайн конференції
«Сучасні проблеми та перспективи розвитку
машинобудування України»,
присвяченої 20-й річниці з дня створення факультету
конструювання та дизайну Національного університету
біоресурсів і природокористування України
(23-24 вересня 2021 року)

Відповідальний за випуск: Ромасевич Ю.О., професор кафедри
конструювання машин і обладнання НУБіП України.

Дизайн і верстка – Ю.О. Ромасевич.

Адреса редколегії – 03041, Україна, м. Київ, вул. Героїв Оборони,
12^В, НУБіП України.

**Редколегія не завжди поділяє позицію, висловлену авторами у
матеріалах, та не несе відповідальності за вірогідність наведених даних,
цитат, фактів та посилань.**

Матеріали тез наведені у авторській редакції.

Підписано до друку 24.08.2021. Формат 60х84 1/16.