

**Національний університет біоресурсів і
природокористування України
Факультет конструювання та дизайну
Науково-дослідний інститут техніки,
енергетики та інформатизації АПК**

**Харківський національний технічний університет
сільського господарства ім. Петра Василенка**

**Факультет механіки та енергетики
Львівського національного аграрного університету**

**Інженерно-технічний факультет
Подільського державного аграрно-технічного університету**

**Національний науковий центр «Інститут механізації та
електрифікації сільського господарства»**



**ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ
71-Ї ВСЕУКРАЇНСЬКОЇ НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ
СТУДЕНТСЬКОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ «НАУКОВІ ЗДОБУТКИ
СТУДЕНТІВ У ДОСЛІДЖЕННЯХ ТЕХНІЧНИХ ТА
БІОЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ:
КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙН»**

(16-17 березня 2017 року)

Київ-2017

УДК 631.17+62-52-631.3

ББК40.7

Збірник тез доповідей 71-ї всеукраїнської науково-практичної студентської конференції «Наукові здобутки студентів у дослідженнях технічних та біоенергетичних систем природокористування: конструювання та дизайн» (16–17 березня 2017 року) / Факультет конструювання та дизайну Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2017. – 93 с.

Збірник тез рекомендовано до друку рішенням вченої ради факультету конструювання та дизайну Національного університету біоресурсів і природокористування України від 23.03.2016 р., протокол №7.

В збірнику представлені тези доповідей студентів, що працюють над магістерськими роботами і бакалаврськими проектами по кафедрах факультетів конструювання та дизайну і механіко-технологічного НУБіП України та провідних вищих навчальних закладів України, в яких розглядаються завершені етапи розробок з машин і обладнання сільськогосподарського виробництва, промислового і цивільного будівництва, механізації сільськогосподарства, транспортних технологій і засобів у АПК, будівництва сільських територій, конструювання і надійності машин для сільського, лісового і водного господарств.

Редакційна колегія: Ружи́ло З.В. – голова, к.т.н., доц.; Войтюк В.Д., д.т.н., проф.; Лове́йкін В.С., д.т.н., проф.; Афтанді́янц Є.Г., д.т.н., проф.; Пили́пака С.Ф., д.т.н., проф.; Бойко А.І., д.т.н., проф.; Давиденко О.І., д.т.н., проф.; Березовий М.Г., к.т.н., доц.; Булгаков В.М., д.т.н., проф.; Чаусов М.Г., д.т.н., проф.; Ярмоленко М.Г., к.т.н., проф.; Несвідомін В.М., д.т.н., проф.; Лопатько К.Г., д.т.н., доц.; Марус О.А., к.т.н., доц.; Новицький А.В., к.т.н., доц.; Ромасевич Ю.О. – секретар, д.т.н., доц.

© НУБіП України, 2017

ЕФЕКТИВНІ ОГОРОДЖЕННЯ МАЛОПОВЕРХОВИХ БУДИНКІВ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Жук С.А., студент

Науковий керівник – Бакуліна В.М.

Темою роботи є ефективне огородження малоповерхових будинків. Ефективність огородження полягає в скороченні витрат енергії і зменшення викидів в атмосферу парникових газів.

Одним із основних заходів зі скорочення витрат енергії і зменшення викидів в атмосферу парникових газів у секторі міського господарства є заходи, які впроваджуються у споживачів теплоти, а саме - підвищення теплозахисту зовнішніх огороджувальних конструкцій житлових будинків і громадських будівель.

Найбільшу поверхню огороджувальних конструкцій будинку мають зовнішні стіни, тому їхній вплив на втрати теплоти будівлею, поряд із втратами теплоти через вікна, є основним (рис. 1).



Рис.1. Теплові втрати будинку

Основні нормативні вимоги до теплозахисних характеристик зовнішніх огорожень будівель викладені у відповідних державних будівельних нормах ДБН В.2.6-31: 2006 "Теплова ізоляція будівель" зі змінами від 1.07.2013 р.

Досягнення зазначених у ДБН показників теплозахисту зовнішніх стін для районів України, які знаходяться в першій температурній зоні (більшість областей України), є можливим за умови нанесення на зовнішні стіни теплоізоляційного матеріалу (пінополістиролу або мінеральної вати з коефіцієнтом теплопровідності близько 0,05 Вт/м·К) завтовшки близько 120 мм.

Виконання заходів із підвищення теплового опору зовні стін можливе з використанням таких теплоізоляційних матеріалів: мінеральна вата (скловата), плити з кам'яної (базальтової) вати, пінополістирол і екструдований пінополістирол, пінополіуретан, піноізол, ековата, піноскло, та інші матеріали. Властивості матеріалів наведено у додатку Л ДБН В.2.6-31: 2006 "Теплова ізоляція будівель" зі змінами від 1 липня 2013 року. Зазначені теплоізоляційні матеріали мають подібні теплозахистні характеристики, але мінеральна вата має певні властивості, які вигідно відрізняють її від решти теплоізоляційних матеріалів. До них відноситься таке: висока тепло- і звукоізоляція, вогнестійкість, негорючість, плити із мінеральної вати добре прикладаються до нерівних поверхонь, матеріал має високу паропроникність, що забезпечує швидке виведення вологи і просихання конструкції. Але вона має велику вагу (для утеплення фасадів за технологією скріпленої теплової ізоляції фасадів використовують плити із щільністю не менше 145 або 160 кг/м³). Вартість 1 м² мінеральної вати для фасадного утеплення становить 150-200 грн.

Систему утеплення з пінополістирольними плитами марки П25...П35 найчастіше використовують для утеплення окремих квартир багатоповерхових будинків а також будинків в індивідуальній забудові з метою економії коштів. Пінополістирол майже у 2,5 рази дешевший за мінераловатну плиту. 1м² пінополістирольної плити завтовшки 100 мм коштує близько 70-100 грн. А загальна вартість робіт з утеплення становить близько 300-500 грн., за 1 м² зовнішньої стіни.

Пінополістирол дуже легкий – 1м² системи з пінополістирольними плитами завтовшки 100 мм має вагу не більше 10-15кг, що полегшує виконання робіт на великій висоті. Матеріал має низькі коефіцієнти паропроникності і звукоізоляції, відноситься до горючих матеріалів (групи Г1, Г2), тому його використання в будівлях дошкільних і навчальних закладів, а також закладів охорони здоров'я, багатоповерхових будівлях (висотою більше 26,5 м за умови використання негорючої штукатурки і 15 м при використанні горючої штукатурки) заборонено (вимога ДБН В.2.6-33:2008 "Конструкції будинків і споруд. Конструкції зовнішніх стін із фасадною теплоізоляцією. Вимоги до проектування, улаштування та експлуатації").

У багатоповерхових будинках використання пінополістиролу повинно супроводжуватись обрамленням віконних та дверних прорізів мінеральною

ватою, або іншим негорючим матеріалом, а через кожні три поверхи повинні влаштовуватись суцільні пояси із негорючих теплоізолюючих матеріалів.

В індивідуальних малоповерхових будинках у разі використання пінополістиролу несучі конструкції даху повинні бути виконані з негорючих матеріалів (як правило, вони виконані з дерева), або має бути виконано обрамлення прикарнізної зони стіни негорючим теплоізоляційним матеріалом. Не допускається заміна пінополістиролу марки П25-П35 на пакувальні марки П-15. Використання пінополістиролу в системах з вентильованими фасадами не дозволяється.

Різновидом полістиролу є екструдований пінополістирол. Плити з такого матеріалу більш стійкі до механічних навантажень, мають незначну вагу, низьку горючість (клас Г-1), що вигідно відрізняє їх від пінополістирольних плит типу ПСБ-С, які відносяться до класу Г-3 або Г-4 (підвищеної або середньої горючості). За займистістю екструдований пінополістирол відноситься до класу помірнозаймистих (В-2) матеріалів, які не поширюють полум'я (клас РП-1). Закриті комірки матеріалу діаметром 0,1-0,2 мм забезпечують незначну гігроскопічність і високі теплозахисні характеристики, матеріал не підданий гниттю і не токсичний, морозостійкий, довговічний, хімічно стійкий (за винятком органічних розчинників), використовується в умовах підвищеної вологості. Для утеплення стін використовують спеціальні плити з шорсткою або вафельною зовнішньою поверхнею для можливості подальшого нанесення штукатурки або інших облицювальних матеріалів. Ціна за 1м² становить 100-150 грн.

Для утеплення різних частин будинку потрібно вибирати утеплювач, оптимальний для даних умов експлуатації. Приміром, фундамент, пласкі дахи, стіни підвалів, підлогу краще утеплювати екструдованим пінополістиролом. Однорідна структура замкнутих герметичних комірок цього матеріалу забезпечує його практичне нульове водопоглинення, стійкість до циклічного заморожування-розморожування, низьку паропроникність, відсутність капілярності. Такий матеріал добре себе зарекомендував і при утепленні зовнішніх стін.

Мінеральна вата має важливу перевагу перед рештою органічних утеплювачів, оскільки відноситься до негорючих матеріалів із високою паропроникністю. Мінераловатні плити необхідно обирати при термомодернізації багатопверхових будівель, закладів освіти і охорони здоров'я.

Висновок. Економічна ефективність заходів із підвищення теплозахисту зовнішніх стін визначається величиною зменшення втрат теплоти через стіни до і після виконання заходів, а також тарифами на теплову енергію. Суттєвого впливу на загальне споживання теплоти на потреби опалення захід із підвищення теплозахисних характеристик зовнішніх огорожень набуває лише за умови

комплексної термомодернізації всього будинку, що включає підвищення теплозахисту до нормативних показників ДБН В.2.6-31: 2006 "Теплова ізоляція будівель" не лише стін, а й утеплення покриття (суміщеного або горищного), перекриття над підвалом або підлоги на ґрунті, заміни світлопрозорих огорожень, реконструкції входу до будинку і теплового вузла вводу, а також зменшення інфільтраційних втрат теплоти на вентиляцію будинку.

УДК 631.356.02

ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ ПАСИВНОГО КОПІРА З ГОЛОВКОЮ КОРЕНЕПЛОДУ БУРЯКУ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Баранова І.В., студентка

Науковий керівник – Головач І.В., д.т.н., проф.

Ефективне функціонування більшості бурякозбиральних машин залежить від того, наскільки точно та чутливо буде здійснене копіювання коренеплодів, розташованих у рядку над поверхнею ґрунту. Це стосується насамперед гичкозбиральних машин, доочисників головок коренеплодів, дообрізчиків, викопуючих робочих органів деяких конструкцій. В світовій практиці широке застосування знайшли різноманітні копіювальні пристрої, які здійснюють копіювання коренеплодів буряків на кореню і подальше встановлення робочих органів на потрібну висоту. Але вимоги, які пред'являються до таких пристроїв, насамперед по забезпеченню потрібного рівня якості роботи в різних умовах збирання, простоти конструкцій, меншій металомісткості та енергомісткості не завжди виконуються.

Завданням даного дослідження є аналітичне визначення залежностей між режимом роботи пасивного копіра головок коренеплодів та його конструкційними параметрами.

Нами була розроблена схема нового дообрізчика головок коренеплодів цукрових буряків на кореню і обґрунтовані основні його конструкційні параметри. Однак, ефективною робота цього пристрою гичкозбиральної машини буде лише в тому випадку, коли силові параметри взаємодії пасивного копіра з головкою коренеплоду будуть задовольняти умовам не вибивання коренеплодів з ґрунту в процесі роботи та забезпечення мінімальних їх пошкоджень при високій продуктивності.

Нами аналітично розглянутий процес взаємодії пасивного копіра з коренеплодом, який при русі вздовж рядка посівів цукрових буряків контактує з нерухомою його головкою в точці. Отриманий аналітичний вираз для ударної сили, що виникає при взаємодії пасивного копіра з головкою коренеплоду.

$$F_{y\partial.} \approx 6m(1+\varepsilon)V_p^2 \sin \alpha, \quad (1)$$

де m – приведена до точки A маса дообрізчика; ε – коефіцієнт відновлення при ударі; V_p – поступальна швидкість руху; α – кут нахилу копіра до горизонту.

Для того, щоб коренеплід не був вибитий з ґрунту під час удару копіра по його головці, необхідно забезпечити, щоб максимальне значення горизонтальної складової сили, яка діє з боку копіра на коренеплід, не перевищувало її допустимого значення

$$P_{z,max.} \leq [P_z], \quad (2)$$

де $P_{z,max.}$ і $[P_z]$ – відповідно максимальне значення горизонтальної складової сили, яка діє з боку копіра на головку коренеплоду та її допустиме значення.

За результатами експериментальних досліджень встановлено, що $[P_z]$ знаходиться в межах 100..1130 Н. При значенні $[P_z]=100$ Н з ґрунту вибивається понад 45% коренеплодів. А тому можна скласти таку умову

$$(F_{y\partial.} + P_n + F) \sin \alpha \leq 100. \quad (3)$$

Використовуючи вираз (3), отриманий аналітичний вираз робочої швидкості V_p пасивного копіра головок коренеплодів цукрових буряків, при якій буде здійснюватись ефективна робота дообрізчика головок коренеплодів на корені

$$V_p = \sqrt{\frac{100 - P_n \sin \alpha - F \sin \alpha}{6m(1+\varepsilon)\sin^2 \alpha}} \quad (4)$$

Після цього, задавшись значенням V_p , визначений кут нахилу копіра α відносно горизонтальної площини:

$$\alpha = \arcsin \frac{-(P_n + F) + \sqrt{(P_n + F)^2 + 240m(1+\varepsilon)V_p^2}}{12m(1+\varepsilon)V_p^2}. \quad (5)$$

Таким чином, аналітично знайдені умови, за якими можна визначити оптимальні кінематичні і конструкційні параметри копіюючого механізму дообрізчика головок коренеплодів на корені.

Встановлено, що конструкційна схема пасивного копіра забезпечує ефективне копіювання головок коренеплодів при швидкості руху дообрізчика $V=2$ м/с в разі значення кута нахилу до горизонту гребінчастого копіра

$\alpha = 0,3 \text{ рад.}$

Дотримання знайдених нових аналітичних залежностей та даних конкретних розрахунків при розробці та проектуванні бурякозбиральних машин сучасного рівня забезпечить суттєве покращення якості гички і коренеплодів цукрових буряків при їх механізованому збиранні.

УДК 631.356.02

ПОБУДОВА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ СЕПАРАЦІЇ ВОРОХУ КАРТОПЛІ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Булан О.В., студент

Науковий керівник – Булгаков В.М., д.т.н., проф.

При збиранні вороху бульбоплодів картоплі важливе місце посідає операція сепарування. Вказана операція напряму впливає на кінцеву якість зібраної картоплі. Найменших пошкоджень бульби картоплі зазнають при русі по робочих поверхнях сепараторів без проковзування. Оскільки, в подальшому, картоплю необхідно зберегти з мінімальними втратами, то такий показник якості, як пошкодження бульб, є вкрай важливим.

Таким чином, обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів картопляного сепаратора, при яких забезпечується рух бульб без проковзування, є актуальним науковим завданням.

Загальні питання руху частинки по поверхні спірального сепаратора досить детально розглянуті в працях відомого вченого в галузі землеробської механіки академіка П. М. Василенка, методичне використання яких з уточненням для певних умов дозволить отримати математичну модель руху тіла (бульби картоплі) по гвинтовій поверхні розробленої нами конструкції спірального сепаратора.

Основними завданнями даного дослідження є побудова математичної моделі взаємодії одиничної бульби з спіральною поверхнею сепаратора.

При попередніх розрахунках руху тіла по поверхні спірального сепаратора, які дозволяють описати взаємодію тіла з робочою поверхнею, розглянемо відносний рух одиничного тіла. Для цього складемо, по-перше, еквівалентну схему, у вигляді спіралі, що обертається навколо нерухомої осі, при цьому на поверхні спіральної навивки радіусом R і кутом підйому

гвинтової лінії γ знаходиться тіло (бульба) C радіусом r_δ . Припустимо, що початкова швидкість цього тіла, тобто швидкість при попаданні на поверхню спірального сепаратора, буде дорівнювати нулю. При цьому на тіло C будуть діяти такі сили: \bar{G} - сила тяжіння тіла, \bar{N} - сила нормальної реакції поверхні спіральної навивки, \bar{F} - сила тертя ковзання тіла, \bar{P}_n^e - відцентрова сила інерції, \bar{P}_u^k - коріолісова сила інерції; \bar{M}_r - момент сили тертя кочення.

Загальний вигляд векторного рівняння руху бульби картоплі по поверхні спіралі матиме такий вигляд

$$m\bar{W} = \bar{G} + \bar{N} + \bar{F} + \bar{P}_n^e + \bar{P}_u^k + \bar{P}_V, \quad (1)$$

де \bar{W} – прискорення руху по поверхні спірального вальця.

Після визначення невідомих складових взаємодії та проведення серії математичних викладок представимо рівняння (1) в наступному вигляді:

$$\dot{\theta} = \int \frac{2,5(r_\delta \operatorname{tg}(\mu) - f\rho)g \sqrt{(R+e)^2 + \frac{S^2}{4\pi^2}}}{r_\delta^2 (R+e) \cdot f \cdot \left[\frac{-\frac{1}{4} \cdot \frac{S^2}{\pi^2} \cdot \frac{\cos(\psi)}{R+e} \cdot \cos\left[\frac{1}{2} \cdot \frac{S}{\pi \cdot (R+e)}\right] + 2e \cdot \sin(\psi)}{\frac{1}{4} \cdot \frac{S^2}{\pi^2} \cdot \frac{\sin(\psi)}{R+e} \cdot \cos\left[\frac{1}{2} \cdot \frac{S}{\pi \cdot (R+e)}\right] + 2e \cdot \cos(\psi)} - \cos(\psi) \right]} dt. \quad (2)$$

Внаслідок складності інтегрування даного виразу проведемо його графічне інтегрування. При цьому прийемо радіус бульби $r_\delta = 25$ мм, радіус спіралі $R = 75$ мм, крок навивки спіралі $S = 30$ мм, ексцентриситет закріплення спіралей $e = 10$ мм, радіальний параметр розміщення бульби відносно власної вісі обертання $\rho = 20$ мм, коефіцієнт тертя ковзання $f = 0,55$, кут тертя кочення $\mu = 17$ град (або $0,297$ рад).

Як показує аналіз отриманих залежностей, із зростанням кутової швидкості спіралі кутова швидкість обертання бульби навколо власної осі зменшується, наближаючись до нуля, тобто до умови руху тіла без перекочування.

Вплив деяких конструктивних параметрів спірального сепаратора проведемо проаналізувавши залежності кутової швидкості руху бульби при зміні кутової координати від 0 до 1 рад для кутової швидкості спіралей 40 рад/с при змінних параметрах (інші параметри залишалися сталими і мали значення, як і в попередньому випадку). Із отриманих залежностей встановлена наявність впливу на кутову швидкість обертання тіла відносно власної осі радіуса спіралі, ексцентриситету закріплення спіралей та кроку навивки. При збільшенні перерахованих вище параметрів, кутова швидкість обертання тіла зменшується. Найбільший вплив на кутову швидкість тіла має зміна кроку навивки, а

найменший – ексцентриситет. А, отже, з вище викладеного слід зауважити, що для досягнення мінімальної кутової швидкості обертання бульби слід збільшувати ці параметри.

Таким чином, отримана математична модель процесу сепарації, яка дозволяє встановити залежність пошкоджень бульб картоплі від конструктивно-технологічних параметрів спірального сепаратора. Встановлено, що на пошкодження бульб коренеплодів найбільший вплив має зміна кроку навивки спіралі сепаратора.

УДК 539.432:620

СКЛАДАННЯ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНИХ РІВНЯНЬ РУХУ ТІЛА КОРЕНЕПЛОДУ ЦУКРОВОГО БУРЯКУ ПРИ ВІБРАЦІЙНОМУ ВИКОПУВАННІ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Сопрук П.О., студент

Науковий керівник – Черниш О. М., к.т.н., доц.

Мета дослідження. Дослідити положення теорії вилучення коренеплоду цукрового буряку з ґрунту, яке здійснюється під дією вертикальної збуруючої сили, що надається коренеплоду від вібраційного робочого органу та тягового зусилля поступального руху копача.

Результати досліджень. Внаслідок вібраційних коливань коренеплоду під дією вертикальної збуруючої сили при моделюванні процесу у пружному середовищі, зв'язки коренеплоду з ґрунтом інтенсивно руйнуються, а отже відновлювальні сили починають різко зменшуватися. Тому такі коливальні процеси можна розглядати як процеси безперервного поступального руху коренеплоду та його кутового переміщення навколо центру мас.

В результаті для етапу безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту можна скласти еквівалентну схему силової взаємодії коренеплоду з робочими поверхнями вібраційного викопуючого робочого органу і побудувати систему диференціальних рівнянь безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту.

Розв'язок такої системи диференціальних рівнянь надав можливість знайти закон та траєкторію руху коренеплоду в середині робочого русла вібраційного копача.

Висновки. Досліджена математична модель безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту вібраційним викопуючим робочим органом і отримана система диференціальних рівнянь плоскопаралельного руху коренеплоду при безпосередньому вилученні з ґрунту. Розв'язок заданої системи диференціальних рівнянь дозволив знайти в аналітичному вигляді закон руху центра мас коренеплоду при безпосередньому вилученні його з ґрунту. Проведені математичні розрахунки дають можливість знайти час безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту та проаналізувати вплив конструкційних параметрів робочого органу і кінематичних режимів виконання технологічного процесу на час вилучення коренеплоду, що важливо при розробці і впровадженні вібраційної технології викопування цукрових буряків.

УДК 631.356.02

ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ ГНУЧКОЇ ОЧИСНОЇ ЛОПАТІ З ГОЛОВКОЮ КОРЕНЕПЛОДУ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Пархоменко Н.О., студентка

Науковий керівник – Головач І.В., д.т.н., проф.

Однією з найважливіших культур в аграрному виробництві України є цукрові буряки. Проте рівень механізації виробництва цієї культури на даний час ще не відповідає агротехнічним вимогам. Якість вороху коренеплодів за показниками втрат цукроносної маси забрудненням гичкою незадовільна. Особливі труднощі виникають при доочищенні головок коренеплодів. Очисники головок коренеплодів при збільшенні робочої швидкості допускають сильні пошкодження головок коренеплодів, які перевищують агротехнічні вимоги.

Для вирішення питання підвищення якості процесу відокремлення гички необхідно дослідити взаємодію очисника з головкою коренеплоду та обґрунтувати значення його конструкційних параметрів і режимів роботи. Тому побудова математичної моделі взаємодії гнучкої очисної лопаті з головкою коренеплоду є актуальним науковим завданням.

В наукових дослідженнях розглянута теорія лопатевого очисника головок коренеплодів буряків з горизонтальною віссю обертання і наведені основні аналітичні залежності, що описують удар очисної лопаті по головці коренеплоду.

Одним з етапів подальших досліджень є складання диференціальних рівнянь руху точки контакту бича по головці коренеплоду в процесі зчісування з останньої залишків гички, вважаючи, що цей процес буде відбуватися у поздовжньо-вертикальній площині, тобто, коли площина обертання бичів розташована вздовж рядка.

Завданням даного дослідження є аналітичне визначення залежностей показників якості процесу доочищення від конструкційних параметрів лопатевого очисника головок коренеплодів.

Розглянемо силову взаємодію бича з головкою коренеплоду при виконанні основного процесу зчісування залишків, тобто при русі бича по поверхні головки коренеплоду.

Для більш точного дослідження руху бича по головці коренеплоду необхідно скласти диференціальні рівняння руху точки по головці коренеплоду, оскільки при такому дослідженні враховуються сили, що викликають такий рух.

Після врахування нами всіх особливостей руху та врахування всіх складових силової взаємодії, отримані диференціальні рівняння руху точки контакту по головці коренеплоду в векторній формі в наступному вигляді:

$$m\bar{a} = \bar{F}_g + \bar{G} + \bar{N} + \bar{F}_{mp.} + \bar{Q}, \quad (1)$$

де \bar{a} – абсолютне прискорення руху точки; m – маса бича; \bar{F}_g – відцентрова сила інерції; \bar{G} – сила ваги бича; \bar{N} – нормальна реакція; $\bar{F}_{mp.}$ – сила тертя; \bar{Q} – сила зчісування залишків гички з поверхні головки коренеплоду.

Оскільки в даному випадку маємо плоску систему сил, що розташована в площині yOz , то диференціальне рівняння руху (1) зводиться до системи двох диференціальних рівнянь другого порядку наступного вигляду

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} &= F_{gy} + G_y + N_y + F_{mp.y} + Q_y, \\ m\ddot{z} &= F_{gz} + G_z + N_z + F_{mp.z} + Q_z, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де $F_{gy}, G_y, N_y, F_{mp.y}, Q_y$ – проекції векторів сил $\bar{F}_g, \bar{G}, \bar{N}, \bar{F}_{mp.}, \bar{Q}$ на вісь Oy відповідно; $F_{gz}, G_z, N_z, F_{mp.z}, Q_z$ – проекції векторів згаданих сил на вісь Oz відповідно.

Після визначення невідомих складових взаємодії та проведення серії математичних викладок нами отриманий розв'язок системи диференціальних рівнянь (2) в наступному вигляді:

$$\begin{aligned}
m\ddot{y} = & -m\omega^2 \rho \cdot \sin \alpha + \left(\frac{y}{R} - \frac{f \cdot \dot{y} \sqrt{R^2 - y^2}}{\sqrt{(R^2 - y^2)\dot{y}^2 + (y\dot{y})^2}} \right) \times \\
& \times \left\{ m\omega^2 \rho \left(y \cdot \sin \alpha + \sqrt{R^2 - y^2} \cdot \cos \alpha \right) + mg\sqrt{R^2 - y^2} - \right. \\
& \left. - \frac{m \left[(R^2 - y^2)\dot{y}^2 + (y\dot{y})^2 \right]}{R^2 - y^2} \right\} \frac{1}{R} + Q \cdot \frac{\dot{y} \sqrt{R^2 - y^2}}{\sqrt{(R^2 - y^2)\dot{y}^2 + (y\dot{y})^2}}.
\end{aligned} \quad (3)$$

Таким чином, отримано диференціальне рівняння другого порядку (3), в якому невідома лише одна функція y , тобто отримано диференціальне рівняння в так званій нормальній формі, коли вища похідна виражається через нижчі похідні і шукану функцію.

Невідому силу Q , що входить в рівняння (3), потрібно знаходити з умов деформації згину бича. Тому для розв'язування даного рівняння потрібно спочатку знайти силу Q , або виразити її через відомі величини.

Оскільки рівняння (3) є нелінійним, то його можна розв'язати лише чисельними методами на комп'ютері при заданих початкових умовах, що буде предметом подальших досліджень.

Таким чином, отримане нове диференційне рівняння другого порядку в нормальній формі, яке описує процес динамічної взаємодії гнучкої очисної лопаті з головками коренеплодів цукрових буряків. Отримане диференційне рівняння створило теоретичні передумови для побудови математичної моделі динамічної взаємодії, яка дозволить встановити вплив конструкційних параметрів на показники якості процесу очищення головок коренеплодів цукрових буряків.

УДК 631.356.22

ДОСЛІДЖЕННЯ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ЗБИРАННЯ ГИЧКИ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Маслюк В.А., студент

Науковий керівник – Булгаков В.М., д.т.н., проф.

Підвищення забрудненості вороху коренеплодів зеленою масою на 1%

знижує вихід сахарози на 0,1%, а при зберіганні коренеплодів в кагатах із вмістом гички біля 4% щоденні втрати цукру в середньому складають 0,012%. Робочі органи для відокремлення гички задовільно виконують технологічний процес при швидкостях менших за робочі швидкості кореневикупувальних робочих органів. При вищих робочих швидкостях підвищення показників якості можливе, але при цьому значно збільшується енергомісткість процесу та втрати цукроносної маси.

Слід відмітити, що оцінка показників якості процесу відокремлення гички за європейським стандартом носить характер візуальної оцінки і тому неможливо оцінити масовий вміст гички у воросі коренеплодів після різних машин. Потужність приводу наводиться тільки для окремих машин. Останнім часом з'явилися нові технічні рішення, є зміни в технологічних схемах. Тому аналіз сучасних технологій і технічних засобів дозволить визначити перспективні конструкції та напрямки їх удосконалення.

Прослідкуємо основні тенденції розвитку робочих органів для видалення гички на прикладі сучасних бурякозбиральних комбайнів та гичковідокремлювальних модулів провідних вітчизняних та закордонних виробників. Внаслідок аналізу встановлено, що на сучасному етапі при видаленні гички можуть проводитись наступні операції:

- зріз основної маси гички на коренеплоді, що росте;
- видалення основної маси гички ударними взаємодіями (дефоліація);
- подрібнення гички та розподілення її в рядках або міжряддях;
- транспортування гички у транспортний засіб або на зібране поле;
- часткове доподрібнення рослинних решток у міжряддях;
- дообрізання головок коренеплодів з рештками гички, що залишилися після зрізу основної маси гички;
- очищення головок коренеплодів від залишків гички;
- видалення гички із зони рядків.

Аналізуючи наявні на сьогоднішній день технічні засоби для видалення гички, можна зробити висновок, що основна маса гички видаляється:

- безкопірним зрізом гички з копірним дообрізанням головок коренеплодів;
- копірним зрізом гички з очищенням головок коренеплодів від решток гички;
- ударною взаємодією.

Таким чином, на сучасному етапі розвитку гичковідокремлювальної техніки вирішуються проблеми продуктивності та якості процесу відокремлення гички шляхом збільшення кількості операцій, що є енерговитратним, матеріаломістким та високовартісним, шляхом

удосконалення технологічного процесу та робочих органів.

Необхідний пошук технічних рішень, які дозволять проводити тільки технологічно необхідні операції з підготовки коренеплодів до збирання.

Подальші дослідження необхідно проводити у напрямку створення робочого органа, який поєднає в собі добре копіювання головок очисниками і низьку енергомісткість зрізальних робочих органів.

УДК 539.432:620

АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО МЕХАНІЗМУ НА ПК

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Шкрьобка А.В., студент

Науковий керівник – Черниш О. М., к.т.н., доц.

Мета дослідження. Комп'ютерні технології і програмні засоби, які є важливим елементом інженерної діяльності сучасного фахівця, пов'язані з процесами моделювання, проектування та виконання великої кількості обчислень при графічних побудовах і аналітичних розрахунках. Перевагою застосування комп'ютерних методик при розв'язанні задач кінематики і динаміки механізмів є швидкість, зручність і можливість вирішення більш складних завдань, наближених до реальних умов. При цьому математичні труднощі, пов'язані із традиційними методами розв'язку задач, можливо значно спростити, використовуючи розроблені системи комп'ютерного математичного обрахунку. У зв'язку з цим можна відмітити використання таких програмних систем як MathCAD, MATLAB, Maple, Mathematica, а також систем програмування високого рівня (TurboPascal, C++, VC++, Visual Basic та ін.). Разом з цим використання програмних засобів вимагає нових знань і практичних навиків у сфері їх створення і використання. Тому питання розробки і створення прикладних методів розрахунку у тому або іншому програмному середовищі відповідно до конкретних поставлених умов на сьогоднішній день досить актуальні.

Результати досліджень. Розглянуто алгоритм аналітичного дослідження кінематичних параметрів кривошипно-повзунного механізму на базі програмного пакету MathCAD. Наведений алгоритм використовує відомий в теорії механізмів і машин метод замкнених векторних контурів, який дозволяє

застосувати переваги аналітичних обчислень за допомогою вбудованих в MathCAD функцій математичного розв'язку векторних рівнянь. При цьому вектори розглядаються як функції часу, що зручно при дослідженні швидкостей і прискорень механізму як відповідно перших і других їх похідних. Аналітичний розв'язок векторних рівнянь замкнутого контуру і рівнянь, що отримані їх диференціюванням, дозволяє отримати функції переміщення, швидкості і прискорення механізму у будь-якому положенні його вхідної ланки.

Висновки. За допомогою математичного апарату розв'язання системи векторних рівнянь на базі пакету MathCAD проведено аналітичне дослідження кінематичних параметрів кривошипно-повзунного механізму. Наведений алгоритм спрощує і прискорює процес обчислень та дає можливість застосувати отримані дані для подальшого динамічного аналізу механізму аналітичним шляхом. Даний метод може бути запропонований при виконанні курсового проекту з теорії механізмів і машин.

УДК 631.361.022

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ ПУСКУ ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Антал Д.В., магістр першого року навчання

Наукові керівники – Ловейкін В.С., д.т.н., проф.; Ляшко А.П., к.т.н.

Для дослідження динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна розглянуто два етапи його роботи: перший –

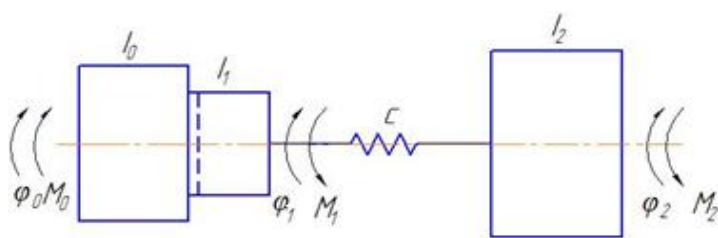


Рис. 1. Динамічна модель системи «ДВЗ-молотильний барабан»

вмикання диска зчеплення муфти; другий – повне зчеплення вала ДВЗ і диска зчеплення. На першому етапі динамічна модель руху системи «ДВЗ-молотильний барабан» матиме такий вигляд (рис. 1). На цьому етапі

динамічна модель представлена як механічна система з трьома ступенями вільності.

На рис. 1 прийняті такі позначення: $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$ – узагальнені кутові координати вала ДВЗ, диска муфти зчеплення та молотильного барабана, зведені до вісі ДВЗ; M_0 – момент на валу двигуна M_1 – момент, що діє на диск зчеплення; M_2 – момент сил опору на барабані, зведений до осі двигуна; I_0, I_1, I_2 – моменти інерції відповідно вала двигуна, диска муфти зчеплення і молотильного барабана, зведені до валу двигуна.

На основі принципу Даламбера складено математичну модель динаміки пуску молотильного барабана:

$$\begin{cases} I_0 \cdot \ddot{\varphi}_0 + M_n \cdot \frac{\dot{\varphi}_0}{\omega_0 - \omega_n} = M_n \cdot \frac{\omega_0}{\omega_0 - \omega_n} - \mu \cdot t; \\ I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = \mu \cdot t - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2); \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - M_2, \end{cases} \quad (1)$$

де M_n – номінальний момент на валу двигуна; ω_0, ω_n – кутові швидкості вала двигуна відповідно без навантаження і при номінальному навантаженні; $\dot{\varphi}_0$ – кутова швидкість вала двигуна в довільний момент часу; $\mu = M_n/t_n$ – швидкість зміни моменту зчеплення; t_n – час, за який момент зчеплення досягне значення M_n ; c – зведена до валу двигуна крутильна жорсткість приводного механізму.

Розв'язавши систему (1), отримали залежності кутових швидкостей вала двигуна, диска муфти зчеплення та молотильного барабана. Повне зчеплення вала двигуна і муфти диска зчеплення буде мати місце в той момент часу t_k , коли швидкість вала двигуна стане рівною швидкості диска муфти зчеплення:

$$\frac{1}{(I_1 + I_2)} \cdot \left[\frac{1}{k} \cdot \left(-M_2 \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \sin kt + \frac{\mu}{k} \cdot (\cos kt - 1) \right) + \frac{1}{2} \cdot (\mu \cdot t^2 - 2 \cdot M_2 \cdot t) - \right. \\ \left. - \frac{I_2}{c} \cdot \left(\left[-M_2 \cdot k \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \sin kt + \mu \cdot \cos kt \right] + \frac{\mu}{(I_1 + I_2)} \right) \right] = \\ = \omega_0 + \frac{\mu}{a^2 \cdot I_0} \cdot (1 - a \cdot t - e^{-at}). \quad (2)$$

Розв'язавши рівняння (2), отримано момент часу $t = t_k$.

На другому етапі розглядається двомасова модель, в якій $I_{01} = I_0 + I_1$. Тому перше і друге рівняння системи (1) об'єднуються.

Використовуючи залежність (1) для першого та другого етапу, з урахуванням розв'язку рівняння (1), побудовано графіки кутової швидкості вала двигуна, диска муфти зчеплення та молотильного барабана (рис. 2):

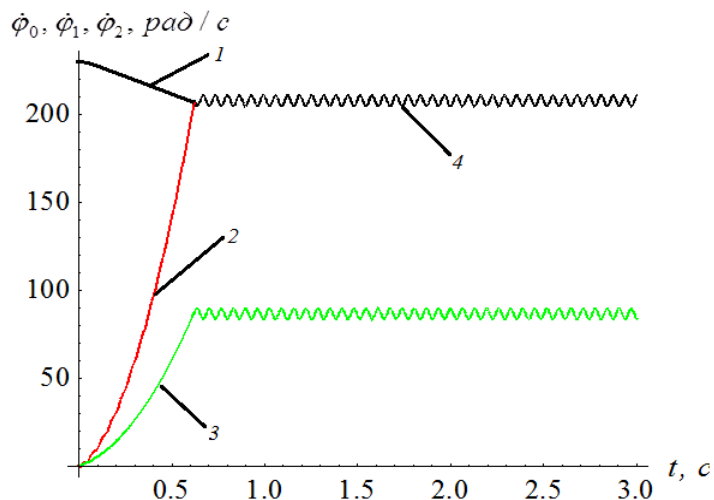


Рис. 2. Графік зміни кутових швидкостей: 1 – вала двигуна, 2 – диска муфти зчеплення, 3 – молотильного барабана; 4 – вала ДВЗ та диска муфти зчеплення на 1 та 2 етапах руху

Аналіз графіків свідчить, що на усталеному режимі руху молотильного барабана присутні коливання кутової швидкості як молотильного барабана, так і вала двигуна з диском муфти зчеплення.

УДК 631.333

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РЕЖИМУ РОЗГОНУ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Науменко П.О., магістр першого року навчання.
Науковий керівник – Ромасевич Ю.О., д.т.н., доц.*

При розробці динамічної моделі стрічкового транспортера вважаємо, що всі елементи стрічкового конвеєра є абсолютно твердими тілами, крім елементів передавального механізму і тягового органу, які володіють пружними властивостями. При цьому корпус привода конвеєра й вали закріплено абсолютно жорстко. З урахуванням цих положень побудована динамічна модель, яка зображена на рис. 1.

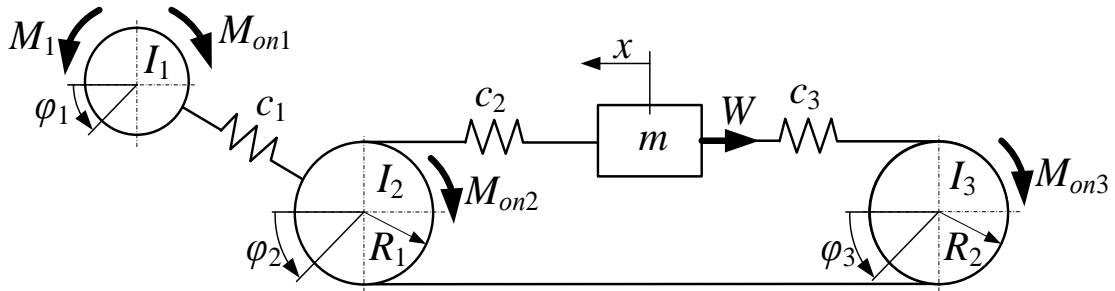


Рис. 1 – Динамічна схема стрічкового конвеєра

В якості узагальнених координат динамічної моделі прийняті: ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3 – кутові координати переміщення ротора двигуна, приводного і натяжного барабана конвеєра відповідно; x – координата центру мас робочої гілки конвеєра.

На рис. 1 прийняті наступні позначення: c_1 – коефіцієнт жорсткості приводного механізму (клинопасової передачі), приведений до осі повороту приводного барабана; c_2 та c_3 – приведені коефіцієнти жорсткості робочої гілки конвеєра до приведеної маси m та після неї; R_1 і R_2 – радіус приводного та натяжного барабана відповідно; $M_1, M_{on1}, M_{on2}, M_{on3}$ – приведені до приводного барабана рушійний момент двигуна, момент сил тертя на валу двигуна, моменти сил тертя на приводному і натяжному барабані відповідно; W – сила опору переміщенню робочої гілки конвеєра; m – приведена до поступального руху маса робочої гілки конвеєра і транспортованого вантажу; I_1, I_2, I_3 – приведені моменти інерції приводу, приводного і натяжного барабана відповідно.

Із врахуванням динамічної моделі, яка зображена на рис. 1., була складена система неоднорідних звичайних диференціальних рівнянь другого порядку (математична модель руху стрічкового транспортера), що описує динамічні процеси в стрічковому конвеєрі. Вона має такий вигляд:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\phi}_1 = M_1 - c_1 (\phi_1 - \phi_2) - M_{on1}; \\ I_2 \ddot{\phi}_2 = c_1 (\phi_1 - \phi_2) - c_2 R_1 (\phi_2 R_1 - x) - M_{on2}; \\ m \ddot{x} = c_2 (\phi_2 R_1 - x) - c_3 (x - \phi_3 R_2) - W; \\ I_3 \ddot{\phi}_3 = c_3 R_2 (x - \phi_3 R_2) - M_{on3}. \end{cases} \quad (1)$$

Точка над символом означає диференціювання за часом.

Моделювання роботи асинхронного електричного двигуна, який використовуються для приводу стрічкового конвеєра, базується на рівняннях узагальненої асинхронної електричної машини. Пуск конвеєра моделювався шляхом прямого вмикання приводу у мережу живлення. Для становлення

чисельних характеристик пуску конвеєра розраховано значення оціночних показників, які наведені у таблиці 1.

Таблиця 1.

Значення оціночних показників для режиму пуску стрічкового конвеєра

Найменування показника	Величина
Коефіцієнт динамічності клинопасової передачі $K_{\text{клинопас}}$	8,35
Коефіцієнт динамічності стрічки у місці її набігання на приводний барабан $K_{\text{стріч}}$	7,13
Кратність максимального струму двигуна I_{max}	5,48
Кратність максимальної потужності двигуна P_{max}	3,33
Кратність максимального моменту двигуна $K_{\text{двиг}}$	10,07
Середньоінтегральне значення моменту приводу $M_{\text{прив.інт}}$, Нм	965
Середньоінтегральне значення зусилля у клинопасовій передачі $F_{\text{клинопас.інт}}$, Н	244
Середньоінтегральне значення зусилля у стрічці $F_{\text{стріч.інт}}$, Н	4476

Ці данні свідчать про те, що під час пуску у стрічковому конвеєрі виникають надзвичайно великі динамічні та енергетичні навантаження.

УДК 621.867.133

АНАЛІЗ РОБОТИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ПЕРЕВЕЗЕННЯ МАЛОМІРНОЇ ДЕРЕВИНИ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Болва Є.А., магістр першого року навчання
Науковий керівник – Рибалко В.М. к.т.н., доц.*

Одною з революційних подій, яка в багато разів збільшила продуктивність лісозаготівельних робіт, є початок використання маніпуляторів.

В процесі розвитку та вдосконалення, маніпулятори, які використовуються для роботи в лісі, отримали свою «спеціалізацію». В даний час, маніпулятори поділяються за своїм призначенням на три основні групи: маніпулятори для навантаження деревини, маніпулятори для валочних робіт та трелювальні маніпулятори.

Трелювальні маніпулятори мають більш низьку стійку і призначені для виконання робіт по збірці деревини на лісосіці, її транспортування до лісового

складу та первинного сортування. Такі типи маніпуляторів використовують для обладнання трелювальних тракторів.

Існуючі маніпулятори з грейфером для завантажування деревини встановлюються на трактори, або на вантажні автомобілі, які завантажують деревину в причеп.

Недоліком для невеликих господарств є витрата коштів на купівлю трактора з маніпулятором і окремо авто для транспортування деревини.

Поставлена задача сконструювати універсальний транспорт для перевезення і завантаження маломірної деревини для невеликих господарств.

На невеликий вантажний транспорт, який зможе транспортувати невелику кількість маломірної деревини, необхідно встановити маніпулятор, розробити до нього грейферний захват для деревини. Таким чином транспорт самостійно може виїхати до лісу, завантажити собі певну кількість деревини і повернутися.

Висновок. В невеликому господарстві не потрібно купувати окремо трактор з маніпулятором і вантажний автомобіль для транспортування деревини. Ефективним рішенням буде універсальний автомобіль, що зменшить витрати на транспортування деревини.

УДК 631.333

ОПТИМІЗАЦІЯ ПУСКУ СТІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Науменко П.О., магістр першого року навчання.

Науковий керівник – Ромасевич Ю.О., д.т.н., доц.

Для проведення оптимізації режиму пуску стрічкового конвеєра використаємо математичну модель, яка представлена системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\phi}_1 = M_1 - c_1(\phi_1 - \phi_2) - M_{on1}; \\ I_2 \ddot{\phi}_2 = c_1(\phi_1 - \phi_2) - c_2 R_1(\phi_2 R_1 - x) - M_{on2}; \\ m \ddot{x} = c_2(\phi_2 R_1 - x) - c_3(x - \phi_3 R_2) - W; \\ I_3 \ddot{\phi}_3 = c_3 R_2(x - \phi_3 R_2) - M_{on3}. \end{cases} \quad (1)$$

де c_1 – коефіцієнт жорсткості приводного механізму (клинорасової передачі), приведений до осі повороту приводного барабана; c_2 та c_3 – приведені

коефіцієнти жорсткості робочої гілки конвеєра до приведеної маси m та після неї; R_1 і R_2 – радіус приводного та натяжного барабана відповідно; $M_1, M_{on1}, M_{on2}, M_{on3}$ – приведені до приводного барабана рушійний момент двигуна, момент сил тертя на валу двигуна, моменти сил тертя на приводному і натяжному барабані відповідно; W – сила опору переміщенню робочої гілки конвеєра; m – приведена до поступального руху маса робочої гілки конвеєра і транспортованого вантажу; I_1, I_2, I_3 – приведені моменти інерції приводу, приводного і натяжного барабана відповідно. Точка над символом означає диференціювання за часом.

Виконаємо постановку задачі оптимального керування рухом стрічкового конвеєра під час його розгону. Будемо вимагати мінімізації інтегрального функціоналу, який відображає декілька небажаних складових:

$$I = \left(\frac{1}{T} \int_0^T \left((c_1(\phi_1 - \phi_2))^2 \delta_1 + (c_2(\phi_2 R_1 - x))^2 \delta_2 \right) dt \right)^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min, \quad (1)$$

де T – тривалість розгону транспортуючої машини; δ_1, δ_2 – постійні коефіцієнти. Мінімізація виразу при коефіцієнті δ_1 у критерії (1) дозволить зменшити динамічні навантаження у передавальних механізмах конвеєра (клинопасовій передачі) та у стрічці відповідно. Задамо умови для руху зосереджених мас динамічної моделі конвеєра:

$$\left\{ \begin{array}{l} \phi_1(0) = \phi_2(0) = x(0) = \phi_3(0) = 0; \\ \dot{\phi}_1(0) = \dot{\phi}_2(0) = \dot{x}(0) = \dot{\phi}_3(0) = 0; \\ \phi_3(T) = \frac{\omega_y T}{2}; \\ x(T) - \phi_3(T) R_2 = \frac{M_{on3}}{c_3 R_2}; \\ \phi_2(T) R_1 - x(T) = \frac{M_{on3}}{c_3 R_2} + \frac{W}{c_2}; \\ \phi_1(T) - \phi_2(T) = \frac{M_{on2}}{c_1} + \frac{W R_1}{c_2} + \frac{M_{on3} R_1}{c_3 R_2}; \\ \dot{\phi}_1(T) = \dot{\phi}_2(T) = \dot{\phi}_3(T) = \omega_y; \\ \dot{x}(T) = \frac{\omega_y}{R_1}, \end{array} \right. \quad (2)$$

де ω_y – усталена швидкість руху елементів, які виконують обертальний рух.

Для мінімізації критерію (1) використаємо варіаційне числення. Для цього запишемо необхідну умову мінімуму критерію (1) – рівняння Ейлера-Пуассона:

$$L(\phi_3) = \sum_{i=2}^6 A_i \frac{d^{2i} \phi_3}{dt^{2i}} = 0, \quad (3)$$

де L – лінійний оператор, який діє на функцію ϕ_3 ; A_i – коефіцієнти, які можна виразити через параметри стрічкового конвеєра. Знайти розв’язок диференціального рівняння (3) аналітично неможливо. Для того, щоб отримати наближений розв’язок даної задачі використаємо метод колокацій. Для оцінки пуску конвеєра за оптимальним законом розрахуємо значення оціночних показників та порівняємо їх із тими показниками, які розраховані для некерованого (прямого пуску стрічкового конвеєра). Результати розрахунків занесемо у таблицю 1.

Таблиця 1.

Значення оціночних показників для режиму оптимального пуску стрічкового конвеєра

Найменування показника	Величина	Зменшення у порівнянні з прямим пуском
Коефіцієнт динамічності клинопасової передачі $K_{\text{клинопас}}$	4,55	у 1,83 рази
Коефіцієнт динамічності стрічки у місці її набігання на приводний барабан $K_{\text{стріч}}$	4,59	у 1,55 рази
Кратність максимального струму двигуна I_{max}	5,19	на 5,2 %
Кратність максимальної потужності двигуна P_{max}	1,15	у 4,76 рази
Кратність максимального моменту двигуна $K_{\text{двиг}}$	4,13	у 2,44 рази
Середньоінтегральне значення моменту приводу $M_{\text{прив.інт}}$, Нм	596	у 1,62 рази
Середньоінтегральне значення зусилля у клинопасовій передачі $F_{\text{клинопас.інт}}$, Н	158	у 1,54 рази
Середньоінтегральне значення зусилля у стрічці $F_{\text{стріч.інт}}$, Н	2987	у 1,50 рази

Дані графіків функцій та чисельні значення оціночних показників, що наведені у таблиці 1 вказують на значне зниження динамічних небажаних навантажень у елементах конвеєра. Причина такого різкого зниження цих показників полягає у оптимальному характері наростання напруги та частоти

живлення приводного двигуна стрічкового конвеєра (саме так реалізується оптимальне керування рухом конвеєра на практиці).

УДК 681.515.4

АНАЛІЗ МЕТОДІВ НАЛАШТУВАННЯ ПІ-РЕГУЛЯТОРА

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Сподоба М.О., студент

Науковий керівник – Ромасевич Ю.О., д.т.н., доц.

За останні роки розвитку автоматизації виробничих процесів, великого розповсюдження набули ПІ-регулятори. Завдяки своїй багатофункціональності та надійності, їх використовують у керуванні найрізноманітнішими технологічними процесами. Використання одноканального регулятора дозволяє регулювати один окремо вибраний параметр (наприклад: температуру, освітленість, тиск, витрату, вологість та ін.). Використання багатоканальних регуляторів дозволяє одночасно регулювати декілька параметрів.

В свою чергу ПІ-регулятори потребують якісного та точного налаштування. Найпоширенішим методом налаштування регуляторів є метод Зіглера-Нікольса [5], розроблений американськими вченими Зіглером та Нікольсом у 1942 році. За рахунок своєї простоти, даний метод є основним у процесі налаштування регуляторів, він дозволяє досить просто розраховувати параметри регуляторів.

Для налаштування ПІ-регуляторів також використовують методи:

- Зіглера-Нікольса частотний [5];
- Каппа-Тау [4];
- Каппа-Тау частотний [4];
- Наближена оптимізація інтегрального коефіцієнта передачі регулятора при m -зв'язках (AMIGO) [5];
- AMIGO частотний [5];
- Чена-Хронеса-Резвіка [1];
- Лямбда [3];
- Коена-Куна [2];
- Тіреуса-Луібена;
- Скогестада [6].

Проводячи аналіз вище наведених методів, було виявлено, що серед них не існує універсального (для отримання оптимальних якісних показників в системах різних порядків, потрібно використовувати різні методи налаштування ПІ-регуляторів).

Основними показниками якості автоматичного регулювання ПІ-регуляторів є:

- середня нормальна інтегральна оцінка похибки;

$$t_p^{-1} \int_0^{t_p} |e| dt$$

- модуль середнього значення керування;

$$t_p^{-1} \int_0^{t_p} |u| dt$$

- перерегулювання;

$$\frac{X_z - X_p}{X_z} \cdot 100\%$$

- час регулювання

$$t_p = \arg(X_p(t) \leq X_z \pm e_{don})$$

e_{don} – допустима похибка регулювання, як правило $e_{don} = 0,05 \cdot X_z$.

В залежності від того, який порядок системи та за яким основним показником якості автоматичного регулювання, повинен налаштовуватися ПІ-регулятор, використовують методи, які найбільш точно дозволяють розраховувати параметри регуляторів для заданої системи.

Для системи, передаточна функція якої має вигляд $\frac{1}{(s+1)^3}$,

оптимальними методами налаштування ПІ-регулятора за показником перерегулювання:

- метод Зіглера-Нікольса;
- AMIGO;
- Лямбда;
- Чена-Хронеса-Резвіка;
- Каппа-Тау;

При використанні методу Каппа-Тау, присутній незначний відсоток перерегулювання, але при цьому зменшується час регулювання. У інших вище перерахованих методів, перерегулювання відсутнє, час регулювання при цьому приблизно однаковий.

При налаштуванні ПІ-регулятора одним із показників якості є час регулювання. Найкраще значення цього показника досягається при використанні методів:

- Каппа-Тау;
- Каппа-Тау частотний;
- Скогестада;

При використанні даних методів спостерігається швидкий час регулювання та порівняно малий відсоток перерегулювання.

Інші методи при налаштуванні даної передаточної функції 3-го порядку використовувати не доцільно, оскільки в них, порівняно з рештою методів, високий відсоток перерегулювання та більший час регулювання.

Список використаних джерел:

1. Chien, K.L., Hrones, J.A., Reswick, J.B.: On the automatic control of generalized passive systems. Trans. Am. Soc. Mech. Eng. 74(2), 175-185 (1952).
2. Cohen, G.H., Coon, G.A.: Theoretical consideration of retarded control. Trans. Am. Soc. Mech. Eng. 75(6), 827-834 (1953).
3. Dahlin, E.G.: Designing and tuning digital controllers. Instrum. Control Syst. 41(6), 77-81 (1986).
4. Hägglund, T., Åström, K.J.: Automatic Tuning of PID Controllers. In: Levine, S. (ed.) The Control Handbook, pp. 817-826. CRC Press, Boca Raton (1996).
5. Hägglund, T., Åström, K.J.: Revisiting the Ziegler-Nichols rules for PI control. Asian J. Control 4(4), 364-380 (2002).
6. Skogestad, S.: Simple analytic rules for model reduction and PID controller tuning. J. Process Control 13(4), 291-309 (2003).

УДК 336.77

СТРОКИ СЛУЖБИ ТЕХНІКИ АПК

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Удовенко І.І., магістр першого року навчання
Науковий керівник – Мельник В.І., к.е.н., доц.*

Строк служби впливає на весь відтворювальний процес засобів виробництва, в тому числі і на розподіл капітальних вкладень між галузями, що

зосереджені на створенні засобів виробництва і галузі, які виконують операції з підтримання техніки в належному стані. Строк служби техніки – це технічна і економічна категорія одночасно. Технічна – оскільки визначається таким фізичним явищем, як зношування і пов'язана з поняттями «надійність» і «довговічність техніки». Економічна – оскільки є основою визначення, закладеного на законодавчому рівні України поняття «мінімальний строк корисного використання», що є вихідним елементом для нарахування величини амортизаційний відрахувань.

Традиційно строк служби техніки включає наступні стадії: створення, експлуатацію та ліквідацію. Величина строку служби значною мірою визначається характером і темпами інноваційного розвитку. З одного боку, інноваційний процес сприяє збільшенню строку служби техніки за рахунок створення більш надійних і довговічних матеріалів, а з іншого – інновації зумовлюють збільшення ступеня фізичного і морального зносу, що призводить до скорочення строку служби техніки.

Поняття строку служби техніки беззаперечно пов'язане із поняттям зношування техніки, яке і є визначальним фактором. Ведучи мову про інноваційні процеси і зношування техніки постійно стикаємося з протиріччям, яке для аграрної сфери виражається у тому, намагаючись витіснити ручну працю новітні технології залучають до виконання технологічних процесів енергонасичену техніку, істотно підвищуючи швидкість виконання агротехнічних робіт, яка піддається інтенсивному фізичному зношуванню, тим самим зменшуючи строк служби. Цілком обґрунтовано також можна стверджувати і про збільшення темпів морального зносу, оскільки в результатів провадження інноваційного продукту здійснюється регулярна зміна технологій і технологічних принципів, що вимагає своєчасного оновлення техніки, що також сприяє зменшенню строку служби техніки.

Розрізняють поняття «календарний строк служби техніки», який визначає календарний час знаходження технічного засобу в господарстві від моменту його встановлення на баланс підприємства і до кінця його прогнозованого використання, а також «повний строк служби», який визначається часом від моменту надходження техніки в господарство і встановлення на баланс, до списання або ліквідації.

Найбільш складним є економічне обґрунтування строків служби техніки, оскільки даний процес супроводжується необхідністю врахування багатьох факторів. Метою такого розрахунку є встановлення оптимальних строків служби техніки господарства і являє собою проблему вибору в умовах двох протилежних тенденцій: з одного боку, це зайве підвищення строків служби техніки АПК, що підриває конкурентоспроможність галузі аграрного

машинобудування зокрема, і призводить до старіння економіки в цілому, а з іншого – занадто швидка заміна техніки є причиною неекономного витрачання інвестиційних ресурсів, що особливо відчутно в умовах їх дефіциту.

Необхідно також відзначити, що інноваційний процес і оптимальні строки служби техніки – це взаємовизначальні чинники. З одного боку, вибір оптимальних строків служби є однією з умов прискорення інноваційного спрямування відтворення аграрної техніки, а з іншого боку, фактор інновації слід враховувати з розрахунку строків служби. Чим вищі темпи інновації, тим більший розрив в техніко-економічній характеристиці нової та старої техніки, і тим більша різниця у витратах виробництва на одиницю продукції з використанням нового і старого обладнання.

Оптимальний строк служби також виступає індикатором запровадження інноваційних процесів відновлення техніки АПК. У сучасних умовах глобалізації аграрного виробництва підвищуються вимоги до обґрунтованості тривалості строку служби техніки, задіяної у виробництві аграрної продукції. Необхідно пов'язувати цю величину з економічною ефективністю виробництва, амортизаційною політикою і планами інноваційного розвитку підприємства.

УДК 631.3:360.172.21

АНАЛІЗ ОСНОВНИХ ДЕФЕКТІВ ДЕТАЛЕЙ І ВУЗЛІВ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Національний університет біоресурсів та природокористування України

Харченко І.М., магістр першого року навчання

Науковий керівник – Ревенко Ю.І., к.т.н., доц.

В процесі експлуатації сільськогосподарських машин відбувається часткова або повна втрата працездатності машини. Відмови викликані дією різних причин: особливостями конструкції, відхиленнями в технології виготовлення, природним спрацюванням, особливостями управління машиною. Сільськогосподарські машини експлуатуються у найрізноманітніших умовах, що призводить до диференційованої зміни технічного стану навіть однотипних машин. Час безвідмовної роботи машини є величиною випадковою, оскільки напрацювання на відмову кожної складальної одиниці різна і коливається в широких межах.

Працездатність коробки зміни передач залежить від стану зубів шестерень, підшипників, валів, вилок включення передач, а так само базових деталей (корпусів).

У вилиці включення передач зношуються поверхні шік, внаслідок чого шестерні включаються не повністю. Внаслідок цього поверхні зубів шестерень відчують підвищене питоме навантаження, інтенсивно зношуються, викришуються і навіть ламаються.

У міру зношування зубів шестерень, шліцьових з'єднань і підшипників збільшується бічний зазор між зубами. Надмірне збільшення зазору супроводжується виникненням ударних навантажень на зуби, що обумовлюється нерівномірним їх зношуванням, а також значними коливаннями тягового зусилля.

При неправильній експлуатації та технічному обслуговуванні шестерні і підшипники сильно зношуються під дією абразивів, що потрапляють в корпуси силової передачі через дефектні сальникові ущільнення. Абразиви викликають передчасне зношування шестерень і підшипників.

Затруднене перемикавання передач може бути викликане рядом причин: деформація вилок перемикавання передач, деформація важеля перемикавання передач, неповне виключення передач, заїдання сферичного шарніра, тугий рух штоків вилок через забруднення гнізд штоків, задирів, заклинювання блокувальних сухарів; тугий рух муфт ковзання на маточинах при забрудненні шліців.

Однією із частих причин утрудненого включення передач є порушення регулювання приводу управління механізмом перемикавання передач. Однак тут спочатку необхідно перевірити справність і регулювання зчеплення.

Шум у коробці передач може прослуховуватися через осьовий люфт валів, знос підшипників, шестерень і синхронізаторів; недостатній рівень масла в коробці передач або через забруднення трансмісійного масла.

Причинами мимовільного виключення і нечіткого включення передач може бути знос кульок і гнізд штоків; зниження пружності пружин фіксаторів; знос зубів муфти синхронізатора; знос блокуючих кілець синхронізаторів. Якщо під навантаженням передачі переднього ходу вимикаються мимовільно, в першу чергу необхідно перевірити правильність і надійність кріплення коробки передач до картера зчеплення і, якщо потрібно підтягнути гайки. Якщо це не допомагає, несправність варто шукати в механізмі або ненадійному кріпленні вилок перемикавання, зносі фіксаторів і повзунів, стані зубів шестерень.

Причинами витоку масла можуть бути: знос сальників валів; ослаблення кріплення кришок картера; ослаблення кріплення картера зчеплення до картера коробки передач; пошкодження ущільнювальних прокладок.

Контроль технічного стану складальних одиниць за допомогою комплексу заходів технічного обслуговування знижує інтенсивність зношування елементів машини при одночасному збереженні надійності та дозволяє скоротити час перебування машин в ремонті, а також забезпечити оптимальні режими роботи машини.

УДК 624.154

ПРИЛАДИ ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ МІЦНОСТІ БЕТОНУ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Хуторянська Ю.П., студентка
Науковий керівник – Бакуліна В.М.*

На даному етапі розвитку будівельної галузі бетон залишається одним із найголовніших будівельних матеріалів. В наш час одержують бетони із різноманітними фізико-механічними властивостями. Але основним контрольованим параметром для бетонів залишається міцність, як властивість матеріалу чинити опір руйнуванню під дією внутрішніх навантажень, викликаних зовнішніми силами та іншими факторами.

Питання контролю міцності бетону, хоча і є складним, однак залишається досить актуальним, оскільки даний параметр є основною характеристикою і дає змогу перевірити відповідність бетону заявленим паспортним даним, визначити оптимальний час зняття опалубки в процесі будівництва, робити оцінку стану будівельних конструкцій в процесі їх експлуатації.

Випробування міцності бетону проводяться за допомогою основних методів: пружного відскоку, ударного імпульсу, відриву, сколювання, пластичної деформації, відриву зі сколюванням, ультразвукового контролю.

Розглянемо види випробувальних приладів механічного принципу дії. Таким способом міцність бетону визначається глибиною входження робочого органу приладу в поверхневий шар матеріалу.

Принцип дії молотка Физделя (рис. 1) заснований на використанні пластичних деформацій будівельних матеріалів. Удар молотка по поверхні бетону утворює отвір, діаметр якого і характеризує міцність матеріалу. Місце, на яке наносяться удар, повинно бути очищене від штукатурки, шпаклівки, фарбувального шару. Випробування проводяться ліктьовими ударами середньої сили по 10-12 разів на кожній ділянці конструкції з відстанню між відбитками

не менше 3 см. Діаметр отриманих лунок вимірюється за допомогою штангенциркуля з двох перпендикулярних напрямках з точністю до десятої міліметра. Міцність бетону визначається за допомогою середнього діаметра відбитка і тарувальною кривою. Тарувальна крива будується на порівнянні отриманих діаметрів відбитків і результатів лабораторних досліджень на зразках, взятих з конструкції або виготовлених за технологіями, які аналогічні застосованим.

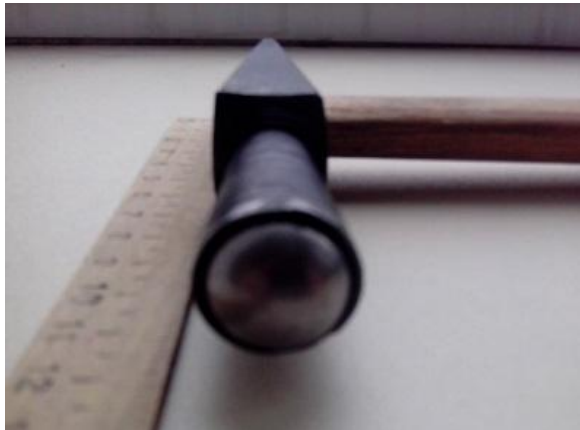


Рис. 1. Молоток Физделя

На властивості пластичної деформації заснований і принцип дії молотка Кашкарова (рис. 2). Відмінність між цими пристроями полягає у наявності між молотком і з завалькованою кулькою отвору, в який введений контрольний стрижень.



Рис. 2. Молоток Кашкарова

Удар молотка Кашкарова призводить до утворення двох відбитків. Один – на поверхні обстежуваної конструкції, другий – на еталонному стрижні. Співвідношення діаметрів одержуваних відбитків залежить від міцності досліджуваного матеріалу і контрольного стрижня і не залежить від швидкості і сили удару молотка. За середнім співвідношенням діаметрів двох відбитків за допомогою тарувального графіка встановлюють міцність бетону.

Метод випробування на відрив зі сколюванням дозволяє визначити міцність бетону в тілі бетонного елемента (рис. 3). Ділянки для випробування підбираються таким чином, щоб в цій зоні не було арматури. Для проведення досліджень використовують анкерні пристрої трьох типів. Анкерні пристрої першого типу встановлюються в конструкцію при бетонуванні. Для встановлення другого і третього типів анкерних пристроїв попередньо готують шпури, висвердлюючи їх в бетоні.



Рис. 3. Метод на відрив зі сколюванням

Принцип дії приладів ультразвукового контролю (рис. 4) ґрунтується на зв'язку, який існує між швидкістю поширення ультразвукових хвиль у матеріалі та його міцністю.



Рис. 4. Ультразвуковий метод вимірювання міцності бетону

Компанією „УЛЬТРАКОН” розроблено та представлено на ринку приладів НК будівельних матеріалів та конструкцій ультразвуковий прилад УК-39, який призначений для вимірювання часу та швидкості поширення ультразвукових коливань у будівельних матеріалах та конструкціях імпульсним методом при наскрізному та поверхневому прозвучуванні. Прилад вимірює час

проходження ультразвукових коливань в матеріалі, який дозволяє отримати значення швидкості коливань, а також в величину міцності.

Для зручності та зменшення обсягу роботи під час проведення контролю було розроблену спеціальну програму, що в повній мірі реалізує введення значень швидкості проходження УЗ коливань в контрольованому об'єкті та значень одержаних результатів міцності на випробовуваних зразках, визначає тип градувальної залежності та здійснює обрахунок необхідних коефіцієнтів. Ввівши значення цих коефіцієнтів безпосередньо в програму приладу можна проводити контроль будівельних матеріалів із одержанням значення їх міцності.

Дослідження показують, що більша точність в визначенні міцності бетону досягається при використанні таких самих режимів вимірювання швидкості пружних хвиль (частота коливання, база прозвучування, алгоритм реєстрації акустичного сигналу на прийомі) як і при побудові градувальних залежностей. Позиції ультразвукового імпульсного методу більш стійкі, коли вимагається відслідковувати кінетику процесу набору міцності бетону, як для звичайних так і для прискорених режимів твердіння. Такий підхід дозволяє розглядати метод як потенційно придатний для прогнозування термінів досягнення бетоном розпалубочної міцності. Виявлення неоднорідності бетону, наявності структурних порушень та дефектів, оцінка параметрів міцності пружності і пластичності є пріоритетною областю використання ультразвукового імпульсного методу у порівнянні з механічними. До переваг методу можна віднести його здатність давати інтегральну оцінку якості бетону в певному об'ємі, а не в окремих точках; а також, прогнозовану частоту коливань (0,06–1,0 МГц), в порівнянні з іншими методами, чутливість до структурних порушень.

УДК 621.87

НАБЛИЖЕНИЙ РОЗВ'ЯЗОК ЗАДАЧІ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ РУХОМ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ВАНТАЖУ БАШТОВОГО КРАНА

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Стехно О.В., магістр другого року навчання
Науковий керівник – Ловеїкін В.С., д.т.н., проф.*

Баштові крани з горизонтальною стрілою широко використовуються для зведення будівельних споруд різного типу, форми та складності.

Одним із механізмів баштового крана є механізм зміни вильоту вантажу, який дозволяє переміщувати візок із вантажем, що закріплений на гнучкому підвісі вздовж напрямних рейок по балочній стрілі.

Проведений динамічний аналіз механізму зміни вильоту вантажу показав значну його навантаженість, яка призводить до зниження продуктивності та надійності під час роботи досліджуваного механізму.

Для збільшення надійності та продуктивності механізму зміни вильоту вантажу пропонується провести оптимізацією за критерієм інтегрального типу, який виражає середньоквадратичне значення рушійного моменту M_0 . Представлений оптимізаційний критерій математично записується таким чином:

$$M_{0.c.k} = \left[\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} M_0^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min, \quad (1)$$

де t , t_1 – час та тривалість розгону механізму зміни вильоту до усталеної швидкості v .

Крайові умови руху, за якими мінімізується значення критерію (1), виглядають наступним чином:

$$\begin{cases} x_2(0) = \dot{x}_2(0) = \ddot{x}_2(0) = \overset{IV}{\ddot{x}_2(0)} = \overset{V}{x_2(0)} = \overset{VI}{x_2(0)} = \overset{VII}{x_2(0)} = 0; \\ x_2(t_1) = \frac{v \cdot t_1}{2}; \dot{x}_2(t_1) = v; \ddot{x}_2(t_1) = \overset{IV}{\ddot{x}_2(t_1)} = \overset{V}{x_2(t_1)} = \overset{VI}{x_2(t_1)} = \overset{VII}{x_2(t_1)} = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Фізичний зміст умов (2) полягає у тому, що система починає рух із стану сопокю, а закінчує виходом на усталену швидкість. При цьому коливання всіх елементів повинні бути припинені, а їх швидкості постійні, що впливає з рівності нулю прискорення та вищих похідних функції x_2 за часом.

Умовою мінімуму критерію (1) є рівняння Ейлера-Пуассона [1], яке після проведених перетворень має наступний вигляд:

$$\overset{XVI}{x_2} + A_1 \cdot \overset{XIV}{x_2} + A_2 \cdot \overset{XII}{x_2} + A_3 \cdot \overset{X}{x_2} + A_4 \cdot \overset{VIII}{x_2} + A_5 \cdot \overset{VI}{x_2} + A_6 \cdot \overset{IV}{x_2} = 0, \quad (3)$$

де $A_1, A_2, A_3 \dots A_6$ – постійні коефіцієнти, що відповідають параметрам динамічної моделі механізму зміни вильоту вантажу.

Рівняння (3) аналітичним чином розв'язати не вдається, тому для його розв'язку використаємо наближений метод колокацій [2].

У відповідності до методу колокацій сформуємо базисну функцію, на якій будемо шукати наближений розв'язок варіаційної задачі (2), (3).

Будемо вимагати, щоб базисна функція була розв'язком крайової задачі:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_2 = 0. \\ x_2(0) = \dot{x}_2(0) = \ddot{x}_2(0) = \overset{IV}{\ddot{x}_2(0)} = \overset{V}{x_2(0)} = \overset{VI}{x_2(0)} = \overset{VII}{x_2(0)} = 0; \\ x_2(t_1) = \frac{v \cdot t_1}{2}; \dot{x}_2(t_1) = v; \\ x_2\left(\frac{t_1 \cdot k}{5}\right) = q_k, k = 1, 2, 3, 4; \\ \ddot{x}_2(t_1) = \overset{IV}{\ddot{x}_2(t_1)} = \overset{V}{x_2(t_1)} = \overset{VI}{x_2(t_1)} = \overset{VII}{x_2(t_1)} = 0, \end{array} \right. \quad (4)$$

де q_k – постійний параметр. В крайових умовах (4) обрано чотири постійні параметри q_1, q_2, q_3, q_4 , оскільки така кількість забезпечує достатнє наближення до точного розв’язку поставленої задачі.

В результаті наближеного розв’язку оптимізаційної задачі побудовано графічні залежності, що характеризують перехідний процес пуску механізму зміни вильоту вантажу баштового крана КБ - 674.

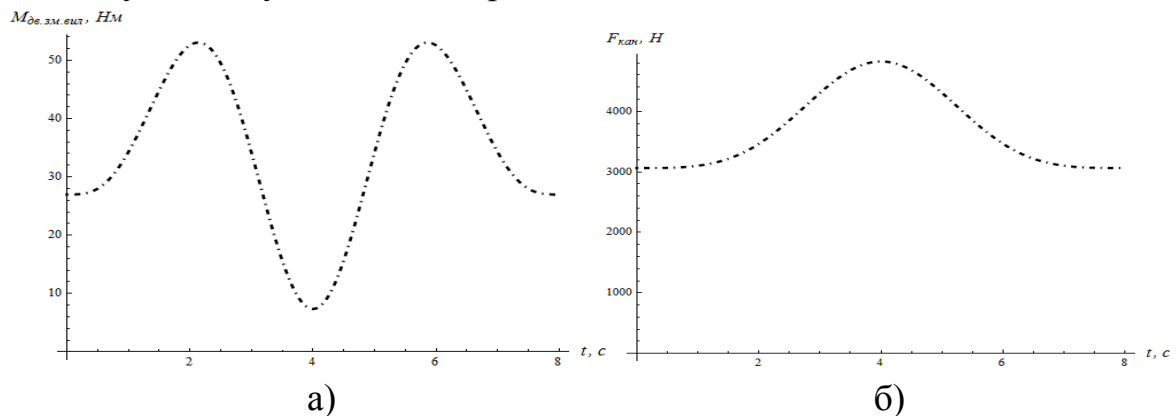


Рис. 1. Графіки, що описують перехідний процес пуску механізму зміни вильоту вантажу: а) момент на валу двигуна; б) зусилля в тяговому канаті

Аналіз графіків, що представлені на рис. 1, показує невеликі значення моменту на валу приводного електродвигуна (рис. 1, а) і зусилля в тяговому канаті (рис. 1, б) механізму зміни вильоту вантажу. На початку руху тяговий канат має початковий натяг, тобто навантажений силою статичного опору.

Висновок. Отриманий наближений розв’язок оптимізаційної задачі дає змогу знизити динамічні навантаження: максимальний момент на валу двигуна у 6,3 рази, а значення максимального зусилля в тяговому канаті знизилося у 1,32 рази в порівнянні з некерованим режимом руху.

Список використаних джерел:

1. Цлаф Л.Я. Вариационное исчисление и интегральные уравнения / Л.Я. Цлаф. – М.: Наука, 1970. – С. 92 – 94.
2. Черненко В.Д. Высшая математика в примерах и задачах: в 3 т. Т. 2 / В.Д. Черненко. – СПб. : Политехника, 2003. – 476 с.

СПОСІБ ЗНАХОДЖЕННЯ ПЛОЩІ ПЛОСКОГО СЕГМЕНТУ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Хуторянська Ю.П., студентка

Науковий керівник – Пилипака С.Ф., д.т.н., проф.

Знаходження площі сектора круга здійснюється у полярній системі координат. Якщо ж потрібно визначити площу сегмента круга, то в цьому випадку доцільно здійснювати інтегрування в декартовій системі координат. Покажемо два випадки такого інтегрування для знаходження площі сегмента круга заданих розмірів.

Перший випадок. На рис. 1, а зображено частину круга радіуса R і виділено сегмент висотою H , площу якого потрібно визначити. Площу визначатимемо додаванням елементарних відсіків розміром $L \times \Delta h$ (на рис. 1 такий відсік зафарбовано у сірий колір). Додавання здійснюватимемо, починаючи з нижньої точки кола збільшенням змінної h до центра кола.

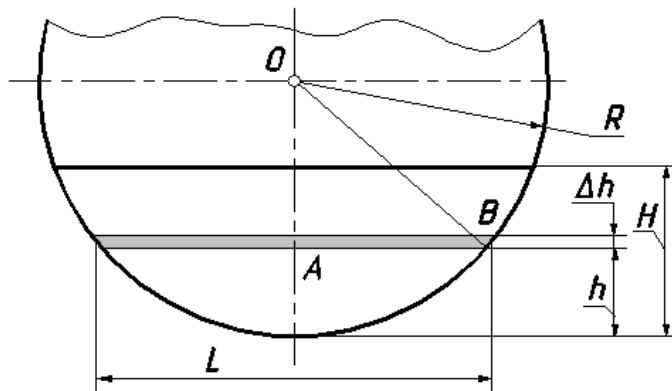


Рис. 1. До визначення площі сегмента висотою H

Визначимо площу виділеного елементарного відсіку ΔP через задані розміри сегмента R і H . Як видно із рис. 1, площа цього відсіку наближено дорівнює $\Delta P = L \times \Delta h$. Знайдемо довжину L відсіку. Із прямокутного трикутника OAB знаходимо:

$$\begin{aligned} AB &= \sqrt{OB^2 - OA^2} = \\ &= \sqrt{R^2 - (R-h)^2} = \sqrt{2Rh - h^2} \end{aligned}$$

Отже, $L = 2AB = 2\sqrt{2Rh - h^2}$. Таким чином, площа виділеного відсіку дорівнюватиме: $\Delta P = 2\sqrt{2Rh - h^2} \Delta h$. Переходячи до границі при $\Delta h \rightarrow 0$, отримаємо:

$$dP = 2\sqrt{2Rh - h^2} dh. \quad (1)$$

Інтегруємо вираз (1):

$$P = 2 \int \sqrt{2Rh - h^2} dh = (h - R)\sqrt{2Rh - h^2} + 2R^2 \operatorname{Arctg} \sqrt{\frac{h}{2R - h}}. \quad (2)$$

Підставивши в (2) межі змінної h від 0 до H остаточно отримуємо площу P сегменту:

$$P = (H - R)\sqrt{2RH - H^2} + 2R^2 \operatorname{Arctg} \sqrt{\frac{H}{2R - H}}. \quad (3)$$

При $H=R$, тобто у випадку півкруга, із формули (3) матимемо: $P=\pi R^2/2$. Цей результат є очікуваним і дорівнює половині площі круга.

Другий випадок. На сегменті будемо виділяти не прямолінійну елементарну смугу, а криволінійну у вигляді кільця (рис. 2).

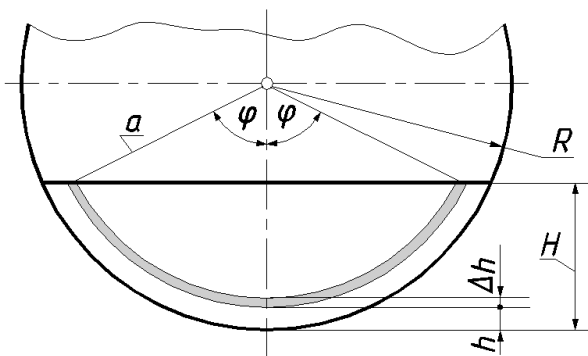


Рис. 2. До визначення площі сегмента сумуванням елементарних кілець

Знайдемо площу кільця, виділеного сірим кольором на рис. 2. Наближено площа дорівнює добутку довжини L кільця на його ширину Δh : $\Delta P = L \times \Delta h$. Довжина L кільця дорівнює довжині дуги кола радіуса $a=R-h$, яка спирається на центральний кут 2φ . Отже, можна записати: $L=2\varphi(R-h)$. Визначимо кут φ із прямокутного трикутника, у якого гіпотенузою є $a=R-h$, а прилеглим катетом - сторона

довжиною $R-h$. Звідси знаходимо: $\cos\varphi = \frac{R-H}{R-h}$. Із врахуванням знайдених величин можна записати довжину кільця L :

$$L = 2(R-h) \arccos\left(\frac{R-H}{R-h}\right). \quad (4)$$

Помноживши довжину L (4) кільця на його ширину Δh , отримаємо його площу:

$$\Delta P = 2(R-h) \arccos\left(\frac{R-H}{R-h}\right) \Delta h. \quad (5)$$

Переходячи до границі при $\Delta h \rightarrow 0$, отримаємо вираз, інтегруванням якого одержимо вираз для визначення площі сегмента:

$$P = 2 \int_0^H (R-h) \arccos\left(\frac{R-H}{R-h}\right) dh. \quad (6)$$

Вираз (6) проінтегрувати не можна, однак чисельне інтегрування для тестових прикладів дає той же результат, що і формула (3).

Можна знайти частковий результат для половини круга, прийнявши за вихідні умови $\varphi=\pi/2$ і $H=R$ (рис. 2). Тоді згідно (4) будемо мати: $L = \pi(R-h)$. Вираз (6) в цьому випадку може бути проінтегрований:

$$P = \pi \int_0^R (R-h) dh = \frac{\pi h}{2} (2R-h) = \frac{\pi R^2}{2}. \quad (7)$$

Для площі півкруга ми отримали в (7) такий же результат, як і за формулою (3).

УДК 621.86/87 (075.32)

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ БУНКЕРА-НАКОПИЧУВАЧА ВІДХОДІВ ЦЕХУ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЕРЕВИНИ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Богатько А.О., студент

Науковий керівник – Рибалко В.М., к.т.н., доц.

Бункер-накопичувач – це резервуар, ємкість для короткочасного зберігання і подальшого відвантаження сипких матеріалів. Під час завантаження та зберігання сипких матеріалів у бункері можуть утворюватись склепіння, що впливає на продуктивність роботи лінії для виробництва пелетів. Відходи механічної обробки дерева (тирса, волокна, тріски, кора, стружка) мають властивість злежуватись. Злежаний матеріал погано висипається або і взагалі не висипається із бункера, утворюючи склепіння над заслінкою.

Для подолання цього негативного явища і підвищення продуктивності бункера-накопичувача була запропонована конструкція активатора бункера для руйнування склепінь та для запобігання їх утворенню (рис. 1-3).

Бункер-активатор складається із: приводного вала (труби) 1; бункера-накопичувача 2 та шнека 3. Шнек виконаний із частин смужки у формі конічної спіралі яка переривається через кожні 45 градусів. Частини смужки прикріплені до приводного вала металевими прутками.

Бункер-активатор працює так. Під час завантаження активатор відключений, але як тільки починається розвантаження відкривають заслінку, вмикають активатор. При цьому до вала привода підводиться крутний момент, який передається на шнек.

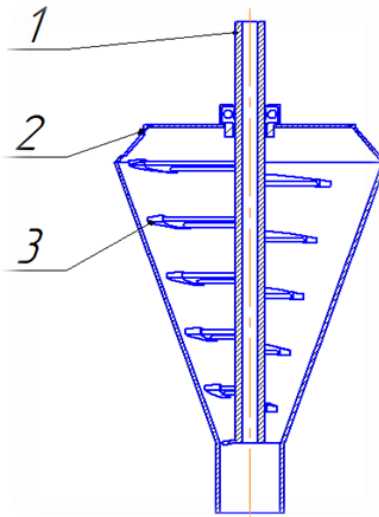


Рис. 1 Загальна схема бункера-накопичувача



Рис. 2 Робочий орган активатора бункера



Рис. 3 Бункер-накопичувач з активатором (розріз)

Шнек обертаючись руйнує склепіння (якщо воно утворене) та (або) розпушує відходи не даючи їм утворити склепіння. Оскільки розпушені відходи, в порівнянні зі злежаними, швидше виходять через заслінку бункера, то це збільшує продуктивність бункера, а отже і всієї лінії виробництва пелет.

Висновок. Дане удосконалення конструкції бункера-накопичувача виконує поставлене перед ним завдання, а саме:

- 1) руйнує утворені склепіння у бункері;
- 2) розпушує злежані відходи, що запобігає утворенню склепінь над заслінкою;
- 3) підвищує продуктивність роботи бункера.

УДК 621.87.36

ПАРАМЕТРИ, ЯКІ ХАРАКТЕРИЗУЮТЬ РЕЖИМИ РОБОТИ ПЛАЗМОВОГО РОЗПИЛЮВАЧА

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Кривоzub Б.О., магістр першого року навчання
Науковий керівник – Карабиньoш С.С., к.т.н., доц.*

Швидкість плазмового струменя, ентальпія і температура являються визначаючими характеристиками при нагріванні матеріалу, що розпилюється.

Найголовніші параметри режиму роботи плазмотрона витікають із рівняння:

$$\Delta H_n = T_n \cdot C_n = \frac{N_\delta \cdot \eta_{mp}}{K_p \cdot G_{n.z.}} = \frac{36 \text{кВА} \cdot 0,5}{0,6 \cdot 4 \text{м}^2 / \text{год}},$$

де K_p – коефіцієнт, який характеризує рівномірність нагріву газу по перерізу сопла (0,4 – 0,7). Приймаємо $K_p=0,6$; $G_{n.z.}$ – витрати плазмоутворюючого газу ($G_{n.z.}=3-4 \text{ м}^3/\text{год}$). Приймаємо $G_{п.г.}=4 \text{ м}^3/\text{год}$; N_δ – потужність дуги ($N_\delta=36 \text{ кВА}$); η_{mp} – термічний ККД процесу ($\eta_{mp}=0,3-0,9$). Для плазмового напилення $\eta_{mp}=0,5$. У процесі плазмового напилення об'ємна витрата плазмоутворюючого газу складає 2–4 $\text{м}^3/\text{год}$, масова – 0,5–2 г/с. Від потужності дуги N_δ помітно залежать такі її характеристики, як температура та ентальпія. Із збільшенням потужності останні теж зростають. Протилежним є лише вплив фактора витрати плазмоутворюючого газу ($G_{n.z.}$). Грануляція частинок порошку при напиленні має велике значення і впливає на якість та фізико-механічні властивостей напиленого шару. Так при плазмовому напиленні середній діаметр таких

частинок складає 10 – 200 мкм. До параметрів, які характеризують введення порошку, належить швидкість його подачі у розпилювач; швидкість оцінюють витратою порошку (вона складає 0,25 – 2 г/с); стабільність подачі порошку знаходиться в межах 5-7 %. Витрата газу на подачу порошку складає 10% від витрати плазмоутворюючого газу. Збільшення витрати транспортуючого газу полегшує подачу порошку. Попередній підігрів порошку впливає на ступінь нагріву порошку у плазмовому струмені. Для плазмового напилення оптимальним, у залежності від режиму роботи плазмотрону, є відстані 50 – 360 мм. Специфічні параметри, характерні для плазмового напилення – це температура і тиск газу в камері. Зниження тиску в камері помітно впливає на ефективність процесу. При цьому суттєво змінюється температура частинок, які напилюються, а також їх швидкість і теплофізичні властивості струменя плазми. Зі зміною тиску помітні слідує зміни: при нормальному тиску кут розходження аргонного струменя рівний 16–17°, при $p=3,5 \cdot 10^3$ Па кут знижується до 8°. Швидкість частинок збільшується в 4 рази. Досягає максимального значення швидкість при тиску в камері $(6-10,5) \cdot 10^3$ Па.

УДК 631.372:621.436:621.436.03

МОДЕРНІЗАЦІЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ЗАСТОСУВАННЯМ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ АКУМУЛЯТОРНОГО ТИПУ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Кулінський В.В., магістр першого року навчання
Науковий керівник – Бешун О.А., к.т.н., доц.*

Системи паливоподачі як бензинових, так і дизельних автотракторних двигунів за останні 10-15 років значно вдосконалились, основною причиною чого стало: постійне підвищення вимог, які ставляться з боку законодавства країн до токсичності відпрацьованих газів, шуму й вібрацій двигунів, стрімкий розвиток мікропроцесорної техніки, в тому числі датчиків і електронних компонентів, а також висока конкуренція між фірмами-продуцентами у відношенні показників паливної економічності на фоні постійно зростаючих цін на нафтопродукти.

Одним з ефективних шляхів зниження витрати палива й поліпшення екологічних показників дизельних двигунів тракторів виробництва країн СНД, може стати їх перехід від класичних систем живлення до систем живлення, без

застосування яких практично не можливо досягнути показників навіть Stage III і EURO-3 (нині в країнах Європи діють вимоги Stage IV final та EURO-6), а саме систем паливоподачі з підвищеним тиском впорскування, зокрема: систем з насос-форсунками, з індивідуальними насосами, з електронними регуляторами, а також систем паливоподачі акумуляторного типу (Common Rail), які сприяють підвищенню повноти згоряння палива та поліпшенню економічних і екологічних показників дизельних ДВЗ.

Головна відмінність системи Common Rail від класичних систем паливоподачі полягає в тому, що ПНВТ і ній призначений тільки для створення високого тиску в загальній паливній магістралі. Він не виконує функцій регулювання циклової подачі палива і корегування моменту впорскування. Необхідна циклова подача палива забезпечується тривалістю подачі електричного сигналу на клапани електрогідравлічних чи п'єзофорсунок, а кут випередження впорскування – моментом подачі електричного сигналу.

Мета даної роботи – модернізація багатоциліндрового тракторного дизеля Д-243 за рахунок заміни штатної системи паливоподачі акумуляторною системою паливоподачі типу Common Rail. В результаті виконаних розрахунків і конструкторських робіт було визначено показники річного економічного ефекту від впровадження системи паливоподачі акумуляторного типу на дизелі Д-243 трактора МТЗ-82.1.26, представлені в табл. 1.

Таблиця 1

Орієнтовний річний економічний ефект від модернізації дизеля Д-243 трактора МТЗ-82.1.26

Показники і одиниці їх вимірювання	Значення
Річна економія дизельного палива, кг	1979
Густина дизельного палива, т/м ³	0,83
Річна економія дизельного палива, л	2356
Оптово-закупівельна ціна дизельного палива, грн/л.	14,45
Річна економія, грн	34045
Капіталовкладення, грн	40250
Термін окупності капіталовкладень, місяців	14,7

Як видно з даних таблиці 1 при нормативному річному наробітку трактора МТЗ-82.1.26, що становить 1600 год у випадку модернізації двигуна Д-243 застосуванням системи паливоподачі акумуляторного типу економія палива становитиме 13,5 %. При нинішніх оптово-закупівельних цінах на дизельне паливо і складових системи паливоподачі акумуляторного типу термін окупності капіталовкладень не перевищуватиме 1,5 роки.

Таким чином, модернізація двигуна шляхом застосування системи паливоподачі акумуляторного типу замість штатної системи паливоподачі дозволяє значно пом'якшити роботу двигуна, поліпшити економічні показники та знизити шкідливі викиди з відпрацьованими газами, шум і вібрацію. Проте слід звернути увагу на те, що при застосуванні даної системи необхідно ретельно слідкувати за якістю використовуваного палива.

УДК 621.87.001

АНАЛІЗ РОБОТИ МЕХАНІЗМІВ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ ГВИНТОВОГО ТИПУ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Приходько П.В., студент

Науковий керівник – Рибалко В.М., к.т.н., доц.

Завантаження або розвантаження вантажів може здійснюватися за допомогою спеціальних навантажувачів, автокранів різних технічних характеристик та мультиліфтів.

Механізм відноситься до області підйомних пристроїв. Вантажно-розвантажувальний пристрій транспортабельного модуля-контейнера містить вантажопідйомні стійки, кожна з яких має закріпленій на корпусі модуля-контейнера силовий корпус з поворотним гвинтовим механізмом підйому.

Гвинтовий підйомний механізм складається з мотор-редуктора, ведучої шестерні, веденої шестерні, корпуса, направляючого профіля, підйомного гвинта, гайки, роликів підшипників, упорного кулькового підшипника, опори.

Дана конструкція приводиться в дію від мотора-редуктора, а також в разі необхідності, від рукоятки, яку може обертати людина.

Принцип роботи полягає у наступному: стійки повертаються на відповідний кут і фіксуються в даному положенні. Крутний момент від мотор-редуктора передається через шестерні на підйомний гвинт, який обертаючись опускається і переміщує на собі гайку. Підйомний гвинт жорстко з'єднаний з веденою шестернею редуктора. Гайка, на якій встановлений платформа і корисний вантаж, переміщаються вгору і вниз щодо підйомного гвинта.

Переваги гвинтових підйомних механізмів:

- висока надійність;

- мала вага;
- простота конструкції та експлуатації;
- великий робочий хід;
- малі енергозатрати.
- ціна;

Недоліки:

- низький ККД (30-40%) .

Запропонована конструкція забезпечує опускання-підіймання модуля-контейнера у будь-якому місцезнаходженні, на підготовлених або непідготовлених поверхнях. Великою перевагою цього механізму є його автономність. Механізм уже закріплений на модулі-контейнері і готовий будь-коли і будь-де до його опускання-піднімання, що зменшує енергозатратність цього процесу.

УДК 621.87. 36

ОБКАТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНОЇ НАВІСНОЇ СИСТЕМИ ТРАКТОРІВ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Биба В.І., магістр другого року навчання
Науковий керівник – Карабиньох С.С., к.т.н., доц.*

Гідравлічну навісну систему трактора обкатують спочатку без навантаження, перевіряючи герметичність кожної секції розподільника і основного циліндра, а потім під навантаженням, навішуючи на тягу механізму навішування вантаж певної маси (на трактор К-700, К-701 навішують вантаж 450-600 кг, на Т-40М, Т-40АМ- 150-250 кг і на трактори інших марок - 100-150 кг). Вантаж впродовж 10 хв піднімають і опускають механізмом навішування на середній частоті обертання колінчастого валу двигуна, потім впродовж 10-15 хв піднімають і опускають вантаж на максимальній частоті двигуна. Піднімають і опускають вантаж не частіше одного разу в хвилину. Вантаж повинен підніматися плавно і відразу після переводу руків'я розподільника в положення "підйом".

У положеннях "підйом", "плаваюче" і "опускання" руків'я розподільника повинне стійко утримуватися фіксатором, а з положень "підйом" і "опускання" у кінці робочого ходу поршня вона повинна

автоматично повертатися в "нейтральне" положення. Для перевірки гідромеханічного клапана вантаж піднімають в крайнє положення і закріплюють його в такому положенні, переміщаючи упор по штоку циліндра. При спрацьовуванні клапана вантаж повинен знаходитися у верхньому положенні.

В процесі обкатки гідравлічної навісної системи перевіряють усі ущільнення. При підтіканні оливи або підсмоктуванні повітря у всмоктувальній магістралі зупиняють двигун і усувають несправність. Температура оливи, під час обкатки гідравлічної системи має бути не вище 50⁰ С. Після обкатки і перевірки усіх агрегатів гідравлічної системи приступають до обкатки трактора. При обкатці гусеничного трактора його встановлюють на гусеничні полотна і закріплюють причіпною скобою до стовпа і тросами - за передні крюки. Для зручності входу в кабіну монтують місток зі сходами.

Стенд для обкатки гусеничних машин є як би перевернутою ходовою частиною гусеничного трактора. Якщо з'єднати вал приводного колеса стенду з гальмівним пристроєм, то обкатку можна проводити під навантаженням. Гусеничні машини можна також обкатувати на сталевому листі. При цьому трактор прикріплюють причепом до нерухомої стойки, а лист змащується оливою. Найкращі результати обкатки і контролю якості ремонту виходять, якщо обкатка на стенді доповнюється обкаткою пробігом. Перед початком обкатки перевіряють роботу муфти зчеплення, включаючи і вимикаючи передачі при вимкненій муфті. Включення передач повинне проходити без шумів і стуків. Рушання машини з місця при обкатці повинне супроводжуватися різким підвищенням частоти обертання двигуна. Муфта зчеплення повинна легко вимикатися і повністю роз'єднувати двигун і трансмісію, а при включенні забезпечувати плавне рушання машини з місця. Пробуксовування включеної муфти зчеплення під навантаженням не допускається. Перемикання передач повинне проходити легко і безшумно.

Не допускається самовиключення передач. Блокувальний механізм коробки передач не повинен допускати включення передач при не повністю вимкненій муфті зчеплення. Перевіряють надійність роботи механізму включенням ВВП і безшумність його роботи.

Не допускаються шуми і стуки в коробці передач, задньому мосту, стук кардана у автомобіля, стуки і сильні шуми в кінцевих передачах тракторів, в механізмах валу відбору потужності.

ХАРАКТЕРНІ ПОШКОДЖЕННЯ ТА ОСОБЛИВОСТІ ВІДНОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА ВАЛА ВІДБОРУ ПОТУЖНОСТІ ТРАКТОРІВ ХТЗ-17221

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Пилипенко Я.Г., Радзіховський М.В., магістри другого року навчання
Науковий керівник – Сиволапов В.А., ст. викл.*

Редуктор ВВП – одноступінчастий, з шестернями постійного зачеплення і гідропідтискною муфтою блокування веденої шестірні з вихідним валом. Автоматичне дискове гальмо редуктора гальмує вихідний вал при виключенні ВВП, автономна гідросистема забезпечує плавне включення ВВП і надійне мащення деталей редуктора.

Корпус редуктора і закріплений до нього знизу піддон відлиті з алюмінієвого сплаву.

Основні дефекти корпусу редуктора ВВП – тріщини, зломи, пошкодження різьби, неплщинність привалкових поверхонь, спрацювання поверхонь. Неплщинність привалкових поверхонь допускається не більше як 0,1 мм.

Корпус редуктора ВВП вибраковуюють при наявності тріщин, які виходять на посадочні поверхні, зломів і пробоїн. Спрацьовані поверхні під кришки і стакани підшипників відновлюють місцевим насталюванням або розточуванням і встановленням сталених кілець.

В разі жолоблення привалкових площин їх шліфують. Тріщини, які не виходять на посадочні поверхні, заварюють.

Кромки тріщин зачищають щіткою із нержавіючого дроту діаметром 0,15 мм і знежирюють.

Безпосередньо перед зварюванням кромки тріщини травлять у 10%-ному розчині їдкого натрію або їдкого калію при температурі 50...70° С, освітлюють в 10%-ному розчині азотної кислоти при 18...20° С, після чого промивають гарячою водою і сушать.

Після травлення і освітлювання кромки тріщини повинні мати сріблито-матову поверхню без нальоту та бруду. Корпус редуктора ВВП нагрівають до температури 240...250° С протягом 1 години і заварюють тріщини аргонно-дуговим зварюванням неплавким вольфрамовим електродом діаметром 5 мм з присадковим прутком діаметром 4 мм із сплаву АЛ11.

Зварний шов повинен бути рівним, щільним, без тріщин, пористості, непроварених місць і напливів. Після зачищення зварного шва його перевіряють на герметичність за допомогою гасу. При цьому на поверхні шва, обробленій крейдою, протягом 5 хв не повинні появлятися плями гасу.

Основними дефектами ведучого і веденого валів є спрацювання поверхонь під шарико і дшипники, сальники і кільця гідророзподільника, шліци та шліцьових пазів, пошкодження різьби, деформація, органічні і мінеральні відклади в каналах.

Пошкоджену різьбу валів наплавляють віброконтактним способом, обточують до нормальних розмірів, свердлять отвори, фрезерують лиски і нарізають нову різьбу.

Таблиця 1

Можливі несправності рульового керування та методи їх усунення

Причина несправності	Спосіб усунення
1	2
Трактор не повертає	
Заклинив клапан витрати або не працює запобіжний клапан	Розібрати клапан витрати й ретельно промити всі деталі в дизельному паливі. Зібрати клапан й відрегулювати його на стенді або на тракторі
Відсутня подача масла від насоса або насос не розвиває тиск	Замінити насос
Різкі, незатухаючі поштовхи при повороті трактора	
Послаблення місць кріплень рульового механізму, гідроциліндрів, тяги зворотного зв'язку, поворотних важелів рами, сошки тощо.	Перевірити й належно затягнути всі місця кріплень вузлів й деталей рульового керування
Зріз скоби й руйнування пружин сухарів передньої кришки й головки штока гідроциліндра	Розібрати передню кришку й головку штока. Встановити нову скобу й правильно зібрати головки циліндра
Потрапляння повітря в систему	Перевірити й надійно затягнути всі місця з'єднань маслопроводів й всі штуцери. Провести 10-кратний поворот з одного крайнього положення в інше

1	2
Збільшена подача масла до гідроциліндрів чи заклинив клапан витрати	Перевірити швидкість повороту трактора з одного крайнього положення в інше, яке повинно бути 5...7 с. При необхідності промити й відрегулювати клапан витрати
Підтікання масла	
Ослаблене затягування в з'єднаннях маслопроводів	Підтягти гайки кріплення маслопроводів і хомутів кріплення шлангів
Знос ущільнень штока гідроциліндрів	Підтягти ущільнення штока гідроциліндрів
Ослаблене затягування в з'єднаннях маслопроводів	Підтягти гайки кріплення маслопроводів і хомутів кріплення шлангів
Знос ущільнень штока гідроциліндрів	Підтягти ущільнення штока гідроциліндрів
Масло й піна викидаються через сапун масляного бака	
Нещільно зеднані маслопроводи	Перевірити й підтягти місця з'єднання маслопроводів
Недостатня кількість масла в системі	Перевірити рівень масла в баку й долити до середини масломірного скла
Надлишок масла в масляному баці	Злити зайве масло й встановити рівень
Підвищений вільний хід рульового колеса	
Знос пальців тяги зворотного зв'язку	Відрегулювати затягування пальців зворотнього зв'язку
Збільшений зазор в черв'ячній парі	Відрегулювати зазор в черв'ячній парі
Ослаблення кріплення черв'яка на валу рульового механізму	Встановити черв'як на місце, надійно затягнути його гайками
Ослаблення кріплення золотника розподільника на валу рульового механізму	Затягнути золотник гайкою та законтрити другою гайкою

СТАНДАРТИЗАЦІЯ В АГРАРНОМУ СЕКТОРІ УКРАЇНИ В УМОВАХ ЄВРОІНТЕГРАЦІЇ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Удовенко І.І., магістр першого року навчання

Науковий керівник – Мельник В.І., к.т.н., доц.

Перспективи розвитку економіки України на сучасному етапі державотворення тісно переплетені із євроінтеграційними процесами, котрі зумовлюють, у першу чергу, стандартизацію якості галузевого виробництва. Серйозним кроком із позиції поглиблення торговельних відносин між Україною та ЄС має стати угода про зону вільної торгівлі (ЗВТ), яка сприятиме наближенню вітчизняного аграрного сектора економіки до європейських стандартів, адаптації його до Спільної аграрної політики ЄС (САП ЄС) та розширенню присутності на українському агропродовольчому ринку нових країн-членів ЄС.

В аграрному виробництві, риболовстві й лісівництві країн Євросоюзу зайнято 13,6 млн осіб, ще 5 млн осіб – у сфері переробки сільськогосподарської продукції. Це становить 8,6 % всіх зайнятих у ЄС. Разом ці галузі дають 4 % валового внутрішнього продукту. Європейський Союз є найбільшим виробником продовольства й напоїв у світі. У ньому функціонує 13,7 млн. господарств, які здійснюють діяльність на 47 % території Союзу. У світовому експорті сільськогосподарської продукції та продовольчих товарів на ЄС припадає 17 %, між тим 67 % загального експорту становлять товари високої доданої вартості й глибокої переробки.

В ЄС зосереджено 962 млн га площі сільськогосподарських угідь, що складає 20,7 % світової площі та 134 млн га ріллі, або 10 % від загальної світової площі. На одну особу населення припадає близько 1,5 га земельних ресурсів сільськогосподарського призначення. Європа входить до країн з високим рівнем розораності земель: приблизно 30 % (у країнах ЄС – 43 %), що є результатом тривалого ведення аграрного виробництва та густоти населення. За результатами досліджень, резервів для розширення площі орних земель в Європі небагато – усього лише 6 млн га.

Саме тому, враховуючи наведений потенціал, найбільшою загрозою у процесі євроінтеграції для України є агроекономічний потенціал ЄС, котрий

здатен витіснити національного агровиробника на внутрішньому ринку споживання в Україні.

Основним пріоритетом є ефективна взаємодія з розвиненими країнами, серед яких країни Європейського Союзу (ЄС) виступають прикладом реалізації між державних стандартів. Безпосередньо аграрний сектор в Україні як держави з одним з найбільших аграрних потенціалів, вимагає модернізації в управлінні.

Державне управління аграрним сектором в Україні за останні роки набуло кардинальних змін, проте відсутність скоординованості із країнами ЄС у значній мірі ізолює український аграрний сектор від підвищення стандартів якості виробництва, що у свою чергу стає наслідком значної ізолюваності європейських ринків для українського виробника і тому основним інструментом євроінтеграції аграрного сектору виступає міждержавна координація в управлінні галуззю, котра має здійснюватись у рамках загальноєвропейських стандартів.

Головні позиції ЄС в аграрному виробництві й світовій торгівлі сільськогосподарською продукцією в значній мірі обумовлені особливими умовами розвитку аграрного комплексу Євросоюзу, які були створені в результаті впровадження у 1962 році Спільної аграрної політики ЄС. У загальному розумінні Спільна Аграрна Політика Європейського Союзу (САП ЄС) (Common Agricultural Policy of European Union) є системою субсидій, які виплачуються фермерам країн ЄС. Головні цілі САП – це гарантування виробництва достатньої кількості продовольства й забезпечення справедливого рівня життя людей, які займаються аграрним виробництвом.

Очевидним є те, що впровадження стандартів якості в агровиробництво змусить національного виробника вводити інноваційні технологічні процеси у виробництво, що у свою чергу підвищить безпеку харчування і закладе передумови конкурентоздатності вітчизняної продукції.

Стратегічними пріоритетами України у процесі реалізації політики євроінтеграції аграрного сектору є: 1) збільшення експортного потенціалу за рахунок стандартизації і сертифікації продукції, гармонізації торговельних правил; 2) державною підтримкою зменшення імпортозалежності шляхом технічного удосконалення інфраструктури збереження виробленої сільськогосподарської продукції, а також ефективної податкової політики для вітчизняних підприємств експортерів.

ЄС для України – потенційний ринок збуту агропромислової продукції, розвитком управління галуззю повинен стати прозорий механізм контролю виробничого процесу, що, у першу чергу, цікавить європейського виробника. Проте основним завданням української аграрної політики має виступати пріоритет САП ЄС – наповнення ринку продукцією власного виробництва високої якості за оптимальну ціну та розвиток експорту надлишкової високоякісної

продукції. Для реалізації цього напрямку необхідно сформувавши оптимізаційну стратегію і тактику ефективного державного управління.

Механізми державного управління аграрним сектором України, відповідно європейських стандартів, мають бути сформовані у рамках реалізації національної аграрної програми (НАП). Фінансова складова НАП являє собою комплекс планових цільових державних фінансових програм, мета яких — стимулювання виробництва високоякісної аграрної продукції та підтримка малих та середніх агропідприємств.

Для вітчизняного сільськогосподарського товаровиробника гармонізовані стандарти – це єдиний шлях витримати конкуренцію на зовнішньому ринку.

УДК 621.867.133

АНАЛІЗ РОБОТИ ПНЕВМОТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВОК, ЯКІ ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Чугаєв А.О., магістр першого року навчання
Науковий керівник – Рибалко В.М. к.т.н., доц.*

Широке застосування пневмотранспортних установок обумовлено їх істотними перевагами перед механічними. Їх принцип дії полягає в переміщенні вантажів потоком повітря, що рухається по трубопроводу.

На сучасному етапі розвитку транспорту промислових підприємств виникли умови коли підвищення ефективності використання ресурсів стримується недостатньо раціональними способами транспортування між цехами, промисловими площадками. Використання пневматичного транспорту в технологічних процесах основного виробництва, мають велике значення для ефективного їх використання в нашій країні. Собівартість транспортування масових навалочних (накидних, насипних) вантажів спеціальними видами транспорту, у т.ч. трубопровідним нижче в 2-3 рази. Тому область використання трубопровідного пневмотранспорту кожного року збільшується за рахунок простоти конструкції та невеликих розмірів.

Переваги пневмотранспортних установок: можливість застосування на будь-яких трасах транспортування; невелика металоємність; нескладні операції технічного обслуговування; високий ступінь автоматизації; плавна робота, з

малими втратами; охолодження і провітрювання вантажу при транспортуванні. Продуктивність пневмотранспортерів досягає 100 т / год і більше.

До недоліків пневмотранспортних установок відносяться велике споживання енергії і підвищене зношування частин, що стикаються з вантажем.

Найбільш проблемними є навантажувальна і розвантажувальна.

Висновок. Пневмотранспортні установки мають значні переваги перед механічними, але проблемними є навантажувальна і розвантажувальна секція і підвищене зношування частин, що стикаються з вантажем.

УДК 624.012

ОЦІНКА НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ СТАЛЕВОЇ ПІДКРАНОВОЇ БАЛКИ ЗА КРИТЕРІЄМ ТРІЩИНОСТІЙКОСТІ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Мінадієв С.О., магістр першого року навчання
Науковий керівник – Давиденко О.І., д.т.н., проф.*

Місцевий момент і тиск котка викликають в стінці балки і в зварному шві нормальні напруження, напрямом яких перпендикулярний напрямку нормальних напружень від загального вигину балки, що обумовлює плоский напружений стан стиснутої частини стінки і зварного шва. Плоский напружений стан верхньої частини балки і велика кількість циклів навантаження є підставою для утворення навколошовних тріщин в зонах. В результаті верхній пояс постійно вигинається то в одну то в іншу сторону, відносно стінки і зварного шва верхнього поясу і утворюється горизонтальна тріщина.

Запропонована методика дозволяє визначити критичну довжину тріщини, або коефіцієнт інтенсивності напружень, що пов'язані однією формулою. Розрахунок реальної конструкції, що містить, наприклад, плоску наскрізну тріщину довжиною l включає визначення коефіцієнта інтенсивності напружень

$$K_1 = \sigma \sqrt{\frac{\pi}{2} l}.$$

Визначення коефіцієнтів інтенсивності напружень в елементах з тріщиною в підкрановій балці виконано методом кінцевих елементів з використанням ПК «Ліра Windows». Рішення щодо переходу від великорозмірних кінцевих елементів до дрібнорозмірних можливо з

використанням методу суперелементів. В результаті є можливість виконати прогнозування несучої здатності за критерієм тріщиностійкості конструкцій на стадії проектування або оцінити несучу здатність за критерієм тріщиностійкості конструкцій з наявними дефектами, отриманими в процесі експлуатації.

УДК 669.14.018.25:620.18:539.374

МОДЕЛЮВАННЯ ВМІСТУ ЕЛЕМЕНТІВ В БІМЕТАЛЕВИХ ВИЛИВКАХ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Кузнецов О.С., студент

Науковий керівник – Афтанділянц Є. Г., д.т.н., проф.

При неоднорідної концентрації i -го елемента його перерозподіл в напівнескінченній пластині відбувається по наступній залежності:

$$\frac{C_n - C_x}{C_n - C_o} = \operatorname{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{D \cdot \tau}}\right), \quad (1)$$

де C_n – концентрація i -го елемента на поверхні пластини; C_o – вихідна концентрація i -го елемента в пластині; C_x – концентрація i -го елемента на відстані x від поверхні; τ – час процесу; D – коефіцієнт дифузії i -го елемента в пластині; erf – функція помилок Гауса.

Концентрація в точці x буде дорівнювати

$$C_x = C_n - (C_n - C_o) \cdot \operatorname{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{D \cdot \tau}}\right), \quad (2).$$

Якщо прийняти, що межа дифузійного шару, що рухається, відповідає концентрації C_o при функції помилок $\operatorname{erf} = 0,999 \approx 1$ і значенні її аргументу 2,33 то тангенс кута нахилу функції помилок при її лінійній інтерполяції (a) буде дорівнювати 0,42876. Тоді рівняння (2) прийме вигляд

$$x = \frac{2\sqrt{D \cdot \Delta\tau}}{a} \approx 4,66 \cdot \sqrt{D \cdot \Delta\tau}, \quad (3)$$

де D – коефіцієнт дифузії; $\Delta\tau$ – час дифузії; $a = 0,42876$.

Для знаходження товщини перехідного шару на першій стадії процесу дифузії справедлива формула (3). Для подальших стадій необхідно заздалегідь розраховувати ефективний час дифузії:

$$\tau_n^{\text{эф}} = \frac{1}{D_n} \cdot \left(\frac{a \cdot x_{n-1}}{2} \right)^2, \quad (4)$$

де D_n – коефіцієнт дифузії на n -ній стадії процесу; x_{n-1} – розмір перехідного (дифузійного) шару на попередній стадії процесу.

Товщина перехідного шару в кінці чергової стадії знаходиться по знайденому ефективному часу дифузії:

$$x_n = \frac{2\sqrt{D_n \cdot (\tau_n^{\text{эф}} + \Delta\tau_n)}}{a}, \quad (5).$$

Величина $\text{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{D \cdot \tau}}\right)$ є функцією помилок Гауса. Кореляційний аналіз значень функції помилок показав, що з вірогідністю 99,9 % її можна апроксимувати наступною формулою:

$$\text{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{D \cdot \tau}}\right) = 0,08 \cdot \left(\frac{x}{2\sqrt{D \cdot \tau}}\right)^3 - 0,569 \cdot \left(\frac{x}{2\sqrt{D \cdot \tau}}\right)^2 + 1,3198 \cdot \left(\frac{x}{2\sqrt{D \cdot \tau}}\right), \quad (6)$$

$$r_p^{10} = 0,9997 \geq r_{кр}^{10} = 0,8721$$

З урахуванням формули (6) рівняння (2) можна записати в наступному вигляді:

$$\frac{C_n - C_x}{C_n - C_o} = 0,08 \cdot \left(\frac{x}{2\sqrt{D \cdot \tau}}\right)^3 - 0,569 \cdot \left(\frac{x}{2\sqrt{D \cdot \tau}}\right)^2 + 1,3198 \cdot \left(\frac{x}{2\sqrt{D \cdot \tau}}\right), \quad (7)$$

а розподіл концентрації елемента в наслідок дифузії, в кінці кожної стадії визначати по формулі:

$$C_x = C_n - (C_n - C_o) \cdot \text{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{D_n \cdot (\tau_n^{\text{эф}} + \Delta\tau_n)}}\right) = C_n - (C_n - C_o) \cdot \left(0,08 \cdot \left(\frac{x}{2\sqrt{D_n \cdot (\tau_n^{\text{эф}} + \Delta\tau_n)}}\right)^3 - 0,569 \cdot \left(\frac{x}{2\sqrt{D_n \cdot (\tau_n^{\text{эф}} + \Delta\tau_n)}}\right)^2 + 1,3198 \cdot \left(\frac{x}{2\sqrt{D_n \cdot (\tau_n^{\text{эф}} + \Delta\tau_n)}}\right) \right), \quad (8).$$

Рівняння (8) дає можливість визначати вміст елементів в довільних локальних об'ємах, тобто розподіл у виливку, залежно від температури, їх початкового вмісту і коефіцієнтів дифузії, які визначаються типом елемента, хімічним складом розчину і температурою.

Статистичний аналіз порівняння розрахункових та експериментальних значень показує, що запропонований спосіб дає можливість з вірогідністю 99,9%, коефіцієнтом кореляції 0,999 та помилкою 4,8 % моделювати вміст елементів у будь яких ділянках біметалевих виливків.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ БАШТОВОГО КРАНА З ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЮ СТІЛОВОЮ СИСТЕМОЮ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Кулінський В.В., магістр першого року навчання
Науковий керівник – Ловейкін В.С., д.т.н., проф.*

Для побудови математичної моделі динаміки вильоту баштового крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою використано динамічну модель, що являє собою механічну систему з двома ступенями вільності (рис. 1).

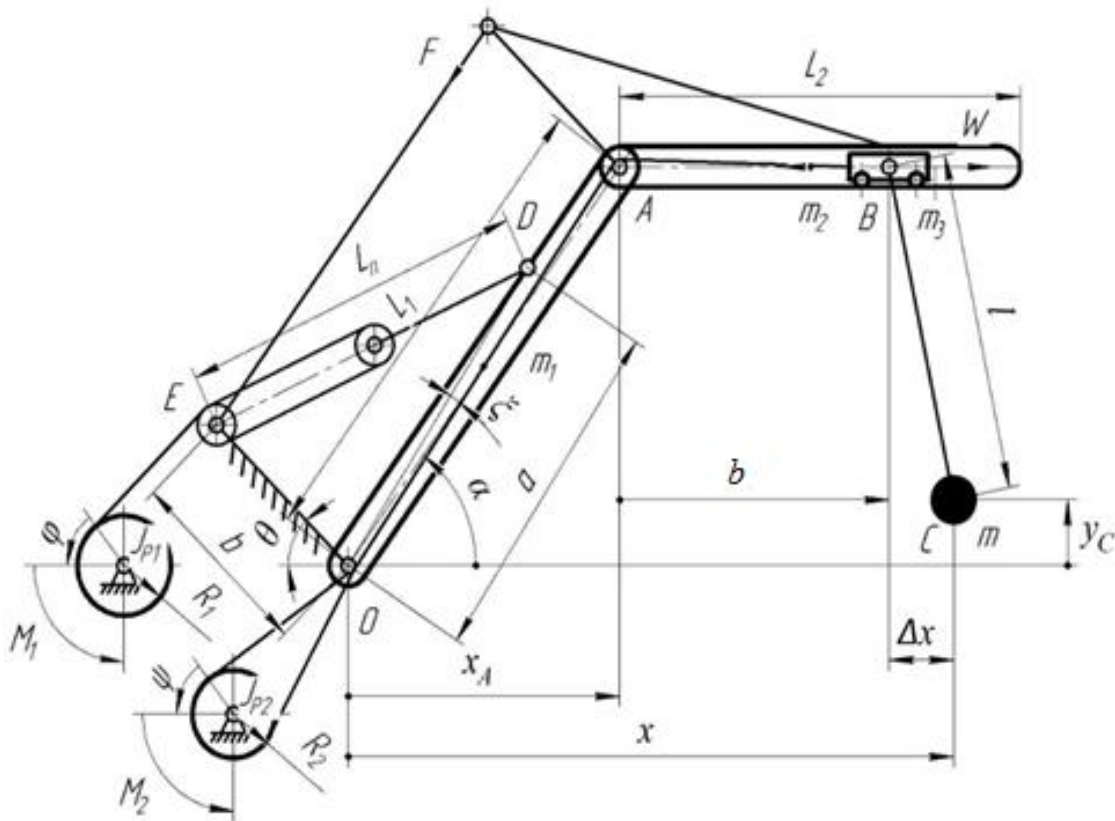


Рис. 1. Розрахункова динамічна модель зміни вильоту баштового крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою

В цій моделі за узагальнені координати прийнято кутову координату повороту основної секції стрілової системи α та лінійну координату горизонтального переміщення вантажу x . При цьому вважається, що вантаж

переміщується по горизонталі на рівні нижнього шарніра основної секції стрілової системи.

Припускаємо, що всі ланки стрілової системи абсолютно жорсткі і рухаються у вертикальній площині, а канати абсолютно нерозтяжні та невагомі. Для моделювання приводного механізму зміни вильоту використовується статична механічна характеристика асинхронного електродвигуна, яка визначається за формулою Клосса.

На основі вибраної динамічної моделі за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду побудована математична модель зміни вильоту баштового крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою:

$$\left[I_p \left(\frac{d\varphi}{d\alpha} \right)^2 + I_c + m_p L^2 \right] \ddot{\alpha} + I_p \dot{\alpha}^2 \frac{d\varphi}{d\alpha} \frac{d^2\varphi}{d\alpha^2} = M_p \eta \frac{d\varphi}{d\alpha} - mg(x - L_1 \cos\alpha - b)$$

$$\left[1 - \frac{(x - L_1 \cos\alpha - b)}{L_1 \sin^2 \alpha} \right] - (m_c \lambda + m_p) g L_1 \cos\alpha; \quad (1)$$

$$\ddot{x} = -g \frac{x - L_1 \cos\alpha - b}{L_1 \sin \alpha},$$

де m – маса вантажу; m_c, m_p – маса відповідно основної та допоміжної секцій стрілової системи; I_c – момент інерції основної секції стріли відносно її нижнього шарніра; I_p – зведений до осі барабана момент інерції приводного механізму зміни вильоту стрілової системи; φ – кутова координата повороту приводного барабана; M_p – рушійний момент на валу приводного барабана; R – радіус приводного барабана; L – довжина основної секції стріли; g – прискорення вільного падіння; b – відстань від верхнього шарніра основної секції стріли до центра мас візка.

Система диференціальних рівнянь (1) розв'язувалась чисельним методом за таких значень параметрів крана Liebherr 140hc-k: $m_c = 5500$ кг; $m_p = 2500$ кг; $I_c = 3,25 \cdot 10^6$ кг · м²; $I_p = 25,0$ кг · м²; $L_1 = 24,1$ м; $L_2 = 26,0$ м; $R = 0,5$ м; $b = 18,0$ м; $g = 9,81$ м/с²; $\eta = 0,85$.

В результаті проведених розрахунків побудовано графіки відхилення центра мас вантажу від точки закріплення гнучкого підвісу (рис. 2, а) за кінематичних характеристик основної секції стрілової системи (рис. 2, б).

Аналіз отриманих графіків показує, що мають місце значні коливання вантажу в процесі зміни вильоту. Особливо небезпечні коливання вантажу після зупинки стрілової системи.

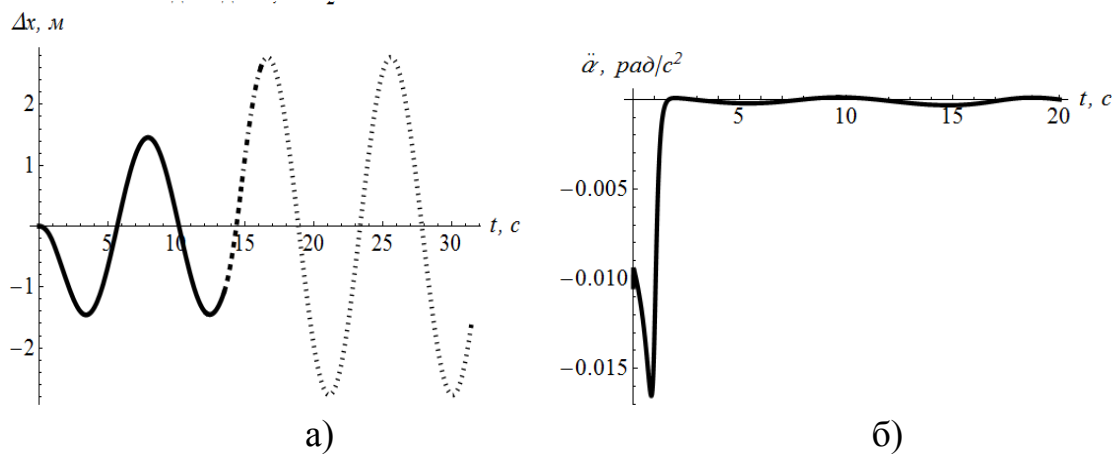


Рис. 2. Графіки: а) відхилення вантажу відносно точки підвісу; б) кутового прискорення основної секції стрілової системи

УДК 621.43.001.

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ ТА ЇХ ХАРАКТЕРНИХ ВІДМОВ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Захарець Н.М., магістр першого року навчання
Науковий керівник – Новицький А.В., к.т.н., доц.*

До сучасних двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) пред'являються високі вимоги по потужності, економічності і екологічності. Для забезпечення вказаних показників застосовується форсування ДВЗ методом газотурбінного наддуву, яке за останні десятиріччя набуло широкого розвитку і впровадження. ДВЗ з системою газотурбінного наддуву встановлюються на більшості мобільних енергетичних засобів (МЕЗ) сільськогосподарського призначення, включаючи трактори, автомобілі, комбайни, самохідну техніку. Одним з найбільш поширених ДВЗ є силові установки сімейства Д-240 та Д-245, на яких встановлюються турбокомпресори сімейства ТКР-6, які широко використовуються на тракторах МТЗ-1221, МТЗ-1025, автомобілях ГАЗ і МАЗ.

У більшості систем ДВЗ МЕЗ сільськогосподарського призначення використовується одноступінчатий наддув. Основним виконавчим пристроєм є турбокомпресор. Турбокомпресор приводиться в дію за рахунок турбіни, яка обертається завдяки використанню енергії потоку відпрацьованих газів. Турбіна з'єднується з компресором за допомогою жорсткої осі. Компресор, засмоктуючи повітря через повітряний фільтр, стискає його і подає його під

тиском у впускний колектор двигуна. Принцип роботи турбокомпресора такий, що чим більше повітря буде подаватися в циліндри, тим більше буде спалюватися пального, завдяки чому буде підвищуватися потужність двигуна. Чим більше енергії у відпрацьованих газів, тим інтенсивніше відбуватиметься обертання турбіни.

Аналіз літературних джерел показує, що на світовому ринку турбокомпресорів існує багато фірм, які займаються проектуванням і виготовленням турбокомпресорів для різних марок ДВЗ, серед яких найбільш відомими є Garret, CZ, Schwitzer, Cummins, Holset, ММЗ, БЗА та інші.

Турбокомпресори МЕЗ можна розділити на групи за наступними основними ознаками:

- за конструкцією робочого профілю турбокомпресора: з постійною геометрією, наприклад ТКР 11Н-1 (двигун СМД), сімейство ТКР-6.1.6.5 (двигун Д-245 і його модифікації); зі змінною геометрією, наприклад Garret T-25-VNT (двигун f9q);

- за наявністю перепускного клапана: без перепускного клапана, наприклад CZ K-27 (двигун КАМАЗ 740.31-240); з внутрішнім пропускним клапаном, наприклад Garret GT28 (двигун ВВА), ККК К03 (двигун АЖК);

- за конструкцією підшипникового вузла: з моноштулкою, яка не обертається (НМ), наприклад ТКР 11Н (двигун ЯМЗ 238), ТКР7Н1 (двигуни Д-440; Д-442); з двома втулками, які обертаються (ВВ) і торцевим підшипником, наприклад ТКР 7 С6, (двигун КАМАЗ 740.61), Schwitzer S2В (двигун КАМАЗ 740.30-240); з моноштулкою, яка не обертається і торцевим підшипником (НМТ), сімейства ТКР-6 (двигун Д-245).

Одним з найменш надійних вузлів системи наддуває турбокомпресор, деталі якого втрачають працездатність в процесі експлуатації під впливом зносу. Найбільш характерними відмовами турбокомпресорів є зношування поверхонь вала ротора, підшипників, середнього корпусу, диска ущільнення компресора, оливовідбивача, кілець ущільнювачів. Основні причини відмов турбокомпресора, які діляться на дві групи: дефекти пов'язані з руйнуванням, в результаті попадання стороннього предмета; дефекти пов'язані зі зношуванням основних деталей в різних режимах роботи.

Втрата роботоздатності турбокомпресора призводить до порушення нормальної роботи ДВЗ і як наслідок, до зниження економічної ефективності роботи.

МОДЕЛЬ ФОРМУВАННЯ ВТРАТ ЗЕРНА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИМ КОМБАЙНОМ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Гарбуз Р.В., студент

Науковий керівник – Матухно Н.В., ст. викл.

Дослідження суті фізичних явищ та процесів, що спричиняють втрати та руйнування зерна робочими органами зернозбиральних комбайнів та формування його втрат дозволяє прогнозувати їх кінцеву кількість та з'ясувати головні фізичні явища і основні фактори, що впливають на цей процес.

Структурна схема складових технологічних процесів сучасних зернозбиральних комбайнів з позначками місць (зон) формування втрат та руйнування (пошкодження) представлена на рис. 1. З цієї схеми видно, що загальні втрати зерна за комбайном формуються з багатьох потоків, пов'язаних з робочими процесами (А, А₁) подільників 1, жнивarki 3; (Б) – мотовила 2; (В) – різального апарату 3₁; (ЕЖ) – молотильно-сепарувальних пристроїв 5,6,6₁, 6₂,6₃, 6_і; (И₁) - сепаратора дрібного вороху (верхнього решітного стану) та (З) – розпилювання муки, що утворюється при руйнуванні зерна; (К*) – подрібнення зерна (вихід побічного продукту).

Схема свідчить також про те, що руйнівна дія на зерно всіх процесів і робочих органів не припиняється в комбайні від попадання зерна на платформу жнивarki до вивантаження його в транспортні засоби.

Отже, загальні втрати товарного або насінневого зерна комбайном становлять:

$$P_n = A + A_1 + B + B + \Sigma Ж + И_1 + З + K^*, \quad (1)$$

де P_n – сумарні (загальні) втрати зерна зернозбиральним комбайном, % (кг); A, A_1 - втрати з причин роботи подільників стебел, % (кг); B – втрати зерна від дії мотовила, % (кг); B - втрати зерна від дії різального апарату жнивarki, % (кг); $\Sigma Ж$ – втрати пов'язані з роботою молотильно-сепарувальних пристроїв молотарки та сепараторів грубого вороху, % (кг); $И_1$ - втрати за сепаратором дрібного вороху (за очисткою зерна), % (кг); $З$ - втрати розпилом, % (кг); K^* - втрати подрібненого зерна, як побічного продукту, % (кг).

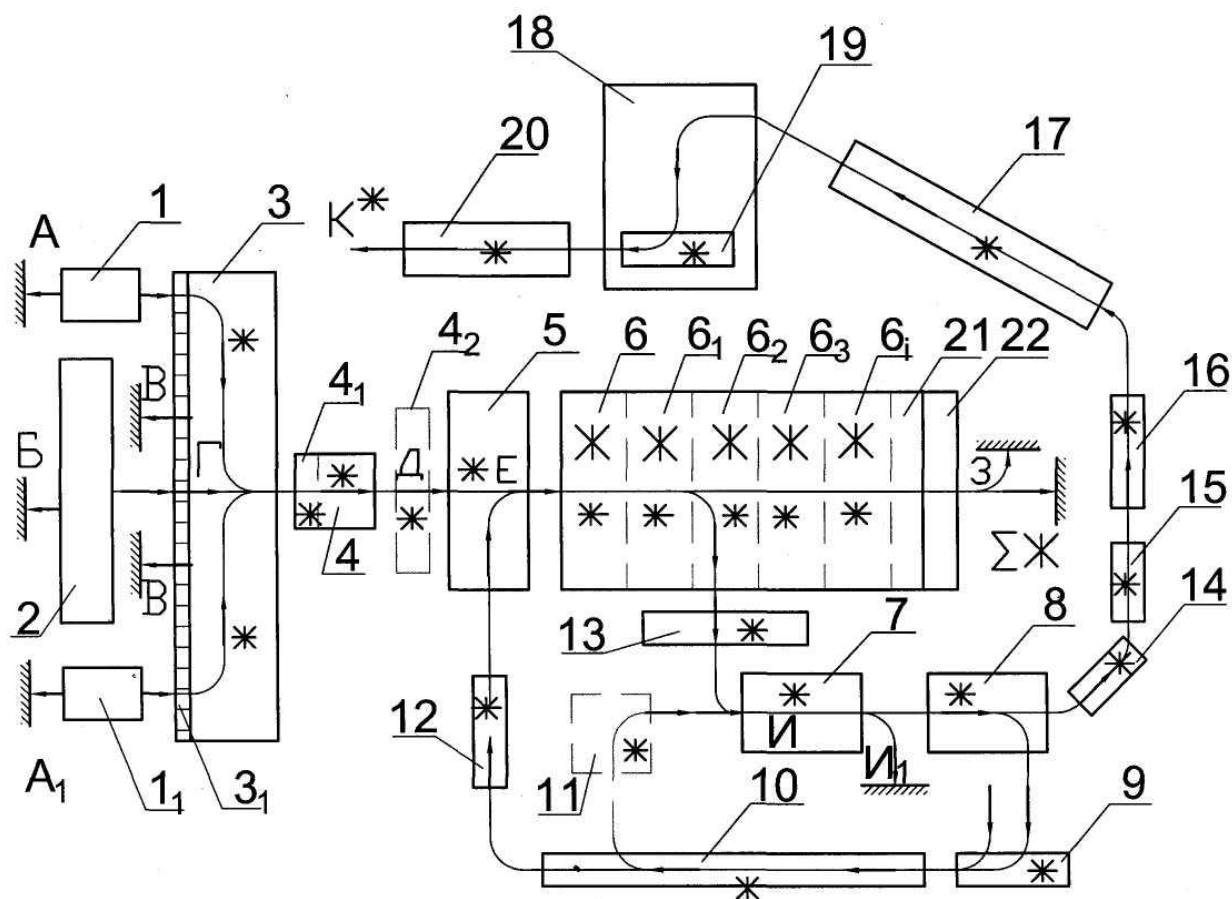


Рис. 1. Структурна схема складових технологічних процесів зернозбиральних комбайнів

На рис. 1 використані такі позначення: 1₁ – подільники стебел; 2 – мотовило жниварок; 3 – жниварка; 4 – похилі транспортери; 4₁ – проставки; 4₂ – приймальні бітери (прискорювачі); 5 – молотильно-сепарувальні пристрої; 6; 6₁; 6₂; 6₃; 6_i – сепарувальні пристрої для грубого вороху; 7 – верхні решета очисток; 8 – нижні решета очисток; 9 – колосові шнеки; 10 – елеватори недомолоченого зерна в суцвіттях (колосках та інших); 11 – автономні домолочувачі зерна з суцвітть; 12 – гвинтові транспортери; 13 – транспортери дрібного вороху (переважно струшувальні дошки); 14 – скатні дошки нижнього решітного стану; 15 – гвинтові транспортери зерна (зернові шнеки); 16 – зернові елеватори (переважно ланцюгово-скребкові); 17 – розподільники зерна бункера (переважно шнекові); 18 – бункери; 19 – шнеки виштовхування зерна з бункерів; 20 – шнек вивантаження зерна в транспортні засоби; 21 – подрібнювач соломи; 22 – копнувач валкоутворювач, навантажувач або розкидач соломи; А; А₁ – втрати зерна подільників стебел; В – втрати зерна при роботі мотовила хедера; В – втрати зерна при роботі різального апарату жниварки; Г – формування втрат зерна на жниварці; Д – формування втрат зерна приймальним бітером (прискорювачем); Е – формування втрат зерна молотильно-сепарувальним пристроєм; Ж; Ж₁; Ж₂; Ж₃; Ж_i – формування втрат

зерна сепарувальними органами для грубого вороху; Σ , Ж, И, З – втрати зерна відповідно за сепарувальними органами та розпилом муки; * – позначки зон пошкодження та руйнування зерна; → – позначки зон втрат зерна комбайном; К – транспортний засіб.

УДК 631.372:621.436:621.5.012.4

ПОКРАЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ТРАКТОРА ТЯГОВОГО КЛАСУ 1,4 ЗАСТОСУВАННЯМ В ДИЗЕЛЬНОМУ ДВИГУНІ СИСТЕМИ ДРОСЕЛЮВАННЯ ПОВІТРЯ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Кузнюк Д.В., магістр першого року навчання
Науковий керівник – Бешун О.А., к.т.н., доц.*

У зв'язку з високими показниками паливної економічності та можливістю форсування шляхом газотурбінного наддуву, дизелі залишаються основним джерелом енергії на всіх тракторах, вантажних автомобілях, комбайнах та інших самохідних машинах. Разом з цим ці двигуни є одним із основних джерел забруднення навколишнього середовища.

Для покращення роботи дизелів на часткових і перехідних режимах роботи, а також на холостому ході відомо досить багато напрямів. Проте більшість з них, на жаль вимагає внесення значних змін в конструкції двигунів. В той же час існують резерви для покращення експлуатаційної паливної економічності дизельних двигунів без внесення значних змін в конструкцію.

Трактори МТЗ-80 залишаються одними з найпоширеніших в агровиробничих підприємствах країн СНД, особливо фермерських господарствах, і хоч вони достатньо економічні, проте існують резерви для покращення їх експлуатаційної паливної економічності на часткових режимах і особливо на режимі холостого ходу. Для таких тракторів, що обладнуються дизельними двигунами Д-240, запропоновано оригінальний пристрій для регулювання коефіцієнта надлишку повітря шляхом дроселювання повітря у впускному колекторі, який дозволяє відносно легко досягнути поліпшення експлуатаційної паливної економічності на часткових режимах і особливо при роботі на режимі холостого ходу. Особливістю конструкції даного пристрою є використання при його виготовленні простих деталей, які не вимагають складних верстатів і устаткування та можуть бути виготовлені навіть в умовах

майстерні. В даній роботі спроектовано систему дроселювання повітря у впускному колекторі, загальний вигляд якої представлено на рис. 1, та виконано тепловий та динамічний розрахунок дизеля Д-240, обладнаного системою дроселювання повітря, а також тяговий розрахунок трактора МТЗ-80. Для проведення розрахунків виконані моторні випробування двигуна Д-240, як у штатній комплектації, так і зі змонтованою запропонованою системою дроселювання повітря.

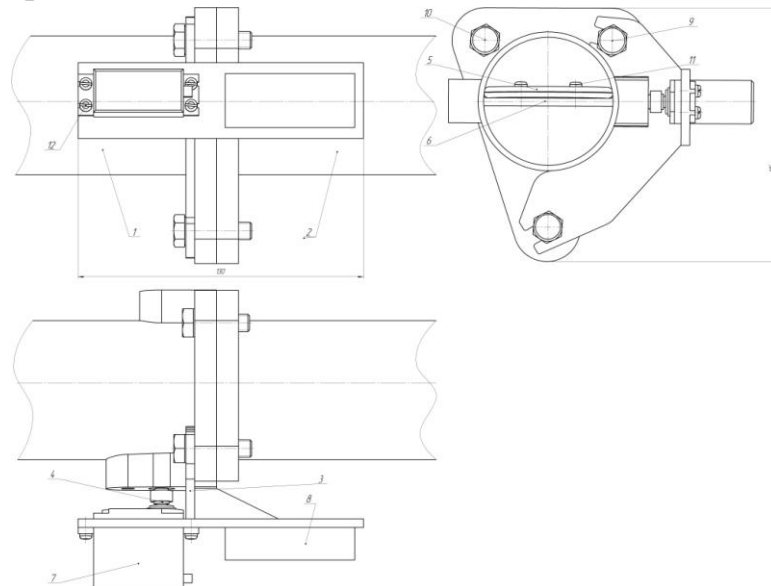


Рис. 1. Система дроселювання повітря у впускному колекторі дизеля Д-240

Експериментальні дослідження підтвердили можливість регулювання коефіцієнта надлишку повітря шляхом дроселювання повітря заслінкою, розміщеною у впускному колекторі, та підтвердили отримання економічного ефекту за рахунок оптимізації коефіцієнта надлишку повітря на режимі холостого ходу. Додатково було встановлено, що дроселювання повітря сприяє покращенню стійкості роботи двигуна.

Виконано техніко-економічне обґрунтування проекту дозволило визначити річні обсяги зекономленого дизельного палива (412 л при річному завантаженні 1600 год.) та термін окупності капіталовкладень, який становить при нинішніх оптово-закупівельних цінах на дизельне паливо близько 5 місяців (див. табл. 1).

Таблиця 1

Орієнтовний річний економічний ефект від впровадження системи дроселювання повітря на режимах малих навантажень і холостого ходу

Показники і одиниці їх вимірювання	Значення
1	2
Річна економія дизельного палива, кг	412
Густина дизельного палива, т/м ³	0,835

1	2
Річна економія дизельного палива, л	493
Оптово-закупівельна ціна дизельного палива, грн./л.	14,45
Річна економія, грн.	7122
Капіталовкладення, грн.	2895
Термін окупності капіталовкладень, місяців	4,9

УДК 631.3:629.114.2

ПОЛІПШЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ ТРАКТОРА ЗАСТОСУВАННЯМ ПРИСТРОЮ ДЛЯ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ НОРМАЛЬНИХ РЕАКЦІЙ НА РУШІЯХ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Кулінський В.В., магістр першого року навчання
Науковий керівник – Бешун О.А., к.т.н., доц.*

Баластування лісо- і сільськогосподарських тракторів є розповсюдженим способом збільшення їх зчіпної ваги та широко застосовується на практиці. Ступінь баластування тракторів на сьогоднішній день в окремих випадках вже перевищує 100 %, що створює можливість в більшій мірі використовувати потужність двигунів енергонасичених тракторів, проте з іншого боку збільшує тиск на ґрунт.

Оптимізація нормальних реакцій на рушіях трактора з метою підвищення стійкості прямолінійного руху і керованості машинно-тракторного агрегату (МТА), поліпшення його стійкості проти перекидання в поздовжній та поперечній площинах, а також поліпшення тягово-зчіпних властивостей забезпеченням оптимальних нормальних реакцій на рушіях трактора є актуальною науково-практичною задачею.

Варто відмітити, що пристрої, які дозволяють частково вирішити вищезазначену задачу вже існують (наприклад, запропонований в патенті RU №2469523, опублікованому 20.12.2012 р.), але вони не забезпечують стійкості проти перекидання в поперечній площині. Тому було поставлено завдання розробити пристрій, що дозволяє оптимізувати нормальні реакції на рушіях трактора з вирішенням всіх зазначених вище задач.

Схема пристрою наведена на рис. 1. Пристрій складається з поперечної балки 1, на якій встановлені візки 2. Візки мають опорні ролики 3 і можуть переміщуватись по балці 1 під дією гідроциліндрів 4, закріплених в центральній частині балки. На кронштейнах 5 візків на осях 6 встановлені баластні тягарі 7. Поперечна балка з'єднана з повздовжніми телескопічними направляючими 8 і 10, встановленими з обох боків трактора. Зовнішні направляючі 8 жорстко з'єднані з рамою (або напіврамою трактора) 9. У внутрішніх направляючих 10 встановлено гідроциліндри 11.

Пристрій керується гідросистемою (див. рис. 1 в), яка складається з бака 12 для робочої рідини, насоса 13 з запобіжним клапаном 14. До напірної лінії 15 насоса 13 і зливної 16 лінії гідросистеми під'єднано трипозиційні золотники 17, 18, 19 з електрокеруванням. У зливній лінії 16 встановлено фільтр 20 з перепускним клапаном 21. До золотників приєднано гідроциліндри 4 візків 2 поперечної балки 1 та гідроциліндри 11 телескопічних направляючих 8 і 10.

Гідросистема керується електронною системою (див. рис. 1 г), яка містить датчик довантаження трактора в повздовжній площині 22, датчики довантаження 23 і 24 в поперечній площині та датчик контролю положення довантажуючого пристрою в повздовжній площині 25. Датчики приєднані до електронного блоку управління 26, сигнали з якого надходять на блоки керування 27, 28, 29 електромагнітами 30, 31 і 32 золотників.

Дане технічне рішення захищене патентом України на винахід №113359 (заявл. 03.12.2015; опубл. 10.01.2017, Бюл. №1) і дає можливість максимально поліпшити тягово-зчіпні властивості трактора забезпеченням оптимальних нормальних реакцій на рушях трактора, покращити його керованість та стійкість проти перекидання.

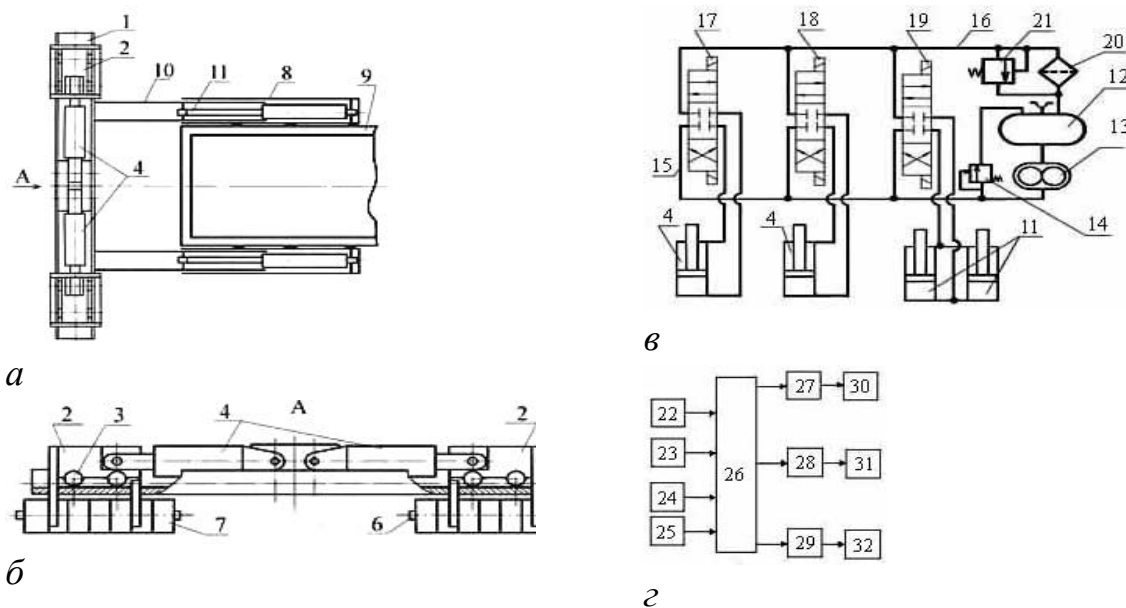


Рис. 1. Пристрій для автоматичного регулювання нормальних реакцій на рушях трактора: а) вигляд згори; б) вигляд спереду; в) гідросистема пристрою; г) функціональна схема електронної системи керування

ВИБІР ТА ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО СПОСОБУ НАНЕСЕННЯ ПОКРИТТЯ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Кондратюк В.О., магістр другого року навчання
Науковий керівник – Карабиньош С.С., к.т.н., доц.*

Для вибору раціонального способу відновлення деталей розглянемо відновлення згідно основних критеріїв: можливість використання; довговічності.

Критерій можливості використання або технологічний критерій дозволяє у різних способів відновлення обрати той, який найбільш повно задовольняє вимогам відновлення даної деталі:

$$K_T = f(M_g, \Phi_g, D, U_g, H_g, \sum_{i=1}^n T)$$

де M_g – матеріал деталі; Φ_g і D – форма і діаметр деталі поверхні, що відновлюється; U_g – знос деталі; H_g – величина та характер навантаження, який сприймається деталлю; ΣT – сума технологічних особливостей способу, який визначає галузь його раціонального використання.

Критерій можливого використання не записується числом, а є попереднім, він дає можливість визначити способи за допомогою яких деталь можна відновити.

Критерій довговічності виражається числом або коефіцієнтом довговічності з числа способів, які відповідають критерію можливого використання. Обирають способи, відновлення якими забезпечить наступний міжремонтний строк служби деталі:

$$K_g = f(K_u, K_{зчеп}, K_{вит})$$

де K_u – коефіцієнт зносостійкості; $K_{зчеп}$ – коефіцієнт зчеплення напиленого шару з основою; $K_{вит}$ – коефіцієнт витривалості. Ці коефіцієнти визначають в результаті лабораторних досліджень.

Вибір раціонального способу за наведеними критеріями характеризує якісну та техніко-економічну сторону відновлення конкретних деталей, враховуючи умови їх експлуатації, їх геометричні, фізико-механічні і конструктивно-технологічні особливості. В той же час спосіб відновлення деталі залежить від програми.

УДК 624.012

ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЧНИХ ДЕФОРМАЦІЙ БЕТОНУ ПРИ ПІДВИЩЕНИХ ТЕМПЕРАТУРАХ ЗА ДОПОМОГОЮ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Кузьменко Н.М., магістр першого року навчання
Науковий керівник – Давиденко О.О., к.т.н., доц.*

Граничні відносні деформації бетону $\varepsilon_{cu1, \theta=20^\circ}$ є критерієм несучої здатності стиснутого бетону і знаходяться в межах 0,0024...0,0045, що відповідає утворенню магістральної тріщини руйнування бетону. Деформації $\varepsilon_{cu1, \theta}$ при температурах від 20⁰ до 1100⁰, наведені в ENV 1992-1-2 1995, названі граничними, відповідають напруженням $\sigma_{cu, \theta} \cong 0$ і вимагають коректування.

Дійсні граничні деформації $\varepsilon_{cu1, \theta}$ можна визначити на основі енергетичного підходу, сутність якого полягає в побудові залежностей потенціалу навантаження від величини діючого зусилля « $W - P$ », які визначаються на основі рівноважних діаграм деформування.

Згідно з повними діаграмами стиснутого бетону, приведеніми в ENV 1992-1-2, були побудовані залежності відносного потенціалу навантаження від стискаючого зусилля « $W - P$ » і визначено граничні деформації бетону, відповідні моменту завершення процесу дилатації (взаємовпливу об'ємної і зсувної складових деформацій) і утворення макротріщини відриву.

УДК 633.2.03

УДОСКОНАЛЕННЯ РОТАЦІЙНОЇ КОСАРКИ КРН-2,1

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Самченко О.С., магістр першого року навчання
Науковий керівник – Соломка О.В., к.т.н., доц.*

Актуальність теми досліджень. Ротаційна косарка КРН-2,1 призначена для скошування високоврожайних, полеглих трав при підвищених поступальних швидкостях з укладанням скошеної трави в покоси. Конструкція

косарки повинна задовольняти три основні вимоги: якість зрізу; висота зрізу; мінімальні втрати врожаю. Сучасні прогресивні технології дозволяють заготовляти у всіх кліматичних зонах України сіно високої якості, для чого необхідно скосити траву в оптимальній фазі вегетації і максимально зберегти в ній поживні і біологічно активні речовини. Основний недолік ротаційних косарок полягає в тому, що поля, на яких вони працюють, не повинні бути засмічені камінням та іншими твердими предметами і вони повинні мати рівну поверхню. В зв'язку з цим, удосконалення ротаційної косарки КРН-2,1 з метою підвищення її продуктивності та надійності роботи є питанням актуальним і своєчасним.

Мета дослідження. Розробити машину для скошування травостою різної врожайності та полеглості на підвищених швидкостях руху агрегату. Запропонована конструкція косарки в порівнянні з існуючою КРН-2,1 повинна мати меншу матеріалоемність та ціну.

Результати досліджень. Аналіз роботи ротаційної косарки КРН-2,1 дозволив визначити основні її недоліки. До них, в першу чергу, необхідно віднести значну вагу механізму приводу різального апарату за рахунок використання циліндричного редуктора, а також відсутність надійного запобіжного механізму. Спробуємо усунути вказані недоліки. Суть досліджень полягає в розробці конструкції зубчасто-пасового приводу ріжучих дисків, який розміщується в картері ріжучого бруса косарки, що складається із нижньої та верхньої кришок, які з'єднуються між собою болтами. У верхній кришці картера є п'ять отворів, в яких розміщено два кульових радіальних підшипники під хвостовик та вали ріжучих дисків. На хвостовик і вали знизу конструкції за допомогою лапкових з'єднань закріплені ведучий та ведені зубчасті шківів зубчасто-пасової передачі. Для кріплення підшипників у корпусах передбачена канавка під штопорне кільце, що утримує верхній підшипник за зовнішню обойму. Нижній підшипник за внутрішнє кільце через втулку і зубчастий шків, що прилягає одне до одного, фіксується на валу штопорним кільцем. Застосування кілець зв'язано з тим, що в картері ріжучого бруса обмежена висота і використання інших засобів фіксації, таких як болти, шплінти, гайки не можливе. Ведучий і ведені зубчасті шківів охоплені спеціально розробленим зубчастим пасом. Щоб при роботі пас не сповзав з шківів, вони обладнані ребордами. Натяг пасу регулюється спеціальним натяжним пристроєм, приєднаним до нижньої кришки картера ріжучого бруса. Цей натяжний пристрій складається із двох зубчастих роликів з ребордами, які обертаються на голчастих підшипниках, встановлених на осях. Осі закріплені по боках планки, до якої приварена втулка, що входить в отвір в нижній частині кришки картера. Втулка має різьбу, в яку вкручується гвинт, що фіксує натяжний пристрій на

крищі. При цьому планка з роликми може повертатись відносно місця кріплення на крищі. На певній відстані від точки повертання збоку нижньої кришки картера просвердлений отвір і приварена втулка з різьбою, в яку вкручується регулювальний болт, що впирається в планку натяжного пристрою і забезпечує її фіксацію в потрібному положенні. Підкручуючи регулювальний гвинт, можна натягувати зубчастий пас. Для запобігання самовільного викручування болта він фіксується контргайкою. Найскладнішим у виготовленні є хвостовик, який містить внутрішнє кільце, з'єднання та зубчасті шківки і ролики, які в умовах майстерень і не на всіх заводах можна виготовити, тому їх краще виготовляти на заводі, що спеціалізується на виготовленні даних виробів. Технічні вимоги до розроблюваного вузла і деталей виписані на їх кресленнях. В результаті застосування гідроприводу механізму підйому набагато спрощується конструкція косарки та підвищується її надійність. Це в свою чергу дало змогу встановити на косарці новий механізм підйому ріжучого бруса, який розміщений під гідробаком і в порівнянні з базовим механізмом підйому має меншу матеріаломісткість. Це значить, що конструкція здешевлюється і таким чином новий варіант буде економічно ефективніший за базовий. Крім того, підвищується надійність машини і тим самим підвищується коефіцієнт використання робочого часу з 0,8 до 0,9.

Висновки. Виходячи з актуальності створення нових зразків і вдосконалення існуючої техніки для скошування трав основною метою дослідження є вдосконалення ротаційної навісної косарки КРН-2,1 шляхом розробки системи приводу і врівноважувального механізму для зменшення її матеріаломісткості, підвищення надійності і безпеки праці.

УДК 621.87.001

КОНСТРУЮВАННЯ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ РУХОМИХ ЕЛЕМЕНТІВ МОБІЛЬНОГО КОНТЕЙНЕРА-ТРАНСФОРМЕРА

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Рибачок О.В., студент

Науковий керівник – Рибалко В.М., к.т.н., доц.

Піднімання рухомих елементів здійснюється за допомогою різних типів вантажопідйомних механізмів, які складаються з поліспастиної системи і лебідки.

Даний механізм відноситься до вантажопідйомного обладнання, а саме до ручних талів із лебедкам з не самогільмівною черв'ячною парою, і може бути використаний в різних галузях промисловості. Лебідка містить корпус, змонтований у корпусі приводний черв'як, черв'ячне колесо, взаємопов'язаний з черв'ячним колесом тяговий канат установлений зовні корпусу фіксатор.

Переваги ручної лебідки: відносна простота конструкції, невибагливість, невелика вага, необхідність в електроживленні.

Недолік: затрачається фізична сила. Запропонований механізм відповідає масі і зусиллям які дозволяють опускати і піднімати рухомі елементи мобільного контейнера–трансформера.

УДК 669.14.018.25:620.18:539.374

СПОСІБ ВИГОТОВЛЕННЯ БІМЕТАЛЕВИХ ВИЛИВКІВ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Колесник В.М., студент

Науковий керівник – Афтамділянц Є.Г., д.т.н., проф.

Спосіб одержання зносостійких біметалевих виливків включає заливку у ливарну форму розплаву сталі, нанесення кисневонепроникного покриття на її затверділу поверхню, витримку та заливку зносостійкого легованого чавуну. Одержання зносостійких біметалевих виливків включає заливку у ливарну форму розплаву сталі, нанесення кисневонепроникного покриття на її затверділу поверхню, витримку після нанесення покриття та дощоподібну заливку зносостійкого легованого чавуну. На затверділу поверхню залитої сталі в інтервалі температур на 250 ± 20 °С нижче її температури солідус наносять кисневонепроникне покриття на основі біляевтектичних сплавів бури та борного ангідриду з активними і стійкими домішками фторцирконату калію, двоокису кремнію та оксиду нікелю з таким відсотковим масовим співвідношенням хімічних компонентів: 21-24 Na_2O ; 1,2-2,8 ZrO_2 , 1,0-2,8 K_2O , 0,8-2,8 F_2 загальний; 2-6 SiO_2 , 0,2-0,6 NiO ; решта B_2O_3 . Питомі витрати кисневонепроникного покриття складають від 0,039 до 0,041 г на квадратний сантиметр загальної площі поверхні затверділої сталі. З метою забезпечення сталого рівня рідкого розплаву шару сталі при заливці, ливарна форма обладнана сигналізатором рівня розплаву шару сталі замкового типу, причому площа його поперечного перерізу визначена в межах 8-12 % від оптимальної

площі поперечного перерізу вилівка, а кут його нахилу встановлений в межах 30° - 40° . Для виливків, в яких співвідношення довжини до ширини перерізу робочого шару більше 2,5:1 заливку зносостійкого легованого чавуну виконано переважно стаціонарним способом, без попереднього повороту ливарної форми, а для виливків, в яких співвідношення довжини до ширини перерізу робочого шару менше 2,5:1 заливку зносостійкого легованого чавуну виконано тільки після повороту ливарної форми у вертикальній площині на кут $90^{\circ} \pm 5^{\circ}$. При цьому, витримка після нанесення кисневонепроникного покриття до повороту ливарної форми визначена часом досягнення необхідної в'язкості нанесеного кисневонепроникного покриття для його легкого видалення з поверхні затверділої сталі та температурою виливаємості серцевини залитого рідкого розплаву сталі, а напрямок струменю зносостійкого легованого чавуну встановлений паралельно затвердлій поверхні сталі. Співвідношення мас зносостійкого легованого чавуну та сталюї основи встановлено в межах від 2:1 до 1:3. Одержання рідкого розплаву сталі та зносостійкого легованого чавуну відбувається в процесі плавки вихідних шихтових матеріалів в індукційних печах типу "ІСТ". Заливка рідкого розплаву сталі у ливарну форму виконується на спеціальній горизонтальній заливній платформі. Дозування кількості залитого рідкого розплаву сталі визначається сигналізатором рівня замкового типу. Після заливки на затверділу поверхню сталі в інтервалі температур на 250 ± 20 °С нижче її температури солідус наноситься кисневонепроникне покриття на основі біля евтектичних сплавів бури та борного ангідриду з активними і стійкими домішками фторцирконату калію, двоокису кремнію та оксиду нікелю. Для виливків, в яких співвідношення довжини до ширини перерізу робочого шару більше 2,5:1 заливка зносостійкого легованого чавуну виконується переважно стаціонарним способом без попереднього повороту ливарної форми. При заливці струмінь зносостійкого легованого чавуну подається на затверділу поверхню сталі, інтенсивно відділяє в'язкі залишки нанесеного кисневонепроникного покриття та шкідливі домішки, які вимиваються у надлив направленим потоком, що утворюється, а також сприяє прискоренню теплообмінних та дифузійних процесів між зносостійким легованим чавуном та залитим розплавом сталі, яка швидко втрачає тепловміст внаслідок незначної її маси, що забезпечує високу якість дифузійного з'єднання металів у перехідній зоні. При цьому, з метою вирівнювання температурного поля біметалевого вилівка, що твердіє, температура заливки зносостійкого легованого чавуну встановлена на 150 - 170 °С вище його температури ліквідус.

ФОРМУВАННЯ СТРУКТУРИ БІМЕТАЛЕВИХ ВИЛИВКІВ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Зарівний О.Ю., студент

Науковий керівник – Афтандіянц Є.Г., д.т.н., проф.

При визначенні закономірностей формування структури біметалевих виливків у литому стані, за незалежні вихідні фактори приймали швидкості охолодження виливків у рідкому стані, інтервалі затвердіння і температурній області, перед дифузійним перетворенням аустеніту, температури початку і закінчення дифузійного перетворення аустеніту сталі і чавуну та вуглецеві еквіваленти сталі, чавуну і аустеніту чавуну.

За функції відгуку брали кількість і розмір зерен фериту та перліту в сталевий основі, ширину феритного і перлітного шару в перехідній зоні, кількість і розмір карбідів і зерен перліту в робочому шарі, а також відстань між пластинами цементиту в перліті і об'ємну частку залишкового аустеніту в робочому шарі.

Фізико - математичні моделі апроксимували поліномом n-го ступеню.

Аналіз фізико – математичних моделей показав, що в процесі затвердіння і охолодження після затвердіння біметалевих виливків вміст структурних складових і дисперсність ферито-перлітної структури металу – основи з коефіцієнтом кореляції від 0,825 до 0,867 – визначається вуглецевим еквівалентом сталі і швидкостями охолодження в рідкому стані, інтервалі твердіння і температурній області від 600 до 727 °С перед перетворенням аустеніту; розмір феритного і перлітного шару в перехідній зоні з коефіцієнтом кореляції від 0,741 до 0,935 – вищезазначеними параметрами, а також вуглецевим еквівалентом чавуну; кількість карбідів з коефіцієнтом кореляції 0,984 – вуглецевим еквівалентом чавуну, а їх розмір з коефіцієнтом кореляції 0,999 – також швидкістю охолодження робочого шару в рідкому стані і в інтервалі твердіння.

Кількість і розмір зерен перліту в робочому шарі, а також відстань між пластинами цементиту в перліті з коефіцієнтом кореляції від 0,977 до 0,978 визначається швидкістю охолодження робочого шару в інтервалі температур від 600 до 727 °С, вуглецевим еквівалентом чавуну і температурним інтервалом перетворення аустеніту робочого шару; об'ємна частка залишкового аустеніту в робочому шарі з коефіцієнтом кореляції 0,823 – вуглецевим еквівалентом

чавуну і швидкістю охолодження робочого шару в рідкому стані і в інтервалі твердіння.

Встановлені закономірності дозволяють прогнозувати структуру біметалевих виливків в литому і термообробленому стані та моделювати їх властивості та експлуатаційні характеристики. На основі встановлених закономірностей розроблено алгоритм оптимізації технологічних параметрів виготовлення біметалевих виливків із заданим рівнем експлуатаційних властивостей.

УДК 631.358:62

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОШКОДЖЕНЬ ТА ВІДНОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ВЕДУЧИХ МОСТІВ ТРАКТОРІВ ХТЗ-17221

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Гаращенко О.В., Маліновський А.А., магістри другого року навчання
Науковий керівник – Сиволапов В.А., ст. викл.*

Основними несправностями ведучих мостів є: знос поверхонь тертя деталей; підшипників, їх посадочних місць; утомне руйнування зубів шестерень, знос шліців.

Поява сторонніх шумів в ведучих мостах, надмірний нагрів окремих ділянок корпусу вказує на руйнування або заклинювання підшипників, знос зубів шестерень. Конструкція ведучих мостів досить надійна і зазначені вище несправності зустрічаються досить рідко. Як правило, вони виникають при неправильному складанні після ремонту або порушенні правил експлуатації.

Протікання масла через стики і сальники може з'явитися в результаті підвищення тиску в картері при нагріванні. Останнє є наслідком забивання отворів в сапуні. Тому отвори в сапуні необхідно систематично прочищати.

При нормально працюючому сапуні витікання масла через роз'єми і з-під кришок виникає внаслідок руйнування прокладок. Якщо після очищення сапуна витік масла триває, замінюють ущільнення моста.

Зношені сальники кінцевих передач можуть пропускати масло до гальмівного механізму. Ознакою несправності служить зниження ефективності гальм і витікання масла з гальмівного механізму.

Зношені сальники замінюють. Для цього відгвинчують гайку кріплення фланця і спресовують його з ведучої шестерні з допомогою знімача, потім

відгвинчують болти кріплення стаканів підшипників ведучої шестерні і корпуса манжети ущільнень і витягують його з розточування стакана. Після заміни сальника перед складанням перевіряють стан поверхні, що сполучається з сальником. При виявленні пошкоджень їх необхідно усунути тонким наждачним папером. Нормальна робота головної передачі супроводжується рівномірним глухим шумом низького тону без різких ударів і стукотів. При збільшенні бічного зазору між зубами конічних шестерень головної передачі і, особливо при неправильному регулюванні бічного зазору, шум головної передачі посилюється, супроводжується дзвінками металевими ударами.

Не слід зменшувати зазор для компенсації зносу зубів, що тривалий час працювали без ненормального шуму і стукотів, за допомогою регулювання, так як це може привести до швидкого руйнування зубів. Металевий стукіт, прослуховується в зоні корпусу підшипників ведучої шестерні головної передачі, вказує на граничний знос або руйнування конічних роликів підшипників 7614, 7313, на збільшення зазору в зачепленні зубів ведучої і веденої конічних шестерень. Причинами постійного або переривчастого стуку також може бути вищерблення або відколи зубів на шестернях передачі, потрапляння металевих осколків від зубів, сепараторів, роликів підшипників.

Крутний момент від карданного валу не передається ведучим колесам трактора. Основна причина такої несправності - поломка зубів конічних шестерень, зріз штифтів і призонних болтів кріплення веденої шестерні до корпусу диференціала. Призонні болти можуть зрізані з різних причин. В процесі експлуатації слабшає посадка болтів, внаслідок недостатньої затяжки при складанні на заводі-виробнику, на ремонтному підприємстві або при неточному розвертуванні отворів, при установці болтів і штифтів із сталі низької якості. Поломка зубів шестерень або їх сколювання проявляється, як правило, при низькій твердості серцевини і цементованій поверхні шестерень, наявності термічних тріщин на поверхні зубів. Скрегіт в зоні головної передачі і диференціала при поворотах трактора, відсутність блокування коліс вказують на граничний знос деталей, поломку шліців або руйнування дисків тертя механізму блокування диференціала. При зрізі шліців півосі, поломці ведених або ведучих дисків тертя їх граничний знос по товщині диференціал коліс не блокується, що погіршує його прохідність і тягові властивості. Поломка одного або декількох дисків тертя веде до інтенсивного зношування торців напівосьових шестерень і фланців диференціала. Це призводить до збільшення зазорів в зубчастому зачепленні сателітів і напівосьових шестерень, а іноді і до їх руйнування. В цьому випадку витягають головну передачу в зборі, розбирають диференціал і замінюють деталі. Найбільш характерні несправності зведені в табл. 1.

Таблиця 1

Можливі несправності ведучих мостів способи виявлення та усунення

Несправність	Причини	Способи усунення
Підвищений шум в корпусі провідного моста, колісних редукторах або надмірний нагрів корпусів	Знижений рівень масла	Долити масло до рівня контрольної пробки
	Великий зазор між зубами конічних шестерень головної передачі	Перевірити зазор, при установці нових шестерень - провести регулювання, у старих - замінити шестерні
	Великий зазор в конічних підшипниках ведучої або веденої шестерні	Перевірити зазор, при необхідності провести регулювання
	Знос підшипників або шестерень колісних редукторів	Зношені деталі замінити
	Неправильне збирання після ремонту, знос підшипників або шестерень	Перевірити і при необхідності відрегулювати зазор і зачеплення між зубами шестерень головної передачі
Протікання масла	Підвищений рівень масла в корпусі провідного моста	Забезпечити необхідний рівень масла
	Руйнування ущільнювальної манжети	Замінити манжету
	Забруднений сапун	Промити сапун
	Великий зазор в конічних підшипниках ведучої шестерні	Відрегулювати зазор в конічних підшипниках
Корпус кінцевої передачі перегрівається	Недостатній рівень масла в корпусі кінцевої передачі	Забезпечити необхідний рівень масла
	Недостатній зазор в конічних підшипниках кінцевої передачі	Відрегулювати зазор в конічних підшипниках

ПРИПУСКИ НА МЕХАНІЧНУ ОБРОБКУ ДЕТАЛЕЙ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Бондаренко Р.О., магістр другого року навчання
Науковий керівник – Карабиньош С.С., к.т.н., доц.*

Припуск - шар матеріалу, що видаляється з поверхні заготівлі для досягнення заданих властивостей оброблюваної поверхні деталі. Припуск на обробку поверхонь деталей може бути призначений по довідкових таблицях або на основі розрахунково-аналітичного методу. Розрахунковою величиною припуску є мінімальний припуск на обробку, достатній для усунення на виконуваному переході погрішностей обробки і дефектів поверхневого шару, отриманих на попередньому переході або операції і компенсації погрішностей, що виникають на виконуваному переході. Мінімальний припуск при обробці зовнішніх і внутрішніх поверхонь (двосторонній припуск):

$$2 \cdot Z_{i \min} = 2 \cdot [(Rz + h)_{i-1} + \sqrt{\Delta_{\Sigma i-1}^2 + \varepsilon_i^2}] \quad (1)$$

при обробці поверхонь обертання в центрах:

$$2 \cdot Z_{i \min} = 2 \cdot (Rz_{i-1} + h_{i-1} + \Delta_{\Sigma i-1} + \varepsilon_i) \quad (2)$$

при послідовній обробці протилежних поверхонь (однобічний припуск):

$$Z_{i \min} = (Rz + h)_{i-1} + \Delta_{\Sigma i-1} + \varepsilon_i \quad (3)$$

при рівнобіжній обробці протилежних поверхонь (двосторонній припуск):

$$2 \cdot Z_{i \min} = 2 \cdot [(Rz + h)_{i-1} + \Delta_{\Sigma i-1} + \varepsilon_i] \quad (4)$$

де Rz_{i-1} - висота нерівностей профілю на попередньому переході; h_{i-1} - глибина дефектного поверхневого шару на попередньому переході (зневуглецьований або вибілений шар); $\Delta_{\Sigma i-1}$ - сумарні відхилення розташування поверхні (відхилення від паралельності, перпендикулярності, співвісності) на попередньому переході; ε_i - погрішність установки заготівлі на виконуваному переході.

Відхилення Δ_{Σ} необхідно враховувати в заготівель (під перший технологічний перехід); після чорнової і напівчистої обробки лезвійним інструментом (під наступний технологічний перехід); після термічної обробки. У зв'язку з закономірним зменшенням величини Δ_{Σ} , при обробці поверхні за кілька переходів на стадіях чистої й оздоблювальної обробки нею

зневажають. На основі розрахунку проміжних припусків визначають граничні розміри заготівлі по всіх технологічних переходах.

Проміжні розрахункові розміри встановлюють у порядку, зворотному ході технологічного процесу обробки цієї поверхні, тобто від розміру готової деталі до розміру заготівлі, шляхом послідовного додатка (для зовнішніх поверхонь) до вихідного розміру готової деталі проміжних припусків або шляхом послідовного вирахування (для внутрішніх поверхонь) від вихідного розміру готової деталі проміжних припусків. Найменші (найбільші) граничні розміри по всіх технологічних переходах визначають шляхом округлення у бік збільшення (зменшення) розрахункових розмірів. Найбільші (найменші) граничні розміри визначають шляхом вирахування допуску до округленого найменшого (найбільшого) граничному розмірові.

Граничні значення припусків Z_{\max} визначають як різницю найбільших (найменших) граничних розмірів, Z_{\min} як різницю найменших (найбільших) граничних розмірів попереднього і виконуваного переходів.

УДК 624.154

ВИЗНАЧЕННЯ ЯКОСТІ ЦЕМЕНТНОГО РОЗЧИНУ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Одноліток К.О., студентка
Науковий керівник – Бакуліна В.М.*

Для виробів і виконання будівництва необхідно мати такий матеріал як цемент. Цемент – загальна назва мінеральних в'язучих порошкоподібних матеріалів, які після затворення їх водою, з рідкого або тістоподібного стану переходять у твердий коренеподібний стан при звичайній температурі. Це тонкоподрібнений порошок, який при змішуванні з водою або водними розчинами спершу тужавіє, а потім твердне, утворюючи разом з наповнювачами бетон.

Основні види цементу: портландцемент; шлаковий (шлакопортланд) цемент; сульфатостійкий цемент; білий цемент.

Визначення нормальної густини цементного тіста.

Апаратура:

- прилад Віка з голкою і товкачем;
- кільце до приладу Віка;

- мішалка для приготування цементного тесту.

Прилад Віка (рис. 1) має циліндричний металевий стрижень (1), вільно переміщається в обоймі станини (2). Для закріплення стержня на необхідній висоті служить стопорний пристрій (3). Стрижень забезпечений покажчиком (4) для відліку переміщення його відносно шкали (5), прикріпленою до станини. Шкала має ціну поділки 1 мм, пестик (6); голка (7).

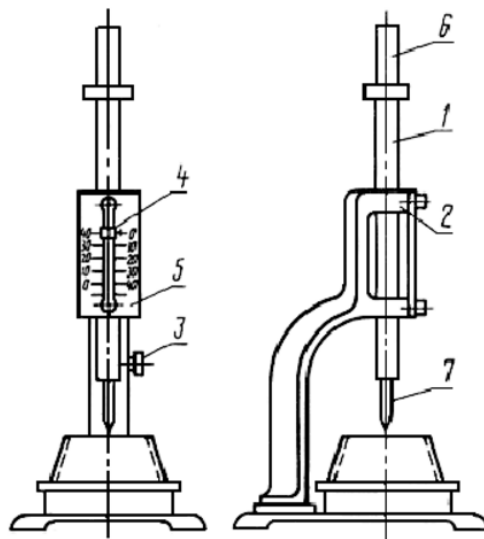


Рис.1. Прилад Віка

Нормальною густотою цементного тіста вважають таку консистенцію його, при якій пестик приладу Віка, занурений в кільце, заповнене тістом, не доходить на 5-7 мм до пластинки, на якій встановлено кільце.

Визначення термінів загустівання.

Виконується за допомогою того ж приладу, але пестик замінюється голкою. Час загустівання цементного тіста або розчинної складової визначається за даними про терміни схоплювання. Всі стандартні цементи повинні мати час до початку схоплювання не менше 60 хв, а час до кінця схоплювання - не більше 10 год; при застосуванні голки Віка - відповідно 45 хв і 8 год.

Повірка апаратури.

Повірці підлягає прилад Віка для визначення нормальної густоти і термінів схоплювання цементного тіста, її проводять відповідно до затверджених інструкцій з періодичністю не рідше одного разу на рік.

Висновок. Існує безліч будівельних матеріалів, але одним з найбільш значущих є цемент, так як він використовується для виготовлення бетону та інших спеціалізованих розчинів. За допомогою приладу Віка ми можемо визначити густину та термін загустівання цементу. Прилад потребує перевірок з періодичністю не рідше одного разу на рік.

НЕСУЧА ЗДАТНІСТЬ ЗГИНАЛЬНИХ ФІБРОБЕТОННИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРЯМОКУТНОГО ПЕРЕРІЗУ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Блишня В.О., студент

Науковий керівник – Давиденко М.О., к.т.н., доц.

Існуючі нормативні методики розрахунку міцності фібробетонних елементів кільцевого перерізу використовують прямокутну епюру розподілу напружень по перерізу елемента, допускаючи необмежену пластичність фібробетону в граничному стані, що призводить до завищення несучої здатності, перевитрати бетону і фібри. Нижче наведено передумови визначення несучої здатності згинальних фібробетонних елементів прямокутного перерізу відповідно до рекомендацій ДБН В.6.2-98:

- зв'язок між напруженнями і деформаціями фібробетону в стиснутій зоні приймається у вигляді пружної діаграми;

- зв'язок між напруженнями і деформаціями фібробетону в розтягнутій зоні приймається у вигляді діаграми Прандтля;

Використання наведеної передумови рівносильно прийняттю епюри напружень у фібробетонних розтягнутої зони розрахункового перерізу в момент, що передує руйнуванню, у вигляді прямокутної трапеції з висотою ділянки постійних напружень, що дорівнює $\lambda_{cftu} \cdot (d - x)$. Тут λ_{cftu} - коефіцієнт пластичності фібро бетону. Напруження в умовно пластичній зоні дорівнюють граничному значенню f_{cfd} , висота частини перерізу, що працює в умовно пластичній стадії $x_t = \lambda_{cftu} \cdot (d - x)$;

- опір сталеві фібробетону розтягування представляється напруженнями, рівними f_{cfd} , розподіленими відповідно до трапецевидної епюри напружень у розтягнутій зоні сталеві фібробетону;

- опір сталеві фібробетону стиску представляється напруженнями f_{cfd} , розподіленими відповідно до трикутної епюри напружень в стиснутій зоні сталеві фібробетону;

– руйнування розтягнутого фібробетону відбувається при досягненні фібровими деформаціями граничних значень (ϵ_{cftu}).

Наведені передумови дозволяють виконувати достовірну оцінку міцності і деформативності елементів з дисперсним армуванням.

СПОСІБ ЗНАХОДЖЕННЯ ПЛОЩІ СФЕРИЧНОГО СЕГМЕНТУ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Стельмах М.О., студент

Науковий керівник – Пилипака С.Ф., д.т.н., проф.

Визначимо площу відсіку сферичного сегмента, відрізаного площиною, паралельною осі його обертання на висоті H (рис. 1). Будемо сумувати елементарні кільця, одне із яких на рис. 1, б виділено сірим кольором. Смуга кільця на профільній проекції не є натуральною величиною частини сферичного сегмента, оскільки вона нахилена до профільної площини під кутом α , який при нескінченно малій ширині проекції смуги $\Delta h \rightarrow 0$ рівний куту між дотичною до фронтальної проекції меридіана сфери (кола радіуса R сфери) і вертикальним відрізком (рис. 1, а).

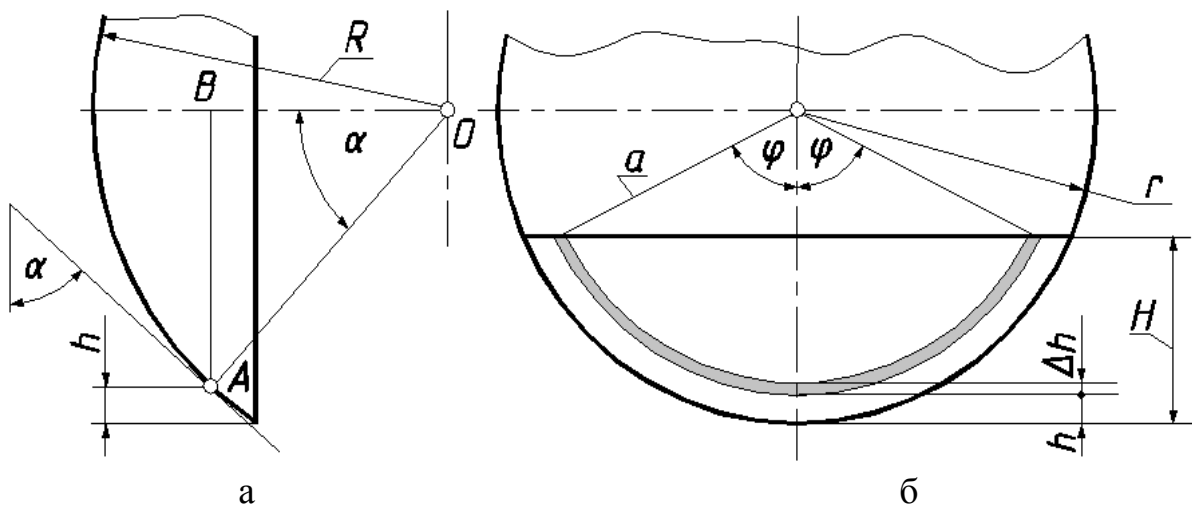
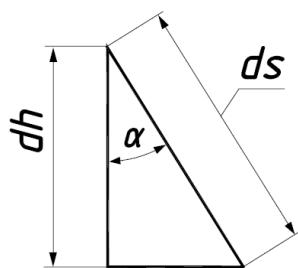


Рис. 1. Фронтальна (а) і профільна (б) проекції сферичного сегменту

Рис. 2. До визначення кута α

Цей кут є сталим вздовж всієї довжини смуги, тому його можна знайти із прямокутного трикутника (рис. 2), у якого сторони (гіпотенуза Δs і катет Δh) позначені як dh і ds при нескінченному зменшенні катета $\Delta h \rightarrow 0$:

$$\cos \alpha = \frac{dh}{ds}. \quad (1)$$

Із (1) визначаємо дійсну ширину елементарної смуги:

$$ds = \frac{dh}{\cos\alpha}. \quad (2)$$

В свою чергу, кут α можна визначити із прямокутного трикутника OAB (рис. 1,а), у якого гіпотенуза $OA=r$, а катет $AB=R-h$:

$$\begin{aligned} \sin\alpha &= \frac{r-h}{R}, & \text{звідки} \\ \cos\alpha &= \frac{\sqrt{R^2 - (r-h)^2}}{R}. \end{aligned} \quad (3)$$

Підстановкою (3) у (2) одержимо вираз ширини елементарної смуги:

$$ds = \frac{Rdh}{\sqrt{R^2 - (r-h)^2}}. \quad (4)$$

Довжину елементарної смуги (в даному випадку у вигляді зрізаного конуса) визначаємо за формулою $dP=Lds$, де ds наведено в (4). Довжину смуги L знаходимо за допомогою зведеного кута φ , на який вона спирається. Переходячи до виразу кута φ через величини r , h і H , можна записати:

$$L = 2(r-h)\arccos\left(\frac{r-H}{r-h}\right). \quad (5)$$

Таким чином, елементарна площа $dP=Lds$ набуває вигляду:

$$dP = \frac{2R(r-h)}{\sqrt{R^2 - (r-h)^2}} \arccos\left(\frac{r-H}{r-h}\right) dh. \quad (6)$$

Інтегруванням виразу (6) отримаємо площу відсіку сферичного сегмента:

$$P = 2R \int_0^H \frac{(r-h)}{\sqrt{R^2 - (r-h)^2}} \arccos\left(\frac{r-H}{r-h}\right) dh. \quad (7)$$

Вираз (7) не піддається інтегруванню, однак для випадку, коли $H=r$ (що відповідає половині площі сегменту), знаходимо:

$$P = \pi R \int_0^r \frac{(r-h)}{\sqrt{R^2 - (r-h)^2}} dh = \pi R \sqrt{R^2 - (r-h)^2}. \quad (8)$$

Підстановка у (8) нижньої $h=0$ і верхньої $h=r$ меж інтегрування дає наступний результат:

$$P = \pi R \left(R - \sqrt{R^2 - r^2} \right). \quad (9)$$

Формула (9) дає площу половини сферичного сегмента, яка збігається із відомим табличним результатом.

НЕСПРАВНОСТІ ЗМІШУВАЧІВ-РОЗДАВАЧІВ КОРМІВ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Новицький Ю.А., студент

Науковий керівник – Ружило З.В., к.т.н., доц.

Надійне використання змішувачів-роздавачів кормів може бути забезпечене ознайомленням інженерно-технічними працівниками та обслуговуючим персоналом з інформацією про характерні несправності та способів відновлення працездатності.

Характерними несправностями, які призводять до втрати працездатності змішувачів-роздавачів кормів фірми KUHN, можуть бути недостатня потужність на всіх гідравлічних органах керування або ж зниження параметрів роботи агрегатів гідроприводу. Причинами недостатньої потужності на всіх гідравлічних органах керування є забрудненість загального клапану або ж пошкодження шестерень гідравлічного насосу. Для усунення вказаних несправностей необхідно розібрати і перевірити технічний стан безпосередньо клапана і сідла клапана. Щодо гідравлічного насосу – перевірити стан ведучої шестерні.

Причинами зниження параметрів роботи агрегатів гідроприводу є: забруднення або ж пошкодження окремих поверхонь деталей розподільників, мала напруга живлення, погане електричне з'єднання, обрив кабелю живлення, порушення функціонування обводу, заїдання або ж пошкодження окремих поверхонь деталей електромагнітного клапана.

Для усунення вказаних характерних несправностей змішувачів-роздавачів кормів необхідно виконати комплекс ремонтно-відновлювальних робіт. Для усунення несправностей розподільників, слід перевірити стан деталей та забрудненість гідравлічної рідини. Для забезпечення ефективності функціонування агрегату необхідно розібрати та промити деталі.

Щоб уникнути недостатню напругу живлення потрібно переконатися, яка напруга подається акумуляторними батареями (рекомендується не менше 11 В). З метою запобігання відмов, які пов'язані з незадовільним електричним з'єднанням, потрібно перевірити чи при'єднаний кабель живлення блоку управління. При поганому з'єднанні слід перевірити полярність роз'єму.

Якщо відбувся захват електромагнітного клапана, доцільно його розібрати і відполірувати поверхні прилягання деталей. У разі руйнування

електромагнітного клапану слід перевірити хід золотника електромагнітного клапана.

Ефективність і надійність використання, технічного обслуговування і ремонту змішувачів-роздавачів кормів може бути забезпечена при тій умові, що персонал володіє інформацією не лише про технічні характеристики та правила експлуатації, але й способи забезпечення їх працездатності.

УДК 629

ТЕХНІЧНА ОСНАЩЕНІСТЬ АГРАРНОГО СЕКТОРУ ТА ЇЇ ВПЛИВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИРОБНИЦТВА

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Кучерук В.О., студент

Науковий керівник – Хмельовська С.З., асист.

Рівень розвитку агропромислового комплексу багато в чому визначається його технічною оснащеністю, яка залежить від наявності та обсягів придбання ним сільськогосподарської техніки та енергетичних ресурсів, а також від її якості. За останні десятиліття відбулося значне скорочення кількості сільськогосподарських машин і устаткування, що надходять на село.

Питання технічного забезпечення аграрного виробництва досліджують вітчизняні і зарубіжні вчені та практики. Зарубіжний і вітчизняний досвід експлуатації техніки свідчить, що підтримання техніки в працездатному стані в споживачів є важливим народногосподарським завданням. Для підкреслення значущості сервісу в підтриманні працездатності техніки в споживачів у зарубіжній літературі використовують термін «типи експлуатації». Якщо так само розглядати значущість сервісу, то у вітчизняних сільгоспвиробників типів експлуатації немає. Є тільки передова лінія - робота в полі, а типи експлуатації кожен формує, виходячи із власних можливостей.

Найважливішою умовою дотримання агротехнологій є технічне забезпечення аграрного виробництва. На сучасному етапі, у період трансформаційних перетворень аграрного сектора економіки, гостро постало питання забезпечення продовольчої безпеки держави та виходу з вітчизняною продукцією на зовнішні ринки.

Актуальні питання інженерно-технічного забезпечення аграрного виробництва, інноваційно-інвестиційного розвитку, вдосконалення системи

матеріально-технічного забезпечення аграрного виробництва досліджуються у працях вчених Андрійчука В.Г., Білоуська Я.К., Зубця М.В., Кісіля М.І., Кравчука В.І., Лайка П.А., Левитського І.С., Лобаса М.І., Могилової М.М., Музики П.А., Підлісецького Г.М., Саблука П.Т., Сайка В.Р., Ситника В.П. та інших. Однак, проблема інженерно-технічного забезпечення аграрного виробництва недостатньо вивчена. Додаткових досліджень потребують інноваційно-інвестиційні процеси на регіональному рівні, як чинники покращення технічного забезпечення аграрного виробництва.

Рівень розвитку матеріально-технічної бази сільського господарства визначається головним чином ступенем насиченості її основними виробничими фондами. Від ступеня забезпеченості ними сільського господарства та ефективного їх використання залежить рівень і темп росту виробництва сільськогосподарської продукції та його рентабельності. У процесі нагромадження виробничих фондів необхідно прямувати до здешевлення засобів і предметів праці та до поліпшення їх якісної характеристики. Розвиток сільського господарства потребує постійного нарощування основних засобів. Спостерігається інтенсивне старіння техніки, а в умовах погіршення забезпеченості запасними частинами і ремонтними матеріалами, паливом і мастилами наростаючими темпами погіршується використання основних засобів.

Внаслідок зниження платоспроможності товаровиробників у сільському господарстві спостерігається спад рівня технічної забезпеченості, темпів оновлення матеріально технічної бази. Це приводить до здійснення неповного обсягу технологічних операцій та проведення їх із запізненням, що, в свою чергу, зумовлює зниження врожайності сільськогосподарських культур, зменшення обсягів продукції, зниження її якості, значних затрат і підвищення її собівартості.

Зміцнення взаємозв'язків в АПК між сільським господарством і галузями переробки його продукції викликає необхідність узгоджувати ці сфери з промисловістю, що виробляє засоби виробництва і предмети праці для них. У перспективі роль виробництва засобів виробництва у структурі АПК значно зросте.

Виробництво сільськогосподарської техніки, транспортних засобів, технологічного устаткування для переробної промисловості, торгівлі тощо повинно повністю забезпечувати потреби АПК на всіх етапах виробництва, промислової переробки, транспортування і реалізації продукції. З підвищенням ролі промислової переробки та обробки сільськогосподарської продукції в АПК зростають обсяги заготівлі, зберігання, транспортування і збуту готової продукції. Сучасний стан технічної оснащеності, необхідність індустріалізації

тваринництва на основі вдосконалення технології та технічних засобів об'єктивно визначають необхідність поліпшення використання вже створеного виробничо-технічного потенціалу.

Для здійснення технічного переоснащення сільськогосподарських товаровиробників необхідно забезпечити координацію діяльності державних управлінських структур та сформувати відповідні служби інженерно-технічного забезпечення. У таких умовах потрібна цілеспрямована державна технічна політика спрямована на технічне оновлення матеріально-технічної бази сільського господарства, виробництво сучасної сільськогосподарської техніки та відповідне інженерно-технічне забезпечення.

У Законі України „Про систему інженерно-технічного забезпечення агропромислового комплексу України” визначено засади формування ринкових відносин у системі інженерно-технічного забезпечення АПК; встановлено економічні, правові та організаційні засади функціонування первинного та вторинного ринку технічних засобів, технічного й технологічного сервісу, ринку паливно-мастильних матеріалів. Державна підтримка цієї сфери передбачається щорічно у державному бюджеті окремими рядками. Кредитування підприємств здійснюється з урахуванням пріоритетів інноваційно-інвестиційного оновлення основних фондів підприємств.

Також в умовах відсутності коштів для придбання нової техніки необхідна державна підтримка і забезпечення відповідної юридично-правової бази учасників ринку.

УДК 338

ІНВЕСТИЦІЇ В ОСНОВНИЙ КАПІТАЛ УКРАЇНСЬКИХ ПІДПРИЄМСТВ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Ігнатенко М.О., студентка

Науковий керівник – Хмельовська С.З., асист

Основний капітал підприємства є рушійною силою його розвитку і вимагає постійного оновлення на основі дії складного ринкового механізму. Проте забезпеченість вітчизняної економіки сучасною матеріально-технічною базою є вкрай низькою. На початку 2016 року близько 75% основних засобів України було зношено, що свідчить про важкий технічний стан основних

засобів вітчизняних підприємств, обумовлює необхідність їх модернізації, оновлення та заміни. А це потребує залучення інвестицій. Поняття інвестиція походить від латинського *investire* - вкладати. Інвестування - процес вкладення та використання інвестиційних ресурсів, а також фінансування інвестиційних ресурсів. Ці процеси становлять основу фінансової діяльності підприємства. Дослідивши стан вітчизняної економіки ми виявили, що обсяги вкладених в неї інвестиційних ресурсів значно нижчі за потребу. Так, згідно оцінки С. Онишка, лише для підтримки наявних виробництв у робочому стані Україні потрібно не менше 100 млрд. дол. В. Геєць підрахував, що для підтримки сучасного рівня фондооснащеності українських підприємств необхідно щорічно вкладати від 20 млрд. дол. Вагомим значення у сучасному економічному становищі України має питання залучення інвестицій в основний капітал з різних джерел. Важливим джерелом фінансування інвестиційних вкладень у розвинених ринкових економіках є заощадження держави, які формуються за рахунок коштів державного та місцевих бюджетів.

В Україні найбільшу питому вагу у загальній структурі фінансування основного капіталу займають власні кошти підприємств та організацій.

За даними Державної служби статистики України у січні-червні 2016 року в економіку України іноземними інвесторами вкладено 2859,1 млн. дол. США та вилучено 330,1 млн. дол. США прямих інвестицій (акціонерного капіталу), у січні-червні 2015 року – 1042,4 млн. дол. США та 351,3 млн. дол. США відповідно. На підприємствах промисловості зосереджено 29,6 % загального обсягу прямих інвестицій в Україну, в установах фінансової та страхової діяльності – 29,4 %. До десятки основних країн-інвесторів, на які припадає 83,5% загального обсягу прямих інвестицій, входять: Кіпр – 11091,7 млн. дол. США, Нідерланди – 5769,0 млн. дол. США, Німеччина – 5447,4 млн. дол. США, Російська Федерація – 4740,4 млн. дол. США, Австрія – 2629,8 млн. дол. США, Велика Британія – 1969,0 млн. дол. США, Віргінські Острови (Брит.) – 1719,5 млн. дол. США, Франція – 1526,0 млн. дол. США, Швейцарія – 1476,5 млн. дол. США та Італія – 964,9 млн. дол. США. До десяти регіонів: Дніпропетровської, Донецької, Харківської, Київської, Луганської, Львівської, Одеської, Запорізької, Полтавської, Івано-Франківської областей та до м. Київ надійшло найбільше всього інвестицій – 94,1 відсотка всіх залучених прямих іноземних інвестицій. Одним з першочергових заходів є досягнення національної згоди між різними рівнями управління владними структурами, соціальними групами, політичними партіями і суспільними організаціями. А також необхідне удосконалення правової і нормативної бази держави, націленої на створення і функціонування стабільної економіки. Необхідною передумовою інвестиційної діяльності є низький рівень інфляції, рівно як і передбаченість

поведінки цін в економіці. Тому найважливішою задачею залишається проведення політики, направленої на стабільність і зростання економіки України.

УДК621.87

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ РУХУ СТІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Байталоха А.А. магістр другого року навчання;

Ковальчук Е.В., магістр першого року навчання

Науковий керівник – Ловейкін В.С., д.т.н., проф.

Під час неусталених процесів у роботі стрічкових конвеєрів внаслідок нерівномірності руху приводного механізму та тягового органа (стрічки) виникають значні динамічні навантаження. Такі навантаження негативно впливають на конструкцію конвеєра в цілому і, як наслідок, визначають його довговічність. Особливо небезпечними є динамічні навантаження, що виникають в стрічці при набіганні на приводний барабан. Для дослідження цих навантажень була розроблена динамічна модель руху стрічкового конвеєра, яка представлена на рис. 1.

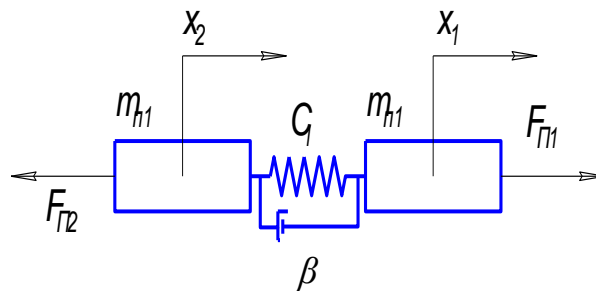


Рис. 1. Динамічна модель стрічкового конвеєра

В цій моделі вважаємо що всі елементи конвеєра крім стрічки тверді тіла. Стрічка володіє пружно дисипативними властивостями і характеризується коефіцієнтами пружності C та дисипації β . Крім того, на рис. 1. прийняті такі позначення: m_{n1} , m_{n2} – приведені до вісі стрічки і точки набігання останньої та приводний барабан інерційні маси відповідно приводного механізму, включаючи приводний барабан зі стрічкою і натяжним барабаном; F_{n1} , F_{n2} –

приведені до вісі стрічки відповідно рушійна сила приводного механізму та сила опору переміщенню стрічки. За узагальненими координатами в цій моделі прийняті лінійні координати приведених мас m_{n1} і m_{n2} відповідно x_1 , x_2 .

На основі динамічної моделі побудовано математичну модель:

$$\begin{cases} m_{n1}\ddot{x}_1 = F_1 - c(x_1 - x_2) - \beta(\dot{x}_1 - \dot{x}_2); \\ m_{n2}\ddot{x}_2 = c(x_1 - x_2) + \beta(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - F_{n2}. \end{cases} \quad (1)$$

В системі (1) рушійне зусилля приводу визначається зі статичної механічної характеристики асинхронного електродвигуна за допомогою формули Клосса. Для знаходження приведених сил опору складаємо рівняння:

$$F_{n1} = \frac{4MU\eta_{1-4}}{(S/S_{кр} + S_{кр}/S)D}, \quad (2)$$

де M – критичний момент на валу електродвигуна; U – передаточне число приводного механізму; η – ККД приводного механізму; D – діаметр приводного барабана; $S, S_{кр}$ – відповідно ковзання та критичне ковзання електродвигуна, які визначаються залежностями:

$$S = 1 - \frac{2\dot{x}_1 U}{D\omega_0}; S_{кр} = S_H - (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}) \quad (3)$$

де $S_H = 1 - \omega_n/\omega_0$ – номінальне ковзання електродвигуна; ω_n, ω_0 – відповідно номінальна і синхронна кутові швидкості ротора електродвигуна; $\lambda = M_{кр}/M_H$ – перевантажувальна здатність електродвигуна; M_H – номінальний момент на валу електродвигуна. Підставивши залежності (2) і (3) в систему рівнянь (1), отримаємо кінцевий вигляд математичної моделі для дослідження динаміки руху стрічкового конвеєра при транспортуванні відходів деревообробного виробництва.

УДК 624.154

ПРИЛАД ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ ВІДСТАНЕЙ В БУДІВНИЦТВІ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Богдан О.Р., студент

Науковий керівник – Бакуліна В.М., асист.

Для початку виконання будівельних робіт необхідні прилад для вимірювання відстаней. Одним із найуживаніших є рулетка. Її ще в шістнадцятому столітті винайшов учений з Китаю Чен Двей, для вимірювання земельних наділів. Такий метр став «пращуром» рулетки. В сучасному

будівництві використовують лазерні далекоміри. Лазерний далекомір – прилад, що вимірює відстані використовуючи лазерний промінь. Він застосовується в інженерній геодезії, при топографічній зйомці, в військовій справі, в навігації, в астрономічних дослідженнях, в фотографії. Вимірювана відстань може доходити до декількох сотень метрів, а похибка порівняно з звичайною рулеткою становить $\pm 10 \text{ мм} + 5 \text{ мм/км}$. Звичайна ж рулетка має діапазон відстаней – $0 \div 200 \text{ м}$, точність $\pm 2\text{-}3 \text{ мм}$. Вимірювання довжин ліній світловіддалемірами та радіовіддалемірами є одним із найточніших швидкісних методів виконання лінійних вимірювань при створенні геодезичних мереж, знімальних роботах, будівництві й експлуатації інженерних споруд. Завдання визначення відстані між далекоміром і ціллю зводиться до виміру відповідного інтервалу часу між зондуючим сигналом і сигналом, відбиття від цілі. Розрізняють три методи вимірювання дальності в залежності від того, який характер модуляції лазерного випромінювання використовується в далекомірі: імпульсний, фазовий або фазово-імпульсний. Найкращі лазерні далекоміри виробляють компанії BOSCH, Stabila, Trimble, Leica і ін. Прилади європейських марок, як правило, дорожче далекомірів китайських виробників, але китайські менш надійні. Лазерна рулетка є незамінним інструментом для людей, котрі займаються будівництвом і обробкою. Основне призначення пристрою полягає у вимірюванні відстаней, хоч це не єдина здатність приладу. Незважаючи на свою точність і компактність, залишається досить дорогим задоволенням, тому у більшості майстрів в саквояжі знаходиться все ж рулетка вимірювальна.

ЗМІСТ

ЕФЕКТИВНІ ОГОРОДЖЕННЯ МАЛОПОВЕРХОВИХ БУДИНКІВ	
<i>Жук С.А.</i>	3
ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ ПАСИВНОГО КОПРА З ГОЛОВКОЮ КОРЕНЕПЛОДУ БУРЯКУ	
<i>Баранова І.В.</i>	6
ПОБУДОВА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ СЕПАРАЦІЇ ВОРОХУ КАРТОПЛІ	
<i>Булан О.В.</i>	8
СКЛАДАННЯ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНИХ РІВНЯНЬ РУХУ ТІЛА КОРЕНЕПЛОДУ ЦУКРОВОГО БУРЯКУ ПРИ ВІБРАЦІЙНОМУ ВИКОПУВАННІ	
<i>Сопрук П.О.</i>	10
ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ ГНУЧКОЇ ОЧИСНОЇ ЛОПАТИ З ГОЛОВКОЮ КОРЕНЕПЛОДУ	
<i>Пархоменко Н.О.</i>	11
ДОСЛІДЖЕННЯ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ЗБИРАННЯ ГИЧКИ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ	
<i>Маслюк В.А.</i>	13
АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО МЕХАНІЗМУ НА ПК	
<i>Шкръобка А.В.</i>	15
МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ ПУСКУ ПРИВОДНОГО МЕХАНІЗМУ МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА	
<i>Антал Д.В.</i>	16
ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РЕЖИМУ РОЗГОНУ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА	
<i>Науменко П.О.</i>	18
АНАЛІЗ РОБОТИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ПЕРЕВЕЗЕННЯ МАЛОМІРНОЇ ДЕРЕВИНИ	
<i>Болва Є.А.</i>	20
ОПТИМІЗАЦІЯ ПУСКУ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА	
<i>Науменко П.О.</i>	21
АНАЛІЗ МЕТОДІВ НАЛАШТУВАННЯ ПІ-РЕГУЛЯТОРА	
<i>Сподоба М.О.</i>	24

СТРОКИ СЛУЖБИ ТЕХНІКИ АПК	
<i>Удовенко І.І.</i>	26
АНАЛІЗ ОСНОВНИХ ДЕФЕКТІВ ДЕТАЛЕЙ І ВУЗЛІВ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ	
<i>Харченко І.М.</i>	28
ПРИЛАДИ ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ МІЦНОСТІ БЕТОНУ	
<i>Хуторянська Ю.П.</i>	30
НАБЛИЖЕНИЙ РОЗВ'ЯЗОК ЗАДАЧІ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ РУХОМ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ВАНТАЖУ БАШТОВОГО КРАНА	
<i>Стехно О.В.</i>	33
СПОСІБ ЗНАХОДЖЕННЯ ПЛОЩІ ПЛОСКОГО СЕГМЕНТУ	
<i>Хуторянська Ю.П.</i>	36
УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ БУНКЕРА- НАКОПИЧУВАЧА ВІДХОДІВ ЦЕХУ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЕРЕВИНИ	
<i>Богатько А.О.</i>	38
ПАРАМЕТРИ, ЯКІ ХАРАКТЕРИЗУЮТЬ РЕЖИМИ РОБОТИ ПЛАЗМОВОГО РОЗПИЛЮВАЧА	
<i>Кривоzub Б.О.</i>	40
МОДЕРНІЗАЦІЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ЗАСТОСУВАННЯМ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ АКУМУЛЯТОРНОГО ТИПУ	
<i>Кулінський В.В.</i>	41
АНАЛІЗ РОБОТИ МЕХАНІЗМІВ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ ГВИНТОВОГО ТИПУ	
<i>Приходько П.В.</i>	43
ОБКАТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНОЇ НАВІСНОЇ СИСТЕМИ ТРАКТОРІВ	
<i>Биба В.І.</i>	44
ХАРАКТЕРНІ ПОШКОДЖЕННЯ ТА ОСОБЛИВОСТІ ВІДНОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА ВАЛА ВІДБОРУ ПОТУЖНОСТІ ТРАКТОРІВ ХТЗ-17221	
<i>Пилипенко Я.Г., Радзіховський М.В.</i>	46
СТАНДАРТИЗАЦІЯ В АГРАРНОМУ СЕКТОРІ УКРАЇНИ В УМОВАХ ЄВРОІНТЕГРАЦІЇ	
<i>Удовенко І.І.</i>	49

АНАЛІЗ РОБОТИ ПНЕВМОТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВОК, ЯКІ ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ	
<i>Чугаєв А.О.</i>	51
ОЦІНКА НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ СТАЛЕВОЇ ПІДКРАНОВОЇ БАЛКИ ЗА КРИТЕРІЄМ ТРІЩИНОСТІЙКОСТІ	
<i>Мінадієв С.О.</i>	52
МОДЕЛЮВАННЯ ВМІСТУ ЕЛЕМЕНТІВ В БІМЕТАЛЕВИХ ВИЛИВКАХ	
<i>Кузнецов О.С.</i>	53
МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ БАШТОВОГО КРАНА З ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЮ СТРІЛОВОЮ СИСТЕМОЮ	
<i>Кулінський В.В.</i>	55
АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ ТА ЇХ ХАРАКТЕРНИХ ВІДМОВ	
<i>Захарець Н.М.</i>	57
МОДЕЛЬ ФОРМУВАННЯ ВТРАТ ЗЕРНА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИМ КОМБАЙНОМ	
<i>Гарбуз Р.В.</i>	59
ПОКРАЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ТРАКТОРА ТЯГОВОГО КЛАСУ 1,4 ЗАСТОСУВАННЯМ В ДИЗЕЛЬНОМУ ДВИГУНІ СИСТЕМИ ДРОСЕЛЮВАННЯ ПОВІТРЯ	
<i>Кузнюк Д.В.</i>	61
ПОЛПШЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ ТРАКТОРА ЗАСТОСУВАННЯМ ПРИСТРОЮ ДЛЯ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ НОРМАЛЬНИХ РЕАКЦІЙ НА РУШІЯХ	
<i>Кулінський В.В.</i>	63
ВИБІР ТА ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО СПОСОБУ НАНЕСЕННЯ ПОКРИТТЯ	
<i>Кондратюк В.О.</i>	65
ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЧНИХ ДЕФОРМАЦІЙ БЕТОНУ ПРИ ПІДВИЩЕНИХ ТЕМПЕРАТУРАХ ЗА ДОПОМОГОЮ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ	
<i>Кузьменко Н.М.</i>	66
УДОСКОНАЛЕННЯ РОТАЦІЙНОЇ КОСАРКИ КРН-2,1	
<i>Самченко О.С.</i>	66

КОНСТРУЮВАННЯ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ РУХОМИХ ЕЛЕМЕНТІВ МОБІЛЬНОГО КОНТЕЙНЕРА-ТРАНСФОРМЕРА	
<i>Рибачок О.В.</i>	68
СПОСІБ ВИГОТОВЛЕННЯ БІМЕТАЛЕВИХ ВИЛИВКІВ	
<i>Колесник В.М.</i>	69
ФОРМУВАННЯ СТРУКТУРИ БІМЕТАЛЕВИХ ВИЛИВКІВ	
<i>Зарівний О.Ю.</i>	71
ДОСЛІДЖЕННЯ ПОШКОДЖЕНЬ ТА ВІДНОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ВЕДУЧИХ МОСТІВ ТРАКТОРІВ ХТЗ-17221	
<i>Гаращенко О.В., Маліновський А.А.</i>	72
ПРИПУСКИ НА МЕХАНІЧНУ ОБРОБКУ ДЕТАЛЕЙ	
<i>Бондаренко Р.О.</i>	75
ВИЗНАЧЕННЯ ЯКОСТІ ЦЕМЕНТНОГО РОЗЧИНУ	
<i>Одноліток К.О.</i>	76
НЕСУЧА ЗДАТНІСТЬ ЗГИНАЛЬНИХ ФІБРОБЕТОННИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРЯМОКУТНОГО ПЕРЕРІЗУ	
<i>Блишня В.О.</i>	78
СПОСІБ ЗНАХОДЖЕННЯ ПЛОЩІ СФЕРИЧНОГО СЕГМЕНТУ	
<i>Стельмах М.О.</i>	79
НЕСПРАВНОСТІ ЗМІШУВАЧІВ-РОЗДАВАЧІВ КОРМІВ	
<i>Новицький Ю.А.</i>	81
ТЕХНІЧНА ОСНАЩЕНІСТЬ АГРАРНОГО СЕКТОРУ ТА ЇЇ ВПЛИВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИРОБНИЦТВА	
<i>Кучерук В.О.</i>	82
ІНВЕСТИЦІЇ В ОСНОВНИЙ КАПІТАЛ УКРАЇНСЬКИХ ПІДПРИЄМСТВ	
<i>Ігнатенко М.О.</i>	84
МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ РУХУ СТРИЧКОВОГО КОНВЕЄРА	
<i>Байталоха А.А., Ковальчук Е.В.</i>	86
ПРИЛАД ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ ВІДСТАНЕЙ В БУДІВНИЦТВІ	
<i>Богдан О.Р.</i>	87

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ
71-Ї ВСЕУКРАЇНСЬКОЇ НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ
СТУДЕНТСЬКОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ «НАУКОВІ ЗДОБУТКИ
СТУДЕНТІВ У ДОСЛІДЖЕННЯХ ТЕХНІЧНИХ ТА
БІОЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ: КОНСТРУЮВАННЯ ТА
ДИЗАЙН»**

(16-17 березня 2017 року)

Відповідальний за випуск:

Ю.О. Ромасевич – професор кафедри конструювання машин і обладнання НУБіП України.

Верстка – кафедра конструювання машин і обладнання НУБіП України.

Адреса редколегії – 03041, Україна, м. Київ, вул. Героїв Оборони, 12^В, НУБіП України.

За науковий зміст матеріалів тез відповідальність несуть автори.

Тираж виготовлено з оригінал-макету замовника.

Підписано до друку 24.03.2017. Формат 60x84 1/16.

Ум. друк. арк. 5,81. Наклад 100 прим.

© НУБіП України, 2017