Міністерство освіти і науки України

Видається з 1996 року

Засновник і видавець
Сумський національний аграрний університет

Реєстраційне свідоцтво
КВ № 23691-13531 Р від 21.11.2018 р.

Редакційна колегія серії
Тарельник В.Б., доктор технічних наук, професор, головний редактор, Сумський національний аграрний університет (Україна)
Соларьов О.О., кандидат технічних наук, доцент, заступник головного редактора, Сумський національний аграрний університет (Україна)

Думанчук М.Ю., Сумський національний аграрний університет, відповідальний секретар (Україна)

Антошевський Б., доктор технічних наук, професор, Кєлецький технічий університет (Польща)

Кундера Чеслав, доктор технічних наук, професор, Кєлецький технічний університет (Польща)

Кирик Г.В., доктор технічних наук, доцент, Сумський національний аграрний університет (Україна)

Лобода В.Б., кандидат физико-математичних наук, професор, заступник редактора, Сумський національний аграрний університет (Україна)

Довжик М.Я., кандидат технічних наук, доцент, Сумський національний аграрний університет (Україна)

Коноплянченко Є.В., кандидат технічних наук, доцент, Сумський національний аграрний університет (Україна)

Хінек Рубік, кандидат технічних наук, Чеський університет наук про життя (Чехія)

Девід Херак, кандидат технічних наук, Чеський університет наук про життя (Чехія)

Сабадаш С.М., кандидат технічних наук, доцент, Сумський національний аграрний університет (Україна)

ВІСНИК СУМСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО АГРАРНОГО УНІВЕРСИТЕТУ

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

Виходить 4 рази на рік.

Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів»
Випуск 1 (47), 2022

ЗМІСТ

Босий М. В.
Аналіз енерговитрат стискування природного газу в автомобільній газонаповнювальній компресорній станції з газогідратним акумулятором..... **3**

Кузьмич І. М., Роговський І. Л.
Інженерний менеджмент безвідмовності зернозбиральних комбайнів за технології технічного обслуговування при зберіганні..... **10**

Курской В. С., Замойський С. М., Білик Ю. М., Герасименко В. О., Перникоза А. В.
Вплив ходових систем на ущільнення ґрунту..... **16**

Makatora D., Makatora A., Zenkin M.
Mathematical study of the influence of knife geometry with arc-like cross-sectional shape on the process of longitudinal felt cutting..... **20**

Пилипака С. Ф., Воліна Т. М., Несвідомін А. В., Бабка В. М., Грищенко І. Ю.
Рух частинки по горизонтальному циліндру, що обертається навколо власної осі..... **30**

Семірненко Ю. І., Семірненко С. Л.
Удосконалення технологічного процесу видалення бадилля картоплі при мотоблочній технології виробництва..... **36**

Тарельник В. Б., Думанчук М. Ю., Тарельник Н. В., Волошко Т. П., Пирогов В. О.
Реновація шийок підшипників ковзання валів відцентрових насосів для зрошення..... **43**

Ярошенко П. М.
Визначення колової жорсткості навісної системи трактора при проведенні технологічної операції..... **50**

Колодненко В. М., Соларьов О. О.
Дослідження вільних коливань корпуса транспортного засобу під час руху..... **55**

Видавничий дім
«Гельветика»
2022

Науковий журнал
«Вісник Сумського національного
аграрного університету.
Серія: Механізація та автоматизація
виробничих процесів»
внесений до переліку наукових
фахових видань України
(категорії «Б») у галузі технічних наук
(131 «Прикладна механіка»,
133 «Галузеве машинобудування»,
208 «Агроінженерія»)
на підставі Наказу Міністерства
освіти і науки України № 1188
від 24.09.2020 (додаток 5)

Науковий журнал «Вісник
Сумського національного аграрного
університету» індексується в
Міжнародних наукометричних базах
Index Copernicus, РІНЦ

Матеріали журналу знаходяться
у вільному доступі на сайті
https://snaubulletin.com.ua/index.php/mapp

Усі статті проходять процедуру
таємного рецензування. До
публікації в журналі не допускаються
матеріали, якщо є достатньо підстав
вважати, що вони є плагіатом.
Відповідальність за точність
наведених даних і цитат
покладається на авторів.
Матеріали друкуються українською
та англійською мовами.
У разі цитування посилання на
«Вісник Сумського національного
аграрного університету» обов'язкове

Друкується згідно з рішенням
вченої ради
Сумського національного
аграрного університету
(Протокол № 13 від 30.05.2022 р.)

Видавництво і друкарня –
Видавничий дім «Гельветика»
65101, Україна, м. Одеса,
вул. Інглезі, 6/1
Телефони: +38 (048) 709 38 69,
+38 (095) 934-48-28,
+38 (097) 723-06-08
E-mail: mailbox@helvetica.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої
справи ДК № 6424 від 04.10.2018 р.

Тираж 300 пр.
Зам. № 0622/222

© Сумський національний
аграрний університет, 2022

УДК 621.56:622.691.6:629.114

АНАЛІЗ ЕНЕРГОВИТРАТ СТИСКУВАННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ В АВТОМОБІЛЬНІЙ ГАЗОНАПОВНЮВАЛЬНІЙ КОМПРЕСОРНІЙ СТАНЦІЇ З ГАЗОГІДРАТНИМ АКУМУЛЯТОРОМ

Босий Микола Вікторович
викладач
Центральноукраїнський національний технічний університет, Кропивницький, Україна
ORCID: 0000-0002-3090-0427
bosiymv@ukr.net

Нині зміни, які відбуваються в агропромисловому комплексі України потребують розробки та створення нових технологій заправки сільськогосподарських машин, автомобілів та вдосконалення наявних технологій заправки цього транспорту стиснутим природним газом. До відновлюваних газів належать горючі гази, які отримані з відновлюваних джерел енергії, серед них біометан (CH_4) – аналог природного газу, доведений до його якості. Перевага біометану перед природним газом в тому, що це відновлюваний ресурс. Його отримують з біомаси шляхом анаеробного зброджування і далі збагачують до вмісту 95–98 % метану. Натепер актуальним питанням є використання новітніх газогідратних технологій заправки сільськогосподарської техніки та автомобілів з використанням природного газу та біометану на автомобільних газонаповнювальних компресорних станціях (АГНКС).

Підвищення ефективності компресорної установки для АГНКС при неоднаковому споживанні природного газу на заправку в денний і нічний періоди доби можливо шляхом застосування газогідратного акумулятора (ГА).

У роботі надано схемно–технологічне рішення та описано принцип дії ГА для АГНКС. Приведено методику визначення енерговитрат при газогідратній термокомпресії природного газу для АГНКС–ГА. Проаналізовано енерговитрати газогідратного і компресорного стискування природного газу для АГНКС–ГА при змінні початкової температури газу та витраті природного газу від 850 до 1600 м³/год. Рохраховані енерговитрати в ГА при газогідратному стискуванні менші, ніж при компресорному стискуванні природного газу на 10–15 %.

Розроблено методику визначення енерговитрат в ГА, для АГНКС–ГА коли утворення газогідратів здійснюється в одному об'ємі а плавлення їх в іншому об'ємі та виконано порівняльний аналіз газогідратного і компресорного стискування природного газу. З'ясовано, що потужність енерговитрат в ГА менше, ніж компресорне стискування природного газу, внаслідок рознесення в часі процесів утворення і плавлення газогідратів. Виконано також аналіз енерговитрат на стискування природного газу, важливих для практики значень змін його початкових параметрів: тиску від 1,2 МПа, температури від +18 °С. З'ясовано, що застосування ГА в АГНКС дозволяє не тільки зробити більш рівномірним добове навантаження на обладнання АГНКС, а також підвищити ефективність і зменшити її енергоспоживання. Показано, що енерговитрати газогідратного стискування газу в ГА можуть бути меншими, ніж при компресорному стискуванні тільки при певному значенні початкових температур, тисків та витрати природного газу.

Ключові слова: *природний газ, біометан, автомобільний транспорт, АГНКС, тиск, температура, газогідратний акумулятор, енерговитрати.*

DOI https://doi.org/10.32845/msnau.2022.1.1

Вступ. Натепер стиснений природний газ – СПГ (compressed natural gas – CNG), основним компонентом якого є метан, займає провідне місце в якості альтернативи нафтовим газомоторним паливам (Hrudz et al., 2014).

З метою ефективного використання природного газу (ПГ), як газомоторного палива (ГМП), для потужних фермерських господарств, що використовують значну кількість транспортної техніки, економічно вигідно будівництво та використання власних автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій (АГНКС) для заправки сільськогосподарської техніки та автомобілів стиснути газом (Havrysh, 2006; Mykhalkin, 2018).

Нині перспективний напрямок – це переобладнання сільскогосподарсь-кої техніки на використання природного газу як ГМП (Zakharchuk, 2014).

Переваги природного газу метану як ГМП: екологічність, більша безпечність, висока антидетонаційна властивість сприяють збільшенню кількості заправних станцій та метанових автомобілів (Hrudz et al., 2014; Mateychyk et al., 2008).

У роботі (Havrysh, 2006) проведені дослідження системи «АГНКС–пересувний автомобільний газовий заправник (ПАГЗ)». Зроблено висновок, що на відстані до 20 км від АГНКС доцільна заправка техніки безпосередньо на заправці, а на більших відстанях необхідно використовувати ПАГЗ.

Нині мережа метанових автозаправок «Укравтогаза» запускає програму компенсації витрат на придбання нового і б/у CNG транспорту на метані (CNG) за рахунок надання фіксованих знижок на паливо – це для юридичних осіб, власників автопарків, перевізників, підприємств і компаній, які прагнуть оновити свій автопарк на більш сучасний, екологічний та економічний транспорт. Максимальний строк тривалості програми CNG Forward становить 10 років (Tymofieiev, 2020).

Перспективним напрямком для заправки автомобільного транспорту є використання біометану, який виробляють з відновлювальних джерел енергії в якості палива. Використання біометану як моторного палива дає можливість сільськогосподарським виробникам

отримати власне паливо для сільськогосподарського транспорту (Geletukha et al., 2014).

З аналізу літературних джерел видно, що натепер актуальним питанням є застосування найновітніх технологій та процесів заправки сільськогосподарської техніки та автомобілів з використанням природного газу та біометану.

Тому нині актуальним є розробка схемно–технологічного рішення застосування газогідратного акумулятора (ГА) для підвищення ефективності використання АГНКС в умовах роботи нерівномірної добової заправки сільськогосподарських машин і автомобільного транспорту та аналіз енерговитрат.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Нині для заправки автомобілів та інших транспортних засобів сільськогосподарських машин в агропромисловому комплексі використовують, в основному, АГНКС. До АГНКС природний газ надходить по газопроводах під тиском 0,6–1,2 МПа, стискується до 25 МПа і через газорозподільну систему в такому стані направляється на заправку балонів транспортних засобів (Hrudz et al., 2014). Автомобільний транспорт на заправку в АГНКС поступає суттєво нерівномірно на протязі доби: відношення максимальної кількості автомобілів в денний період до мінімальної в нічний становить ~ 7 (Hrudz et al., 2014). Традиційні схемно–технологічні рішення АГНКС не дають можливості зменшити нерівномірність споживання стиснутого природного газу при заправці автомобілів в денний і нічний періоди доби, що призводить до оснащення АГНКС обладнанням завищеної продуктивності та знижує ефективність його використання (Hrudz et al., 2014).

Підвищення ефективності компресорної установки для АГНКС при неоднаковому споживанні газу на заправку в денний і нічний періоди доби можливо шляхом застосування ГА. Для акумулювання і стискування природного газу можна використовувати газогідратну термокомпресію (Bosyi et al., 2021; Klymenko et al., 2021; Bosyi et al., 2014; Klymenko et al., 2017).

В роботі (Bosyi et al., 2021) запропоновано здійснювати заправку автомобільного транспорту природним газом із застосуванням газогідратної технології для процесів стискування та акумулювання газу, що дозволяє підвищити ефективність використання АГНКС при неоднаковому споживанні стиснутого природного газу в денний і нічний періоди доби.

Альтернативою компресорному обладнанню для підвищення тиску природного газу та заправки автомобільного транспорту стиснутим природним газом може стати ГА, виконаний у вигляді реактора утворення і плавлення газогідратів (Bosyi et al., 2021).

З аналізу доступних літературних та інформаційних джерел можна зробити висновок, що проблемі підвищення ефективності АГНКС в умовах нерівномірного навантаження автомобілів на заправку протягом доби недостатньо приділяється уваги.

Нині компресорна установка для АГНКС, яка застосовується для заправки автомобільного транспорту стиснутим природним газом (Hrudz et al., 2014) включає чотирі ступені компресорного стискування, міжступеневі охолоджувачі газу, вологомасловіддільники, впускний, з'єднувальний та заправні трубопроводи, триходові вентилі, встановлені на лінії впуску і нагнітання кожної ступені компресорного стискування і з'єднаних з входом і виходом ступенів компресорного стискування та входом блоку осушки, вихід якого з'єднаний з балонами, що заправляються газом.

Також відомо застосування газогідратного пристрою для здійснення процесів стискування та акумулювання газу (Klymenko et al., 2014; Bosyi et al., 2021). В цьому пристрої газ низького тиску контактує з водою або водним розчином в замкненому об'ємі при відповідній температурі з утворенням газогідратів, які зберігають та плавлять в цьому ж об'ємі з виділенням газу та води при більш високій температурі та відповідно більш високому тиску, ніж вони були утворені.

В роботі (Klymenko et al., 2021) запропоновано здійснювати утворення газогідратів в одному об'ємі та транспортування їх шнековим сепаратором в інший об'єм, при цьому здійснюють сепарацію газогідратів від води і плавлення їх з одержанням газу високого тиску.

Енерговитрати в компресорній установці можна визначити за методиками, приведеними як в літературі з технічної термодинаміки, так і в спеціальній літературі з розрахунку компресорів (Kholomenyuk, 2013).

Розрахунки енерговитрат при здійсненні основних процесів газогідратної термокомпресії утворення і плавлення гідратів найбільш повно проведені для умов роботи газогідратного дотискувача паливного газу для газотурбінного приводу (Klymenko et al., 2014).

Конкурентність газогідратного і компресорного стискування природного газу для АГНКС можна визначити на основі порівняльного аналізу енергозатрат при їх здійсненні.

Постановка завдання. Метою даної статті є розробка методики для визначення енерговитрат в ГА для АГНКС та виконання порівняльного аналізу газогідратного і компресорного стискування природного газу.

Матеріали і методи дослідження. Газові гідрати (або клатрати) – кристалічні сполуки, що утворюються при певних термобаричних умовах з води і газу. Термобаричні умови процесів утворення, зберігання і плавлення газогідратів є досить «м'якими», що дозволяє їх ефективно використовувати в різних технологічних напрямках виробництва. Газогідрати існують також в природних умовах, а за сучасними прогнозними оцінками більшість покладів вуглеводневих газів знаходиться саме в газогідратному стані (Pivnyak et al., 2015; Pedchenko, 2014; Sloan & Koch, 2008).

На рис. 1 наведено схемно–технологічне рішення компресорної установки для АГНКС-ГА (Bosyi et al., 2021; Klymenko et al., 2021).

Запропоновано що ГА виконаний у вигляді реактора утворення та реактора плавителя газогідратів, в якому здійснюється газогідратна термокомпресія природного газу. Технологія використання газогідратного акумулятора в АГНКС містить такі основні процеси: утворення газогідратів природного газу, їх накопичення, зберігання і плавлення з виділенням природного газу при високому

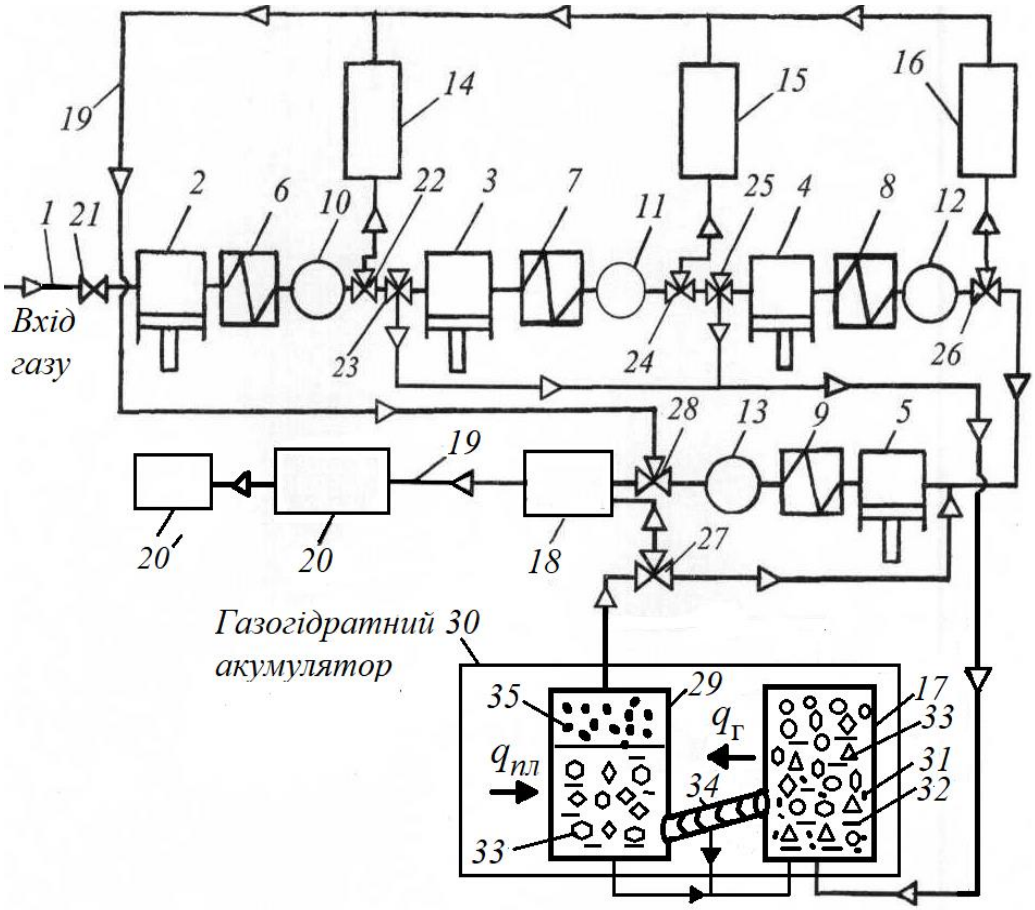


Рис. 1. Схемно-технологічне рішення компресорної установки для АГНКС–ГА

1 – впускний трубопровід; 2, 3, 4, 5 – перша, друга, третя, четверта ступені компресорного стискування; 6, 7, 8, 9 – охолоджувачі; 10, 11, 12, 13 – вологомасло-віддільники; 14, 15, 16, 20′ – ємності для накопичення газу (акумулятори); 17 – реактор утворення газогідратів; 18 – блок осушки; 19 – заправні трубопроводи; 20 – газові балони для заправки стиснутим газом; 21 – вентиль; 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28 – триходові вентилі; 29 – реактор плавитель газогідратів; 30 – газогідратний акумулятор; 31 – надлишкова частина газу; 32 – вода; 33 – газогідрати; 34 – шнековий сепаратор; 35 – газ високого тиску

тиску p = 25 МПа, достатньому для повної заправки газових балонів автомобільного транспорту (Klymenko & Bosyi, 2019; Klymenko et al., 2019; Bosyi et al., 2021; Klymenko et al., 2021).

Роботу компресорної установки з ГА приведемо на наступному прикладі.

При зменшеному завантаженні АГНКС, природний газ, наступного складу: CH_4 – 94,12 %; C_2H_6 – 2,92 %; C_3H_8 – 0,92 %; C_4H_{10} – 0,42 %; C_3H_{12} – 0,11 %; CO_2 – 1,22 %; N_2 – 0,15 %; C_{6+} – 0,14 %, з початковим тиском p = 1,2 МПа і температурою t = 18 °С через впускний трубопровід 1 і вентиль 21 подається в першу ступінь 2 і компримується до тиску p = 3,5 МПа. Стиснутий газ через охолоджувач 6, вологомасловіддільник 10, триходовий вентиль 22 подається або на заправку балонів 20' стиснутим газом через акумулятор газу АСГ1 14, заправочний трубопровід 19, триходовий вентиль 28 і блок осушки 18, або через триходовий вентиль 23 в другу ступінь 3, в якій газ компримується до тиску p = 7,5 МПа. Газ при цьому тиску через охолоджувач 7 і вологомасловіддільник 11, триходовий вентиль 24 акумулятор газу АСГ2 15, заправочний трубопровід 19, триходовий вентиль 28 блок осушки 18 подається або на заправку балонів 20′ стиснутим газом, або через триходовий вентиль 25 в третю ступінь 4, в якій газ стискується до тиску p = 15 МПа. Стиснутий газ через охолоджувач 8, вологомасловіддільник 12, триходовий вентиль 26 подається або на заправку балонів 20′ стиснутим газом через акумулятор газу АСГ3 16, заправочний трубопровід 19, триходовий вентиль 28 і блок осушки 18, або через триходовий вентиль 26 в четверту ступінь 5, в якій газ компримується до тиску p = 25 МПа. Надлишкова частина газу 31, що не використовується в цей період для заправки балонів 20′ стиснутим газом та не подається в другу 3 і третю ступінь 4 через триходові вентилі 23 і 25, надходить в реактор утворення газогідратів 17, де при контакті з водою 32 утворюються газогідрати 33 при тиску p = 7,5 МПа і температурі t = 16 °С, а теплота гідратоутворення $q_г$ відводиться холодильною машиною (ХМ), яка на схемі (рис. 1) не показана.

Утворені газогідрати 33 накопичують та зберігають, а при збільшенні завантаження АГНКС, газогідрати 33

подають за допомогою шнекового сепаратора 34 з реактора утворення газогідратів 17 до реактора плавителя газогідратів 29, в якому здійснюється підігрівання і плавлення газогідратів 33 шляхом підведення теплоти $q_{пл}$ від охолодження газу після ступенів компресорного стиснення при температурі t = 20 °С і тиску p = 15 МПа з виділенням газу і води. Виділена вода 32 перекачується в реактор утворення газогідратів 17 на повторне гідратоутворення, а отриманий газ високого тиску 35 по трубопроводу через триходовий вентиль 27, блок осушки 18 і заправочний трубопровід 19 направляють через акумулятор газу АСГ4 20 на часткове наповнення балонів 20' стиснутим газом, або по трубопроводу через триходовий вентиль 27 на копримування в четверту ступінь 5 до тиску p = 25 МПа, вихід з якої через охолоджувач 9, вологомасловіддільник 13, триходовий вентиль 28, блок осушки 18 і заправочний трубопровід 19 з'єднаний з балонами 20' для заправки стиснутим природним газом.

Потрібно відмітити, шо плавити газогідрати 33 в плавителі 29 можливо і при тиску p = 25 МПа, але при плавленні газогідратів необхідно буде підтримувати більш високу температуру t = 22 °С. В цьому випадку робота АГНКС буде забезпечуватись компресорами першої і другої ступеней стискування та плавителем газогідратів 29. Вода після плавлення газогідратів повторно використовується для гідратоутворення в реакторі утворення газогідратів 17, а отриманий газ 35 в залежності від умов роботи направляють в акумулятор газу АСГ4 20, а потім на заправку газових балонів 20' до кінцевого тиску p = 25 МПа, достатнього для повної заправки автомобільного транспорту.

Конфігурація термодинамічних циклів холодильного агента в ГА відповідає одноступінчатому зворотньому циклу, загальний вигляд якого на *T-S* діаграмі наведено на рис. 2.

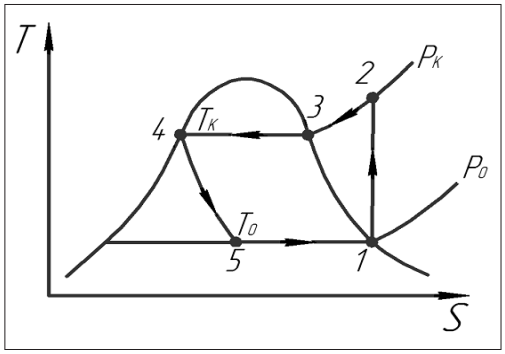


Рис. 2. Термодинамічні цикли холодильного агента, що здійснюються в ГА: 1–2 – стискування;
2–3–4 – охолодження і конденсація;
4–5 – дроселювання; 5–1– кипіння

Вибір величин $T_0(P_0)$ для термодинамічного циклу холодильного агента в ГА визначається рівноважними температурами і тисками для початкових параметрів природного газу, а $T_к(P_к)$ – температурою і тиском плавлення газогідратів, що забезпечують отримання стиснутого природного газу.

Вибір величини $T_0(P_0)$ для ГА в режимі утворення газогідратів визначається рівноважними температурами і тисками для початкових параметрів природного газу, а $T_к(P_к)$ – температурою навколишнього середовища. В режимі плавлення газогідратів $T_0(P_0)$ визначається температурою навколишнього середовища, а $T_к(P_к)$ – температурою і тиском плавлення, що забезпечують отримання стиснутого природного газу.

Енерговитрати газогідратного і компресорного стискування природного газу визначалися для умов наведеного вище прикладу роботи АГНКС-ГА.

Методика визначення енерговитрат в ГА для АГНКС наступна. Основні енерговитрати в ГА складаються з витрат на роботу компресора у зворотньому циклі та витрат на роботу пропанового компресора у холодильному циклі при утворенні гідратів.

Питома робота компресора (числові значення приведені для випадку застосування в якості холодильного агента пропану):

$$l_к = \frac{к}{к-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_к}, \qquad (1)$$

де k = 1,13 – показник адіабати для пропану;
$R_{(C_3H_8)} = 188,95$ Дж/кг – газова стала пропану;
$\mu_{(C_3H_8)}$ = 44 кг/кмоль – молекулярна маса пропану;
$T_1 = T_0$, К – температура кипіння пропану;
$P_1 = P_0$, МПа – тиск кипіння пропану;
$P_2 = P_к$, МПа – тиск конден-сації пари пропану;
$\eta_к$ = 0,85 – ефективний ККД компресора.

Потужність компресора:

$$N_к = l_к \cdot G_{ar(C_3H_8)}, \qquad (2)$$

де $l_к$ – питома робота компресора, кВт;
$G_{ar(C_3H_8)}$ – витрата робочого холодоагента пропану, кг/с.

Витрата робочого агента (пропану):

$$G_{ar(C_3H_8)} = \frac{Q_г}{\Delta h_{(C_3H_8)}}, \qquad (3)$$

де $Q_г$ – кількість теплоти, яка відводиться в процесі гідратоутворення, кДж/с;
$G_г$ – витрати гідратоутворюючого агента (природного газу), кг/с;
$\Delta H_г$ – теплота гідратоутворення природного газу, кДж/кг$_{(ar)}$;
$\Delta h_{(C_3H_8)} = h_1 - h_5$, кДж/кг – різниця ентальпій холодильного агента пропану в точках 1 і 5.

Витрата (масова) природного газу – гідратоутворюючого агента

$$G_м = V_м \cdot \rho_м, \qquad (4)$$

де $V_м$ і $\rho_м$ – об'ємна витрата і густина природного газу.

Аналіз енерговитрат на газогідратне та компресорне стискування природного газу проводився для АГНКС–ГА.

Вихідні дані для розрахунків:

– склад природного газу: CH_4 – 94,12 %; C_2H_6 – 2,92 %; C_3H_8 – 0,92 %; C_4H_{10} – 0,42 %; C_5H_{12} – 0,11 %; C_{6+} – 0,14 %; CO_2 – 1,22 %; N_2 – 0,15 %;

– тиск природного газу на вході в газогідратний пристрій (ГА) $P_м$ – 7,5 МПа;

– холодильний агент – пропан (C_3H_8);

– ефективний ККД пропанового компресора і компресора для стискування природного газу – 0,85;

– питома теплота гідратоутворення метану – 3785 кДж/$_{кгCH4}$ (Klymenko et al., 2014);

– питома теплоємність гідрату метана – 2,5 кДж/кг · К (Klymenko et al., 2014).

Енерговитрати в ГА визначалися за вищевикладеною методикою, а компресора для стикування природного газу – в 1–й, 2–й, 3–й і 4–й ступені компримування за відомою методикою, в наступних межах параметрів:

– початковий тиск природного газу $P_{1м}$ – 1,2 МПа;

– початкова температура природного газу $T_{1м}$ – 291 К.

Термін роботи ГА в режимі утворення газогідратів – 1 ÷ 10 год.

Результати. На рис. 3–5 наведено результати розрахунків потужності енерговитрат компресорного і газогідратного стискування природного газу для АГНКС–ГА.

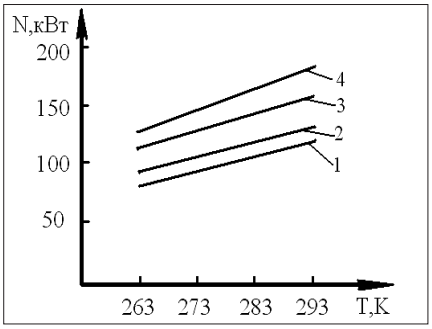


Рис. 3. Залежність потужності компресорного стискування в 1-й, 2-й, 3-й і 4-й ступені компримування від початкової температури природного газу (при витраті природного газу; 1 – 850 м³/год; 2 – 1000 м³/год; 3 – 1300м³/год; 4 – 1600м³/год)

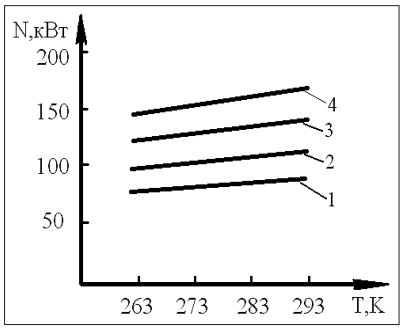


Рис. 4. Залежність потужності компресорного стискування в 1-й, 2-й, ступені компримування і потужності пропанового компресора ГА в процесі гідратоутворення від початкової температури природного газу (при витраті природного газу: 1 – 850 м³/год; 2 – 1000 м³/год; 3 – 1300 м³/год; 4 – 1600 м³/год)

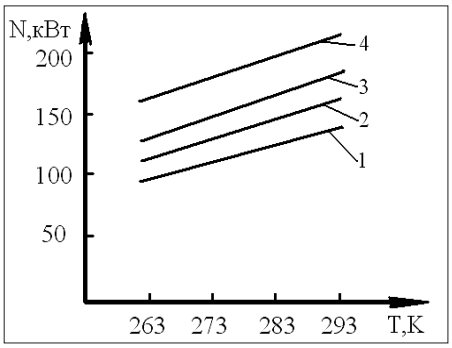


Рис. 5. Залежність потужності компресорного стискування в 1-й, 2-й, ступені компримування, потужності пропанового компресора ГА і 4-й ступені компримування від початкової температури природного газу (при витраті природного газу: 1 – 850 м³/год; 2 –1000 м³/год; 3 **–** 1300 м³/год; 4 – 1600м³/год)

Обговорення. З рис. 3, 5 видно, що для компресорного стискування найбільше на енерговитрати впливає величина початкового тиску $P_{1м}$, початкової температури $T_{1м}$ та витрати природного газу. Тому потужність енерговитрат компресорного стискування більша, ніж газогідратного стискування.

Зміни початкової температури $T_{1м}$ та витрати природного газу позначаються в меншій мірі на енерговитратах в газогідратному пристрої (ГА) (рис. 4), а в більшій – на енерговитратах компресорного стискування (рис. 5).

Вплив $T_{1м}$ на енерговитрати ГА проявляється через температуру конденсації $T_к(P_к)$ холодильного агента (приймалося, що вона дорівнює $T_{1м}$ +5 °С), підвищення якої призводить до збільшення енерговитрат в холодильному циклі і, відповідно, в ГА (рис. 5).

Чим більші витрати природного газу, тим більші енерговитрати компресорного стискування в порівнянні з енерговитратами газогідратного стискування (рис. 3–5).

Енерговитрати в ГА визначаються потребою в утворенні газогідратів для забезпечення стиснутим природним газом АГНКС–ГА. Для розглянутих значень початкового тиску природного газу 1,2 МПа і стиснутого природного газу $P_{2м}$ = 25МПа при початкових температурах і витратах природного газу енерговитрати в ГА при газогідратному стискуванні менші, ніж при компресорному стискуванні природного газу. Споживана потужність в ГА, який продукує стиснутий природний газ тільки на заправку автомобільного транспорту, менша, ніж в компресорному стискуванні (рис. 4).

Аналіз отриманих результатів розрахунку показує, що енерговитрати газогідратного стиснення газу (є тільки при гідратоутворенні в нічний період) менші на 10-15 % порівняно з компресорним стисненням в денний період.

Висновки

1. Розроблено методику визначення енерговитрат в ГА, для АГНКС–ГА та виконано порівняльний аналіз газогідратного і компресорного стискування природного газу.

2. Виконано аналіз енерговитрат на стискування природного газу, важливих для практики значень змін

його початкових параметрів: тиску від 1,2 МПа, температури від +18 °С. Потужність енерговитрат в ГА менша, ніж компресорне стискування природного газу, внаслідок рознесення в часі процесів утворення і плавлення газогідратів.

3. З'ясовано, що застосування ГА в АГНКС дозволяє не тільки зробити більш рівномірним добове навантаження на обладнання АГНКС, а також підвищити ефективність і зменшити її енергоспоживання.

4. Показано, що енерговитрати газогідратного стискування газу в ГА можуть бути меншими, ніж при компресорному стискуванні тільки при певному значенні початкових температур, тисків та витрати природного газу.

Бібліографічні посилання:

1. Bosyi M. V., Klymenko V. V., Mahopets S. O., Harasieva N. Yu. & Ovcharenko A. O. (2021). Pidvyshchennia efektyvnosti avtomobilnoi hazonapovniuvalnoi kompresornoi stantsii shliakhom vykorystannia hazohidratnoho akumuliatora [Improving the efficiency of the automobile gas–filling compressor station by using a gas–hydrate battery]. *Refrigeration equipment and technologies*. No. 57 (1). P. 45–54. (in Ukrainian). ULR: https://doi.org/10.15673/ret.v57i1.1978.
2. Havrysh V. I. (2006). Otsinka efektyvnosti zastosuvannia avtomobilnykh hazonapovniuvalnykh kompresornykh stantsii u silskohospodarskomu vyrobnytstvi [Estimation of efficiency of application of automobile gas-filling compressor stations in agricultural production]. *Bulletin of Agrarian Science of the Black Sea Coast.* Vol. No. 4. P. 66–71. (in Ukrainian).
3. Heletukha H. H., Kucheruk P. P. & Matveev Yu. B. (2014). Perspektyvy proyzvodstva y yspolzovanyia byometana v Ukrayne [Prospects for the production and use of biomethane in Ukraine]. *UAB analytical note*. № 11. 44 p. (in Ukrainian).
4. Hrudz V. Ia., Hrudz Ya. V., Kostiv V. V. & Mykhalkiv V. B. (2014). Avtomobilni hazonapovniuvalni kompresorni stantsii (AHNKS): monohrafiia [Automobile gas filling compressor stations (AGNKS)]. Ivano-Frankivsk : Lileya-NV. 320 p. (in Ukrainian).
5. ULR: https://doi.org/10.15673/0453-8307.4/2014.28049.
6. ULR: https://economics.segodnya.ua/ua/economics/business/avtoparki-hotyat-perevesti-na-metan-na-gaze-mozhno-sekonomit-polceny-avto-1481276.html. (in Ukrainian).
7. Kholomeniuk M. V. (2013). Kompresorni ustanovky. navch. posobnyk [Compressor installations]. D : National Mining University. 51 p. (in Ukrainian).
8. Klymenko V. V. & Bosyi M. V. (2019). Patent na korysnu model Ukrainy № 134025 MPK F04V1/00, F25VJ1/00 Sposib zapravky avtomobilnoho transportu pryrodnym hazom [Method of refueling motor transport with natural gas]. u201812187; declared 12/10/2018; publ. 25.04.2019. bldg. No. 8 (in Ukrainian).
9. Klymenko V. V., Bosyi M. V., Aulin V. V., Filimonikhina I. I., Lysenko S. V. & Hrynkiv A. V. (2021). Enerhoefektyvnist zapravky avtomobilnoho transportu stysnutym pryrodnym hazom pry vykorystanni hazohidratnoho akumuliatora [Energy efficiency of gas station refueling with com–pressed natural gas when using a gas hydrate battery]. *Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical sciences.* No. 4(35). P. 198–207. (in Ukrainian). ULR: https://doi.org/10.32515/2664-262X.2021.4(35).198–207.
10. Klymenko V. V., Bosyi M. V., Parafiinyk V. P. & Prylypko S. O. (2014). Hazoturbinnyi pryvid z hazohidratnym dotyskuvachem palyvnoho hazu [Gas turbine drive with gas-hydrated fuel gas distributor]. *Refrigeration Engineering and Technology.* No. 4 (150). P. 37–40. (in Ukrainian).
11. Klymenko V. V., Bosyi M. V., Smirnov A. V. & Prylypko S. O. (2014). Analiz enerhospozhyvannia v hazohidratnomu dotyskuvachi palyvnoho hazu dlia hazoturbinnoho pryvodu [Analysis of energy conservation in gas–hydrate pre–firing gas for gas-turbine drive]. *Scientific Journal of Geology. Mining. Oil and gas on the right. Energy.* No. 1(3). P. 241–251. (in Ukrainian).
12. Klymenko V. V., Bosyi M. V., Yakymenko M. S. & Martynenko V. V. (2017). Application of gas hydrated battery in automobile gas-containing compressor station. International research and practice conference "*Modern methods, innovations, and experience of practical application in the field of technical sciences*": Conference proceedings, December 27-28. Radom: Izdevnieciba "Baltija Publishing". P. 156–159. [in Poland].
13. Klymenko V. V., Bosyi M. V., Yakymenko M. S. & Martynenko V. V. (2019). Patent na model corisna. Ukraina № 134041 MPK F04V41/00 Kompresorna ustanovka dlia avtomobilnykh hazozapravnykh stantsii [Compressor unit for automobile gas filling stations]. u201812267; publ 25.04.2019. bul. No. 8 (in Ukrainian).
14. Mateichyk V. P., Zakharchuk V. I., Kozachuk I. S. & Zakharchuk O. V. (2008). Osoblyvosti vykorystannia pryrodnoho hazu yak motornoho palyva dlia transportnykh zasobiv [Features of the use of natural gas as a motor fuel for vehicles]. *Bulletin of the National Transport university*. K. : NTU. P. 127–130 [in Ukrainian].
15. Mykhalkin V. B. (2018). Pidvyshchennia enerhoefektyvnosti ta znyzhennia sobivartosti zapravky stysnenym hazom na AHNKS [Improving energy efficiency and reducing the cost of refueling with compressed gas at CNG stations]. *International scientific journal «Interscience»*. Vol. 3. No. 10 (50). P. 18–20. (in Ukrainian).
16. Pedchenko M. M. (2014). Hidratoutvorennia vuhlevodnevykh haziv. monohrafiia: [Hydration of hydrocarbon gases]. Poltava: PoltNTU. 182 p. (in Ukrainian).
17. Pivniak H. H., Kryzhanivskyi Yu. I., Onyshchenko V. O., Bondarenko V. I. & Vytiaz O. Y. (2015). Hazohidryty. Hidratoutvorennia ta osnovy rozrobky ha-zovykh hidrativ: monohrafiia. [Gas hydrates. Hydrate formation and basics of gas hydrate development]. Dnepropetrovsk : Lithographer. 219 p. (in Ukrainian).
18. Sloan E. D. & Koch C. A. (2008). Clathrate hydrates of natural gases. CRC Press. 752 p. [in USA].
19. Tymofieiev I. (2020). Avtoparky khochut perevesty na metan: na hazi mozhna zaoshchadyty pivtsiny avto [Fleets want to convert to methane: gas can save half the price of a car]. October 8.
20. Zakharchuk O. V. (2014). Obgruntuvannia ekonomichnoi efektyvnosti pereobladnannia kolisnoho traktora dlia roboty na pryrodnomu hazi. Naukovi zapysky [Substantiation of economic efficiency of wheel reequipment tractor for work on natural gas]. *Interuniversity collection in the field of "Engineering Mechanics"*. Issue 46. P. 190–194. (in Ukrainian).

Bosyi M. V., *Lecturer, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine*

Analysis of energy consumption of natural gas compression in a car gas filling compressor station with a gas hydrate battery

Currently, the changes taking place in the agro–industrial complex of Ukraine require the development and creation of new technologies for refueling agricultural machinery, cars and improving existing technologies for refueling this vehicle with compressed natural gas. Renewable gases include combustible gases derived from renewable energy sources, including biomethane (CH_4) – an analogue of natural gas, brought to its quality. The advantage of biomethane over natural gas is that it is a renewable resource. It is obtained from biomass by anaerobic digestion and further enriched to 95–98 % methane. At present, the topical issue is the use of the latest gas hydrate technologies for refueling agricultural machinery and cars using natural gas and biomethane at automotive gas-filling compressor stations (CNG filling stations).

Improving the efficiency of the compressor unit for CNG stations with unequal consumption of natural gas for refueling during the day and night is possible by using a gas hydrate battery (HA).

The paper provides a circuit-technological solution and describes the principle of operation of HA for CNG stations. The method of determining energy consumption in gas hydrate thermocompression of natural gas for CNG–HA is given. The energy consumption of gas hydrate and compressor compression of natural gas for CNG–HA at the change of the initial gas temperature and natural gas consumption from 850 to 1600 m^3/h is analyzed. The calculated energy consumption in HA in gas hydrate compression is lower than in compressor compression of natural gas by 10–15 %.

A method for determining energy consumption in HA for CNG–HA when the formation of gas hydrates is carried out in one volume and their melting in another volume and a comparative analysis of gas hydrate and compressor compression of natural gas. It was found that the power consumption in HA is less than the compressor compression of natural gas, due to the divergence in time of the formation and melting of gas hydrates. The analysis of energy consumption for compression of natural gas, important for the practice of values of changes in its initial parameters: pressure from 1.2 MPa, temperature from +18 °C. It was found that the use of HA in CNG stations allows not only to make a more uniform daily load on CNG equipment, but also to increase efficiency and reduce its energy consumption. It is shown that the energy consumption of gas hydrate gas compression in HA can be lower than in compressor compression only at a certain value of initial temperatures, pressures and natural gas consumption.

Key words: *natural gas, biomethane, automobile transport, CNG filling stations, pressure, temperature, gas hydrate accumulator, gas hydrates, energy consumption.*

УДК 631.1.004

ІНЖЕНЕРНИЙ МЕНЕДЖМЕНТ БЕЗВІДМОВНОСТІ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ ЗА ТЕХНОЛОГІЇ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ПРИ ЗБЕРІГАННІ

Кузьмич Іван Михайлович
аспірант
Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна
ORCID: 0000-0003-1718-6123
beliy1994@meta.ua

Роговський Іван Леонідович
доктор технічних наук, старший науковий співробітник
Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна
ORCID: 0000-0002-6957-1616
rogovskii@nubip.edu.ua

У статті обговорюються питання доцільності застосування нормативного комплексу інженерного менеджменту за адаптивної технології технічного обслуговування при зберіганні зернозбиральних комбайнів.

В основу проведення експериментальних досліджень прийнято робочу наукову гіпотезу, що ефективність машиновикористання зернозбиральних комбайнів в значній мірі залежить від її надійності, зокрема від показників безвідмовності безпосередньо в процесі жнив. При збиранні зернових сільськогосподарських культур необхідно забезпечити працездатний стан комбайнів протягом нормативного агротехнічного періоду. Тому основною характеристичною властивістю зернозбиральних комбайнів і охарактеризовано безвідмовність. Передбачається, що відмови зернозбиральних комбайнів з технічних і технологічних причин призводять до простоїв самих комбайнів і, як наслідок, до втрати частини врожаю зернових. При перевищенні встановленого нормативного агротехнічного терміну збирання збіжжя питомі втрати зернових становлять 0,004…0,006 % за одну годину простою. Аналіз статистичних даних про технічний стан об'єктів на основі експлуатаційних спостережень дозволив виявити ймовірні закономірності і причини відмов.

Проведено аналіз результатів експериментальних досліджень зі встановленням чисельних значень показників безвідмовності зернозбиральних комбайнів, а саме, середнє напрацювання на першу відмову, середнє напрацювання на відмову, середня кількість відмов, середній час усунення відмови, коефіцієнт варіації відмов.

Представлена графічна інтерпретація залежності показників безвідмовності зернозбиральних комбайнів, а саме, щільність розподілу відмов комбайнів, сумарна кількість відмов в процесі роботи комбайнів, сумарний коефіцієнт готовності зернозбиральних комбайнів. Підтверджено існування впливу зміни середнього напрацювання на відмову в процесі експлуатації комбайнів на показники безвідмовності комбайна.

Розглянутий підхід із подібним аналізом дозволяє обґрунтовано висувати вимоги до характеристик технологій технічного обслуговування при зберіганні зернозбиральних комбайнів.

Ключові слова: *безвідмовність, комбайн, ймовірність, відмова, працездатність, зберігання.*

DOI https://doi.org/10.32845/msnau.2022.1.2

Постановка проблеми. Машинно-технологічний комплекс сільського господарства включає в себе агротехнології виробництва продукції, технічні засоби та інфраструктуру, що забезпечує працездатність системи. Сучасна соціально-економічна ситуація в світі зумовлює необхідність прискореного розвитку національного сільськогосподарського виробництва. Тенденція скорочення випуску техніки вітчизняного виробництва і її недолік послужили причиною все більш зростаючого парку імпортної техніки, яка надходить в продаж в широкому асортименті від різних фірм виробників. Інформація, яка надається про якість та ефективність застосування вітчизняної та імпортної техніки, носить суперечливий характер, що ускладнює однозначний вибір технічних засобів для їх впровадження у виробництво.

Зернозбиральні комбайни експлуатуються у важких умовах. Пил, бруд, рослинні рештки потрапляють у вузли, що труться, викликають посилений механічний знос їх (Najafi et al., 2015). Нерівності поля призводять до виникнення динамічного навантаження на окремі з'єднання та їх поломку (Gurcanli et al., 2015). У процесі експлуатації порушується регулювання зернозбиральних комбайнів, тобто змінюється взаємне розташування деталей у результаті механічного зношування та ослаблення кріплень (Khamidullina et al., 2017). Мастильні речовини під дією високих температур і влучення в них сторонніх домішок втрачають свої первісні властивості, а це збільшує знос деталей (Aven, 2016). У системі охолодження силової енергетичної установки зернозбиральних комбайнів утворюється накип, у паливних, масляних та повітряних фільтрах затримуються забруднення, утворюється нагар на головках блоків, камерах згоряння, клапанах, що призводить також до зміни роботи самого двигуна внутрішнього згорання (Tyutrin, 2019). Крім перерахованих факторів, деталі зернозбиральних комбайнів старіють, втрачають свою первісну міцність (Zubko et al., 2017). Значне зношування викликає корозія металів, особливо коли зернозбиральний комбайн довго не використовуються, тобто перебуває на зберіганні (Voinalovych et al., 2017). Внаслідок усіх цих причин зер-

нозбиральні комбайни втрачають свою працездатність, передчасно виходить з ладу, чим завдається великої фінансової шкоди економіці аграрного підприємства.

Для зменшення впливу всіх цих факторів, продовження термінів служби зернозбиральних комбайнів розроблено нормативний комплекс інженерного менеджменту, який називається адаптивною технології технічного обслуговування при зберіганні зернозбиральних комбайнів (Rogovskii et al., 2019). В основу якої покладено робочу гіпотезу, що ефективність машиновикористання зернозбиральних комбайнів в значній мірі залежить від її надійності (Shih-Heng et al., 2018). При збиранні зернових культур необхідно забезпечити працездатний стан комбайнів протягом необхідного агротехнічного періоду (Gyansah & Ansah, 2020). Тому основною характеристичною властивістю збиральних машин є безвідмовність (Nykyforchyn et al., 2019). Відмови з технічних і технологічних причин призводять до простоїв машин і, як наслідок, до втрати частини врожаю (Corinne & José, 2017). При перевищенні встановленого терміну збирання питомі втрати зернових становлять 0,004…0,006 % за одну годину простою (Kypris et al., 2016). Аналіз статистичних даних про технічний стан об'єктів на основі експлуатаційних спостережень дозволяє виявити ймовірні закономірності і причини відмов.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Зернозбиральні комбайни, як і інші сільськогосподарських машин (плуги, сівалки, самохідні обприскувачі, бурякозбиральні машини, кормозбиральні комбайни) через спеціалізацію та сезонність робіт використовують протягом року нетривалий час, як правило, 10…60 днів (Erokhin et al., 2019). При тривалому зберіганні зернозбиральних комбайнів змінюються параметри та якість матеріалу деталей унаслідок корозії, структурних перетворень та залишкових деформацій під дією власної ваги машин. При неправильному зберіганні природне зношування машин відбувається більш інтенсивно (Xi & Songlin, 2019). Правильне зберігання забезпечує збереження зернозбиральних комбайнів та сприяє скороченню витрат на їх технічне обслуговування та ремонт під час експлуатації (Rejovitzky & Altus 2013).

Під час зберігання виникають корозійні пошкодження деталей зернозбиральних комбайнів (Pisarenko et al., 2019). Не законсервовані поверхні робочих органів зернозбиральних комбайнів у період зберігання окислюються та покриваються іржею (Sánchez-Hermosilla et al., 2011). Забруднення на деталях посилюють корозію, так як у поєднанні з вологою вони можуть створювати активне електрохімічне середовище, що викликає інтенсивні корозії (Kalinichenko & Rogovskii, 2017). Насамперед корозія ушкоджує незахищені поверхні (Zou et al., 2017). В одних випадках вона виникає через руйнування лакофарбових покриттів (при транспортуванні, роботі тощо), в інших – через порушення правил зберігання зернозбиральних комбайнів (Rogovskii, 2020).

Нижні частини зернозбиральних комбайнів (опорні ковзанки, ходові колеса та ін.), виготовлені з вуглецевих та малолегованих сталей, на відміну від деталей, віддалених від ґрунту та не мають контакту з ним, кородують інтенсивніше (Chen et al., 2020). Глибина пошкодження деяких деталей досягає більших розмірів (Kuzmich et al., 2021). Так, якщо захисні кожухи, рами зернозбиральних комбайнів за рік ушкоджуються корозією на глибину 0,02…0,07 мм, то деталі робочих органів та опорних частин, що торкаються ґрунту або контактують з рослинними рештками, зерном, – на глибину 0,42…0,44 мм (Kuzmich & Rogovskii, 2021). Ресурс таких деталей через втомні руйнування на практиці часто скорочується на 40…60 % (Nazarenko et al., 2021). Початком таких руйнувань є корозійні ушкодження.

Під дією сонячного світла (сонячної радіації), кисню та озону повітря, а також атмосферних опадів, різких перепадів температури та механічних впливів деталі зернозбиральних комбайнів, виготовлені з гуми, резинотекстилю та полімерних матеріалів, а також лакофарбові покриття піддаються старінню (Hrynkiv et al., 2020). Старіння – зміна фізико-хімічних властивостей матеріалів у процесі їх використання та зберігання; воно зумовлено процесами деструкції, тобто руйнуванням ланцюгів макромолекул (Nazarenko et al., 2020). При старінні змінюються властивості матеріалів: втрачається маса, знижується еластичність, зменшується опір удару, стиску та вигину, підвищується твердість, змінюється зовнішній вигляд (вицвітання, розтріскування). При спільній дії озону та сонячних променів гума руйнується найбільш інтенсивно. Несприятливий вплив на деталі, виготовлені з гуми та гумотекстилю, надають паливо та мастильні матеріали. Вони викликають розбухання та розм'якшення гуми. Цим пояснюються пошкодження не підготовлених до зберігання гумових шин, прогумованих ременів, шлангів гідросистем та інших деталей зернозбиральних комбайнів. Через порушення правил зберігання зернозбиральних комбайнів термін служби пневматичних шин може знижуватися на 10 років або 15 % на рік (Rogovskii et al., 2021). Деталі з гуми та гумотекстилю, дерева, текстилю та шкіри при підвищеній вологості повітря покриваються цвіллю, уражуються мікроорганізмами, розтріскуються, втрачають міцність. Основна причина руйнування деревини – гниття. Текстильні матеріали дуже гігроскопічні. Поглинаючи воду, вони змінюють багато механічних і фізичних властивостей: щільність, розміри, міцність і т.д. Шкідливу і навіть руйнівну дію роблять на непрацюючі зернозбиральні комбайни та їх складальні одиниці тривалі статичні навантаження. Наприклад, великогабаритні складальні одиниці і агрегати (жниварки, підбирачі, рами), не встановлені в горизонтальне положення на підставки або стоять на нерівних майданчиках, піддаються деформаціям (вигинам, перекосам, які посилюються під дією снігової маси, що накопичилася на них. Саме тому в деяких випадках спостерігається деформація рам і платформ жниварок, пальцевих брусів ріжучого апарату та інше. Статичні навантаження зазнають також різних пружинних і регулювальних механізмів і складальних одиниць зернозбиральних комбайнів. Таким чином, правильне зберігання зернозбиральних комбайнів має винятково важливе інженерне значення. Воно дозволяє знизити руйнівну дію на складну технічну систему, якою є зернозбиральний комбайн.

Метою досліджень є експериментальні дослідження безвідмовності зернозбиральних комбайнів у виробничих умовах зі встановлення впливу інженерного менеджменту за технології технічного обслуговування при зберіганні комбайнів.

Результати досліджень. Збір інформації по працездатності комбайнів Славутич в кількості 10 одиниць, які не підлягали застосуванню адаптивної технології технічного обслуговування при зберіганні зернозбиральних комбайнів (далі – Славутич КЗС-9Ф) і 10 одиниць комбайнів Славутич до яких застосували адаптивну технології технічного обслуговування при зберіганні зернозбиральних комбайнів (далі – Славутич КЗС-9-А) проводився в умовах рядової експлуатації агропідприємств Черкаської області в період жнив 2021 року. У кожній групі було по 10 об'єктів спостереження, в результаті було встановлено, що відмови мають широкий діапазон розсіювання (рис. 1) і носять в більшості раптовий характер.

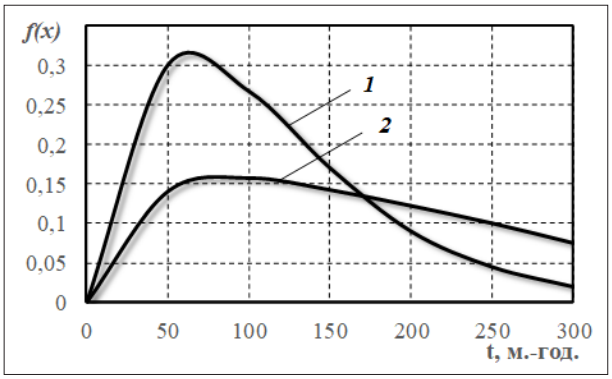


Рис. 1. Щільність розподілу відмов комбайнів:
1 – Славутич КЗС-9Ф; 2 – Славутич КЗС-9-А

Звідси видно, що відмови комбайнів Славутич КЗС-9Ф в більшій мірі зміщені в початок жнив. Основні характеристики безвідмовності комбайнів наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Показники безвідмовності зернозбиральних комбайнів Славутич

Найменування показників	Значення показників	
	Славутич КЗС-9Ф	Славутич КЗС-9-А
1. Середнє напрацювання на перший відмова, м.-год.	38	43
2. Середнє напрацювання на відмову, м.-год.	55	65
3. Середня кількість відмов, ВТК/100 год	3,2	2,8
4. Середній час усунення відмови, год	2,6	2,3
5. Коефіцієнт варіації відмов	0,74	0,67

Показники безвідмовності комбайнів Славутич КЗС-9-А в середньому вище на 15 % за Славутич КЗС-9Ф, проте, напрацювання на відмову Славутич КЗС-9Ф становить тільки 46 %, а Славутич КЗС-9-А відповідно 54 % від нормативу. Характер прояву відмов показаний на рис. 2.

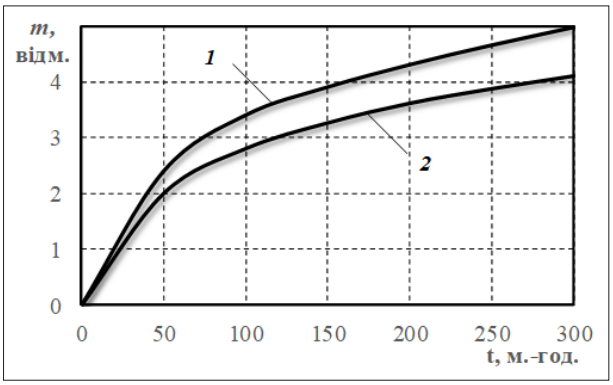


Рис. 2. Зміна сумарної кількості відмов в процесі роботи комбайнів:
1 – Славутич КЗС-9Ф; 2 – Славутич КЗС-9-А

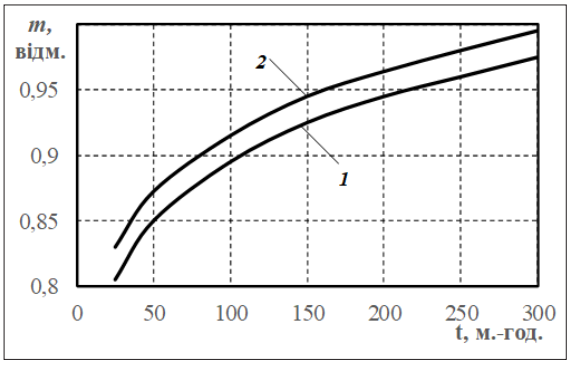


Рис. 3. Зміна сумарного коефіцієнта готовності зернозбиральних комбайнів:
1 – Славутич КЗС-9Ф; 2 – Славутич КЗС-9-А

За період використання на комбайн припадає 4…5 відмов і найбільш інтенсивно вони відбуваються на початку збиральної компанії (до 100 мотогодин). Серед показників надійності найбільш інформативним є коефіцієнт готовності, оскільки одночасно характеризує безвідмовність і ремонтопридатність технічних систем. Він відображає ймовірність знаходження об'єкта в працездатному стані і відповідно частку виконання загального обсягу роботи. Оскільки кількість і тривалість усунення відмов знижуються, то коефіцієнт готовності постійно зростає (рис. 3) і досягає нормативного значення після 200 мотогодин роботи.

На основі аналізу отриманих даних була виконана класифікація відмов (табл. 2).

В результаті експлуатаційних спостережень встановлено основні показники безвідмовності (рис. 2) і зміна коефіцієнта готовності зернозбиральних комбайнів Славутич в кількості 10 одиниць, які не підлягали і підлягали застосуванню адаптивної технології технічного обслуговування при зберіганні зернозбиральних комбайнів. Безвідмовність вітчизняних комбайнів Славутич КЗС-9Ф знижується більш інтенсивно, ніж Славутич КЗС-9-А, тому середнє напрацювання на відмову відповідно 62,8 і 65,3 год. Комбайни мають такі технічні характеристики: B = 5,18 м, v =7 км/год. Розрахунки за результатами збору інформації показали, що їх продуктивність за період збирання через відмови зменшується на 10…12 % (рис. 3).

Таблиця 2

Розподіл відмов зернозбиральних комбайнів Славутич

Найменування ознак класифікації	Частка відмов, %	
	Славутич КЗС-9Ф	Славутич КЗС-9-А
1. За походженням:		
– конструкційні – технологічні зміна показників роботи зернозбиральних комбайнів – експлуатаційні	20,1 25,5 54,4	20,0 27,5 52,5
2. За характером появи:		
– поступові – раптові	29,3 70,7	28,4 71,6
3. За складністю усунення:		
– прості – складні	73,9 26,1	70,3 29,7

Технічно справний зернозбиральний комбайн виконає обсяг роботи:

$$F_p = 0{,}1 \cdot B \cdot v \cdot t \,, \qquad (1)$$

де B – ширина захвату жатки, м; v – швидкість руху, км/год; t – тривалість роботи, год.

У разі виникнення відмов обсяг роботи складе:

$$F_ф = 0{,}1 \cdot B \cdot v \cdot t \cdot k_Г \,, \qquad (2)$$

де $k_Г$ – коефіцієнт готовності комбайна.

Зміна коефіцієнта готовності в процесі експлуатації досить точно апроксимується показовою функцією:

$$k_Г = e^{-\alpha \cdot t} \,, \qquad (3)$$

тобто при $t = 0$ $k_Г = 1$, а при $t \to \infty$ $k_Г \to 0$.

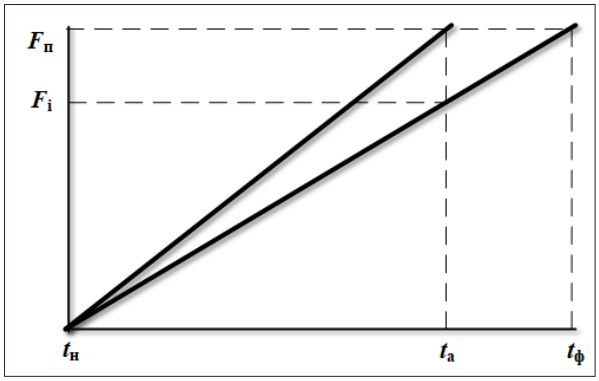


Рис. 4. Схема виконання заданого обсягу роботи

Отже, зміна вироблення комбайнів пропорційно коефіцієнту готовності:

$$\frac{F_Ф}{F_P} = e^{-\alpha \cdot t} \,. \qquad (4)$$

Приймаємо, що до початку збирання $t_п$ весь заданий обсяг роботи $F_П$ готовий одночасно і справний комбайн виконає його за агротехнічний термін $t_а$, а в разі простою через відмови тривалість збирання збільшиться до $t_ф$ (рис. 4).

Для завершення запланованої роботи буде потрібно додатковий час (рис. 5):

$$\Delta t = t_ф - t_а = t_а \qquad (5)$$

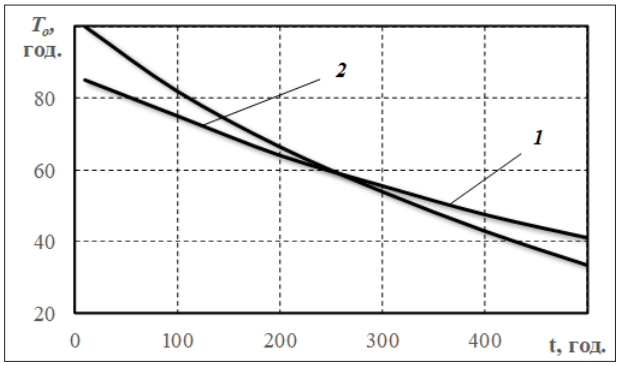


Рис. 5. Зміна середнього напрацювання на відмову в процесі експлуатації комбайнів Славутич КЗС-9-А (1) і Славутич КЗС-9Ф (2)

При цьому втрати врожаю складуть (рис. 6):

$$P = \gamma \cdot t_а \qquad (6)$$

де γ – питомі втрати зерна, %/год.

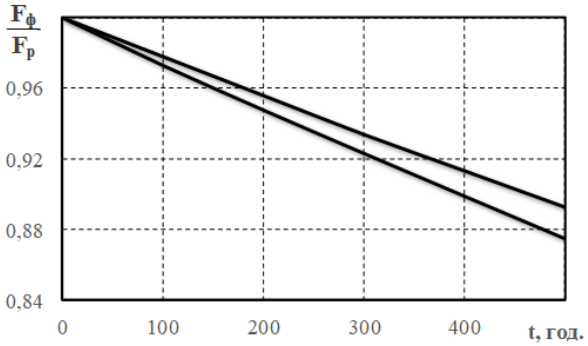


Рис. 6. Зміна відносного обсягу виконання роботи комбайнами Славутич КЗС-9-А (1) і Славутич КЗС-9Ф (2)

Агротехнічний термін збирання зернових 10 діб або 240 год, а при перевищенні його питомі втрати 0,06 %/год. Аналіз за результатами досліджень показує, що втрати врожаю через простої комбайнів Славутич КЗС-9-А і Славутич КЗС-9Ф в середньому складають відповідно 3 і 4 %.

Розподіл за видами відмов практично однаковий. Серед окремих деталей і вузлів з низькою надійністю у комбайнів Славутич КЗС-9Ф можна відзначити подовжувач решета – 13,4 % і механізм шайби – 11,3 % від загального числа відмов, у комбайнів Славутич КЗС-9-А це датчик тиску Паскаля – 15 % і підшипник приводу

решітного стану – 12,5 %. Результати показали, що через недостатній рівень надійності збиральних машин втрати врожаю для Славутич КЗС-9Ф становлять в середньому 12 %, а для Славутич КЗС-9-А – 10 %.

Висновки

В наведеній статті отримані результати експлуатаційних спостережень і встановлено основні показники безвідмовності і зміна коефіцієнта готовності зернозбиральних комбайнів Славутич в кількості 10 одиниць, які не підлягали та підлягали застосуванню адаптивної технології технічного обслуговування при зберіганні зернозбиральних комбайнів. Безвідмовність вітчизняних комбайнів Славутич КЗС-9Ф знижується більш інтенсивно, ніж Славутич КЗС-9-А, тому середнє напрацювання на відмову відповідно 62,8 і 65,3 год. Продуктивність за період збирання через відмови зменшується на 10…12 %.

Агротехнічний термін збирання зернових 10 діб або 240 год, а при перевищенні його питомі втрати 0,06 %/год. Аналіз за результатами досліджень показує, що втрати врожаю через простої комбайнів Славутич КЗС-9-А і Славутич КЗС-9Ф в середньому складають відповідно 3 і 4 %. Розподіл за видами відмов практично однаковий. Серед окремих деталей і вузлів з низькою надійністю у комбайнів Славутич КЗС-9Ф можна відзначити подовжувач решета – 13,4 % і механізм шайби – 11,3 % від загального числа відмов, у комбайнів Славутич КЗС-9-А це датчик тиску Паскаля – 15 % і підшипник приводу решітного стану – 12,5 %. Результати показали, що через недостатній рівень надійності збиральних машин втрати врожаю для Славутич КЗС-9Ф становлять в середньому 12 %, а для Славутич КЗС-9-А – 10 %.

Бібліографічні посилання:

1. Aven, T. (2016). Risk assessment and risk management: review of recent advances on their foundation. European Journal of Operational Research 253(1): 1–13.
2. Chen, Y., Mao, E., Li, W., & Chen, J. (2020). Design and experiment of a high-clearance self-propelled sprayer chassis. International Journal of Agricultural and Biological Engineering 13(2): 71–80.
3. Corinne, B., & José, R. (2017). Estimating the Hurst parameter. Statistical Inference for Stochastic Processes. Springer Verlag, 10(1): 49–73.
4. Erokhin, M., Pastukhov, A., & Kazantsev, S. (2019). Operability assessment of drive shafts of John Deere tractors in operational parameters. Engineering for rural development 18: 28–33.
5. Gurcanli, E., Bilir, S., & Sevim, M. (2015). Activity based risk assessment and safety cost estimation for residential building construction projects. Safety Science 80: 1–12.
6. Gyansah, L., & Ansah, A. (2020). Fatigue crack initiation analysis in 1060 steel. Research journal of applied sciences engineering and technology 4(2): 319–325.
7. Hrynkiv, A., Rogovskii, I., Aulin, V., Lysenko, S., Titova, L., Zagurskiy, O., & Kolosok, I. (2020). Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies 3 (5(105)): 19−29. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.206073.
8. Kalinichenko, D., & Rogovskii, I. (2017). Modeling technology in centralized technical maintenance of combine harvesters. TEKA 17(3): 93–102.
9. Khamidullina, E.A., Timofeeva, S.S., & Smirnov, G.I. (2017). Accidents in coal mining from perspective of risk theory. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 262: 012210.
10. Kuzmich, I.M., Rogovskii, I.L., Titova, L.L., & Nadtochiy, O.V. (2021). Research of passage capacity of combine harvesters depending on agrobiological state of bread mass. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 677: 052002. DOI: http://dx.doi.org/10.1088/1755-1315/677/5/052002.
11. Kuzmich, I.M., & Rogovskii, I.L. (2021). Engineering management of maintenance during storage of combine harvesters. TEKA. Journal of Agri-Food Industry 21(1): 53–60.
12. Kypris, O., Nlebedim, I., & Jiles, D. (2016). Measuring stress variation with depth using Barkhausen signal. Journal of Magnetism and Magnetic Materials – Science Direct 407: 377–395.
13. Najafi, P., Asoodar, M., Marzban, A., & Hormozi, M. (2015). Reliability analysis of agricultural machinery: A case study of sugarcane chopper harvester. AgricEngInt: CIGR Journal March 17(1)1: 158–165.
14. Nazarenko, I., Dedov, O., Bernyk, I., Rogovskii, I., Bondarenko, A., Zapryvoda, A., & Titova, L. (2020). Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies 6 (7(108)): 71−79. DOI: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.217747.
15. Nazarenko, I., Mishchuk, Y., Mishchuk, D., Ruchynskyi, M., Rogovskii, I., Mikhailova, L., Titova, L., Berezovyi, M., & Shatrov, R. (2021). Determiantion of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 4(7(112)): 41–49. DOI: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239292.
16. Nykyforchyn, H., Lunarska, E., & Tsyrulnyk, O. (2019). Environmentally assisted “in-bulk” steel degradation of long term service gas trunkline. Engineering Failure Analysis 17: 624-632.
17. Pisarenko, G., Voinalovych, O., Rogovskii, I., & Motrich, M. (2019). Probability of boundary exhaustion of resources as factor of operational safety for agricultural aggregates. Engineering for rural development 18: 291–298.
18. Rejovitzky, E., & Altus, E. (2013). On single damage variable models for fatigue. International Journal of Damage Mechanics 22(2) 2: 268–284.
19. Rogovskii, I. 2020. Algorithmicly determine the frequency of recovery of agricultural machinery according to degree of resource’s costs. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research 11(1): 155–162.
20. Rogovskii, I., Titova, L., Novitskii, A., & Rebenko, V. (2019). Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. Engineering for rural development 18: 291–298.

21. Rogovskii, I.L., Titova, L.L., Voinash, S.A., Troyanovskaya, I.P., & Sokolova, V.A. (2021). Change of technical condition and productivity of grain harvesters depending on term of operation. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 720: 012110. DOI: https://doi.org/10.1088/1755-1315/720/1/012110.
22. Sánchez-Hermosilla, J., Rincón, V., & Páez, F. (2011). Field evaluation of a self-propelled sprayer and effects of the application rate on spray deposition and losses to the ground. Pest Management Science 67(8): 942–947.
23. Shih-Heng, T., Ming-Hsiang, S., & Wen-Pei, S. (2018). Development of digital image correlation method to analyse crack variations of masonry wall. Sadhana 6: 767–779.
24. Tyutrin, S. (2019). Improving reliability of parts of mounted mower according to monitoring results by fatigue gauges from tin foil. Engineering for rural development 18: 22–27.
25. Voinalovych, O., Hnatiuk, O., Rogovskii, I., & Pokutnii, O. (2019). Probability of traumatic situations in mechanized processes in agriculture using mathematical apparatus of Markov chain method. Engineering for rural development 18: 563–569.
26. Xi, L., & Songlin, Z. (2019). Changes in mechanical properties of vehicle components after strengthening under low-amplitude loads below the fatigue limit. Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures 32(10): 847–855.
27. Zou, F., Kang, J., Xiao, M., & Ji, G. (2017). Hydrostatic driving system for self-propelled sprayer. Engineering Journal 26(3): 12–18.
28. Zubko, V., Sirenko, V., Kuzina, T., Koszel, M., & Shchur, T. (2022). Modelling wheat grain flow during sowing based on the model of grain with shifted center of gravity. Agricultural Engineeringthis link is disabled 26(1): 25–37.

Kuzmich I. M., *postgraduate, National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine*
Rogovskii I. L., *Doctor of Technical Sciences, Senior Researcher, National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine*

Engineering management of grain harvester failure management under technology of maintenance technology

The article discusses the feasibility of applying the normative complex of engineering management for adaptive maintenance technology in the storage of combine harvesters.

The basis of experimental research is the working scientific hypothesis that the efficiency of machine use of combine harvesters largely depends on its reliability, in particular on the indicators of failure directly in the harvest process. When harvesting grain crops, it is necessary to ensure the working condition of combines during the normative agro-technical period. Therefore, the main characteristic feature of combine harvesters is characterized by reliability. It is assumed that the failure of combine harvesters for technical and technological reasons leads to downtime of the combines and, as a consequence, to the loss of part of the grain harvest. If the established normative agro-technical term of grain harvesting is exceeded, the specific losses of grain are 0.004…0.006 % for one hour of downtime. Analysis of statistical data on the technical condition of facilities on the basis of operational observations revealed possible patterns and causes of failures. The analysis of results of experimental researches with establishment of numerical values of indicators of failure of grain harvesters is carried out, namely, average time on the first failure, average time on failure, average number of failures, average time of elimination of failure, coefficient of variation of failures.

Graphic interpretation of the dependence of failure indicators of combine harvesters is presented, namely, the density of failure of combines, the total number of failures in the process of combines, the total readiness factor of combine harvesters. The existence of the influence of the change in the average operating time on the failure in the process of operation of combines on the indicators of failure of the combine has been confirmed.

The considered approach with a similar analysis allows to reasonably put forward requirements to the characteristics of maintenance technologies during storage of combine harvesters.

Key words: *faultlessness, combine, probability, failure, efficiency, storage.*

УДК 658.285.631.3

ВПЛИВ ХОДОВИХ СИСТЕМ НА УЩІЛЬНЕННЯ ГРУНТУ

Курской Володимир Сергійович
кандидат технічних наук, доцент
Хмельницький національний університет, Хмельницький, Україна
ORCID: 0000-0002-3929-884X
vk702713@gmail.com

Замойський Степан Михайлович
кандидат технічних наук, доцент
Хмельницький національний університет, Хмельницький, Україна
ORCID: 0000-0002-1612-6009
stepanzam@gmail.com

Білик Юрій Мирославович
кандидат технічних наук, доцент
Хмельницький національний університет, Хмельницький, Україна
ORCID: 0000-0002-3808-4583

Герасименко Владислав Олександрович
кандидат фізико-математичних наук, доцент
Сумський національний аграрний університет, Суми, Україна
ORCID: 0000-0001-5875-8517
Vladzaoch@ukr.net

Перникоза Андрій Васильович
студент, спеціальність 208 «Агроінженерія»
Хмельницький національний університет, Хмельницький, Україна
ORCID: 0000-0001-5218-1104
avpernykoza@meta.ua

На сьогоднішній день при вирощуванні сільськогосподарських культур однією з найважливіших проблем, що стоять перед сільськогосподарським виробництвом, є зменшення затрат на виробництво продукції, і збільшення продуктивності машино – тракторних агрегатів. Цього можна досягти за рахунок удосконалення конструкційних елементів тракторів і автомобілів, задіяних на виробництві. Зокрема підвищення тягово-енергетичних властивостей та зниження впливу колісних рушіїв енергонасичених тракторів на грунт.

В процесі обробітку машино – тракторним агрегатам необхідно проїжджати по одному й тому ж сліду 6-7 раз. Площа їх слідів може досягати 13–14% площі поля, якщо врахувати тільки гусениці чи колеса трактора і не враховувати тиску на грунт коліс сільськогосподарських машин і секцій робочих органів. Безумовно дія ходових систем тракторів і робочих органів змінює стан і структуру грунту, погіршує рельєф поля, зменшує родючість грунту і урожайність продукції за рахунок переущільнення, а також збільшує питомі витрати палива. Тому, використання комбінованих машин та агрегатів при сучасній технології обробітку рядків рослин дозволить скоротити число їх проходів по одному ж і тому ж місці поля, скоротить розриви в часі між виконанням технологічних операцій, зменшить енергетичні витрати та одночасно – ущільнення грунту. Вирішення цієї проблеми потребує широкого впровадження систем автоматизованого проектування, що дозволяють вже на стадії проектування прогнозувати тягово-зчіпні, паливо-економічні та агротехнологічні властивості МТА. Тягово-енергетичні показники колісних сільськогосподарських тракторів, рівень впливу рушіїв на ґрунт значною мірою визначаються досконалістю пневматичних шин. Пошук оптимальних параметрів пневматичних шин, узгодження характеристик колісних рушіїв з параметрами та умовами експлуатації МТА вимагають вирішення таких основних завдань. По-перше, розробки аналітичних залежностей, що описують процес взаємодії еластичних коліс із ґрунтовою основою залежно від режиму кочення колеса. По-друге, доведення до інженерного рівня методики розрахунку та аналізу системи колісний рушій – ґрунт. По-третє, суміщення технологічних операцій, що співпадають по агротехнічних строках їх виконання з метою зменшення часу та інтенсивності дії рушіїв на грунт.

Ключові слова: *грунт, колесо, ущільнення ґрунту, ходова система, прохідність, буксування, колісний рушій.*

DOI https://doi.org/10.32845/msnau.2022.1.3

Вступ. Аналіз різних способів обробітку рядків рослин показує, що на сьогодні це самий трудомісткий процес. Встановлено, що при вирощувані сільськогосподарських культур 24–27 технологічних операцій виконуються мобільними агрегатами в полі. Площа їх слідів становить 100–200 %. від площі поля. Технологія

догляду рослин, особливо, в початковий період їх розвитку складається з багатократних проходів агрегата по полю. Під дією гусеничних рушіїв відбувається деформація ґрунту та утворюються сліди. Колеса і гусениці машин деформують ґрунт ущільнюючи і розпилюючи його та утворюючи сліди. Наслідком цього є зниження урожайності сільськогосподарських культур, погіршення структури ґрунту, вітрової і водної ерозії, збільшення затрат енергії і палива на обробіток ущільненого ґрунту. Фізико-механічними властивостями ґрунту є його структурний стан, щільність, твердість, пористість (загальна, міжагрегатна і окремих агрегатів). Від цих властивостей залежить водо- і повітропроникність волого- і повітроємність. Вони визначають потенціальну і ефективну родючість ґрунту. В результаті маємо середнє зниження урожайності сільськогосподарських культур на 15–25 % та після роботи трактора МТЗ-80 на 1га поля 14–15 т пилу. Збільшення питомого опору грунту, затрат енергії на його обробіток і витрати палива досягають 18%. (Замойський, 1994; Водяник, 1990; Водяник, 1994). Особливе місце серед способів зниження шкідливої дії ходових систем на ґрунту займає поліпшення показників взаємодії коліс і гусениць із ґрунтом оскільки воно впливає ще й на тягово-зчіпні властивості тракторів.

Матеріали і методи досліджень. Вплив ущільнення ґрунту досліджувався на основі проведеного аналізу науково-технічної інформації з метою зменшення шкідливої дії машинно-тракторних агрегатів на ґрунт і збільшення урожайності.

Результати досліджень. Всі способи зниження рівня шкідливої дії машин на ґрунт можна умовно поділити на три групи: агротехнічні, технологічні і конструктивні. Впровадження агротехнічної системи дозволяє не тільки підвищити врожайність сільськогосподарських культур, але й знизити енергетичні і трудові затрати шляхом зменшення кількості і глибини обробітку ґрунту, виконання кількох операцій за один прохід агрегату або машини і застосування пестицидів (Замойський, 1994; Водяник, 1990; Водяник, 1994). Виконаний аналіз існуючих моделей контактної взаємодії шини та опорної поверхні вказує на необхідність створення узагальнюючої математичної моделі, яка б охоплювала якомога більше параметрів, що впливають на деформацію шини під дією навантаження (Андреев, 1998; Возняк, 2003; Надикто, 2006).

Встановлені оптимальні параметри найважливіших фізичних властивостей ґрунту. Так, оптимальними вважаються щільності 1–1,3 г/см3(суглинкових і глинистих ґрунтів), 1,1–1,4 (легкосуглинкових) і 1,2–1,45 г/см^3 (супіщаних).

Ґрунту ущільнюється під дією напруг, які виникають в його масиві. Значення напруг і закономірностей їх розподілу по масиву залежать від процесів взаємодії колеса і гусениці з ґрунтом, які можна уявити як одночасне деформування і відновлення деформацій контактуючих тіл (Водяник, 1994; Возняк, 2003).

Для розрахунку напруг у будь-якій точці поперечного (по відношенню до сліду) перетину масиву ґрунту можуть бути використані відомі рівняння механіки ґрунтів, які після перетворень, що мають мету замінити кутові координати лінійними, приймають вигляд (Замойський, 1994; Водяник, 1990):

$$G_z = \frac{G_m}{\pi}\left(\frac{zx_1}{z^2+x_1^2} + \operatorname{arctg}\frac{x_1}{z} - \frac{zx_2}{z^2+x_2^2} - \operatorname{arctg}\frac{x^2}{z}\right), \quad (1)$$

$$G_x = \frac{G_m}{\pi}\left(\operatorname{arctg}\frac{x_1}{z} - \frac{zx_1}{z^2+x_1^2} + \frac{zx_2}{z^2+x_2^2} - \operatorname{arctg}\frac{x^2}{z}\right) \quad (2)$$

де G_z, G_x – напруги, що діють за напрямками відповідних осей координат; G_x – максимальний розрахунковий контактний тиск; x_1=x+0,5B, x_2=x–0,5B; z, x – відповідно вертикальна і горизонтальна координати точки в якій визначається напруга відносно середини профілю сліду; В- ширина сліду.

Одиничний об'єм ґрунту з вихідною щільністю ρ_n, взятий у даній точці його масиву, після проходу колеса або гусениці зміниться до значення ρ'_n

$$\rho'_n = \frac{\rho_n}{(1-\varepsilon_z)(1-\varepsilon_x)(1+\varepsilon_y)K_b} \quad (3)$$

де ε_z, ε_x, ε_y – відносні деформації одиничного об'єму ґрунту вздовж відповідних осей координат; K_b – коефіцієнт збільшення об'єму, зумовленого пружними властивостями ґрунту. Оскільки пружні деформації ґрунту становлять 0,7–3 %, то, припустивши, що вони відновлюються в усіх напрямках однаково, K_b=1,02–1,09.

Для розрахунків відносних деформацій одиничного об'єму можна користуватися рівнянням теорії пружності, пластичності і повзучості.

$$\varepsilon_z = \frac{\left(G_z - \xi_{zG_x}\right)}{E_2} \quad (4)$$

$$\varepsilon_x = \left(G_x - \xi G_2\right) / E_2$$

$$\varepsilon_y = \left(G_y - G_x\right) / E_2$$

де E_2 – модуль деформації грунту, а ξ_z – коефіцієнт його поперечного розширення.

Коефіцієнт ущільнення грунту K_ρ, розраховують за формулою:

$$K_\rho = \frac{1}{(1-\varepsilon_z)(1-\varepsilon_x)(1+\varepsilon_y)K_b} \quad (5)$$

Наведена методика розрахунку ущільнення грунту може використовуватися і для аналізу випадків багаторазових проходів коліс по одному сліду, а також утворення паралельних слідів.

На підставі даних про вплив ущільнення ґрунту урожайність сількогосподарських культур існують загальні напрямки удосконалення машинно-тракторних агрегатів і систем обробітку ґрунту, які дозволяють знизити шкідливу дію ходових систем на ґрунт.

У нашій країні розвиток мінімального обробітку ґрунту здійснюється у трьох напрямках: заміна традиційного глибокого обробітку ґрунту поверхневим, часткова

або повна заміна деяких видів механічного обробітку внесенням гербіцидів для знищення бур'янів, одночасне виконання кількох технологічних операцій за один прохід з використанням комбінованих ґрунтообробних і посівних агрегатів. Це дозволяє істотно зменшити кількість проходів машин по полю. До числа агротехнічних прийомів також відносяться розпушування ґрунту у слідах коліс і підорного шару.

До технологічних способів зниження шкідливої дії ходових систем на грунт належать: використання широкозахватних агрегатів; вибір таких способів руху, за яких площа ущільненої поверхні мінімальна; впровадження у сільськогосподарське виробництво мостового землеробства, селекційних мобільних енергетичних засобів, модульного агрегатування і використання агрегатів з робочими органами – рушіями. Із збільшенням ширини захвату МТА і довжини гону площа ущільненої колесами і гусеницями поверхні поля зменшується. Раціональним для передпосівного обробітку є човниковий спосіб руху агрегату, при якому кожний наступний заїзд виконується поряд з попереднім. При такому способі руху агрегату довжина шляху на поворотній смузі мінімальна. Крім того рівномірно обробляються поля, не утворюються вузькі смуги або клини, що потребують додаткових заїздів.

Вже сьогодні широко застосовуються елементи агропромислової технології при певних умовах: маршрутизація руху сільськогосподарського агрегату і технологічного транспорту по постійних напрямних доріжках протягом усього сезону вирощування і збирання сільськогосподарських культур; обробка тільки зони розміщення рослин; наявність єдиного енергетичного модуля для виконання комплексу сільськогосподарських робіт при вирощуванні і збиранні; перехід до єдиної базової колії агрегату і транспортних засобів для різних просапних культур.

Зниженню рівня шкідливої дії ходових систем МТА на ґрунт і підвищення ефективності використання його родючості, а також генетичного потенціалу рослин сприяє застосуванню інтенсивних технологій вирощуванню озимих культур, ярої пшениці, кукурудзи. Вони передбачають, використання технологічної колії, по якій переміщуються всі агрегати.

Останнім часом у зв'язку із збільшенням маси тракторів і підвищенням рівня шкідливої дії їх ходових систем на ґрунт, ставиться під сумнів перспективність цих машин. Розвиток технічного забезпечення сільського господарства базується на застосуванні широкозахватних агрегатів. Збільшення ширини захвату причіпних машин призводить до збільшення їх конструктивних мас. Збільшення конструктивних мас сучасних МТА в свою чергу викликає збільшення питомих тисків на опорну поверхню, що в свою чергу призводить до ущільнення ґрунту та його руйнування при перевищенні певного критичного значення.

Негативна дія на ґрунт з боку ходових систем призводить до зниження продуктивності сільськогосподарських культур (Замойський, 1994; Водяник, 1990; Водяник, 1994).

Обговорення. Аналіз робіт багатьох вчених показав, що використовуючи меншу кількість проходів агрегата можна зменшити щільність ґрунту, що підвищуватиме його родючість і урожайність. В результаті досліджень дії ходових систем на ґрунт не дають однозначної відповіді на зв`язок параметрів і режимів їхньої роботи зі змінами властивостей ґрунту;

– не дозволяють визначити вплив параметрів і режимів роботи рушія на ґрунт у зв'язку з недостатньою адекватністю отриманих залежностей;

– у наведених роботах відсутня інформація про визначення розподілу тиску (для динамічних початкових умов) або розподілу переміщень в зоні контакту колеса з ґрунтом. Тому в основу роботи покладено дослідження, спрямовані на взаємозв'язки параметрів і режимів роботи привідного колеса, його геометричних і механічних властивостей, а також властивостей ґрунту з абсолютними деформаціями як ґрунту, так і колеса. (Замойський, 1994; Водяник, 1990; Возняк, 2003; Надикто, 2006, Адамчук, 2020)

Процеси взаємодії колеса з опорною поверхнею безпосередньо впливають на техніко-експлуатаційні показники роботи МТА. Побудова ефективних алгоритмів керування потребує математичних моделей взаємодії колеса з опорною поверхнею, які б в повній мірі описували б даний процес та враховували всі можливі аспекти такої взаємодії.

Висновки. Під час вирощування різних сільськогосподарських культур технологічний процес обробітку ґрунту чи рослин відбувається під час руху по полю машинно-тракторних агрегатів. Під час виконання машинно-тракторними агрегатами технологічних операцій їхні ходові системи перекочуються по ґрунту і в цей час відбувається контакт коліс з ґрунтом. Під час дії ходових систем на ґрунт відбувається деформація ґрунту і ущільнення останнього. Це негативно впливає на зміну структури ґрунту, і виникає явище переущільнення.

Переущільнення – основна причина зниження родючості грунтів і врожайності сільськогосподарської продукції. Ущільнюють грунт машини в першу чергу за рахунок збільшення кількості проходів по полю. Також сильно ущільнює ґрунт внесення пестицидів для захисту рослин, так зване хімічне ущільнення ґрунту.

Також переущільнення ґрунту змінює його структурний стан, що впливає на умови росту рослин. Встановлено, що при багатократних проходах машин, що виконують одну операцію вони ущільнюють ґрунт до 1,4г/см^3 і відповідно втрачається урожайність різних культур. Для зменшення негативного впливу на ґрунт необхідно визначати оптимальні конструкційні параметри колісних і гусеничних рушіїв машинно-тракторних агрегатів.

Бібліографічні посилання:

1. Zamoysky, S. (1994) Obhruntuvannia tekhnolohichnoho protsesu i parametriv robochykh orhaniv lia obrobitku zakhysnykh zon riadkiv tsukrovykh buriakiv [Substantiation of technological process and parameters of working bodies for cultivation of protective zones of sugar beet rows] PhD dissertation. Kamyanetz-Podilskiy derzhavnyj ahrarno-tekhnichnyj universytet (in Ukrainian).

2. Vodianyk I. (1990). Vozdeystvie hodovyih sistem na pochvu [The impact of running systems on the soil] Moscow : Agropromizdat, 1990. P. 172.
3. Vodianyk I. (1994). Ekspluatatsiini vlastyvosti traktoriv i avtomobiliv [Performance properties of tractors and cars] Kyiv : Uroshaj, p. 224. (in Ukrainian)
4. Andreiev O. (1998). Modeliuvannia gruntu dlia potreb realizatsii vibratsiinykh tekhnolohii v zemlerobstvi [Soil modeling for the needs of vibration technologies in agriculture] O. Andreiev, M. Kyzyma. *Collection of scientific works of Podolsk State Agrarian and Technical University*, 6, pp. 74–76. (in Ukrainian)
5. Vozniak V. (2003). Teoretychni doslidzhennia vzaiemodii kolis z hruntom [Theoretical studies of the interaction of wheels with the ground] *Collection of scientific works of Podolsk State Agrarian and Technical University*, 11, pp. 343–345. (in Ukrainian)
6. Nadykto V. (2006). Perspektyvy vprovadzhennia koliinoi systemy zemlerobstva na Ukraini [Prospects for the implementation of the track system of agriculture in Ukraine] *Scientific Bulletin of the National Agrarian University.* 2006. 92. C. Pp 38–43. (in Ukrainian)
7. Adamchuk V. (2020). Doslidzhennia vlastyvostei postiinoi tekhnolohichnoi kolii, yaku vykorystovuiut pry mostovomu zemlerobstvi [Research of properties of a constant technological track which is used at bridge agriculture] Bulhakov V., Kuvachov V., Holovach I., Ihnatiev Ye., Chernysh O. *Bulletin of Agricultural Science*. 2020. No 8. Pp. 62–68. doi: 10.31073/agrovisnyk 2020 (in Ukrainian)

Kurskoy V.S., *Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Khmelnytsky National University, Khmelnytsky, Ukraine*

Zamoyskiy S.M., *Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Khmelnytsky National University, Khmelnytsky, Ukraine*

Bilyuk Yu.M., *Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Khmelnytsky National University, Khmelnytsky, Ukraine*

Gerasymenko V.O., *Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine*

Pernykoza A.V., *Student, Khmelnytsky National University, Khmelnytsky, Ukraine*

Influence of running systems on soil compaction

Today, when growing crops, one of the most important problems facing agricultural production is to reduce production costs and increase the productivity of machine – tractor units. This can be achieved by improving the structural elements of tractors and cars involved in production. In particular, increasing the traction and energy properties and reducing the impact of wheeled propulsion of energy-intensive tractors on the ground.

In the course of processing of cars – tractor units it is necessary to pass on the same track 6-7 times. The area of their tracks can reach 13–14 % of the field area, if only the tracks or wheels of the tractor are taken into account and the pressure on the ground of the wheels of agricultural machines and sections of working bodies is not taken into account. Of course, the action of the running systems of tractors and implements changes the condition and structure of the soil, degrades the terrain, reduces soil fertility and yield due to compaction, as well as increases the specific fuel consumption. Therefore, the use of combined machines and units with modern technology of cultivation of plant rows will reduce the number of their passes in the same place of the field, reduce the time gaps between technological operations, reduce energy costs and at the same time – soil compaction. The solution to this problem requires the widespread introduction of computer-aided design systems that allow already at the design stage to predict traction, fuel and economic and agro-technological properties of AIT. Traction and energy performance of wheeled agricultural tractors, the level of impact of engines on the ground is largely determined by the perfection of pneumatic tires. Finding the optimal parameters of pneumatic tires, matching the characteristics of wheeled engines with the parameters and operating conditions of the AIT require the solution of such basic tasks. First, the development of analytical dependencies that describe the process of interaction of elastic wheels with the soil base depending on the mode of wheel rolling. Secondly, bringing to the engineering level the method of calculation and analysis of the wheel drive system – soil. Third, the combination of technological operations that coincide in agro-technical terms of their implementation in order to reduce the time and intensity of the action of the engines on the ground.

Key words: *soil, wheel, soil compaction, running system, passability, skidding, wheel drive.*

UDK 685.34.05

MATHEMATICAL STUDY OF THE INFLUENCE OF KNIFE GEOMETRY WITH ARC-LIKE CROSS-SECTIONAL SHAPE ON THE PROCESS OF LONGITUDINAL FELT CUTTING

Makatora Dmytro
Candidate of Sciences in Engineering
National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv, Ukraine
ORCID: 0000-0002-1909-900X
makatora_d@ukr.net

Makatora Alona
Postgraduate student
National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv, Ukraine
ORCID: 0000-0001-9373-5169
alona.makatora@gmail.com

Zenkin Mykola
Doctor of Sciences in Technology, Professor
National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv, Ukraine
ORCID: 0000-0002-8840-0572
nikolay_zenkin@ukr.net

A promising study is the design and improvement of machines for longitudinal cutting of materials with minimal energy costs to perform the technological process of cutting due to the geometry of the cutting tool. The article considers the issues of reducing energy costs for the process of longitudinal cutting when using a knife blade with an arcuate cross-section. The analysis is carried out, the effective method of the analysis of influence of size of a backlash between generators of transporting rollers and size of distance from a vertical axis of rotation of transporting rollers to an edge of a knife blade with an arc-shaped cross section on the total size to determine the necessary settings in the machine of longitudinal cutting for felt, as well as to verify the reliability of analytical and experimental models of the process of longitudinal cutting with a knife with an arcuate cross-sectional shape. To determine the total amount of losses during longitudinal cutting of the material and the number of losses due to friction of the material on the face of a fixed knife with an arcuate cross-sectional shape, as well as linear cutting force, a two-factor experiment was conducted for the study model. The obtained regression equations describe the total amount of losses during longitudinal cutting of the material and the number of losses due to friction of the material on the face of a stationary knife with an arcuate cross-section, suggest the adequacy of analytical and experimental models made earlier. Also make the necessary adjustments, namely, to adjust the degree of compression of the material and set the edge of the knife blade relative to the vertical axis of the transport rollers to reduce friction losses on the edge of the knife, which in turn reduces energy costs for longitudinal cutting. Comparing the total values of losses in the longitudinal cutting of the material of a knife with one-sided sharpening and a knife with an arcuate cross-section, allows you to talk about the feasibility of using a knife with an arcuate cross-section, which will reduce energy costs for the process.

Key words: *running force, the total amount of losses, losses due to friction of the material, transporting rollers, knife blade, longitudinal cutting.*

DOI https://doi.org/10.32845/msnau.2022.1.4

Introduction

Today, energy-saving technologies, reduction of energy costs for production processes in general, as well as at individual levels are of great interest at the state level, which is further aimed at reducing production costs and thus stimulating its demand. This position of enterprises at the state level contributes to the formation of energy-saving resources and the formation of an efficient energy market. The main goal of the development of mechanical engineering in Ukraine is machine-building products with minimal energy costs for the implementation of technological processes. Therefore, a promising study is the design and improvement of machines for longitudinal cutting of materials with minimal energy costs to perform the technological process of cutting due to the geometry of the cutting tool.

The formation of energy efficiency policy is a necessary condition for the revival of national production, increasing innovation attractiveness, sustainable development, as well as achieving European energy security standards. The development of mechanical engineering based on energy efficiency policy with the use of energy efficient technologies will create advantages for domestic enterprises in a competitive environment (Mykoliuk and Bobrovnyk, 2019). In (Sevastianov, 2016) the author noted that increasing the energy efficiency of an industrial enterprise determines the economic development of the enterprise and its survival in competitive markets. The author of (Polishchuk, 2019) experimentally studied the process of cutting materials in static and dynamic modes, namely the technological process of felling.

Longitudinal cutting machines are used for leveling or doubling materials. The main part of the technological process of longitudinal cutting in thickness is the interaction of the working parts of the machine, namely the transport

rollers and various in shape knife blade (various in cross section, sharpening angles, etc.) with the material of the part that affects energy costs (Makatora and Panasiuk, 2014a, 2014b, 2014c, 2014d; Makatora, 2010a, 2010b; Makatora, 2013; Makatora, 2014; Makatora and Kniaziev, 2004a, 2004b; Cherno-Ivanov, 1998), and their authors investigated the process of longitudinal cutting and regression equations describing the total amount of losses when cutting material and the amount of loss of friction material on the face of a stationary knife, and determined the driving force of different materials (microporous and monolithic rubber, felt) different forms of the knife (Makatora and Panasiuk, 2014a, 2014b, 2014c, 2014d; Makatora, 2010a, 2010b; Makatora, 2013; Makatora, 2014; Cherno-Ivanov, 1998), and the authors of (Makatora and Kniaziev, 2004a, 2004b) conducted analytical studies to talk about the feasibility of using a knife with an arcuate cross-section, which will reduce the spacing force when performing a technological operation by reducing the tension of the material between the conveying roller and the surface of the knife, thereby reduce friction losses of the material that occur during the technological operation of longitudinal cutting, thereby reducing energy costs for the process.

The aim of this study is to develop an effective method for analyzing the effect of the gap between the generators of the conveyor rollers h and the distance from the vertical axis of rotation of the conveyor rollers to the edge of the knife blade a with an arcuate cross-section, by using regression equations, as well as verifying the validity of previously obtained models (Makatora and Panasiuk, 2014a, 2014b, 2014c, 2014d; Makatora, 2010a; Makatora, 2013; Makatora, 2014; Makatora and Kniaziev, 2004a, 2004b; Cherno-Ivanov, 1998).

Materials and Methods

This study is devoted to the longitudinal cutting of felt with a knife with an arcuate cross-section, determining the dependence of the value describing the total amount of losses in longitudinal cutting of felt and the number of losses due to friction of the felt on the face of the knife. The task of the research is to experimentally determine the linear force of felt cutting, to determine the total values of losses during longitudinal cutting of material and the values of friction losses of material on the face of a stationary knife with an arcuate sharpening shape. The influence of such factors as the distance between the edge of the knife blade and the axes of the conveying rollers (a) and the distance between the conveying rollers (h) (Makatora and Panasiuk, 2014a, 2014b, 2014c, 2014d; Makatora, 2010a, 2010b; Makatora, 2013; Makatora, 2014; Makatora and Kniaziev, 2004a, 2004b; Cherno-Ivanov, 1998) on the process of performing the technological operation of felt doubling is studied.

Longitudinal cutting of felt with a stationary knife is characterized by a complex process of deformation of the material. The scheme of the process itself (for its quantitative analysis) should be based on the influence of complex stress shear, which is destroyed during processing of the material from external forces – the force of resistance to movement of the material acting on the knife blade (Makatora and Kniaziev, 2004a, 2004b; Cherno-Ivanov, 1998).

The choice and characterization of research relationships is important. As a material for the experiment, an artificial material was chosen – felt. This is due to the fact that natural materials, which are widely used for the manufacture of materials, are not homogeneous in composition and for research (determination of linear cutting force), they cannot be objective samples for comparison, as their thickness is not uniform.

Experimental samples (details) (Fig. 1) with a width of B = 35 mm (radius of curvature R = 17.5 mm) and a length of L = 140 mm were obtained from the plates of the material with a cutter.

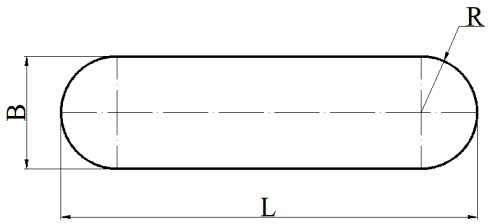


Fig. 1. Sample part used in the experiment

Experimental studies were conducted on an experimental setup that simulates the process of longitudinal cutting (Fig. 2).

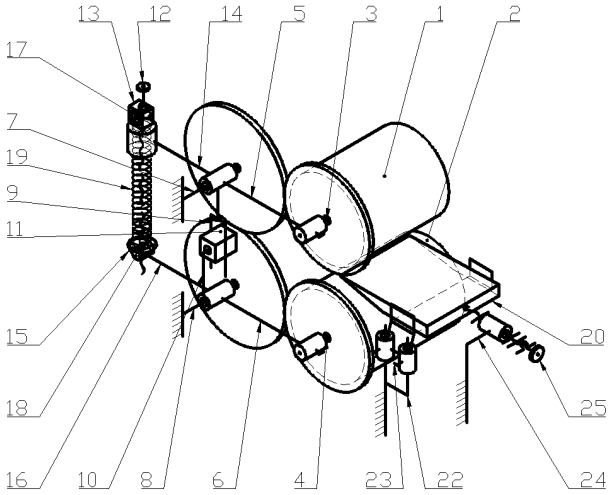


Fig. 2. Kinematic scheme of the experimental installation

The design of the experimental installation consists of a rocker-rocker transport mechanism (Cherno-Ivanov, 1998), which allows the simultaneous expansion of the transport rollers (the same amount) as the part is transported to the knife and cut depending on the geometric parameters of the part. The unit contains the upper 1 and lower 2 conveying rollers fig. 2, mounted respectively on the axes 3 and 4, fixed at the ends of the shoulders of the upper 5 and lower 6 of the three-shoulder rockers, which in turn are mounted on the axes 7 and 8, fixed on the frame. The second arm of the rocker arm 5 is made in the form of a rocker arm 9 and is kinematically connected to

the second arm 10 of the rocker arm 6 by means of a slider 11. At the ends of the third arms of the rocker arm 5 and 6 with the mechanism of adjustment of effort of compression of a detail by rollers. Device for adjusting the gap between the generators of the conveying rollers, comprising adjusting rod 12 with right and left threads, kinematically connected to the upper locking nut 13 and mounted in the third arm 14 of the rocker arm 5, and the lower nut 15 mounted in the third arm 16 of the rocker arm 6. adjusting the compression force of the part between the conveying rollers 1 and 2, includes the installation between the arms 14 and 16 of the rockers 5 and 6 and the threaded rod 12, a pair of nuts 17 and 18, between which in turn is installed an elastic element 19. Between the conveying rollers 1 and 2 installed a knife device comprising a knife blade 20 with an arcuate sharpening shape, installed with the possibility of reciprocating movement in the holder 21, which, in turn, is installed with adjustable height in the guide 22 by a pair of adjusting screws 23. The device for adjusting the position of the edge of the blade 20 of the knife relative to the axes of the transporting rollers 1 and 2 contains an elastic beam 24 with adjusters' screw 25, mounted on the frame of the installation.

The experimental setup used a scheme of measuring the parameters of the linear cutting force of microporous and monolithic rubber, felt, which causes deformation of the blade of the knife 20 in accordance with the recommendations (Cherno-Ivanov, 1998). Therefore, on opposite sides of the elastic beam 24 (Fig. 3) glued two strain gages 26 and 27 (RTD1 = RTD2 = 400 Ohms), which were included in the bridge measuring circuit, which was connected to an 8-bit WAD-AIK-BUS controller with analog-to-digital converter (not shown), which, in turn, was connected to a personal computer 28, which allowed to record in real time the results of changes in the deformation of the blade of the knife 20 with an arcuate sharpening shape.

To construct a working planning matrix (Table 1), a staging experiment was conducted, during which the limit parameters of the process (values a and h) were determined, during which the part was cut longitudinally, with an error not exceeding the allowable (Cherno-Ivanov, 1998), with a thickness the details obtained were measured using a thickness gauge TR-25-1. For these parameters, Johanson's test tiles (measuring the size of the gap between the generators of the conveyor rollers 1 and 2 – h) and a template for measuring the distance from the edge of the blade 20 to the axis of the conveyor rollers 1 and 2 (value a), similarly (Cherno-Ivanov, 1998), with measuring indicator with an accuracy of 0.01 mm. To do this, the rollers in three different imposed textolite, bored in diameter rollers, template. According to the indicator, the probe of which rests on the edge of the knife blade, set the value of the distance a.

Experimental studies were conducted in the mode of doubling, when the part is cut longitudinally into two levels along the thickness of the part. The following relationship was observed (Fig. 4): $h_1 = h_2$, ie the distance between the plane edge of the blade of the knife 20 and the generators of the transport rollers 1 and 2 must be equal.

Why the holder 22 (Fig. 2) with loose screws 23 and nuts 24 screw 25 sets the knife in between the transport rollers 1 and 2, when the gap between them is already installed and controlled by Johanson's tiles, after which the holder 22 is fixed in the guide frame. not shown). Then the motor is turned on, and the part is fed between the conveying rollers 1 and 2.

After cutting it, with the help of a thickness gauge TR-25-1, the obtained parts were measured and in case of their inconsistency in thickness, the position of the knife holder between the transporting rollers 1 and 2 was adjusted.

The next step was the control calibration of strain gauges on the beam 24, by suspending the control loads from 100 to 1200 N, using a special rod with a suspension unit.

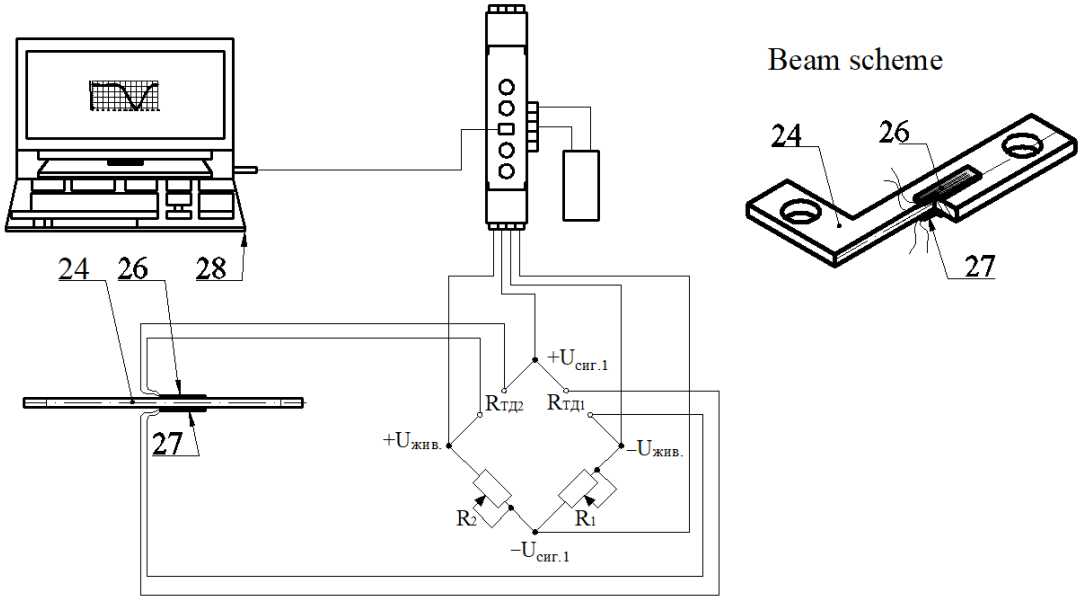


Fig. 3. Block diagram of the connection of the WAD-AIK-BUS module, bridge measuring circuit with a beam with strain gauges to the personal computer

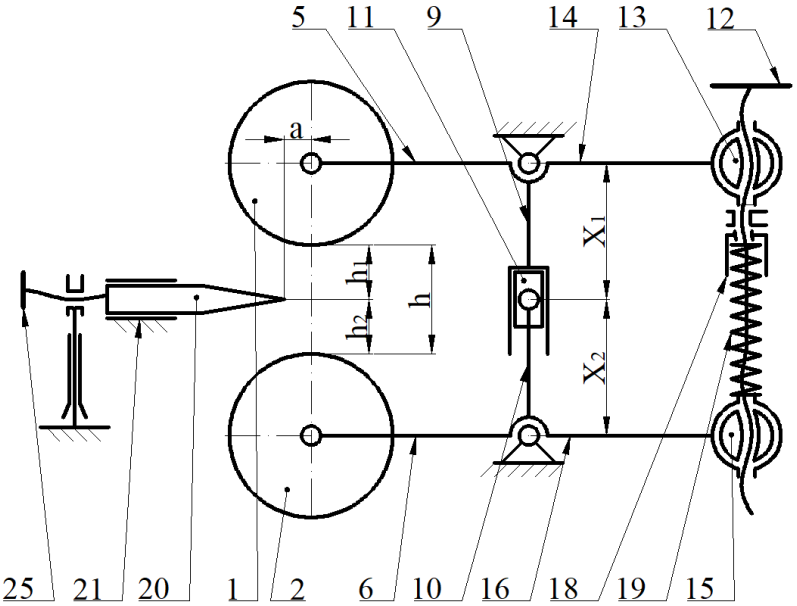


Fig. 4. Geometric scheme of the experiment

Calibration was performed before each series of experiments and every three hours of continuous operation. Then the calibration graphs were constructed: the values of the load were plotted on the ordinate axis, and on the abscissa axis the values of the deviation from the zero position, then the points were connected by a smooth curve, resulting in the desired graph. At the first run of the part (its cutting) determined the total amount of costs for longitudinal cutting of the material of the part. Then the two separated parts were folded together and fed again between the transport rollers 1 and 2 to the edge of the blade of the knife 20 already in the separated state and repeated the measurements. When re-running the part in the separated state was determined by the amount of friction costs. Each experiment was repeated at least five times.

For subsequent experiments, the installation was adjusted according to the data of the working planning matrix. After conducting all the tests, with the help of calibration graphs deciphered the value of total costs and friction costs, when performing longitudinal cutting with a knife blade 20, each measurement. The calculated average values of these values were entered in the corresponding columns of the tables.

Results

To determine the total amount of losses during longitudinal cutting of the material and the number of losses due to friction of the material on the face of a stationary knife with an arcuate cross-section, as well as linear cutting force, a two-factor experiment was conducted for the study model:

$$y = F(x_1, x_2)$$

where y – optimization criteria, which determine q_p; x_1 і x_2 – controlled parameters (factors) that characterize the size of the gap between the generating transport rollers *h* and the value of the distance from the vertical axis of rotation of the rollers to the edge of the blade *a*.

When determining q_p, it is necessary to carry out double machining of the part, during which the total value of machining costs P is determined during its cutting, and then after cutting the material is folded together and passed through the plane through the knife, and the amount of friction costs is determined. values related to the value of the width of the part, gives the true value of the running force of cutting felt (Makatora and Panasiuk, 2014a, 2014b, 2014c, 2014d; Makatora, 2010a, 2010b; Makatora, 2013; Makatora, 2014; Cherno-Ivanov, 1998; Patent № 70012 Ukraina, 2004; Tikhomirov, 1974):

$$q_p = \frac{P - F}{B}. \quad (1)$$

The experiment was planned to use a rotatable Box plan for a two-factor experiment ($k_{1,2} = 2$), which is recommended when $k_{1,2} \le 5$ (Tikhomirov, 1974).

The total number of experiments is determined by the formula (Tikhomirov, 1974):

$$N_{1,2} = 2^2 + 2 \cdot 2 + 5 = 13$$

Coding, naming the values of factors and intervals of their variation are given in table. 1, the values of which were determined using ratios:

$$x_1 = \frac{x_1 - 4{,}35}{1}; \quad x_2 = \frac{x_j - 5}{0{,}5}. \quad (2)$$

We will process the experimental data to determine the total amount of losses during longitudinal cutting of the material. The planning matrix of the two-factor experiment is presented in table. 2. When determining the number of measurements for each experiment, five repeated measurements were performed at zero level (experiments 9–13) and the approximate value of the standard error of the equation was determined (Tikhomirov, 1974): $S_p = 1{,}118$.

Table 1

Table of levels and intervals of variation of the current factors to be studied

Factors	Measurement levels					Measurement intervals
	-1,414	-1	0	+1	+1,414	
h – distance between transporting rollers, mm (x_1)	2,95	3,35	4,35	5,35	5,75	1
a – the distance between the vertical axis of rotation of the conveying rollers and the edge of the knife blade, mm (x_2)	4,3	4,5	5	5,5	5,7	0,5

The estimated value of the Student's criterion in this case: $i_{расч(P)} = 4{,}0001$.

Tabular value of Student's criterion for $a_B = 0{,}95$ i $n_1 = 5$ (Tikhomirov, 1974). That is, the condition is met: $t_{estimated\,(P)} \geq t_{tabular}$.

Therefore, the number of measurements $n_1 = 5$ is sufficient for each experiment. After conducting the experiment and decoding the records using a calibration graph, the average value of five repeated measurements of the optimization criterion for each experiment was determined and the data were entered into the working matrix of planning (Table 2).

In this case, it is necessary to find the values of the regression coefficients of the equation (Tikhomirov, 1974):

$$y_u = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_{12} x_1 x_2 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2. \quad (3)$$

To determine these coefficients, the equations for the two-factor experiment proposed by the author were used (Tikhomirov, 1974):

$$a_1 = 0{,}2;\ a_2 = 0{,}1;\ a_3 = 0{,}125;\ a_4 = 0{,}25;$$
$$a_5 = 0{,}125;\ a_6 = 0{,}187;\ a_7 = 0{,}1.$$

Therefore: $b_0 = 285{,}67;\ b_1 = -18{,}545;\ b_2 = -30{,}7;$
$b_{12} = -1{,}5;\ b_{11} = 3{,}53;\ b_{22} = 1{,}54.$

Thus, equation (3) takes the form:

$$y_u = 285{,}67 - 18{,}545 x_1 - 30{,}7 x_2 - 1{,}5 x_1 x_2 + 3{,}53 x_1^2 + 1{,}54 x_2^2. \quad (4)$$

The hypothesis about the adequacy of equation (4) is tested in the following sequence.

Since the experiments were duplicated only at the zero point, the variance of adequacy according to the equation (Tikhomirov, 1974):

$$S^2_{ад} = \frac{16{,}9 - 11{,}225}{3} = 1{,}892.$$

The reproducibility variance for this case is determined by the formula (Tikhomirov, 1974):

$$S^2_{\{y\}} = \frac{11{,}225}{4} = 2{,}81.$$

Table 2

Planning matrix of a two-factor experiment to determine the total amount of losses during longitudinal cutting of the material

Research number	Planning matrix		Working matrix			Calculation data	
№	x_1	x_2	h	a	y_u	y_u	$(y_u - y_u)^2$
1	1	1	5,35	5,5	241	240,00	1,0098
2	-1	1	3,35	5,5	280	280,08	0,0071
3	1	-1	5,35	4,5	306	304,40	2,5724
4	-1	-1	3,35	4,5	339	338,49	0,2651
5	-1,414	0	2,95	5	320	318,96	1,0830
6	1,414	0	5,75	5	266	266,52	0,2657
7	0	-1,414	4,35	4,3	332	332,15	0,0226
8	0	1,414	4,35	5,7	246	245,33	0,4498
9	0	0	4,35	5	288	285,67	5,4275
10	0	0	4,35	5	286	285,67	0,1087
11	0	0	4,35	5	286	285,67	0,1087
12	0	0	4,35	5	284	285,67	2,7899
13	0	0	4,35	5	284	285,67	2,7899
$\sum_1^{13} = 3758$			$\sum_1^{13} (y_u - \bar{y}_u)^2 = 16{,}9$				

Knowing the number of degrees of freedom for greater ($f_{adequately} = 3$) and lower ($f_e = 4$) dispersion (Tikhomirov, 1974), table value of Fisher's criterion 95% confidence:

$$F_{tabl} = 6{,}59.$$

Estimated value of Fisher's criterion according to the formula (Tikhomirov, 1974):

$$F_{calc\,(P)} = \frac{1{,}892}{2{,}81} = 0{,}67.$$

Comparison of tabular and calculated values of Fisher's test showed that equation (4) can be considered adequate with confidence $a_B = 0{,}95$, since the condition is met: $F_{tabl} \geq F_{calc(P)}$.

The significance of the regression coefficients in equation (4) is checked taking into account the equations for the case when $k_1 = 2$ (Tikhomirov, 1974). In this case:

$$a_8 = 0{,}2;\ a_9 = 0{,}125;\ a_{10} = 0{,}1438;\ a_{11} = 0{,}25.$$

Therefore:

$$S^2_{\{b_0\}} = 0,2 \cdot 2,81 = 0,562 \, i \, S_{\{b_0\}} = 0,75;$$
$$S^2_{\{b_i\}} = 0,125 \cdot 2,81 = 0,35 \; i \; S_{\{b_i\}} = 0,59;$$
$$S^2_{\{b_{ii}\}} = 0,1438 \cdot 2,81 = 0,4 \, i \, S_{\{b_{ii}\}} = 0,63;$$
$$S^2_{\{b_{ij}\}} = 0,25 \cdot 2,81 = 0,7025 \, i \, S_{\{b_{ij}\}} = 0,84.$$

Hence the ratios (Tikhomirov, 1974):

$$\Delta b_0 = \pm 2 \cdot 0,75 = \pm 1,5;$$
$$\Delta b_i = \pm 2 \cdot 0,59 = \pm 1,18;$$
$$\Delta b_{ii} = \pm 2 \cdot 0,63 = \pm 1,26;$$
$$\Delta b_{ij} = \pm 2 \cdot 0,84 = \pm 1,68.$$

A comparison of the absolute values of the regression coefficients of equation (4) and the corresponding errors in their estimation shows that with a confidence level of 0.95 can be considered significant all coefficients except b_{12}, then we get:

$$y_u = 285,67 - 18,545x_1 - 30,7x_2 + 3,53x_1^2 + 1,54x_2^2 \quad (5)$$

Equation (5) is a regression equation that describes the total amount of losses when performing longitudinal cutting of the material with a stationary knife depending on the distance between the conveying rollers (x_1), and the distance between the vertical axis of rotation of the conveying rollers and the edge of the knife blade (x_2).

Given expressions (2), we turn to the named values:

$$P = 285,67 - 18,545(h - 4,35) - 30,7\left(\frac{a-5}{0,5}\right) + \\ +3,53(h-4,35)^2 + 1,54\left(\frac{a-5}{0,5}\right)^2 \quad (5)$$

After simplifying the equation takes the form:

$$P = 817,14 + 3,53h^2 - 49,26h + 3,08a^2 - 92,2a \quad (6)$$

The obtained expression (6) is an experimental mathematical model of the dependence of the value of total losses when performing longitudinal cutting on the size of the gap between the rollers and the distance from the vertical axis of rotation of the rollers to the edge of the knife blade.

Fig. 5-6 presents graphs of the total cost P when performing the operation of longitudinal cutting of felt with a knife with an arcuate cross-sectional shape, respectively, from the distance a from the vertical axis of the conveying rollers to the edge of the knife blade and the distance h between the conveying rollers.

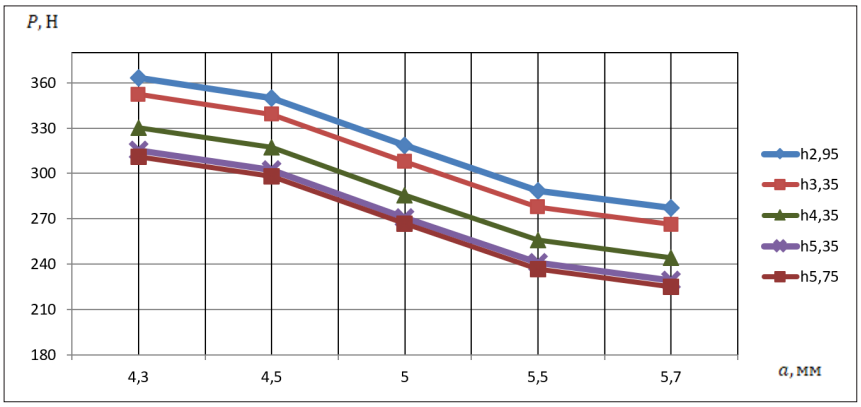


Fig. 5. Graph of the dependence of the total cost *P* when cutting felt with a knife with an arcuate cross-section, from the value of the distance *a* from the vertical axis of the conveying rollers to the edge of the knife blade: When $a = const$, in the range $a_{min} = 4,3$ – $a_{max} = 5,7$.

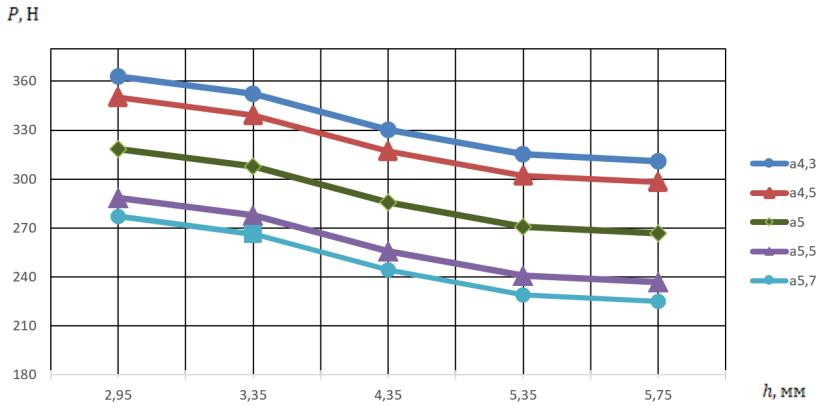


Fig. 6. Graph of the dependence of the total cost *P* when performing felt cutting with a knife with an arcuate cross-section, from the distance *h* between the transport rollers: when $h = const$, in the range $h_{min} = 2,95$ – $h_{max} = 5,75$.

Table 3

Planning matrix of a two-factor experiment to determine the amount of loss due to friction of the material on the face of a fixed knife

Research number	Planning matrix		Working matrix			Calculation data	
	x_1	x_2	h	a	y_u	y_u	$(y_u-y_u)^2$
1	1	1	5,35	5,5	198	197,29	0,5079
2	-1	1	3,35	5,5	230	229,13	0,7494
3	1	-1	5,35	4,5	248	248,03	0,0010
4	-1	-1	3,35	4,5	276	275,88	0,0146
5	-1,414	0	2,95	5	260	259,68	0,1000
6	1,414	0	5,75	5	218	217,48	0,2702
7	0	-1,414	4,35	4,3	272	271,05	0,9102
8	0	1,414	4,35	5,7	202	202,12	0,0145
9	0	0	4,35	5	236	235,26	0,5513
10	0	0	4,35	5	236	235,26	0,5513
11	0	0	4,35	5	234	235,26	1,5813
12	0	0	4,35	5	234	235,26	1,5813
13	0	0	4,35	5	236	235,26	0,5513
$\sum_1^{13} = 3080 \sum_1^{13} (y_u - \bar{y}_u)^2 = 7,3844$							

We will process the experimental data to determine the amount of friction losses on the face of a stationary knife. The planning matrix of the two-factor experiment is presented in table 3.

After conducting the experiment and decoding the records using a calibration graph, the average value of five repeated measurements of the optimization criterion for each experiment was determined and the data were entered into the working matrix of planning (Table 3).

In this case, it is necessary to find the values of the regression coefficients of the equation for a two-factor experiment proposed by the author (Tikhomirov, 1974):

$$b_0 = 235,26;\ b_1 = -14,92;\ b_2 = -24,37;$$
$$b_{12} = -1;\ b_{11} = 1,66;\ b_{22} = 0,66.$$

Thus, equation (3) takes the form:

$$y_u = 235,26 - 14,92x_1 - 24,37x_2 - \\ -x_1x_2 + 1,66x_1^2 + 0,66x_2^2. \quad (7)$$

The hypothesis about the adequacy of equation (7) is tested in the above method.

Dispersion of adequacy:

$$S^2_{ad} = \frac{7,3844 - 4,8165}{3} = 0,856.$$

Reproducibility disperses for this case:

$$S^2_{\{y\}} = \frac{4,8165}{4} = 1,2.$$

Estimated value of Fisher's test:

$$F_{calc(F)} = \frac{0,856}{1,2} = 0,47.$$

Comparison of tabular and calculated values of Fisher's test showed that equation (7) can be considered adequate with confidence $a_B = 0,95$, since the condition is met: $F_{tabl} \geq F_{tabl(P)}$.

The significance of the regression coefficients in equation (7) was tested in the same way as in the above procedure.

Therefore:

$$S^2_{\{b_0\}} = 0,2 \cdot 1,2 = 0,24\ i\ S_{\{b_0\}} = 0,49;$$
$$S^2_{\{b_i\}} = 0,125 \cdot 1,2 = 0,15\ i\ S_{\{b_i\}} = 0,0225;$$
$$S^2_{\{b_{ii}\}} = 0,1438 \cdot 1,2 = 0,173\ i\ S_{\{b_{ii}\}} = 0,42;$$
$$S^2_{\{b_{ij}\}} = 0,25 \cdot 1,2 = 0,3\ i\ S_{\{b_{ij}\}} = 0,55.$$

Hence the ratios (Tikhomirov, 1974):

$$\Delta b_0 = \pm 2 \cdot 0,49 = \pm 0,98;$$
$$\Delta b_i = \pm 2 \cdot 0,0225 = \pm 0,045;$$
$$\Delta b_{ii} = \pm 2 \cdot 0,42 = \pm 0,84;$$
$$\Delta b_{ij} = \pm 2 \cdot 0,55 = \pm 1,1.$$

A comparison of the absolute values of the regression coefficients of equation (7) and the corresponding errors in their estimation shows that with a confidence level of 0,95 can be considered significant all coefficients except b_{12} *and* b_{22}, then we get:

$$y_u = 235,26 - 14,92x_1 - 24,37x_2 + 1,66x_1^2. \quad (8)$$

Equation (8) is a regression equation that describes the total amount of losses when performing longitudinal cutting of the material with a stationary knife depending on the distance between the conveying rollers (x_1), and the distance between the vertical axis of rotation of the conveying rollers and the edge of the knife blade (x_2).

Given expressions (2), we turn to the named values:

$$F = 235,26 - 14,92\,(h - 4,35) -$$

$$-24,37\left(\frac{a-5}{0,5}\right) + 1,66\,(h - 4,35)^2$$

After simplifying the equation takes the form:

$$F = 575,27 + 1.66h^2 - 29,36h - 48.74a \qquad (9)$$

The obtained expression (9) is an experimental mathematical model of the dependence of the amount of material friction losses on the face of a stationary knife when performing longitudinal cutting with a stationary knife, from the gap between the rollers and the distance from the vertical axis of rotation to the edge of the knife blade.

Fig. 7-8 are graphs of the dependence of total friction costs *F* when performing the operation of longitudinal cutting of felt with a knife with an arcuate cross-sectional shape, respectively, from the distance *a* from the vertical axis of the conveying rollers to the edge of the knife blade and the distance *h*.

The obtained experimental models, namely the determination of the total value of losses *P* (6) and the amount of friction losses of material *F* (9) substituting in condition (1) will determine the running force of cutting felt with a knife with an arcuate cross-sectional shape:

$$q_p = \frac{1}{B}\left(241,87 + 1,87h^2 - 19,9h + 3,08a^2 - 43,46a\right)$$

Discussion

Substituting the value in equation (1) we obtain the average value of the running force felt: $q_p = 1,44\,\frac{H}{мм}$.

Deviations from the previously obtained values of robots (Makatora and Panasiuk, 2014d) and (Makatora, 2014)

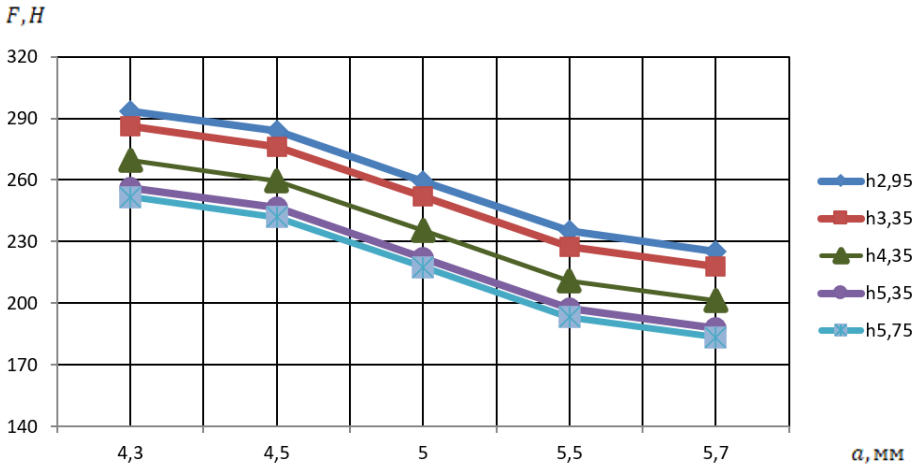


Fig.7. Dependency graph of total costs *F* during cutting the felt with the grooved knife with one-sided cross-section on the gap size *h* = *const*, between transport rollers: while *a* = *const*, in the range $a_{min} = 4,3$ – $a_{max} = 5,7$

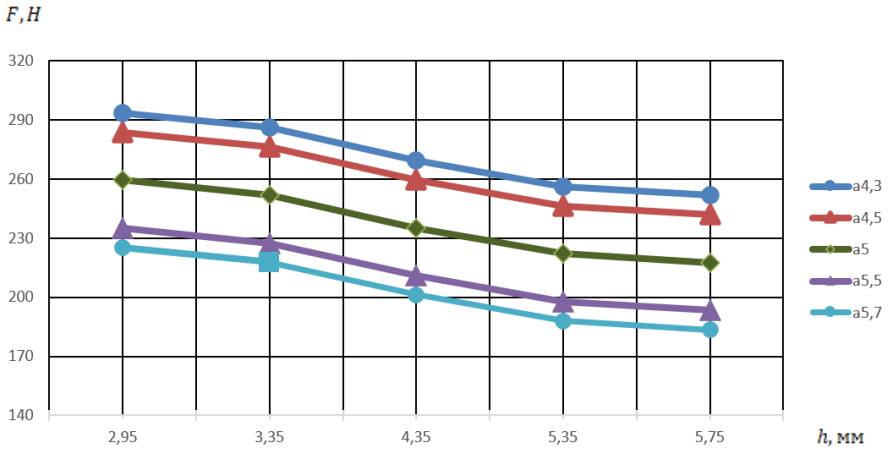


Fig. 8. Dependency graph of total costs F during slitting cutting with the grooved knife with one-sided cross-section on the gap size *a* from the vertical axis of transport rollers to the knife edge: while $h = const$, in the range $h_{min} = 2,95$ – $h_{max} = 5,75$.

are respectively $\Delta = 5{,}1\ \%$ and $\Delta = 10{,}3\ \%$ indicating the adequacy of the experimental study.

Comparing the total values of losses in the longitudinal cutting of felt when using a knife with one-sided sharpening and a knife with an arcuate cross-sectional shape (obtained by the author in (Makatora, 2014)), we obtain:

$$\Delta P = \frac{314{,}88 - 285{,}67}{314{,}88} \cdot 100\% = 9{,}3\%.$$

The determined deviation of the total amount of losses during longitudinal cutting of the material confirms the mathematical model developed by the author in (Makatora and Kniaziev, 2004a) and shows that the operation of longitudinal cutting of felt it is advisable to use a knife blade with an arcuate cross-section, which in turn will reduce energy costs for the process.

Conclusions

The obtained regression equations describe the total amount of losses during longitudinal cutting of the material and the number of losses due to friction of the material on the face of a fixed knife with an arcuate cross-sectional shape, allow to speak about the adequacy of analytical model (Makatora and Kniaziev, 2004a) and experimental models (Makatora and Panasiuk, 2014d; Makatora, 2014). Also make the necessary adjustments, namely, to adjust the degree of compression of the material and the distance from the edge of the knife blade relative to the vertical axis of the conveyor rollers to reduce friction losses on the edge of the knife, which in turn reduces energy costs for longitudinal cutting. Comparing the total values of losses during longitudinal cutting of the material of a knife with one-sided sharpening and a knife with an arcuate cross-section, allows you to talk about the feasibility of using a knife with an arcuate cross-section, which will reduce energy costs for the process.

References:

1. Cherno-Ivanov, V. S. (1998). Razrabotka mekhanizma prokol'nogo rezaniya detaley niza obuvi : dis. … kand. tekhn. nauk: 05.05.10 [Development of a mechanism for piercing the details of the bottom of shoes: dissertations of a candidate of technical sciences: specialty 05.05.10]. Kyiv. 165 p. (in Russian).
2. Makatora, D. A. (2013). Vyznachennia pohonnoho zusyllia rizannia mikroporystoi humy nozhem z dvostoronnoiu zatochkoiu [Determination of running force of cutting microporous rubber with a double-edged knife]. Visnyk ChDTU = Bulletin of ChSTU, 2 (65), 92–97 (in Ukrainian).
3. Makatora, D. A. (2014). Eksperymentalne doslidzhennia z vyznachennia pohonnoho zusyllia rizannia povsti, nozhem z odnostoronnoiu zatochkoiu [Experimental study to determine the linear effort of cutting felt, a knife with one-sided sharpening]. Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu = Bulletin of Kyiv National University of Technologies and Design, 2 (76), 113–123 (in Ukrainian).
4. Makatora, D. A. (2020a). Eksperymentalne doslidzhennia zusyllia rizannia nozhem z duhopodibnoiu formoiu poperechnoho pererizu [Experimental study of the cutting force with a knife with an arcuate cross-section]. Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu = Bulletin of Khmelnytsky National University, 2(283), 229–234 (in Ukrainian).
5. Makatora, D. A. (2020b). Matematychne modeliuvannia vtrat pry pozdovzhnomu rizanni materialu ryflenym nozhem z odnostoronnoiu formoiu poperechnoho pererizu [Mathematical modeling of losses during longitudinal cutting of the material with a corrugated knife with a one-sided cross-sectional shape]. Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu = Bulletin of Khmelnytsky National University, 4 (287), 100–106 (in Ukrainian).
6. Makatora, D. A., Kniaziev, V. I. (2004a). Matematychna model protsesu povzdovzhnoho rizannia duhopodibnym nozhem [Mathematical model of the process of longitudinal cutting with an arcuate knife]. Visnyk TUP, Seriia tekhnichni nauky = Bulletin of TUP, Technical Sciences Series, 1, 48–53 (in Ukrainian).
7. Makatora, D. A., Kniaziev, V. I. (2004b). Analiz ratsionalnoho polozhennia nozha ta formy yoho poperechnoho pererizu v mashynakh typu "DN" [Analysis of the rational position of the knife and the shape of its cross section in machines such as "DN"]. Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu = Bulletin of Kyiv National University of Technologies and Design, 1, 159–163 (in Ukrainian).
8. Makatora, D. A., Panasiuk, I. V. (2014a). Vyznachennia pohonnoho zusyllia rizannia monolitnoi humy nozhem z dvostoronnoiu zatochkoiu [Determination of running force of cutting monolithic rubber with a knife with double-sided sharpening]. Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu = Bulletin of Khmelnytsky National University, 1(209), 31–35 (in Ukrainian).
9. Makatora, D. A., Panasiuk, I. V. (2014b). Vyznachennia pohonnoho zusyllia rizannia mikroporystoi humy nozhem z odnostoronnoiu zatochkoiu [Determination of running force of cutting microporous rubber with a knife with one-sided sharpening]. Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu = Bulletin of Khmelnytsky National University, 2 (211), 19–25 (in Ukrainian).
10. Makatora, D. A., Panasiuk, I. V. (2014c). Vyznachennia pohonnoho zusyllia rizannia monolitnoi humy nozhem z odnostoronnoiu zatochkoiu [Determination of running force of cutting monolithic rubber with a knife with one-sided sharpening]. Visnyk ChDTU = Bulletin of ChSTU, 1 (71), 36–42 (in Ukrainian).
11. Makatora, D. A., Panasiuk, I. V. (2014d). Vyznachennia pohonnoho zusyllia rizannia povsti nozhem z dvostoronnoiu zatochkoiu [Determination of running force of felt cutting with a knife with double-sided sharpening]. Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu = Bulletin of Kyiv National University of Technologies and Design, 1 (75), 41–48 (in Ukrainian).
12. Mykoliuk, O., Bobrovnyk, V. (2019). Peredumovy formuvannia polityky enerhozberezhennia u rozvytku pidpryiemstv mashynobudivnoho kompleksu [Prerequisites for the formation of energy saving policy in the development of machine-building enterprises]. Ekonomichnyi analiz = Economic analysis, Ternopil, 29(2), 62–72 (in Ukrainian).

13. Patent № 70012 Ukraina, MPK B 23 B 1/00, G 01 L 3/00. Sposib vyznachennia potuzhnosti, shcho vytrachaietsia na povzdovzhnie rizannia materialu [Method of determining power consumed for longitudinal cutting of material]. D. A. Makatora, V. I. Kniaziev; applicant and patent owner Kyiv State University of Technologies and Design. № u20031212100; stated 23.12.2003; published 15.09.2004, Bulletin № 9 (in Ukrainian).
14. Polishchuk, O. S. (2019). Eksperymentalne doslidzhennia protsesu rizannia vzuttievykh materialiv [Experimental study of the process of cutting shoe materials]. Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu = Bulletin of Khmelnytsky National University, 1(269), 17–26 (in Ukrainian).
15. Sevastianov, R. V. (2016). Enerhoefektyvnist promyslovykh pidpryiemstv Ukrainy ta bariery z yii vprovadzhennia [Energy efficiency of industrial enterprises of Ukraine and barriers to its implementation]. Ekonomichnyi visnyk Zaporizkoi derzhavnoi inzhenernoi akademii = Economic Bulletin of the Zaporozhye State Engineering Academy, 1(01), 28–35 (in Ukrainian).
16. Tikhomirov, V. B. (1974). Planirovaniye i analíz eksperimenta [Planning and analysis of the experiment]. Moscow: Legkaya industriya. 262 p. (in Russian).

Макатьора Д. А., *кандидат технічних наук, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна*

Макатьора А. В., *аспірант, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна*

Зенкін М. А., *доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна*

Математичне дослідження впливу геометрії ножа з дугоподібною формою поперечного перерізу на процес поздовжнього різання повсті

Перспективним дослідженням є проектування та вдосконалення машин поздовжнього різання матеріалів з мінімальними енергетичними витратами на виконання технологічного процесу різання за рахунок геометрії ріжучого інструменту. У статті розглянуті питання щодо зниження енергетичних витрат на процес поздовжнього різання при використанні леза ножа з дугоподібною формою поперечного перерізу. Проведений аналіз, розроблений ефективний метод аналізу впливу величини зазору між твірними транспортуючих валиків і величини відстані від вертикальної осі обертання транспортуючих валиків до кромки леза ножа з дугоподібною формою поперечного перерізу на сумарну величину втрат при поздовжньому різані та величину втрат на тертя матеріалу, шляхом використання рівнянь регресії для визначення необхідних налаштувань в машині поздовжнього різання при повсті, а також зробити перевірку достовірності аналітичної та експериментальних моделей процесу поздовжнього різання ножом з дугоподібною формою поперечного перерізу. Для визначення сумарної величини втрат при поздовжньому різані матеріалу та величини втрат на тертя матеріалу о грані нерухомого ножа з дугоподібною формою поперечного перерізу, а також погонного зусилля різання був проведений двох факторний експеримент для моделі дослідження. Отриманні рівняння регресії описують сумарну величину втрат при поздовжньому різані матеріалу та величину втрат на тертя матеріалу о грані нерухомого ножа з дугоподібною формою поперечного перерізу, дозволяють говорити про адекватність аналітичної та експериментальних моделях зроблених раніше. Також зробити необхідні налаштування, а саме підібрати ступінь стиснення матеріалу та встановити кромку леза ножа щодо вертикальної вісі транспортуючих валиків з метою зменшення величини втрат на тертя матеріалу о грані ножа, що в свою чергу зменшить енергетичні витрати на процес поздовжнього різання. Порівняння сумарних величин втрат при поздовжньому різані матеріалу ножа з односторонньою заточкою та ножа з дугоподібною формою поперечного перерізу, дозволяє говорити про доцільність використання ножа з дугоподібною формою поперечного перерізу, що дозволить зменшити енергетичні витрати на технологічний процес, ти самим зробити конкурентнішу продукцію.

Ключові слова: *погонне зусилля, сумарна величина втрат, втрати на тертя матеріалу, транспортуючи валики, лезо ножа, поздовжнє різання.*

УДК 631.312:514.18

РУХ ЧАСТИНКИ ПО ГОРИЗОНТАЛЬНОМУ ЦИЛІНДРУ, ЩО ОБЕРТАЄТЬСЯ НАВКОЛО ВЛАСНОЇ ОСІ

Пилипака Сергій Федорович
доктор технічних наук, професор
Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна
ORCID: 0000-0002-1496-4615
psf55@ukr.net

Воліна Тетяна Миколаївна
кандидат технічних наук, доцент
Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна
Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна
ORCID: 0000-0001-8610-2208
t.n.zaharova@ukr.net

Несвідомін Андрій Вікторович
кандидат технічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна
ORCID: 0000-0002-9227-4652
a.nesvidomin@gmail.com

Бабка Віталій Миколайович
кандидат технічних наук, доцент
Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна
ORCID: 0000-0003-4971-4285
babkavitaliy@ukr.net

Грищенко Ірина Юріївна
кандидат технічних наук, доцент
Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна
ORCID: 0000-0002-1000-9805
irgr@yahoo.com

Циліндричні поверхні є невід'ємною частиною багатьох сільськогосподарських машин. У підйомно-транспортних машинах вони відіграють роль кожуха, всередині якого обертається активний робочий орган. Так, похилий циліндр, що обертається навколо своєї осі, використовується у барабанних зерносушарках та циліндричних сепараторах. Взаємодія частинок матеріалу з поверхнею циліндра, що обертається навколо власної осі, призводить до їх ковзання, характер якого залежить від величини кута нахилу циліндра. У статті досліджено рух частинки по внутрішній поверхні горизонтального циліндра, який обертається навколо своєї осі з постійною кутовою швидкістю. Зрозуміло, що рух окремої частинки не можна ототожнювати з рухом матеріалу, який складається з окремих частинок, але це дає можливість визначити закономірності руху, які можуть певним чином бути перенесені на матеріал. До того ж дослідження руху тіла в деяких випадках можна звести до частинки. Це стосується випадку, коли силами інерції від обертання тіла можна знехтувати через малі кутові швидкості їх обертання. При попаданні частинки на внутрішню поверхню циліндра частинка починає здійснювати коливальний рух у площині його поперечного перерізу з певною амплітудою у кутовому вимірі. Величина амплітуди залежить від точки попадання частинки, коефіцієнта тертя та початкової абсолютної швидкості. Диференціальні рівняння руху складено в проекціях на осі нерухомої системи координат. Їх розв'язано чисельними методами. За належних вихідних умов, які визначаються аналітично, частинка в абсолютному русі може бути нерухомою, знаходячись в точці циліндра на певній відстані від нижньої точки в кутовому вимірі по ходу обертання циліндра. Слід відмітити, що велике значення має величина кутової швидкості обертання. При досягненні певної її величини частинка практично «залипає». У статті детально викладено відповідні розрахунки та візуалізовано отримані результати.

Ключові слова: *частинка, обертальний рух, горизонтальний циліндр, ковзання, кутова швидкість, диференціальні рівняння, траєкторія.*

DOI https://doi.org/10.32845/msnau.2022.1.5

Вступ. Циліндричні поверхні є невід'ємною частиною сільськогосподарських машин. У підйомно–транспортних машинах вони відіграють роль кожуха, всередині якого обертається активний робочий орган (наприклад, шнек). Похилий циліндр, що обертається навколо своєї осі, використовується у барабанних зерносушарках та циліндричних сепараторах (трієрах). Взаємодія частинок матеріалу з поверхнею циліндра, що обертається навколо власної осі, призводить до їх ковзання, характер якого залежить від величини кута нахилу циліндра.

Численні дослідження присвячено питанню підвищення надійності та довговічності машин в цілому та їх компонентів зокрема. Наприклад, запропоновано нову методику сульфідування поверхонь деталей (Tarelnyk et al., 2017b), спосіб зміцнення поверхонь сталевих деталей, включаючи процеси цементування та азотування (Tarelnyk et al., 2017c), а також розроблено новітню методику нанесення багатошарового покриття (Tarelnyk et al., 2017a). Проте не секрет, що таких рекомендацій недостатньо (Martsinkovsky et al., 2012). У подібних роботах пропонується покращувати поверхні шляхом розробки нових способів зміцнення поверхонь, що є досить дорогоцінним процесом. Натомість це питання легше вирішити методами геометричного моделювання.

Інженерна практика часто стикається з проблемами геометричного проектування об'єктів, які пропонують розв'язувати різними способами. Так, у багатовимірному просторі шляхом апроксимації розв'язку диференціальних рівнянь (Konopatskiy et al., 2020c); методом багатовимірної параболічної інтерполяції (Konopatskiy et al., 2020a); за допомогою інтерполяції геометричного простору (Konopatskiy et al., 2020b) тощо. Ще простіше розв'язувати зворотню задачу. У такому випадку геометричне проектування технологічних об'єктів зводиться до знаходження аналітичних залежностей їх взаємодії. Такою взаємодією у машинобудуванні є взаємодія між робочим органом і матеріалом. Це відбувається під час сепарації зерна (Abbou-ou-Cherif et al., 2017), аспіраційної сепарації (Bulgakov et al., 2020), удобрення ґрунту (Kobets et al., 2020) тощо. Рух окремої частинки не можна ототожнювати з рухом матеріалу, що складається з окремих частинок, але це дає можливість визначити закономірності руху, які можуть певним чином бути перенесені на матеріал. Так, у (Golub et al., 2017) представлені результати досліджень руху по шорстких поверхнях, а в (Kurzthaler et al., 2020) – у ротаційних розсіювачах.

Однак, дослідження руху тіла в деяких випадках можна звести до частинки (Pylypaka et al., 2019a). Це стосується випадку, коли силами інерції від обертання тіла можна знехтувати через малі кутові швидкості їх обертання (Loveikin et al., 2017). За допомогою такого підходу, наприклад, досліджено рух частинок по поверхні сферичного сегмента, що обертається навколо вертикальної осі (Pylypaka et al., 2020b). Отже, коло прикладних задач, що потребують аналітичного опису руху частинки по площині, є досить широким. Виходячи з вищевикладеного, метою нашого дослідження був пошук закономірностей руху матеріальної частинки по внутрішній поверхні горизонтального циліндра, що обертається навколо осі.

Матеріали і методи досліджень. Параметричні рівняння циліндра з горизонтальною віссю, спрямованою вздовж осі *OX* (рис. 1), запишуться:

$$X = u\,; \quad Y = R\sin\alpha; \quad Z = -R\cos\alpha\,, \tag{1}$$

де R – радіус циліндра – стала величина;

α і u – незалежні змінні поверхні, причому α – кутова координата, u – лінійна координата (довжина прямолінійної твірної циліндра). Знак «–» в останньому рівнянні (1) взятий для того, щоб значенню $\alpha = 0$ відповідала найнижча твірна циліндра, на якій у початковому положенні буде знаходитися частинка.

Нехай на початку руху частинка знаходиться в точці A на нижній твірній циліндра (рис. 1). Обертатимемо циліндр навколо осі зі сталою кутовою швидкістю ω. За час t циліндр повернеться на кут ωt і нижня твірна циліндра переміститься в точку C. За цей же час частинка переміститься по поверхні циліндра, але точки C не досягне, оскільки буде по ньому ковзати (рис. 1,б). Припустимо, вона досягла точки B, що відповідає кутові ковзання α. Оскільки вісь обертання циліндра горизонтальна, то очевидно, що траєкторією ковзання буде дуга кола. Якщо циліндр нахилити, то виникне складова сили ваги, яка змусить частинку ковзати ще і у напрямі осі *OX*. Спочатку розглянемо рух частинки по поверхні горизонтального циліндра.

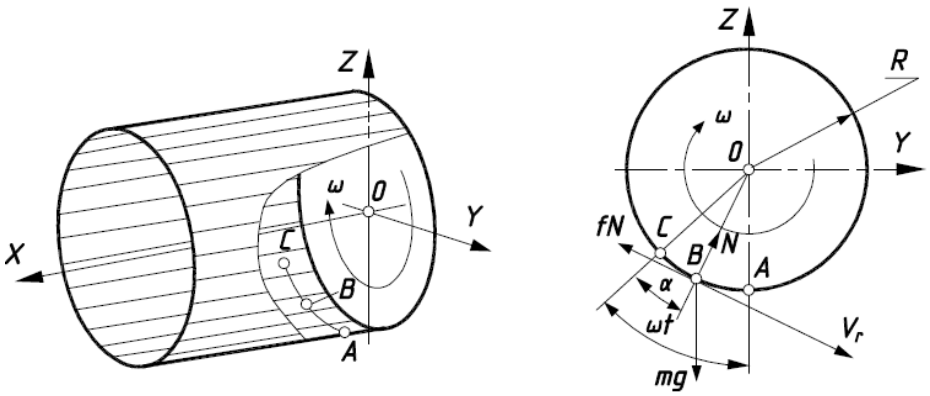
Якщо зв'язати незалежні змінні α і u поверхні певною функціональною залежністю, наприклад, від часу t, то рівняння (1) перетворяться на рівняння однієї змінної, тобто опишуть лінію на поверхні циліндра. Цю лінію вважатимемо траєкторією ковзання, а залежності $\alpha = \alpha(t)$ і $u = xu(t)$ – невідомими, які потрібно знайти. Щоб їх знайти, потрібно скласти систему диференціальних рівнянь руху частинки в проекціях на осі системи координат *OXYZ*.

Рівняння руху частинки будемо складати у вигляді: $m\bar{w} = \bar{F}$, де $\bar{w}$ – вектор абсолютного прискорення, $\bar{F}$ – результуючий вектор прикладених до частинки сил. Такими силами є: сила ваги mg (m – маса частинки, g = 9,81 м/с^2 – прискорення вільного падіння), реакція поверхні N, та сила тертя $f \cdot N$ (f – коефіцієнт тертя). Знайдемо напрямні косинуси, тобто одиничні напрямні вектори дії цих сил. Сила ваги спрямована вниз, отже проекції напрямного вектора запишуться:

$$mg\colon \{0; \quad 0; \quad -1\}\,. \tag{2}$$

Сила тертя $f \cdot N$ спрямована протилежно вектору швидкості відносного руху V_r (тобто ковзання). Для знаходження швидкості V_r відносного руху продиференціюємо рівняння (1) по часу t. При цьому маємо на увазі, що $\alpha = \alpha(t)$ і $u = u(t)$, тобто рівняння (1) є уже не рівняннями циліндра, а рівняннями лінії на ньому, тобто відносної траєкторії. Щоб розрізняти рівняння лінії і поверхні, в рівняннях відносної траєкторії перейдемо від прописних літер до строчних із індексом «r»:

$$x_r' = u'; \quad y_r' = R\alpha'\cos\alpha; \quad z_r' = R\alpha'\sin\alpha. \tag{3}$$



а) б)

Рис. 1. Графічні ілюстрації до складання рівнянь руху частинки по внутрішній поверхні горизонтального циліндра, який обертається навколо своєї осі: а) аксонометричне зображення циліндра; б) проекція циліндра, коли вісь *OX* спрямована на спостерігача та прикладені до частинки в точці *B* сили

Геометрична сума складових (3) дасть величину швидкості ковзання частинки по циліндру у відносному русі:

$$V_r = \sqrt{x_r'^2 + y_r'^2 + z_r'^2} = \sqrt{u'^2 + R^2\alpha'^2}\ . \qquad (4)$$

Одиничний вектор дотичної до траєкторії відносного руху в проекціях на осі системи *OXYZ* одержимо діленням проекцій (3) на величину швидкості (4). Враховуючи те, що сила тертя $f{\cdot}N$ спрямована в протилежну сторону вектору V_r відносної швидкості, запишемо одиничний напрямний вектор дії сили тертя з протилежним знаком:

$$f{\cdot}N\!:\ \left\{-\frac{u'}{\sqrt{u'^2+R^2\alpha'^2}};\ -\frac{R\alpha'\cos\alpha}{\sqrt{u'^2+R^2\alpha'^2}};\ -\frac{R\alpha'\sin\alpha}{\sqrt{u'^2+R^2\alpha'^2}}\right\}. \qquad (5)$$

Реакція поверхні *N* спрямована від точки на циліндрі до осі обертання (рис. 1,б). Якщо радіус–вектор точки на циліндрі визначається другим і третім виразом рівнянь (1), то реакція поверхні визначиться цими ж виразами, але з протилежним знаком. Скоротивши вирази на *R*, запишемо проекції одиничного вектора реакції *N*:

$$N\!:\ \{0;\quad -\sin\alpha;\quad \cos\alpha\}. \qquad (6)$$

При обертанні поверхні циліндра з кутовою швидкістю ω за час t він повернеться на кут $\theta = -\omega \cdot t$ (за годинниковою стрілкою). Твірна циліндра, яка була в нижньому положенні в точці *A*, займе положення в точці *C* (рис. 1,б). Після повороту циліндра (1) навколо осі *OX* на кут $\theta = -\omega \cdot t$ запишемо:

$$\begin{aligned} X &= u;\\ Y &= R\sin\alpha\cos\theta + R\cos\alpha\sin\theta;\\ Z &= R\sin\alpha\sin\theta - R\cos\alpha\cos\theta. \end{aligned} \qquad (7)$$

Після спрощень з урахуванням $\theta = -\omega \cdot t$ рівняння (7) набувають вигляду:

$$\begin{aligned} X &= u;\\ Y &= -R\sin(\omega t - \alpha);\\ Z &= -R\cos(\omega t - \alpha). \end{aligned} \qquad (8)$$

Рівняння (8) при $\alpha = \alpha(t)$ і $u = u(t)$ є рівняннями абсолютної траєкторії руху частинки. Циліндр повернувся на кут $\theta = -\omega \cdot t$, а частинка за цей час, ковзаючи по циліндру в протилежну сторону, повернулася на кут $\alpha = \alpha(t)$ і зайняла положення в точці *B* (рис. 1,б). Знайдемо абсолютну швидкість частинки диференціюванням рівнянь (8) і перейшовши до строчних літер з індексом «*a*»:

$$\begin{aligned} x_a' &= u';\\ y_a' &= -R(\omega - \alpha')\cos(\omega t - \alpha);\\ z_a' &= R(\omega - \alpha')\sin(\omega t - \alpha). \end{aligned} \qquad (9)$$

Диференціюванням рівнянь (8) знаходимо проекції вектора абсолютного прискорення:

$$\begin{aligned} x_a'' &= u'';\\ y_a'' &= R(\omega - \alpha')^2\sin(\omega t - \alpha) + R\alpha''\cos(\omega t - \alpha);\\ z_a'' &= R(\omega - \alpha')^2\cos(\omega t - \alpha) - R\alpha''\sin(\omega t - \alpha). \end{aligned} \qquad (10)$$

Одиничні напрямні вектори дії сили тертя $f \cdot N$ (5) і реакції *N* поверхні (6) знайдені для нерухомого циліндра. Оскільки поверхня повертається на кут $\theta = -\omega \cdot t$, то вказані вектори теж потрібно повернути на цей кут, щоб вони відповідали розташуванню частинки. Поворот здійснюється аналогічно повороту поверхні згідно формул (7). Після повороту проекції вказаних векторів запишуться:

– одиничного напрямного вектора дії сили тертя $f \cdot N$:

$$f{\cdot}N\!:\ \left\{-\frac{u'}{\sqrt{u'^2+R^2\alpha'^2}};\ -\frac{R\alpha'\cos(\omega t-\alpha)}{\sqrt{u'^2+R^2\alpha'^2}};\ \frac{R\alpha'\sin(\omega t-\alpha)}{\sqrt{u'^2+R^2\alpha'^2}}\right\}. \qquad (11)$$

– одиничного напрямного вектора дії сили реакції *N*:

$$N\!:\ \{0;\quad \sin(\omega t-\alpha);\quad \cos(\omega t-\alpha)\}. \qquad (12)$$

Складемо векторне рівняння $m\overline{w} = \overline{F}$ в проекціях на осі нерухомої системи координат *OXYZ* для горизонтального циліндра, оскільки відомі проекції (10) вектора абсолютного прискорення і напрямні вектори прикладених сил ваги частинки *mg* (2), тертя $f{\cdot}N$ (11) і реакції *N* (12):

$$mx''_a = -fN\frac{u'}{\sqrt{u'^2 + R^2\alpha'^2}};$$
$$my''_a = -fN\frac{R\alpha'\cos(\omega t-\alpha)}{\sqrt{u'^2 + R^2\alpha'^2}} + N\sin(\omega t-\alpha); \quad (13)$$
$$mz''_a = -mg + fN\frac{R\alpha'\sin(\omega t-\alpha)}{\sqrt{u'^2 + R^2\alpha'^2}} + N\cos(\omega t-\alpha).$$

При підстановці у (13) виразів прискорення (10) ми отримаємо систему трьох рівнянь із трьома невідомими залежностями: *α=α(t), u=u(t)* і *N=N(t)*. Нею потрібно користуватися у тому випадку, коли в напрямі осі *OX* задається початкова швидкість *u'* ковзання частинки. При *u"=u'=0* (тобто, при ковзанні частинки по колу) перше рівняння (13) перетворюється у тотожність 0=0. Розв'язавши систему із двох інших відносно *α"=α"(t)* і *N=N(t),* отримаємо:

$$\alpha'' = \frac{g}{R}\left[\sin(\omega t-\alpha) - f\cos(\omega t-\alpha)\right] - f(\omega-\alpha')^2. \quad (14)$$
$$N = m\left[R(\omega-\alpha')^2 + g\cos(\omega t-\alpha)\right]. \quad (15)$$

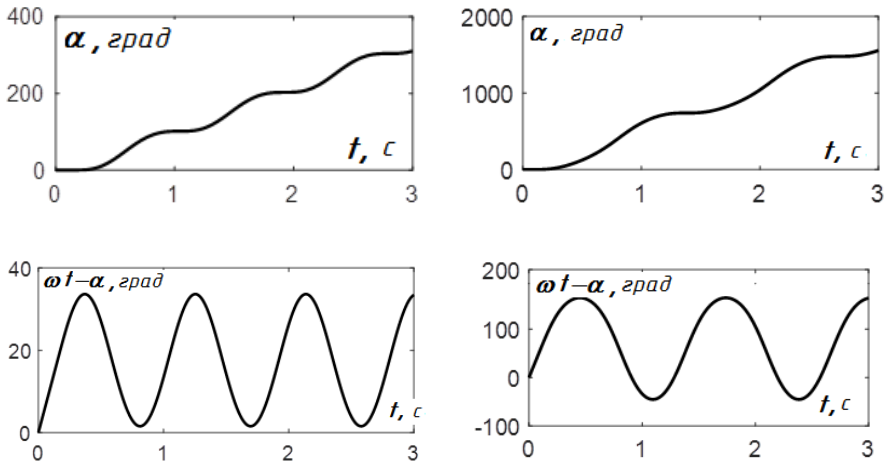
Рівняння (14) є диференціальним і може бути розв'язане самостійно. Можна припустити, що при обертанні горизонтального циліндра частинка, що знаходиться внизу (точка *A*, рис. 1, б) буде обертатися з циліндром без ковзання до точки *C*, а потім буде ковзати вниз до певної точки внизу і цей процес буде повторюватися.

Результати досліджень. Чисельне інтегрування рівняння (14) показало, що таке припущення справедливе тільки для невеликих кутових швидкостей. Важливу роль при чисельному інтегруванні відіграють початкові умови, від яких, як буде показано далі, залежить характер руху частинки. Вихідними умовами було передбачено, що частинка в початковий момент знаходиться на нижній твірній циліндра і кутова швидкість ковзання відсутня, тобто $\alpha = \alpha' = 0$. На рис. 2 побудовані графіки зміни кінематичних характеристик руху частинки протягом 3 с при $R = 0{,}2$ м, $f = 0{,}3$ і різних кутових швидкостях обертання циліндра. Вгорі побудовано графік зміни кута *α,* а внизу – різниці кутів $\omega \cdot t - \alpha$. Горизонтальна ділянка графіка $\alpha = \alpha(t)$, яка періодично повторюється, свідчить про те, що в цей момент часу ковзання відсутнє, частинка «залипає» і обертається разом із циліндром. «Залипання» (підйом вгору) періодично чергується з ковзанням (опускання вниз). Графік зміни різниці кутів $\omega \cdot t - \alpha$ показує амплітуду коливань у кутовому вимірі.

Обговорення. З графіків видно, що амплітуда коливань частинки збільшується по мірі зростання кутової швидкості обертання циліндра. Якщо при $\omega = 2$ с$^{-1}$ частинка при підйомі вгору поверталася приблизно на 35° і опускалася майже до нуля (тобто до нижньої твірної), то при $\omega = 10$ с$^{-1}$ ці кути становлять відповідно 165° і –40°, тобто частинка коливається по колу, охоплюючи більше половини його дуги. При подальшому зростанні кутової швидкості ω обертання циліндра частинка практично «залипає» і обертається разом із ним.

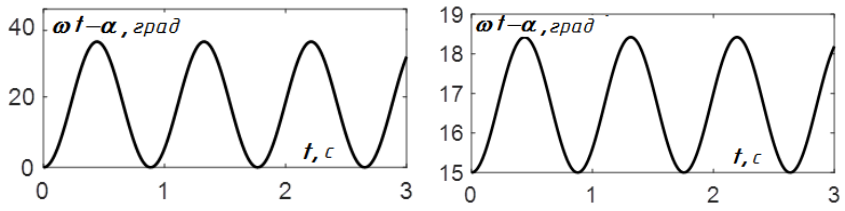
Якщо в початковий момент надати частинці кутової швидкості ковзання $\alpha' = \omega$, тобто на початку руху її абсолютна швидкість обертання дорівнюватиме нулю, то подальший рух частинки відрізнятиметься від розглянутих випадків. Для прикладу візьмемо $\omega = 10$ с$^{-1}$ (графік зображено на рис. 2, б внизу для початкових умов $\alpha = \alpha' = 0$). Змінимо тільки одну початкову умову: $\alpha = 0$, $\alpha' = \omega$. Така заміна суттєво змінила характер коливань – їх амплітуда зменшилася (рис. 3, а).

Теоретичні дослідження показали, що при збільшенні кутової швидкості обертання циліндра частинка не «залипає», а коливається з тією ж амплітудою (в межах 0°…35°), тобто кутова швидкість обертання циліндра в такому випадку не впливає на амплітуду коливань. Однак друга вихідна умова, доповнена до першої, впливає. На рис. 3, б побудовано аналогічний графік, коли $\alpha = -15°$, тобто в початковий момент частинка подається не в нижню точку циліндра, а дещо вище в напрямі його обертання. Амплітуда коливань зменшилася і знаходиться в межах 15°…18,5°, при цьому не важко замітити, що в обох випадках (рис. 3, а, б)



а) б)

Рис. 2. Графіки зміни кута ковзання α і кута відхилення частинки ω · t – α від нульового значення в абсолютному русі: а) ω = 2 с – 1; б) ω = 10 с – 1



а) **б)**

Рис. 3. Графіки зміни кута відхилення частинки ω · t – α від нульового значення в абсолютному русі при ω=10 с-1 і різних початкових умовах інтегрування: а) α' = ω, α = 0; б) α' = ω, α = –15°

коливання відбуваються відносно середньої точки, яка в кутовому вимірі дорівнює приблизно 17°. Якщо вихідною умовою взяти α=–17°, то амплітуда коливань практично зникає і частинка в абсолютному русі залишається нерухомою. Підтвердженням цього є частковий розв'язок диференціального рівняння (14) для відповідних початкових умов.

Висновки. При попаданні частинки на внутрішню поверхню горизонтального циліндра, який обертається із кутовою швидкістю ω навколо власної осі вона починає здійснювати коливальний рух у площині поперечного перерізу циліндра із певною амплітудою у кутовому вимірі. Величина амплітуди залежить від точки попадання частинки, коефіцієнта тертя та початкової абсолютної швидкості. За належних вихідних умов, які визначаються аналітично, частинка в абсолютному русі може бути нерухомою, знаходячись в точці циліндра на певній відстані від нижньої точки в кутовому вимірі по ходу обертання циліндра. Велике значення має величина кутової швидкості обертання. При досягненні певної величини частинка практично «залипає» і обертається разом із циліндром. Перспективи подальших досліджень полягають в експериментальній перевірці отриманих теоретичних результатів.

Бібліографічні посилання:

1. Abbou-ou-Cherif, E. M., Piron, E., Chateauneuf, A., Miclet, D., Lenain, R., Koko, J. (2017). On-the-field simulation of fertilizer spreading. Part 1 – Modeling. Computers and Elec-tronics in Agriculture 142(A), 235–247. doi: https://doi.org/10.1016/j.compag.2017.09.006.

2. Bulgakov, V., Nikolaenko, S., Holovach, I., Boris, A., Kiurchev, S., Ihnatiev, Y., Olt, J. (2020). Theory of motion of grain mixture particle in the process of aspiration separation. Agronomy Research, 18(2), 1177–1188. doi: https://doi.org/10.15159/AR.20.069.

3. Golub, G. A., Szalay, K., Kukharets, S. M., Marus, O. A. (2017). Energy efficiency of rotary digesters. Progress in Agricultural Engineering Sciences, 13 (1), 35–49. doi: https://doi.org/10.1556/446.13.2017.3.

4. Kobets, A. S., Ponomarenko, N. O., Kharytonov, M. M. (2017). Construction of centrifugal working device for mineral fertilizer spreading. INMATEH – Agricultural Engineering, 51(1), 5–14.

5. Konopatskiy, E. V., Bezditnyi, A. A. (2020). Geometric modeling of multifactor processes and phenomena by the multidimensional parabolic interpolation method. Journal of Physics: Conference Series, 1441 (1), 012063. doi: https://doi.org/10.1088/1742-6596/1441/1/012063.

6. Konopatskiy, E., Bezditnyi, A., Shevchuk, O. (2020). Modeling Geometric Varieties with Given Differential Characteristics and Its Application. Proceedings of the 30th International Conference on Computer Graphics and Machine Vision (GraphiCon 2020), Part 2, short31-1–short31-8. doi: https://doi.org/10.51130/graphicon-2020-2-4-31.

7. Konopatskiy, E., Voronova, O., Bezditnyi, A., Shevchuk, O. (2020). About one method of numeral decision of differential equalizations in partials using geometric interpolants. CPT2020 The 8th International Scientific Conference on Computing in Physics and Technology Proceedings. doi: https://doi.org/10.30987/conferencearticle_5fce27708eb353.92843700.

8. Kurzthaler, C., Zhu, L., Pahlavan, A., Stone, H. (2020). Particle motion nearby rough surfaces. Phys. Rev. Fluids, 5, 082101(R). doi: 10.1103/PhysRevFluids.5.082101.

9. Loveikin, V. S., Romesevych, Yu. O. (2017). Dynamic optimization of a mine winder acceleration mode. Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, 4, 55–61.

10. Martsinkovsky, V., Yurko, V., Tarelnik, V., Filonenko, Y. (2012). Designing Thrust Sliding Bearings of High Bearing Capacity. Procedia Engineering, 39, 148–156. doi: https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.019.

11. Pylypaka, S., Klendiy, M., Zaharova, T. (2019). Movement of the particle on the external surface of the cylinder, which makes the translational oscillations in horizontal planes. Lecture Notes in Mechanical Engineering, F2, 336–345. doi: 10.1007/978-3-319-93587-4_35.

12. Pylypaka, S., Nesvidomin, V., Volina, T., Sirykh, L., Ivashyna, L. (2020). Movement of the Particle on the Internal Surface of the Spherical Segment Rotating About a Vertical Axis. INMATEH–Agricultural Engineering, 62(3), 79–86. doi: 10.35633/inmateh-62-08.

13. Tarel'nik, V. B., Martsinkovskii, V. S., Zhukov, A. N. (2017). Increase in the Reliability and Durability of Metal Impulse End Seals. Part 1. Chemical and Petroleum Engineering, 53 (1-2), 114–120. doi: https://doi.org/10.1007/s10556-017-0305-y.

14. Tarelnyk, V., Martsynkovskyy, V., Gaponova, O., Konoplianchenko, I., Dovzyk, M., Tarelnyk, N., Gorovoy, S. (2017). New sulphiding method for steel and cast iron parts. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 233, 012049. doi: https://doi.org/10.1088/1757-899x/233/1/012049.

15. Tarelnyk, V., Martsynkovskyy, V., Gaponova, O., Konoplianchenko, I., Belous, A., Gerasimenko, V., Zakharov, M. (2017). New method for strengthening surfaces of heat treated steel parts. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 233, 012048. doi: https://doi.org/10.1088/1757-899x/233/1/012048.

***Pylypaka S. F.**, Doctor of Technical Science, Professor, National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine*

***Volina T. M.,** PhD, Associate Professor, National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine*

***Nesvidomin A. V.**, PhD, National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine*

***Babka V. M.**, PhD, Associate Professor, National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine*

***Hryshchenko I. Yu.**, PhD, Associate Professor, National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine*

The motion of a particle on a horizontal cylinder that rotates around its own axis

Cylindrical surfaces are an integral part of agricultural machinery. In hoisting and transport machines, cylindrical surface is a casing, inside which the working body rotates. The interaction of particles with the surface of the cylinder, which rotates around its own axis, leads to their sliding, the nature of which depends on the angle of the cylinder. The article investigates the motion of a particle on the inner surface of a horizontal cylinder that rotates around its axis with a constant angular velocity. It is clear that the motion of an individual particle cannot be identified with the motion of a material consisting of individual particles, but it makes possible to determine the laws of motion that can be in some way transferred to the material. In addition, the study of body motion in some cases can be reduced to a particle. This applies to the case when the forces of inertia from the rotation of the body can be neglected due to the small angular velocities of their rotation. When a particle hits the inner surface of a horizontal cylinder that rotates with an angular velocity ω around its own axis, it begins to oscillate in the cross-sectional plane of the cylinder with a certain amplitude in the angular dimension. The value of the amplitude depends on the point of impact of the particle, the coefficient of friction and the initial absolute velocity. Differential equations of motion are compiled in projections on the axis of a fixed coordinate system and are solved by numerical methods. Under the appropriate initial conditions, which are determined analytically, the particle in absolute motion can be stationary, being at a point on the cylinder at a certain distance from the lowest point in the angular dimension during the rotation of the cylinder. The value of the angular velocity has great importance. When it reaches a certain value, the particle practically "sticks".

***Key words:** particle, rotational motion, horizontal cylinder, sliding, angular velocity, differential equations, trajectory.*

УДК 631.356.4

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИДАЛЕННЯ БАДИЛЛЯ КАРТОПЛІ ПРИ МОТОБЛОЧНІЙ ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОБНИЦТВА

Семірненко Юрій Іванович
кандидат технічних наук, доцент
Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна
ORCID: 0000-0002-4230-4614
yurii.semirnenko@snau.edu.ua

Семірненко Світлана Леонідівна
кандидат технічних наук, доцент
Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна
ORCID: 0000-0002-9304-3637
svitlana.semirnenko@snau.edu.ua

Основними виробниками картоплі в Україні є господарства населення. Ними виробляється 98 % даної продукції.

Однією з важливих операцій в технології вирощування картоплі є видалення бадилля. Враховуючи те, що значна частина господарств населення використовує мотоблочну технологію виробництва картоплі, при її використанні недостатньо ефективно виконується операція попереднього видалення бадилля картоплі, що значно впливає на якість та продуктивність збиральної техніки, пошкодження бульб та врожайність даної культури.

В роботі наведений аналіз способів та робочих органів машин для видалення бадилля картоплі перед її механізованим збиранням.

Аналіз проведених досліджень енергетичних засобів, які використовуються при виробництві картоплі показав, що у більшості господарств населення, які вирощують картоплю на площі до одного гектара використовуються енергетичні засоби колісної формули 2К2, тобто застосовується мотоблочна технологія вирощування та збирання даної культури.

Проведений аналіз досліджень по застосуванню способів видалення бадилля картоплі при мотоблочній технології показав, що в теперішній час переважають два способи: бадиллєподрібнювачі дробильного типу – ланцюгові з вертикальним валом та роторні робочі органи (роторні косарки). Проведені дослідження показали, що кожна із зазначених технологій не забезпечує належної якості видалення бадилля картоплі.

За результатами виконаного аналізу робочих органів та машин для видалення бадилля картоплі було проведено удосконалення мотоблочної фрези для даної операції. Дані дослідження вказали на можливість видалення бадилля модернізованою мотоблочною фрезою за рахунок заміни ножів.

На основі розрахунків була побудована залежність висоти черешків скошеного бадилля від поступальної швидкості руху машини при сталій кутовій швидкості ножів, що дає можливість вибрати оптимальну швидкість руху бадиллєвидаляючої машини.

На основі проведеного аналізу ножів, результатів теоретичних і лабораторних досліджень нами були розроблені та виготовлені експериментальні ножі змінної довжини, які були встановлені на мотоблочну фрезу замість грунтофрезерних ножів для видалення бадилля.

Проведені дослідження роботи по визначенню відсотку не зрізаних стебел картоплі на вершинах гребнів та на бокових сторонах, а також дослідження по встановленню значення висоти черешків зрізаного бадилля на вершинах гребнів та на бокових сторонах гребнів.

Дослідження вказали на високу якість та ефективність видалення бадилля запропонованою машиною, а також її універсальність.

Ключові слова: *бадилля, картопля, робочі органи, бульби, стебла, гребні, зрізання.*

DOI https://doi.org/10.32845/msnau.2022.1.6

Вступ. Україна є одним із світових лідерів виробництва картоплі. У нашій країні концентрується приблизно 6 % світового (15 % європейського) урожаю картоплі, що забезпечує четверте місце у світі по виробництву даної продукції (Gadzhiev et al., 2019). Основними виробниками картоплі є господарства населення. Виробництво картоплі за останні роки розподіляється в Україні наступним чином: сільгосппідприємства виробили майже 367 тис. т (1 %), а господарства населення – 20,35 млн т (98 %) (Bicoev et al., 2019).

Однією з важливих операцій в технології вирощування картоплі є видалення бадилля. Враховуючи те, що значна частина господарств населення використовує мотоблочну технологію виробництва картоплі, при її використанні недостатньо ефективно виконується операція попереднього видалення бадилля картоплі, що значно впливає на якість та продуктивність роботи мотоблочних картоплекопалок, пошкодження бульб та врожайність даної культури (Ulanov et al., 2016), та собівартість продукції (Kornus, 2019).

Рішення даної проблеми висвітлювалось в ряді робіт, таких вчених як (Gasparjan et al., 2019; Hevkoet al., 2016; Ivashovaet al., 2020b) та ряду інших вітчизняних та зарубіжних авторів. У більшості випадків було дослі-

джено технології (Mialkovskyi, 2018) та засоби механізації виробництва картоплі сільгоспвиробниками на великих площах (Ivashovaet al., 2020a; Liashenko, 2018; Mialkovskyi, 2017a) для тракторних технологій (Abramov et al., 2017). Але проведений аналіз літературних джерел показав, що не розглянуті питання вибору ефективного способу видалення бадилля картоплі на малих площах з урахуванням специфіки даних площ, технічних засобів для вирощування даної культури та інших факторів (Butenko et al., 2018).

Матеріали і методи досліджень. В дослідженнях використовувалась грунтофреза із шириною захвату 1,4 м в агрегаті із енергозасобом колісної формули 2К2 (мотоблоком), яку було модернізовано для видалення бадилля картоплі перед збиранням сорту Слов'янка, що висаджувався із шириною міжрядь 70 см.

Загальна методика досліджень передбачала розробку теоретичних передумов з пошуку способів удосконалення технологічного процесу видалення бадилля картоплі при мотоблочній технології виробництва та обґрунтування вибору раціональний робочих органів для роботи в конкретних умовах, їх експериментальну перевірку в лабораторно-польових умовах, а також ефективність роботи.

Експериментальні дослідження виконувались на основі загальноприйнятих методик із застосуванням вимірювальної апаратури, а також з використанням теорії планування багатофакторного експерименту.

Для обробки експериментальних результатів досліджень застосовані основні методи математичної статистики. Експериментальні дані опрацьовували за допомогою прикладних програмних пакетів Microsoft Excel, Компас 3D, STATISTICA 6.

Результати досліджень. В даний час для видалення бадилля картоплі перед її механізованим збиранням існує велика кількість машин з різними робочими органами. За принципом дії ці робочі органи поділяються на пасивні й активні. До активних робочих органів відносяться дискові, шнекові, щіткові, стрічкові, барабанні, лопатеві, роторні. До пасивних – плоскоходжові, дугоподібні.

Проведений аналіз енергетичних засобів, які використовуються при виробництві картоплі в умовах господарств населення Сумської області, показав що у більшості господарств населення, які займаються виробництвом картоплі на площі до 1 га використовується мотоблочна технологія вирощування та збирання даної культури. По проведеним дослідженням 32 господарств було виявлено, що мотоблочну технологію застосовують у 78 % господарств (рис. 1).

Результати досліджень були проведені в 2020–2021 роках у чотирьох районах області, а саме в Охтирському, Сумському, Роменському та Конотопському.

Переважне використання даної технології пов'язано перш за все з наступними чинниками: низькою вартістю, простотою експлуатації та ремонту, підвищеною маневреністю та ін. (Shkarivskyi & Shkarivskyi, 2016).

При мотоблочній технології виробництва картоплі було встановлено, що в якості енергетичного засобу

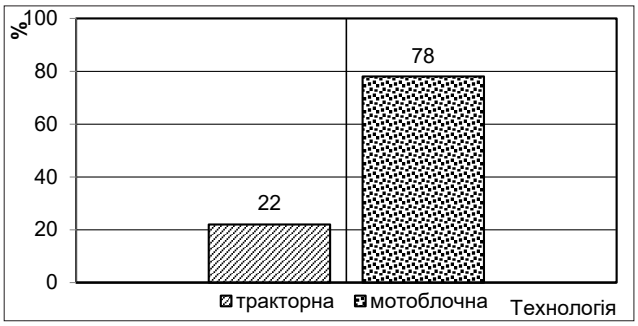


Рис. 1. Застосування технологій при виробництві картоплі в господарствах населення

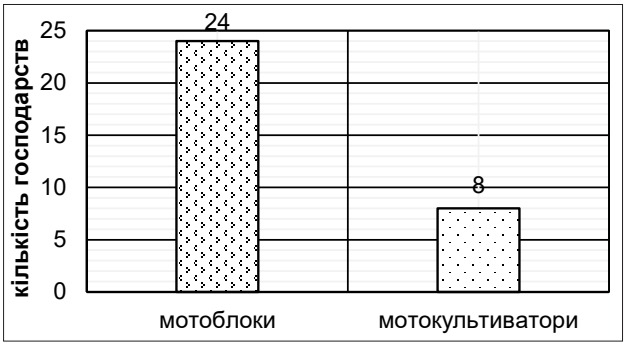


Рис. 2. Використання мотоблоків та мотокультиваторів у господарствах

використовувались і мотоблоки, як більш функціональні енергетичні засоби, і мотокультиватори.

Співвідношення застосування у вказаних господарствах при виробництві картоплі одних до інших, наближено становить 4:1 (рис. 2).

Як видно з рис. 2, із 32 господарств тільки у 8 використовуються мотокультиватори для виробництва картоплі.

Враховуючи переважання використання мотоблоків у технології вирощування та збирання для вказаних господарств, нами були проведені дослідження, направлені на удосконалення технологічного процесу видалення бадилля картоплі при застосуванні мотоблоків.

Проведений аналіз застосування способів видалення бадилля картоплі у даних господарствах показав, що в теперішній час переважають два способи: бадиллєподрібнювачі дробильного типу ланцюгові з вертикальним валом (рис. 3 а) та роторні робочі органи (роторних косарок) (рис. 3 б).

Як показали дослідження, використання бадиллєподрібнювачів дробильного типу з вертикальним валом має суттєвий недолік – досить низький відсоток видалення бадилля до 60 %. Застосування роторних косарок для видалення бадилля має ще більше недоліків: ускладнює проблему видалення бадилля картоплі через неможливість копіювання профілю гребня, що значно впливає на якість та рівномірність зрізу бадилля та на пошкодження бульб. Слід також зазначити, що використання даних машин для видалення бадилля призводить до значної кількості відмов їх деталей та вузлів (Abramov et al., 2017).

а)

б)

Рис. 3. Машини для видалення бадилля картоплі

Теоретичні передумови до процесу подрібнення бадилля картоплі, агровимоги, що пред'являються до подрібнення, фізико-механічні властивості картопляного бадилля і ґрунту виявили ряд вимог, яким повинна відповідати машина для подрібнення бадилля:

– конструктивне виконання робочих органів повинно відповідати геометричній формі зовнішнього контуру гребня рядка картоплі;

– ріжучий робочий орган повинен знаходитися на відстані, що дорівнює трикратній величині стандартного відхилення висоти гребня від поверхні ґрунту (Mialkovskyi, 2017b).

Аналіз науково-технічної і патентної літератури дозволив запропонувати робочу гіпотезу про те, що підвищення повноти видалення бадилля і продуктивності подрібнювача бадилля може бути досягнуто робочими органами, які виконані за формою зовнішнього контуру гребня (Abramov et al., 2017).

Для проведення подальших досліджень по підвищенню якості видалення бадилля нами була вибрана активна грунтофреза мотоблочна з шириною захвату 1,4 м, кількість ножів – 24 (рис. 4).

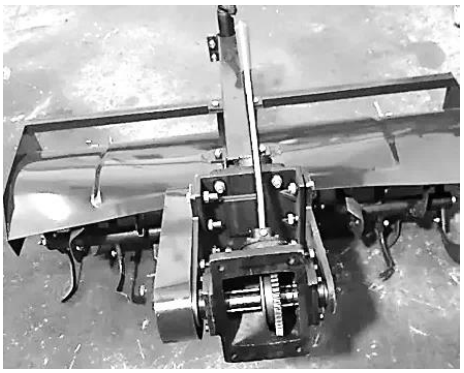


Рис. 4. Активна грунтофреза до мотоблоку

Ротор грунтофрези являє собою трубчастий вал, на поверхні якого в чотири ряди (через 90 ^{0}) закріплені 24 фрезерувальних ножі лопаткового типу. Кронштейни ножів на втулках закріплені болтами. Частота обертання ротора до 1500 хв$^{-1}$ (Smolinskyi, 2018).

Як відмічалося вище, основним недоліком вказаних способів видалення бадилля є нерівномірність зрізу по профілю гребня рядка картоплі. Для вирішення вказаної проблеми нами пропонується установка на ротор фрези, замість фрезерних ножів для обробітку ґрунту, ножів різної довжини (по профілю гребня рядка картоплі) для зрізання бадилля.

Криву, яка описує зовнішній контур гребня (рис. 5), теоретично можна представити у вигляді трапеції з середньостатистичними параметрами:

– по висоті гребня – $H_{гр} \pm 3\sigma_н$;
– по ширині міжрядь – $B \pm 3\sigma_B$;
– по ширині вершини гребня – $в \pm 3\sigma_в$.

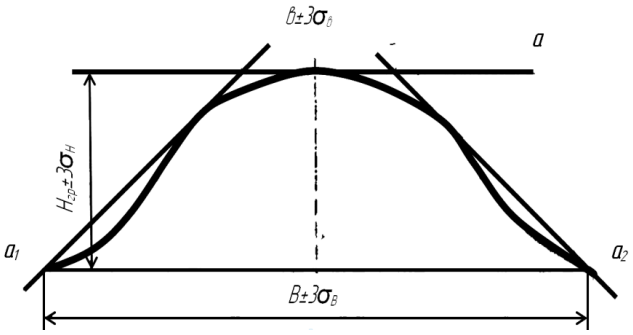


Рис. 5. Визначення параметрів гребня

За результатами експериментальних досліджень верхня основа гребня *в* визначається побудовою похилих дотичних a_1 і a_2, які виходять з меж міжряддя з перетином горизонтальної дотичної *а* по вершині гребня. Розміри гребня дозволяють визначити конструктивно-геометричну схему робочого органу подрібнювача бадилля та його параметри.

Як було відзначено, нами пропонується модернізація різального апарата шляхом заміни штатних ножів для фрезерування ґрунту на ножі різної довжини у залежності від профіля гребня (рис. 6), що забезпечить повноту зрізу бадилля по всьому периметру гребня.

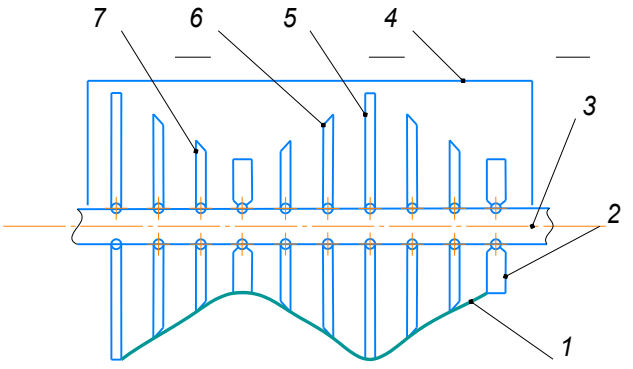


Рис. 6. Фрагмент схеми ножів ротора удосконаленої фрези: 1 – профіль гребня; 2 – ніж КПР-1,5; 3 – вал ротора фрези; 4 – захисний кожух; 5 – прямий ніж; 6 – ніж із правим скосом; 7 – ніж із лівим скосом

Для визначення довжин ножів за основу візьмемо ніж від косарки (1) КПР-1,5, будувався в масштабі профіль

гребня і по ньому визначалися довжини всіх інших ножів (рис.6). Для рівномірного зрізу стебел у залежності від сторони гребня на якому виконується зрізання бадилля ножі виготовлялися із лівим (6) та правим (7) скосами. Дані ножі мали таку ж форму, як і ножі косарки КПР-1,5, П-подібні ножі.

Ножі, що призначені для скошування бадилля картоплі і рослинних залишків у міжряддях та на бокових сторонах гребнів мають плоску П-подібну форму, в процесі роботи проходять над гребнем і забезпечують рівномірне зрізання бадилля по всьому профілю гребня.

Оціночними показниками роботи машин для видалення бадилля є: висота $h_{чб}$ черешків бадилля, що залишаються; кількість незрізаних стебел; поступальна швидкість машини $V_п$.

Висота черешків бадилля, що залишаються, знаходиться з суми висот установки робочого органу h щодо середньої поверхні грунту і висоти гребінців $h_г$, які формуються траєкторіями руху ножів:

$$h_{чб} = h + h_г \qquad (2)$$

Висота установки робочого органу приймається рівною триразовому стандартному відхиленню ($h = 3\sigma_н$) висоти гребня. Максимальну висоту черешків бадилля, які залишилися після зрізання можна визначити за формулою:

$$h_{чб} = 6\sigma_н + r - \sqrt{r^2 - \left[L/(2m) - V_m \cdot t \right]^2} \qquad (3)$$

де V_m – поступальна швидкість машини, м/с; r – радіус обертання ріжучої кромки ножа, м; t – час руху, с; m – кількість ножів, що обертаються на даному радіусі (приймаємо 1), шт.; $L = V_m \cdot T$ – довжина шляху, пройденого машиною за один оберт ротора, м; $T = 2\pi / w$ – час повного оберту ротора, с.

Після перетворень отримаємо наступну максимальну висоту черешків бадилля, що залишилися:

$$h_{чб} = 6\sigma_н + r - \sqrt{r^2 - \frac{V_m^2 \cdot \pi^2 \cdot r^2}{m^2 (V_m + V_H)^2}} \qquad (4)$$

де $V_н$ – колова швидкість ножа, м/с.

Відповідно до досліджень Резникова Н.Є., критична швидкість зрізу, для тонкостебельних культур становить 8–16 м/с, для товстостебельних – 20–45 м/с.

За математичною залежністю (4) була побудована залежність висоти $h_{чб}$ черешків бадилля від поступальної швидкості руху машини V_m при сталій кутовій швидкості ножів – 1500 хв$^{-1}$ (рис. 7).

Наближено дану залежність можна виразити наступним рівнянням:

$$y = 0{,}4x^2 + 0{,}4x + 7{,}3 \qquad (5)$$

Враховуючи той факт, що в наведених господарствах збирання картоплі проходить картоплекопалками, які агрегатуються із мотоблоками, ця швидкість не може перевищувати 1,2 м/с (4,3 км/год) із-за фізичних можливостей оператора мотоблока.

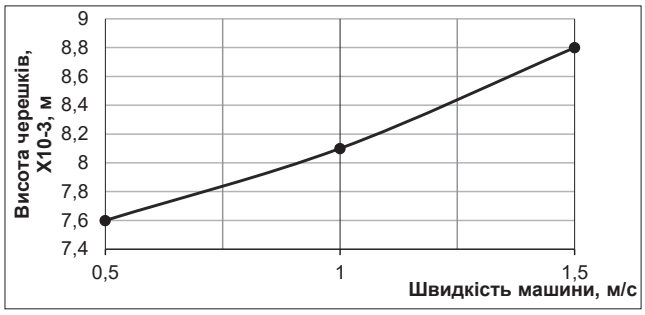


Рис. 7. Залежність висоти черешків бадилля від поступальної швидкості руху машини при кутовій швидкості ножів – 1500 хв-1

Випробування фрези для видалення бадилля картоплі проводилися в одному з господарств Сумського району. Під час випробувань бадилля картоплі видалялось на полі площею 0,28 га.

Для ножів косарки-подрібнювача КПР-1,5 при діаметрі по кінцях ножів 510 мм, колова швидкість ножів становить 50 м/с. Такою ж приймаємо мінімальну швидкість різання для проектного варіанту машини. Для подовжених ножів ця швидкість буде більшою. Оскільки бадилля картоплі є товстостебельним, відповідно критична швидкість зрізу буде становити 20–45 м/с, тобто умова різання буде виконуватись для всіх ножів.

Були проведені дослідження по визначенню кількості незрізаних стебел на погонному метрі рядка, висоти черешків зрізаного бадилля та рівномірності зрізу.

На вказаній площі вирощувалась картопля сорту «Слов'янка» другої репродукції. Після збирання врожаю бульб картоплі була встановлена врожайність картоплі – 202 ц/га.

Досліди проводились трикратно для кожного проходу машини по довжині гону. Для більшої достовірності кількість проходів агрегату становила 3. Довжина гонів становила 67 м. Таким чином, при кожному досліді було проведено 9 замірів. Після проходу агрегату рамка накладалася на початку гону і в кінці гону на відстані 5 м від краю та по середині гону. Проходи виконувалися на крайніх рядках (починаючи з 3) з одного та іншого краю поля та по середині поля. Дата проведення – 14–15 серпня.

Досліди проводилися шляхом накладання дерев'яної рамки квадратної форми, яка була виготовлена із брусу перерізом 50 х 50 мм. Зовнішня ширина рамки становила 1,5 м. Внутрішні розміри рамки становили 1,4 х 1,4 м (ширина міжрядь 700 мм). Таким чином, площа рамки становила 2 м^2. Середня кількість стебел в рамці складала 67 штук.

При проведенні досліджень, першим визначалася кількість незрізаних стебел. Не зрізані стебла рахувалися окремо на бокових сторонах та на верхній основі гребня. Нумерація гонів проводилася зліва на право із позначенням римськими цифрами *I, II, III* відповідно. Нумерація накладань рамок по довжині гону проводилась із початку гону (1), в середині (2) та в кінці гону (3).

Результати середніх значень виконаних замірів по визначенню кількості незрізаних стебел наведені (табл. 1.)

Таблиця 1

Результати досліджень по визначенню кількості незрізаних стебел

№ рамки	№ проходу					
	1		*11*		*111*	
	Кількість незрізаних стебел, %					
	вершина	бокові	вершина	бокові	вершина	бокові
1	3,0	19,5	1,5	9,0	1,5	10,5
2	3,0	12,0	1,5	15,0	-	16,5
3	4,0	13,5	3,0	12,0	1,5	13,5
Середнє	2,0	15,0	2,0	12,0	1,0	13,5

Проаналізувавши результати досліджень можна зробити висновок, що на вершинах гребнів бадилля скошується майже повністю (в середньому не скошується 1,7 % бадилля). Дані результати приведені графічно (рис. 8).

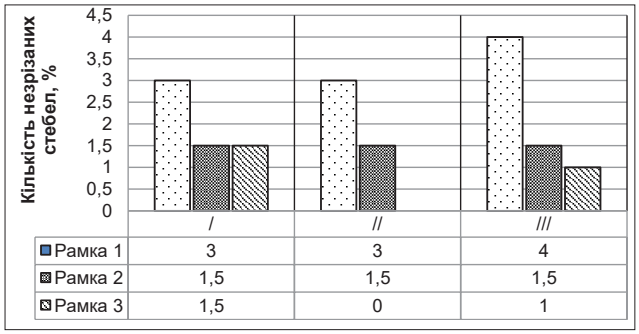


Рис. 8. Відсоток незрізаних стебел на вершині гребня

На відміну від вершин, на бокових сторонах гребнів залишається набагато більше незрізаного бадилля, в середньому 13,5 %. Результати досліджень приведені (рис. 9).

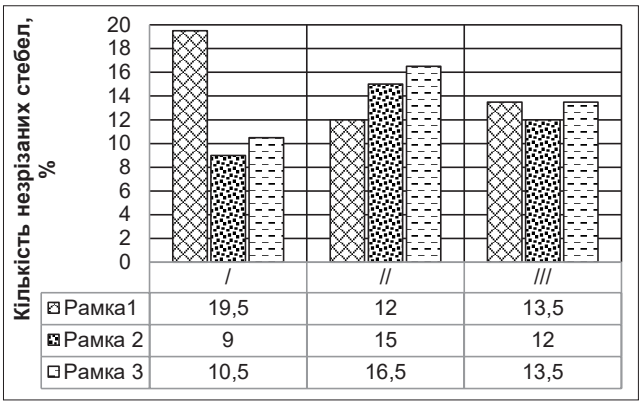


Рис. 9. Відсоток незрізаних стебел на бокових сторонах гребня

Наступні досліди були направлені на визначення висоти черешків зрізаного бадилля, що є важливою умовою для якісної роботи картоплезбиральної техніки.

Проведення даних досліджень по визначенню висоту черешків зрізаного бадилля проводилось одночасно з проведенням попередніх замірів по визначенню кількості не зрізаних стебел. Вимірювали висоту за допомогою лінійки ЛИ–300.

Результати даних досліджень наведені в таблиці 2.

Таблиця 2

Результати досліджень по визначенню середньої висоти черешків бадилля

№ рамки	№ проходу					
	1		*11*		*111*	
	Середня висота черешків бадилля, мм					
	вершина	бокові	вершина	бокові	вершина	бокові
1	50,0	101,0	45,5	100,5	100,5	99,5
2	66,5	99,5	100,5	97,5	80,0	98,0
3	81,5	107,5	90,5	108,0	68,5	105,5
Середнє	66,0	102,7	78,8	102,0	83,0	101,0

Провівши аналіз таблиці 2 можна зробити висновок, що при скошуванні бадилля запропонованим агрегатом із ножами різної довжини забезпечується відмінне дотримування висоти черешків на вершинах гребнів рядків картоплі та задовільну висоту черешків на бокових сторонах гребнів. При оптимальному значенні висоти черешків 80–100 мм, середнє значення висоти на вершині становить 75,9 мм (рис. 10).

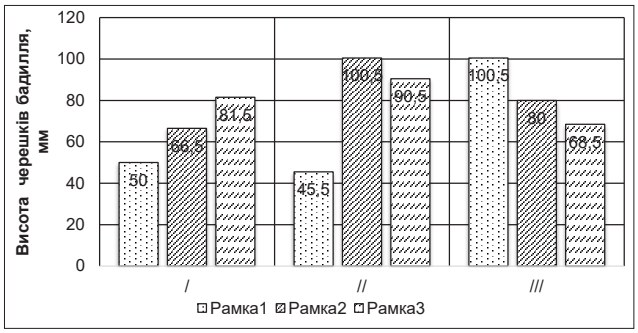


Рис. 10. Висота черешків на вершинах гребнів

Середня висота черешків на бокових сторонах гребнів становить 101,9 мм. Тобто, відхилення від оптимального значення висоти черешків на бокових сторонах гребнів становить близько 2 % (рис. 11).

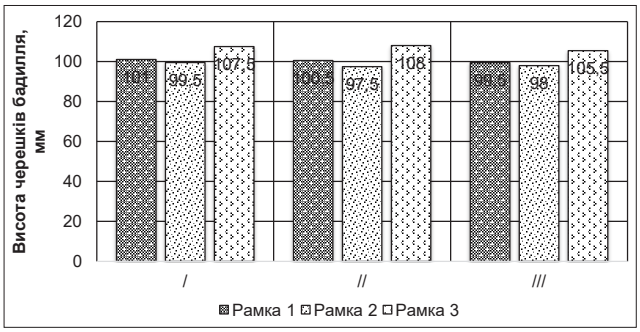


Рис. 11. Висота черешків на боках гребнів

Слід відмітити, що на висоту черешків стебел картоплі впливає, крім швидкості руху агрегату, рельєф поля, кваліфікація оператора, наявність грудок та інших перешкод на шляху опорно-привідних коліс мотоблока та інші фактори.

Обговорення. Проведений аналіз наукових публікацій вказує на широке застосування енергетичних засобів із колісною формулою 2К2, при виробництві картоплі на малих площах та частково на важкодоступних ділянках. Для видалення бадилля картоплі використовуються, здебільшого, мотоблочні косарки, які не забезпечують належної якості роботи при виконанні даної операції. На основі проведених досліджень по використанню сучасної техніки та технологій при промисловому виробництві картоплі із застосуванням тракторної технології, з урахуванням можливостей малих сільськогосподарських виробників даної продукції та особливостей енергозасобів колісної формули 2К2 була розроблена та випробувана машина для видалення бадилля картоплі на основі мотоблочної грунтофрези.

Таким чином, використання даної модернізованої машини зі змінним діаметром різання і шарнірними ріжучими елементами дозволяє поліпшити продуктивність і якість зрізу бадилля в міжряддях картопляних грядок і значно підвищити ефективність збирання картоплі. Крім того, дана машина є універсальною і може трансформуватися як із грунтофрези в машину для видалення бадилля картоплі, так і навпаки. Це зменшує парк навісного обладнання для мотоблоків, а отже й затрати коштів на його придбання та зберігання, що особливо важливо для дрібних фермерських господарств та домогосподарств.

Висновки. На основі проведеного аналізу робочих органів та машин для видалення бадилля картоплі було визначено раціональний тип робочих органів, проведено удосконалення мотоблочної фрези для даної операції. Проведені дослідження показали ефективність видалення бадилля модернізованою мотоблочною фрезою за рахунок заміни ножів.

За математичною залежністю було отримано залежність висоти $h_{чб}$ черешків бадилля від поступальної швидкості руху машини $V_т$ при сталій кутовій швидкості ножів – 1500 хв$^{-1}$, що дає можливість вибрати оптимальну швидкість руху бадиллєвидаляючої машини (до 4,3 км/год).

На основі проведеного аналізу ножів, результатів теоретичних і лабораторних досліджень нами були розроблені та виготовлені експериментальні ножі змінної довжини, які були встановлені на мотоблочну фрезу.

В результаті проведених досліджень роботи удосконаленої мотоблочної фрези було виявлено що: відсоток незрізаних стебел на вершині гребня становить 1,7 %, на бокових сторонах – 13,5 %, перевищення значення висоти черешків зрізаного бадилля картоплі від оптимального значення на бокових поверхнях гребня становить 2 %.

Бібліографічні посилання:

1. Abramov, Ju. N., Uglanov, M. B., Bachurin, A. N., Byshov, D. N. Issledovanie modernizirovannogo botvodrobitelja BD-4m s sharnirnymi nozhami [Study of the modernized BD-4m defoliator with articulated knives]. *Politematicheskij setevoj jelektronnyj nauchnyj zhurnal Kubanskogo gos. agrarnogo univer.* (Nauchn. zhurn. KUbGAU) [Jelektronnyj resurs]. Krasnodar : KubGAU, 2017. № 04(128). S. 200–213. (in Russian).

2. Bicoev, B. A., Levshin, A. G., Shhigolev, S. V., Gasparjan, I. N. Opredelenie parametrov rezhimov raboty rezhushhego apparata ustrojstva dlja dekapitacii kartofelja. [Determination of the parameters of the operating modes of the cutting apparatus of the device for decapitation of potatoes] *Vestnik FGOU VPO «MGAU imeni V.P. Gorjachkina»*. 2019. № 2 (90). S. 24–29. (in Russian). https://doi.org/10.34677/1728-7936-2019- 2-24-29.

3. Butenko, Ye. Yu., Kharchenko, V. V., Mashchenko, O. A. Suchasnyi stan rozvytku kartopliarstva v Sumskii oblasti. [The current state of development of potato growing in Sumy region]. Zbirnyk statei uchasnykiv dvadtsiat chetvertoi vseukrainskoi praktychno-piznavalnoi internet-konferentsii «*Naukova dumka suchasnosti i maibutnoho*», (24–30 lystopada 2018 r.). Vydavnytstvo NM. Dnipro, 2018. 78 s. (in Ukrainian).

4. Gadzhiev, P. I., Mahmutov, M. M., Alekseev, A. I., Mahmutov M. M. Raschet shaga pochvoobrabatyvajushhej frezy s zubceobraznoj formoj [Calculation of the step of a tiller with a tooth-like shape]. *Sel'skohozjajstvennye mashiny i tehnologii*. M., 2019. No 5. S. 21–25. (in Russian).

5. Gasparjan, I.N., Levshin A. G., Ivashova O. N., Butuzov A. E., Dyjkanova M. E. Organicheskaja tehnologija vozdelyvanija jekologicheski chistogo kartofelja rannego [Organic technology of cultivation of environmentally friendly early potatoes]. *Vestnik FGOU VPO «MGAU imeni V.P. Gorjachkina».* 2019. №6(94). S. 14–18. (in Russian). DOI: 10.34677/1728-7936-2019-6-14-18.

6. Hevko, R. B., Synii, S. V., Hundzyk, O. V. Pidvyshchennia tekhniko-ekonomichnykh pokaznykiv mashyn dlia zbyrannia kartopli [Improvement of technical and economic indicators of machines for potato harvesting]. *Ukrainskyi zhurnal prykladnoi ekonomiky.* 2016. Tom 1. № 1. S. 39–49. ISSN 2415-8453. (in Ukrainian).

7. Ivashova, O., Gasparyan, I., Levshin, A., Dyikanova, M. Justification of possibility of cultivating in Moscow region two-crop culture of early potatoes. *Engineering for Rural Development.* 2020. № 19. C. 399–405. DOI: 10.22616/ERDev2020.19.TF093)

8. Ivashova, O.,. Sychev, V., Dyikanova M., Levshin, A., Gasparyan, I. Two-yielding potato culture in Moscow region. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science: Earth and Environmental Science. 2020. 422(1). 012067 (DOI: 10.1088/1755-1315/422/1/012067).

9. Kornus, A. O. Silske hospodarstvo Sumskoi oblasti (ekonomiko-heohrafichne doslidzhennia): monohrafiia. [Agriculture of Sumy region (economic and geographical research) : monograph] Sumskyi derzhavnyi pedahohichnyi universytet imeni A. S. Makarenka. Sumy : SumDPU imeni A. S. Makarenka, 2019. 100 s. (in Ukrainian).

10. Liashenko, S. V. (2018). Udoskonalennia mekhanizovanoi tekhnolohii vyroshchuvannia kartopli na prysadybnykh diliankakh. [Improving mechanized potato growing technology on homestead plots]. Visnyk Poltavskoi derzhavnoi ahrarnoi akademii, (2), 162–165. (in Ukrainian). DOI: https://doi.org/10.31210/visnyk 2018.02.27.

11. Mialkovskyi, R. O. Biometrychni pokaznyky roslyn kartopli zalezhno vid sortu, strokiv sadinnia i hlybyny zahortannia bulb v umovakh Pravoberezhnoho Lisostepu Ukrainy. [Biometric indicators of potato plants depending on the variety, planting dates and planting depth of tubers in the conditions of the Right-Bank Forest-Steppe of Ukraine]. *Mizhvidomchyi tematychnyi naukovyi zbirnyk Instytut ovochivnytstva i bashtannytstva*. Kharkiv, 2017. Vyp. 63. S. 250–256. (in Ukrainian).

12. Mialkovskyi, R. O. Pokaznyky struktury vrozhaiu kartopli zalezhno vid elementiv tekhnolohii vyroshchuvannia. [Indicators of the potato yield structure depending on the elements of growing technology]. Materialy V Vseukrainskoi zaochnoi naukovo-praktychnoi konferentsii «*Natsionalnyi naukovyi prostir: perspektyvy, innovatsii, tekhnolohii*». Kharkiv, 2018. S. 75–80. (in Ukrainian).

13. Mialkovskyi, R. O. Vplyv sortu, strokiv, hlybyny zahortannia nasinnievykh bulb za hrebenevoho sposobu na druzhnist skhodiv roslyn kartopli. [Injecting a variety, strings, depths of the throat of the nasinєvih bulbs for the comb method for friendliness of the descent of potato roslin]. *Zbirnyk naukovykh prats BNAU. Seriia «Ahrobiolohiia».* Bila Tserkva, 2017. Vyp. 2 (135). S. 117–124. (in Ukrainian).

14. Smolinskyi, S. V. Analiz osnovnykh pokaznykiv tekhnichnoi kharakterystyky suchasnykh kartoplezbyralnykh mashyn. [Analysis of the main indicators of the technical characteristics of modern potato harvesters.]. *Naukovyi visnyk NUBiP Ukrainy. Seriia : Tekhnika ta enerhetyka APK* : zb. nauk. prats. Kyiv : NUBiP, 2018. № 282(2018). S. 200–207.

15. Shkarivskyi, R. H., Shkarivskyi, H. V. Do pytannia vyvchennia dotsilnosti vykorystannia malohabarytnykh MEZ z kolisnoiu formuloiu 2K2 [On the question of studying the feasibility of using small MEZ with wheel formula 2K2]. *Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. Seriia: Tekhnika ta enerhetyka APK.* 2016. Vyp. 241. S. 301–308. (in Ukrainian).

16. Ulanov, A. S., Shljapnikov, M. G., Gusev A. Ju. Sposoby povyshenija jeffektivnosti funkcionirovanija motobloka s tjagovymi rabochimi organami. [Ways to improve the efficiency of the walk-behind tractor with traction working bodies]. *Jenergojeffektivnye i resursosberegajushhie tehnologii i sistemy*. Mezhvuzov. sb. nauch. tr.: Saransk : Izd-vo Mordov. un-ta, 2016. S. 325–329. (in Russian).

Semirnenko Y. I., *PhD, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine*

Semirnenko S. L., *PhD, Sumy National Agrarian University,Sumy, Ukraine*

Improvement of the technological process of removal of potato tops with motor block production technology

The main producers of potatoes in Ukraine are households. They produce 98 % of these products. One of the important operations in the technology of growing potatoes is the removal of the tops. Given the fact that a significant part of households use motoblock technology of potato production, its use is not effective enough to pre-remove the potato tops, which significantly affects the quality and productivity of harvesting equipment, damage to tubers and crop yields. The paper presents an analysis of methods and working bodies of machines for removing potato tops before its mechanized harvesting. Analysis of research on energy resources used in potato production showed that most households that grow potatoes on an area of up to one-hectare use energy resources wheel formula 2K2, ie uses motoblock technology for growing and harvesting this crop. The analysis of research on the use of methods of removing potato tops with motoblock technology showed that currently two methods prevail: crushers of the crushing type – chain with a vertical shaft and rotary working bodies (rotary mowers). Studies have shown that each of these technologies does not provide the proper quality of potato tops. According to the results of the analysis of working bodies and machines for removing potato tops, the improvement of the motoblock cutter for this operation was carried out. These studies indicated the possibility of removing the tops with an upgraded motoblock cutter by replacing the knives. Based on the calculations, the dependence of the height of the petioles of the beveled tops on the translational speed of the machine at a constant angular velocity of the knives was constructed, which allows to choose the optimal speed of the tops. Based on the analysis of knives, the results of theoretical and laboratory studies, we have developed and manufactured experimental knives of variable length, which were installed on a motoblock cutter instead of milling knives to remove the tops. Studies have been conducted to determine the percentage of uncut potato stalks on the tops of ridges and on the sides, as well as research to determine the value of the height of the cuttings of cut tops on the tops of ridges and on the sides of ridges. Studies have shown the high quality and efficiency of removal of the tops of the proposed machine, as well as its versatility.

Key words: *tops, potatoes, working bodies, tubers, stems, ridges, cutting.*

УДК 621.9.048

РЕНОВАЦІЯ ШИЙОК ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ ВАЛІВ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ ДЛЯ ЗРОШЕННЯ

Тарельник В'ячеслав Борисович
доктор технічних наук, професор
Сумський національний аграрний університет, Суми, Україна
ORCID: 0000-0003-2005-5861
tarelnik@i.ua

Думанчук Михайло Юрійович
кандидат технічних наук, доцент
Сумський національний аграрний університет, Суми, Україна
ORCID: 0000-0003-3559-4729
m_duman@i.ua

Тарельник Наталія В'ячеславівна
кандидат економічних наук, доцент
Сумський національний аграрний університет, Суми, Україна
ORCID: 0000-0002-6304-6925
natasha-tarelnik@ukr.net

Волошко Тарас Павлович
старший викладач
Сумський національний аграрний університет, Суми, Україна
ORCID: 0000-0003-2605-8836
taravol79@gmail.com

Пирогов Віктор Олександрович
аспірант
Сумський національний аграрний університет, Суми, Укра\на
ORCID: 0000-0002-6335-1276
viktor80ua@gmail.com

В статті розглядаються проблеми підвищення якості машин, задіяних в технологічному циклі зрошення. Аналіз обладнання, задіяного в різних способах введення води в ґрунт, показав, що найбільш важливими і відповідальними для забезпечення якісного зрошування є насосні агрегати. Серед великої кількості насосів, що використовують переважно при зрошуванні, слід відмітити відцентрові насоси, що створюють високий тиск за рахунок відцентрової сили і володіють високими експлуатаційними властивостями. Незважаючи на високі експлуатаційні властивості і довговічність відцентрових насосів слід відмітити, що вони, як правило працюють в важких умовах оточуючих середовищ (вологість, пар, наявність у повітрі слідів кислоти або луги і таке інше), що значно збільшує зношування їх поверхонь. Незворотнім процесом такої експлуатації є основною причиною зносу деталей, зміни їх геометричних розмірів та стану. Після проходження періоду припрацювання поверхонь деталей, тривалого часу встановленого зношування, настає період катастрофічного зношування – різке погіршення експлуатаційних якостей окремо. Обосновано, що підвищення надійності, збільшення термінів служби робочих органів відцентрових насосів, що працюють в агресивному середовищі, науково обґрунтований вибір комплектів обладнання і технологій дозволить прискорити їх реновацію – економічний процес оновлення елементів основних виробничих фондів, засобів виробництва, що вибувають внаслідок фізичного спрацьовування та техніко-економічного старіння за рахунок коштів амортизаційного фонду їх деталей, механізмів та агрегату загалом.

Аналіз методів зміцнення підшипникових шийок валів роторів відцентрових компресорів дозволив виявити резерви до покращення їх параметрів якості за рахунок удосконалення методу нітроцементації, який виконують методом електроерозійного легування (ЕІЛ). Використання нового способу нітроцементації, який в порівнянні з традиційним відзначається низкою переваг: підвищення мікротвердості поверхні з 10500 до 10600 МПа і плавним зниженням її у перехідній зоні; досягнення 100 % суцільності обробленої поверхні; збільшенням глибини зони підвищенної мікротвердості з 120 до 150 мкм, а також зменшенням шорсткості поверхні (Ra) з 0,7 до 0,6 мкм. Отримані переваги нового способу нітроцементації над традиційним, дозволяють значно покращити якість технології виготовлення і реновації підшипнивових шийок відцентрових насосів, задіяних в технологічному циклі зрошення.

Ключові слова: *зрошення, відцентрові насоси, шийки валів, реновація, параметри якості, нітроцементація, електроіскрове легування.*

DOI https://doi.org/10.32845/msnau.2022.1.7

Вступ

Згідно (Dmytriiev, 1999) стверджується, що у світі 40 % продовольства виробляється на зрошуваних землях, що становлять 17 % усіх сільськогосподарських земель (подальше їх збільшення обмежує нестачу ресурсів та води).

Для поліпшення водозабезпечення в Україні створено понад 1160 водосховищ загальним об'ємом близько 55 куб. км, мережа магістральних каналів (понад 1000 км) і водоводів (понад 2000 км). Щорічно для потреби водопостачання населення і галузей економіки забирається близько 11 куб. км води, у тому числі близько 2 куб. км – для сільського господарства (Kuznecova, 2012).

Таким чином, постійного зрошення потребують майже 19 млн га орних земель, а водорегулювання – 4,8 млн га. До всього цього, ми маємо застарілу систему поливу, отриману у спадок від радянського минулого. За оцінками експертів, потреба в інвестиціях на розвиток гідротехнічних меліоративних систем складає близько $1,5–2 млрд» (Bilonozhko, 1990).

Аналіз обладнання, задіяного в різних способах введення води в ґрунт, показав, що найбільш важливими і відповідальними для забезпечення якісного зрошування є насосні агрегати. Серед великої кількості насосів, що використовують переважно при зрошуванні слід відмітити відцентрові насоси, що створюють високий тиск за рахунок відцентрової сили і володіють високими експлуатаційними властивостями і довговічністю (KMU, 2019).

Незважаючи на високі експлуатаційні властивості і довговічність відцентрових насосів слід відмітити, що вони, як правило працюють в важких умовах оточуючих середовищ (вологість, пар, наявність у повітрі слідів кислоти або луги і таке інше), що значно збільшує зношування їх поверхонь. Незворотнім процесом такої експлуатації є основною причиною зносу деталей, зміни їх геометричних розмірів та стану. Після проходження періоду припрацювання поверхонь деталей, тривалого часу встановленого зношування, настає період катастрофічного зношування – різке погіршення експлуатаційних якостей окремих деталей, механізмів та агрегату загалом.

Слід відмітити, що знос деталей насосного обладнання не зупиняється під час коли насос не працює. Також крім фізичного зносу відцентрових насосів існує, так званий, моральний (економічний) знос.

Рис. 1. Корозійно-абразивне зношування підшипникових шийок валу ротора насоса ЦНС-180

Таким чином, роботи направлені на покращення технології реновації є актуальними і своєчасними.

Постановка проблеми. Аналіз останніх досліджень та публікацій

До деталей та їх елементів, від ступеню зносу поверхонь яких залежить подальша експлуатація насосу, слід віднести підшипникові та посадкові шийки валу, посадкові місця кулькових та роликових підшипників, робочих коліс, захисних втулок.

Економічна доцільність ремонту обумовлена тим, що близько 45% деталей машин, що надходять в ремонт, зношуються в допустимих межах і можуть бути використані повторно (Frumin, 2018). Згідно (Chabannyi, 2007) працездатність і ресурс відновлених деталей складає в середньому 60…80% від показників у нових деталей. Однак в даний час відомі технологічні методи (електромеханічні, електрофізичні та ін.), за допомогою яких можна повністю відновити первинний ресурс деталей або навіть збільшити його.

Підвищення надійності, збільшення термінів служби робочих органів відцентрових насосів, що працюють в агресивному середовищі, науково обґрунтований вибір комплектів обладнання і технологій дозволить прискорити їх реновацію – економічний процес оновлення елементів основних виробничих фондів, засобів виробництва (машин, обладнання), що вибувають внаслідок фізичного (матеріального) спрацьовування та техніко-економічного старіння за рахунок коштів амортизаційного фонду.

Для поверхневого зміцнення шийок під підшипники ковзання (ПК) використовують різні способи термообробки: цементацією, газове азотування, карбонітрацію та інші. В результаті застосовування цих методів підвищується твердість їх поверхневого шару, яка зменшується по мірі поглиблення. Під час роботи відцентрового насосу шийка валу ротора, яка працює в парі з бабітовим підшипником зношується і потребує відновлення, яке як правило, відбувається шляхом її перешліфовки до стану «як чисто». Після перешліфовки видаляється найтвердіша частина поверхневого шару. Таким чином, діаметр шийки може зменшиться на величину до 0,3 мм, що призведе до значного зниження твердості поверхні і необхідності її відновлення.

Розробка та впровадження ефективних технологій поверхневого зміцнення обумовлена, з одного боку, необхідністю економії дорогих легуючих елементів, а з іншого – посиленням умов експлуатації деталей. Одним із способів вирішення цього завдання є застосування технологій, що використовують для обробки матеріалу концентровані потоки енергії (КПЕ). У нерівноважних умовах нагріву та охолодження при обробці КПЕ відбувається формування принципово інший, ніж при традиційних методах термічного та механічного впливу, структури поверхневого шару (Tarelnyk, 2022).

До сучасних методів поверхневої обробки металевих поверхонь КПЕ належить електроіскрове легування (ЕІЛ), що дозволяє отримувати поверхневі структури з унікальними фізико-механічними та трибологічними властивостями на наноровні (Mashkov, 2015).

Порівняно з традиційними технологіями поверхневого зміцнення метод ЕІЛ має переваги: локальність, високий ступінь адгезії, виникнення невеликого теплового фону і, як наслідок, відсутність викривлень та деформацій, простий та гнучкий технологічний процес, екологічна безпека та ін. (Tarelnyk, 2021).

При зближенні електродів поверхні піддаються локальному впливу високих тисків ударної хвилі та температури (Korotaev, 2009), (Verkhoturov, 1995).

Широкі можливості зміни властивостей металевих поверхонь у потрібному напрямку відкриваються при використанні графіту як анод у процесі електроіскрового легування (ЕІЛ). Відповідно до (Mikhailyuk, 2010) вибір графіту як електродного матеріалу обґрунтований низкою його переваг. Відомо, що графіт у вільному стані є прекрасним твердозмащувальним матеріалом, а у зв'язаному, у вигляді карбідів, – твердою зносостійкою фазою, досить стійкою до багатьох агресивних середовищ (Mikhailyuk, 2010), (Mikhailyuk, 2010), (Kayali, 2021). У ряді випадків потрібне одночасне поєднання цих властивостей.

Метод ЕІЛ графітовим електродом заснований на процесі дифузії (насичення поверхневого шару деталі вуглецем) і не супроводжується збільшенням розмірів деталі, що дає підставу порівнювати його з різновидом ХТО – цементацією ($Ц_{ЕІЛ}$) (Tkachenko, 2020), (Radek, 2017), (Martsynkovskyi, 2008), (Martsynkovskyi, 2013), (Tarelnyk, 2020).

При $Ц_{ЕІЛ}$ зміцнення поверхні деталі відбувається за рахунок дифузійно-загартованих процесів, що полягають у локальному насиченні її вуглецем, при досить високій температурі (до 10000 ^{0}C), з наступним швидким охолодженням до кімнатної температури.

Процес $Ц_{ЕІЛ}$ сталевих поверхонь має низку переваг у порівнянні з традиційним, здійснюваним методом ХТО. Основними перевагами Процес $Ц_{ЕІЛ}$ сталевих поверхонь має низку переваг у порівнянні з традиційним, здійснюваним методом ХТО. Основними перевагами $Ц_{ЕІЛ}$ є: досягнення 100% суцільності зміцнення поверхні; підвищення твердості поверхневого шару деталі за рахунок дифузійно-загартованих процесів; можливість локальної обробки (легування можна здійснювати в строго зазначених місцях, не захищаючи при цьому решту поверхні деталі) та ін.

В (Martsynkovskyi, 2013) нами був запропонований спосіб, який полягає в тому, що $Ц_{ЕІЛ}$ проводять поетапно, знижуючи на кожному етапі енергію розряду. При цьому використовують Wp=0,1…6,8 Дж і продуктивність 0,4…2,0 см^2/хв.

Однак недоліком такого способу є зниження твердості поверхневого шару в результаті відпустки при повторній (поетапній) обробці поверхні графітовим електродом, але з меншою енергією розряду. Крім того, поряд зі зниженням мікротвердості поверхні знижується глибина шару підвищеної твердості.

Для усунення зазначених недоліків запропонований спосіб зміцнення поверхонь термооброблених сталевих деталей (Tarelnyk, 2017), який включає операцію ЕІЛ і операцію іонного азотування (ІА), причому операцію ІА здійснюють або до, або після операції ЕІЛ протягом часу, достатнього для насичення поверхневого шару деталі азотом на глибину зони термічного впливу. Операцію ЕІЛ виконують графітовим електродом з енергією розряду 0,1-6,8 Дж і продуктивністю 0,2…4,0 см^2/хв.

Внаслідок використання цього способу зменшення твердості усувається. В даному випадку твердість у зоні термічного впливу не знижуватиметься, оскільки властивості азотованої поверхні практично не змінюються при повторних нагріваннях аж до 500-600 ^{0}C, у той час як при нагріванні цементованої та загартованої поверхні до 225-275 ^{0}C її твердість знижується.

Незважаючи на низку позитивних результатів, представлених вище, існуючий метод не позбавлений недоліків. Це насамперед: велика тривалість процесу ІА (до 24 годин), великі витрати електроенергії і необхідних реагентів, необхідність виготовлення зразка свідка для контролю результатів зміцнення, а також необхідність захисту окремих ділянок поверхні виробу, наприклад, різьблення, від зміцнення.

Для усунення зазначених вище недоліків був розроблений спосіб зміцнення поверхонь термооброблених сталевих деталей, який включає $Ц_{ЕІЛ}$ та відрізняється тим, що в зону легування подається азот (Martsynkovskyy, 2020). В даному випадку одночасно протікають два процеси $Ц_{ЕІЛ}$ та азотування, що, по суті, є процесом нітроцементації методом ($НЦ_{ЕІЛ}$).

Спосіб нітроцементації здійснюється за рахунок використання пристрою, що закріплюється на вібраторі установки ЕІЛ (рис. 2).

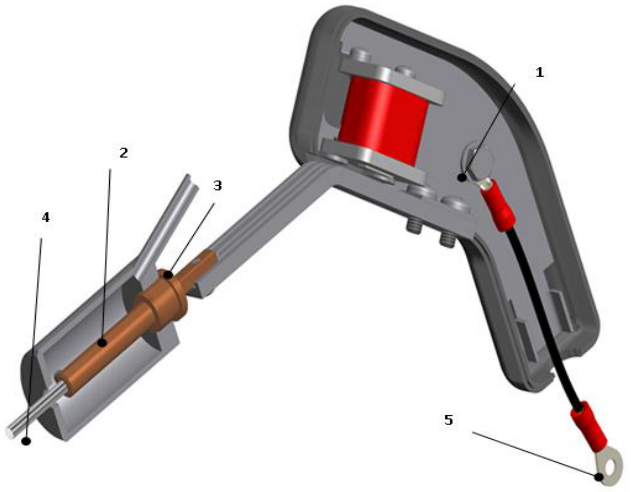


Рис. 2. Пристрій для подачі газу до зони легування:
1 – вібратор, 2 – оправлення для підведення газу,
3 – штуцер підведення газу, 4 – електрод,
5 – приєднання вібратора до генератора ЕІЛ

Враховуючи, що запропонований нами новий спосіб цементації методом ЕІЛ (Tarelnyk, 2020) має низку переваг перед традиційним (зниження шорсткості поверхні, збільшення глибини дифузійної зони вуглецю, підвищення мікротвердості «білого» шару, його товщини і суцільності) то бажано використовувати його і в способі нітроцементації – $НЦ_{ЕІЛ}$.

Таким чином, **метою роботи** є підвищення довговічності шийок валів під ПК за рахунок покращення параметрів якості їх поверхневих шарів, сформованих способом нітроцементації, який виконується методом ЕІЛ.

Методика проведених досліджень

Процес $Ц_{ЕІЛ}$ і $НЦ_{ЕІЛ}$ проводився з допомогою установки моделі «Елітрон – 22А» (рис. 1). Зразки закріплювалися у патроні, а вібратор у різцетримачі токарного верстата. Після чого проводилася поетапна обробка шляхом легування графітовим електродом марки ЕГ– 4 (ОСТ 229-83) з енергією розряду 0,55 Дж (1-й етап) і 0,13 Дж (2-й етап) з продуктивністю, відповідно 1,0–1,3 та 0,5–0,1 $см^2$/ хв. Обробку зразків новим способом $НЦ_{ЕІЛ\ (н.с.)}$ проводили поетапно:

1-й етап – графітовим електродом-інструментом при Wp = 0,55 Дж;

2-й етап – ретельно втирали в оброблену на 1-му етапі поверхню суспензію з вазеліну і порошку графіту;

3-й етап – графітовим електродом-інструментом при Wp = 0,55 Дж.

Процес ЕІЛ механізували. При цьому деталь, що оброблювали, закріплювали в патроні токарно-гвинторізного верстату, а вібратор з електродом-інструментом в супорті верстату.

Для досліджень використовували спеціальні круглі зразки, виготовлені зі сталей: 40Х у вигляді котушки, що складається з двох дисків, діаметром 50 мм і шириною 10 мм, сполучених між собою проставкою діаметром 15 мм, що має дві технологічні ділянки такого самого діаметра (рис. 3, а). Зразки термооброблювали на твердість 3900-4000 МПа та зміцнювали різними способами: $Ц_{ЕІЛ}$, $НЦ_{ЕІЛ}$ і новим способом нітроцементації методом ЕІЛ ($НЦ_{ЕІЛ\ (н.с)}$

Поверхні дисків перед обробкою шліфували до Ra = 0,5 мкм.

Для дослідження параметрів якості покриттів, металографічних і дюрометричних досліджень із круглих зразків вирізали окремі сегменти (рис. 3, б) і виготовляли шліфи (рис. 3, в).

Під час виготовлення поверхня шліфа була орієнтована перпендикулярно до поверхні легування. Перед виготовленням шліфа для виключення крайового ефекту під час легування торець зразка фрезерували на глибину не менше ніж 2 мм. Виготовлений шліф піддавали хімічному травленню для виявлення структури в реактиві.

Одночасно проводили дюрометричний аналіз на розподіл мікротвердості в поверхневому шарі і за глибиною шліфа від поверхні. Вимірювали мікротвердість на мікротвердомері ПМТ-3 втискуванням алмазної піраміди під навантаженням 0,05 Н згідно з ГОСТ 9450-76.

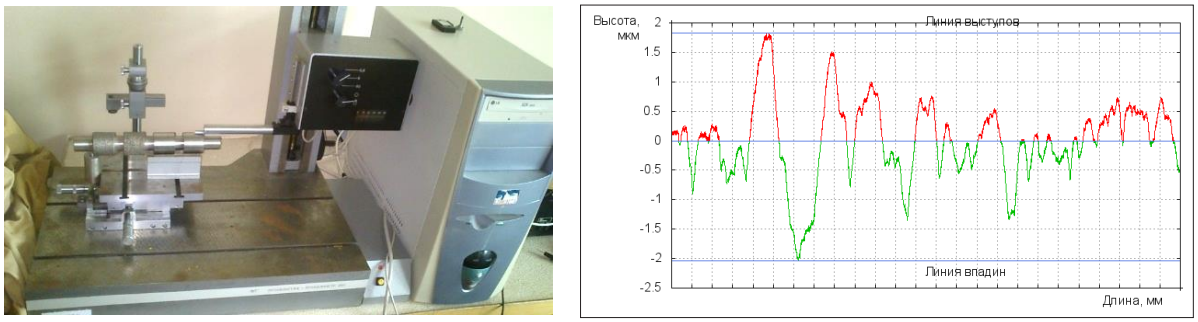
На всіх етапах обробки визначалась шорсткість поверхні на приладі профілограф – профілометр мод. 201 заводу «Калібр» (рис. 4, а). При цьому результати через спеціальний пристрій видавалися на монітор комп'ютера у вигляді графіків (рис. 4, б).

Результати та обговорення досліджень

В табл. 1 представлено розподіл мікротвердості в поверхневому шарі зразків сталі 40Х, термооброблених на твердість 3900–4000 МПа та зміцнених різними способами, а також наведені результати впливу цих способів зміцнення на шорсткість утвореного зміцненого поверхневого шару.

а б в

Рис. 3. Зразки для дослідження параметрів якості покриттів:
а – круглі зразки, б – вирізані сегменти, в – шліфи



а б

Рис. 4. Визначення шорсткості на приладі профілограф-профілометр мод. 201 заводу «Калібр»:
а – фото приладу; б – профілограма шорсткості вихідного зразка

Таблиця 1

Результати зміцнення поверхневого шару зразків із сталі 40Х різними способами

Спосіб зміцнення	Мікротвердість, МПа (крок виміру ~ 30 мкм)						Ra, мкм
	1	2	3	4	5	6	
*$Ц_{ЕІЛ}$	7010	3800	4300	4100	3900	3900	0,8
*$НЦ_{ЕІЛ}$	10500	6200	5300	4300	4000	3950	0,7
$НЦ_{ЕІЛ\ (н.с.)}$	10600	6300	5500	4500	4200	4000	0,6

** – данні взяті з [21].*

На рис. 5 показані мікроструктури поверхневого шару сталі 40Х і розподіл мікротвердості по глибині шару при $Ц_{ЕІЛ}$; $НЦ_{ЕІЛ}$ та $НЦ_{ЕІЛ\ (н.с.)}$

Використання нового способу $НЦ_{ЕІЛ}$, відзначається крім усунення, характерного для термооброблених деталей «провалу твердості» (залежність 1 на рис. 4, в), відзначається підвищенням мікротвердості з 10500 до 10600 МПа, плавним зниженням її у перехідній зоні, збільшенням глибини зони підвищенної мікротвердості з 120 до 150 мкм, а також зменшенням шорсткості поверхні Ra, з 0,7 до 0,6 мкм.

Висновки:

1. Аналіз методів зміцнення підшипникових шийок валів роторів відцентрових компресорів дозволив виявити резерви до покращення їх параметрів якості за рахунок удосконалення методу нітроцементації, який виконують методом ЕІЛ.

2. Використання нового способу нітроцементації, який в порівнянні з традиційним відзначається низкою переваг: підвищення мікротвердості поверхні з 10500 до 10600 МПа і плавним зниженням її у перехідній зоні; досягнення 100% суцільності обробленої поверхні; збільшенням глибини зони підвищенної мікротвердості з 120 до 150 мкм, а також зменшенням шорсткості поверхні (Ra) з 0,7 до 0,6 мкм.

3. Отримані переваги нового способу нітроцементації над традиційним, дозволяють значно покращіти якість технології виготовлення і реновації підшипнивових шийок відцентрових насосів, задіяних в технологічному циклі зрошення.

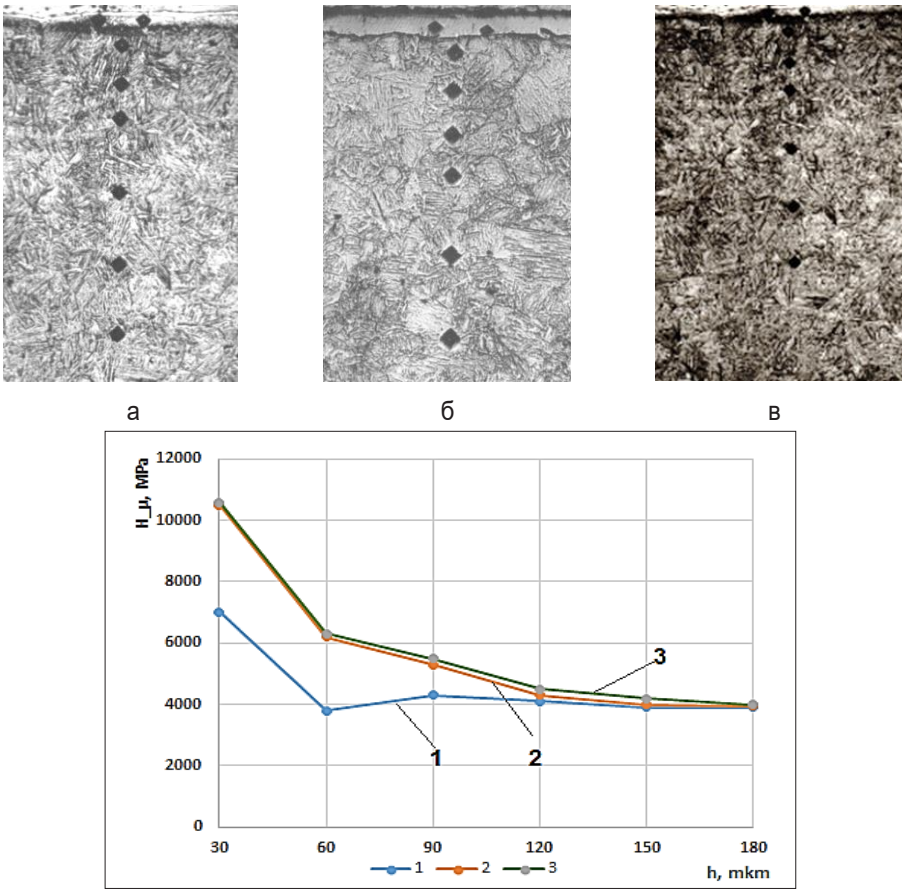


Рис. 5. Мікроструктура (а, б, в) і розподіл мікротвердості по глибині шару (в) зразків сталі 40Х після:
а – $Ц_{ЕІЛ}$ (1); б – $НЦ_{ЕІЛ}$ (2); в – $НЦ_{ЕІЛ\ (новий\ спосіб)}$

Бібліографічні посилання:

1. Bilonozhko M.A., Shevchenko V.P., Alimov D.M. ta in. (1990) Roslynnytstvo. Intensyvna tekhnolohiia vyroshchuvannia polovykh i kormovykh kultur [Plant growing. Intensive technology for growing field and fodder crops] / za red. M.A. Bilonozhka. K. : Vyshcha shkola. 292 s. (in Ukrainian)

2. Dmitriiev A.F., Khlapuk M.M., Shuminskyi V.D. ta in. (1999) Hidrotekhnichni sporudy. Pidruchnyk dlia vuziv [Waterworks. Textbook for universities] / za redaktsiieiu A.F. Dmytriieva. Vyd-vo Rivnenskoho derzhavnoho tekhnichnoho universytetu. 328 s. (in Ukrainian)

3. Frumin G.T. Tehnogennye sistemy i jekologicheskij risk. [Technogenic systems and ecological risk]. Sankt-Peterburg : SpecLit, 2018. 136 s. (in Russian)

4. Korotaev, D.N. (2009) Tekhnologicheskie vozmozhnosti formirovaniya iznosostoikikh nanostructurel ektroiskrovym legirovaniem [Technological Possibilities of Wear–Resistant Nanostructure Formation by Electric–Spark Alloying], Omsk : SibADI. (in Russian)

5. Kuznecova E.I., Zakabunina E.N., Snipich Ju.F. (2012) Oroshaemoe zemledelie: ucheb. posobie [Irrigated agriculture: textbook. allowance]. M. : FGBOU VPO RGAZU, 117 s (in Russian)

6. Martsynkovskyi V.S., Tarelnyk V.B., Belous A.V. (2008) Patent Ukrainy na vynakhid № 82948, 23S 8/00. Sposib tsementatsii stalevykh detalei elektroeroziinym lehuvanniam [Method of cementing steel parts by EDM] / Opubl. 25.03.2008, biul. № 10. (in Ukrainian)

7. Martsynkovskyi V.S., Tarelnyk V.B., Bratushchak M.P. (2013) Patent Ukrainy na vynakhid № 101715, 23N 9/00. Sposib tsementatsii stalevykh detalei elektroeroziinym lehuvanniam [Method of cementation of steel parts by electroerosion alloying] / Opubl. 25.01.2013, biul. № 8. (in Ukrainian)

8. Martsynkovskyy V., Tarelnyk V., Konoplianchenko Ye., Gaponova O., Dumanchuk M. (2020) Technology support for protecting contacting surfaces of half-coupling – Shaft press joints against fretting wear. Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer. P. 216–225.

9. Mashkov, Y.K., Korotaev, D.N., Baibaratskaya, M.Y. et al (2015). Nanostructured coatings synthesized by electrospark machining. Tech. Phys. 60, 1489–1493. DOI: https://doi.org/10.1134/S1063784215100217

10. Mikhailyuk A.I., Gitlevich A.E. (2010) Application of graphite in electrospark technologies. Surf. Engin. Appl. Electrochem. 46, 424–430. DOI: https://doi.org/10.3103/S1068375510050054

11. Radek N., Pietraszek J., Szczotok A. (2017) Technology and application of electro-spark deposited coatings METAL 2017-26th International Conference on Metallurgy and Materials, Conference Proceedings, 2017-January, pp. 1432–1437.

12. Remont avtomobiliv: navchalnyi posibnyk [Car repair: textbook] / Vporiadkovano V.Ia. Chabannyi (2007). Kirovohrad: Kirovohradska raionna drukarnia. 720 s. (in Ukrainian)

13. Rozporiadzhennia KMU vid 14 serpnia 2019 r. № 688-r «Pro skhvalennia Stratehii zroshennia ta drenazhu v Ukraini na period do 2030 roku» [On approval of the Irrigation and Drainage Strategy in Ukraine for the period up to 2030] – URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/688-2019-%D1%80#Text. (in Ukrainian)

14. Tarelnyk V. B., Gaponova O. P., Konoplianchenko Ye. V. (2022) Electric-Spark Alloying of Metal Surfaces with Graphite, *Prog. Phys. Met.*, 23, No. 1: 27–58/ DOI: https://doi.org/10.15407/ufm.23.01.027

15. Tarelnyk V. B., Martsynkovskyi V.S., Haponova O. P., Myslyvchenko O.M., Pyrohov V.O., Hapon O. O., Lazarenko A. D. (2020) Sposib tsementatsii stalevykh detalei elektroiskrovym lehuvanniam [Method of cementing steel parts by electrospark alloying]: pat. 142822 Ukrainy na korysnu model: MPK (2020.01) C23C 8/00, C23C 28/00; zaiavl. 11.02.2020 ; opubl. 25.06.2020, Biul. № 12. (in Ukrainian)

16. Tarelnyk V. B., Martsynkovskyi V.S., Kosenko P.V, Voloshko T.P., Antoshevskyi Bohdan (2017) Sposib zmitsnennia poverkhon termoobroblenykh stalevykh detalei [Method of strengthening surfaces of heat-treated steel parts]: pat. 118011 Ukrainy na korysnu model: MPK (2017.01) C23C 2 8/00, C23C 8/00, B23H 5/00; zaiavl. 28.09.2015; opubl. 25.07.2017, Biul. № 14. (in Ukrainian)

17. Tarelnyk V.B., Gaponova O.P., Loboda V.B., Konoplyanchenko E.V., Martsinkovskii V.S., Semirnenko Yu.I., Tarelnyk N.V., Mikulina M.A., Sarzhanov B.A. (2021) Improving Ecological Safety when Forming Wear-Resistant Coatings on the Surfaces of Rotation Body Parts of 12Kh18N10T Steel Using a Combined Technology Based on Electrospark Alloying. *Surf. Engin. Appl. Electrochem*. 57, 173–184. DOI: https://doi.org/10.3103/S1068375521020113

18. Tkachenko Y.G., Tolochyn O.I., Britun V.F., Yurchenko D.Z. (2020) Effect of Shock Sintering Temperature and Carbon Content of the WC–Co Hardmetal Anode on the Mass Transfer in Electrospark Deposition. Powder Metallurgy and Metal Ceramics, 58 (11-12), pp. 692–702. DOI: https://doi.org/10.1007/s11106-020-00126-9

19. Verkhoturov, A.D. (1995) Formirovanie poverkhnostnogo sloya metallov pri elektroiskrovom legirovanii [Formation of the Metal Surface Layer by Electrospark Alloying)], Vladivostok: Dal'nauka. (in Russian)

20. Yusuf Kayali, Şükrü Talaş (2021) Investigation on Wear Behavior of Steels Coated with WC by ESD Technique Protection of Metals and Physical Chemistry of Surfaces, 57 (1), pp. 106-112. DOI: https://doi.org/10.1134/S2070205120060131

Tarelnyk V.B., *Doctor of Technical Sciences, Professor, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine*

Dumanchuk M.Y., *Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine*

Tarelnyk N.V., *Candidate of Economic Sciences, Associate Professor, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine*

Voloshko T.P., *Senior Lecturer, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine*

Pirogov V.O., *Postgraduate, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine*

Renovation of necks of sliding bearings of central pump shafts for irrigation

The article considers the problems of improving the quality of machines involved in the technological cycle of irrigation. Analysis of the equipment involved in various methods of introducing water into the soil showed that the most important and responsible for ensuring quality irrigation are pumping units. Among the large number of pumps used mainly for irrigation, it should be noted centrifugal pumps, which create high pressure due to centrifugal force and have high performance

properties. Despite the high performance and durability of centrifugal pumps, it should be noted that they usually work in harsh environments (humidity, steam, the presence of traces of acid or alkali in the air, etc.), which significantly increases the wear of their surfaces. The irreversible process of such operation is the main cause of wear of parts, changes in their geometric dimensions and condition. After the period of running in the surfaces of parts, a long time of installed wear, there is a period of catastrophic wear – a sharp deterioration in performance separately. It is substantiated that increase of reliability, increase of service life of working bodies of the centrifugal pumps working in the aggressive environment, scientifically proved choice of sets of the equipment and technologies will allow to accelerate their renovation – economic process of updating elements of fixed assets, means of production leaving due to physical operation -economic aging at the expense of the depreciation fund of their parts, mechanisms and units in general.

The analysis of methods of strengthening of bearing necks of shafts of rotors of centrifugal compressors allowed to reveal reserves for improvement of their quality parameters due to improvement of a method of nitrocementation which is carried out by an electroerosion alloying (EIL) method. The use of a new method of nitrocementation, which in comparison with the traditional has a number of advantages: increasing the microhardness of the surface from 10500 to 10600 MPa and gradually reducing it in the transition zone; achieving 100% of the integrity of the treated surface; increasing the depth of the zone of increased microhardness from 120 to 150 μm, as well as reducing the surface roughness (Ra) from 0.7 to 0.6 μm. The obtained advantages of the new method of nitrocementation over the traditional one allow to significantly improve the quality of the technology of manufacturing and renovation of bearing necks of centrifugal pumps involved in the technological cycle of irrigation.

Key words: *irrigation, centrifugal pumps, shaft necks, renovation, quality parameters, nitrocementation, electrospark alloying.*

УДК 629.113

ВИЗНАЧЕННЯ КОЛОВОЇ ЖОРСТКОСТІ НАВІСНОЇ СИСТЕМИ ТРАКТОРА ПРИ ПРОВЕДЕННІ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ОПЕРАЦІЇ

Ярошенко Павло Миколайович
кандидат технічних наук, доцент
Сумський національний аграрний університет, Суми, Україна
ORCID: 0000-0003-3815-1579
pashajarosh@i.ua

У статті розглянуті питання щодо визначення колової жорсткості навісної системи трактора. Сучасні системи навішування мають доволі просту, але в той же час і складну систему приєднання сільськогосподарської машини до енергетичного засобу. Навісна система являє собою шарнірно-важільний механізм, розміщений ззаду або спереду трактора. Доволі часто універсально-просапні трактори мають обидві навіски. Їх функції практично однакові, але вага машин, які агрегатуються з трактором дещо різняться між собою. Все залежить від способу приєднання машин до трактора. Традиційно навісні машини розміщують на обох навісках, але на передній – розміщують легші машини. Це обумовлено меншими можливостями щодо навантаження переднього мосту трактора, плюс необхідністю доброго переднього огляду із кабіни трактора.

Відносно жорсткості навісної системи можна сказати, що таких досліджень вкрай мало. Справа в тому, що конструкція самої навіски є масивною і такою, що не викликає сумнівів у її надійності. Однак сучасні сільськогосподарські машини, які мають ширину захвату 8 і більше метрів, мають і значну масу в порівнянні з іншою технікою з меншою шириною захвату. Тому виникає законне питання щодо жорсткості і навішувальної здатності навісних систем тракторів.

В представленій статті розглянуто теоретичне питання визначення жорсткості навісної системи трактора під час проведення технологічної операції сівби сільськогосподарської культури. Визначені теоретичні залежності показують зміну величини кута відхилення сівалки від траєкторії руху трактора. Отримані теоретичні рівняння можуть бути корисними при проектуванні навісних сільськогосподарських машин.

Завдання зводиться до визначення залежності між пружним розтягуванням ланцюга та кутом повороту сівалки. Для цього розглянемо чотирикутник, що символізує навісну систему, де одні шарніри є точками кріплення нижніх тяг до нижньої осі навіски трактора, а інші – точками кріплення до сівалки. Штрих пунктирними лініями вказані пружні елементи – обмежувальні ланцюги. При цьому нас цікавитимуть кути повороту сівалки щодо трактора, та кут повороту нижньої тяги навіски.

Проведені теоретичні дослідження показали значимість показника жорсткості навісних систем тракторів. Отримана залежність показала, що основними показниками при визначенні жорсткості є момент від сили пружності обмежувального ланцюга і кут повороту нижньої тяги механізму навіски. В свою чергу сила пружності обмежувального ланцюга залежить від матеріалу, з якого від виготовлений, і терміну роботи всієї навісної системи.

Ключові слова: *навісна система трактора, колова жорсткість, спосіб з'єднання, кут повороту, технологічна операція.*

DOI https://doi.org/10.32845/msnau.2022.1.8

Вступ. Практично на всіх сільськогосподарських і навіть на тих, що використовуються в будівництві та лісовому господарстві тракторах, є навісні системи. Вони можуть бути як задніми так і передніми. На сучасних тракторах вони використовуються обидві. Однак основне навантаження при проведенні сільськогосподарських операцій має задня навісна система.

Механізм навішування, або навісна система, призначений для з'єднання сільськогосподарської машини з енергетичним засобом (трактором), утримання її в вибраному або заданому положенні і регулювання робочого положення машини при виконанні технологічної операції.

Сучасні механізми навішування тракторів являють собою шарнірно-важільні механізми, розміщені спереду або ззаду (рис. 1) трактора (Hel'man, 1991). За способом з'єднання з трактором навісні системи можуть бути одноточковими, двоточковими, триточковими і чотириточковими.

Одноточкове з'єднання застосовується коли сільськогосподарська машина з'єднується з енергетичним засобом в одній шарнірній точці, а переміщення навісної системи буде вверх-вниз за допомогою гідроциліндра. Таке з'єднання використовується при транспортних роботах, коли в якості причіпної машини використовується тракторний причеп (Semenov, 1981).

Двоточкове з'єднання (рис. 2) використовують в тих випадках, коли сільськогосподарське знаряддя під час роботи може мати вертикальне або горизонтальне переміщення чи коливання. Такий вид з'єднання використовують в основному на гусеничних тракторах та під час проведення оранки. До речі, при виконанні оранки трактор по відношенню до плуга може здійснювати повороти під кутом до 20° (Hrechkosiy, 1988).

Триточкове з'єднання використовується при проведенні таких операцій як сівба чи культивація. Особливо це стосується навісних машин. При триточковому навішуванні забезпечується стійка робота сільськогосподарської машини, вона майже не відхиляється від прямолінійного сліду трактора. Це особливо важливо при сівбі просапних культур та міжрядній культивації.

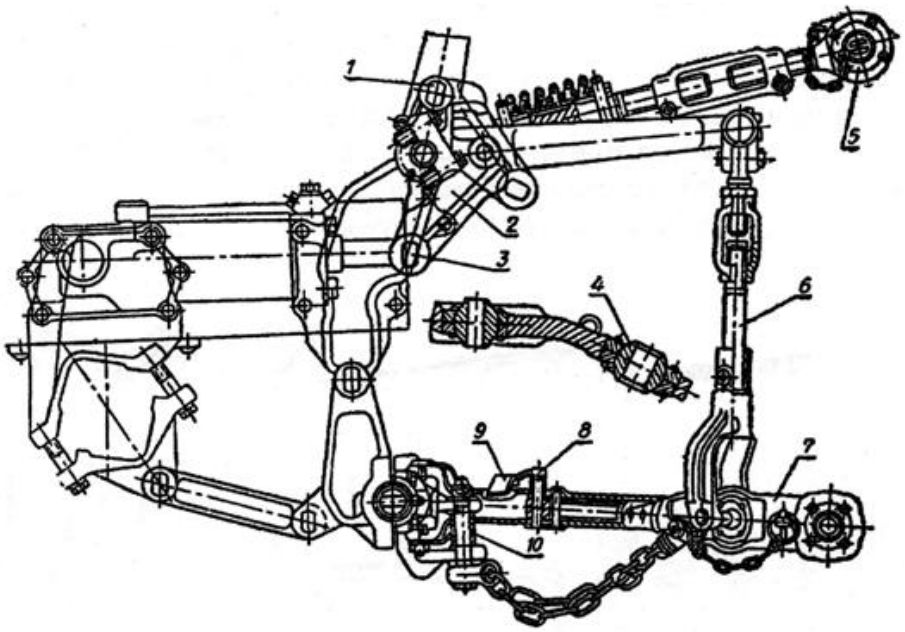


Рис. 1. Задній начіпний пристрій (вид збоку):

1 – палець блокування; 2 – важіль штока; 3 – сполучний палець; 4 – кульова голівка; 5 – центральна тяга; 6 – розкіс; 7 – нижня тяга; 8 – палець; 9 – фіксатор; 10 – розпірна втулка

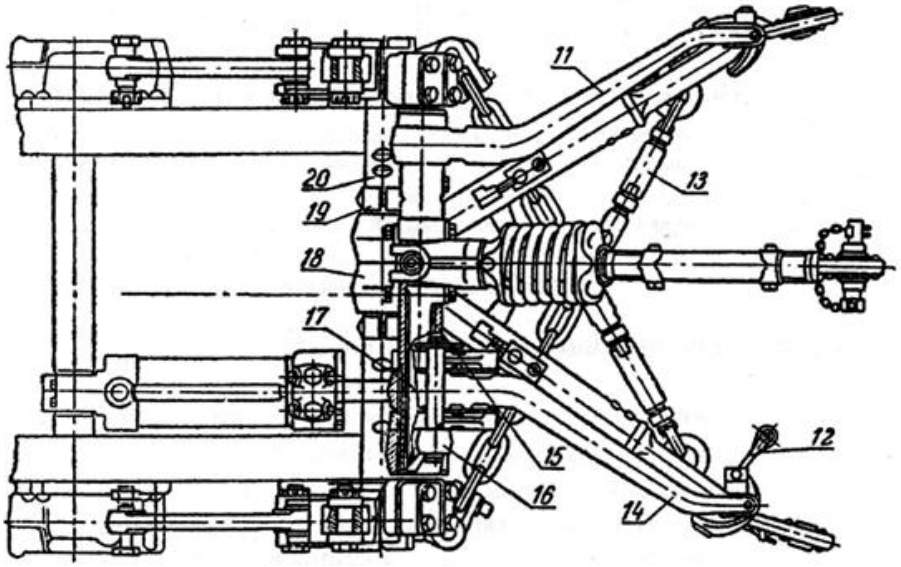


Рис. 2. Задній начіпний пристрій (двоточкова наладка):

11 – підйомний важіль правий; 12 – фіксатор центральної тяги; 13 – обмежувальний ланцюг; 14 – підйомний важіль лівий; 15 – вал важелів; 16 – важіль упорний; 17 – вісь верхня; 18 – головка циліндра; 19 – упор; 20 – нижня вісь

Чотириточкове з'єднання використовується при проведенні аграрних робіт вкрай рідко. Однак на відміну від триточкового, дві верхні поздовжні тяги забезпечують більш високу стійкість руху сільськогосподарської машини (Makarenko, 2012).

Найбільше розповсюдження на сільськогосподарських тракторах отримали триточкові навісні системи.

Використання навісної системи сучасних тракторів забезпечує можливість копіювання агрегатованими знаряддями рельєфу поля та оптимально перерозподілити навантаження між машиною та ведучими колесами трактора. Це досягається завдяки висотному, силовому та позиційному способам регулювання глибини обробітку ґрунту. Всі ці способи активно використовуються при проведенні сільськогосподарських робіт, при чому за необхідності можна використовувати два способи регулювання глибини обробітку: висотний і силовий або позиційний і силовий (Makarenko, 2012).

Матеріали і методи досліджень. Взагалі то досліджень в області навісних пристроїв доволі мало. А ті

що є, в основному торкаються стійкості та покращення керованості машинно-тракторних агрегатів, і впливу навісних пристроїв на даний процес. Чому так? Тут скоріше велику роль відіграє сама конструкція навіски. Вона достатньо надійна і практично задовольняє вимоги до з'єднання агрегатів з трактором. Але на деяких матеріалах, що стосуються навісних систем можна зупинитись.

В дослідженнях Павлюка А. С. мова йде про фактори, що впливають на стійкість і керованість мобільних машин. До них дослідник відносить наступні:

– конструктивні особливості поворотних пристроїв причіпних ланок;

– масово-геометричні параметри шарнірно з'єднаних машин;

– характеристики пневматичних шин і підвіски;

– конструктивні особливості тягово-зчіпних пристроїв.

Для покращення цих параметрів було розроблено тягово-зчіпний пристрій. Щоб оцінити ефективність роботи нового винаходу були проведені порівняльні дослідження розповсюдженого тягово-зчіпного пристрою «вилка-петля» і розробленого зчіпного пристрою. В ході досліджень вимірювались відхилення курсових кутів енергетичного засобу і причіпної ланки за допомогою гіроскопічних датчиків, а також швидкість руху мобільної машини (датчик – «п'яте колесо»). Одночасно з цим здійснювалась оцінка параметрів, що впливають на продуктивність і якість роботи та покращують умови праці робітників (Pavlyuk, 2009).

Дослідження Попова В. Б. присвячені питанням автоматизованого проектування механізму навішування переднього підйомно-навісного пристрою універсального енергетичного засобу «Полісся». Подано опис вихідних параметрів гідроприводу та механізму навішування, що формують процедуру аналізу підйомно-навісного пристрою. На основі функціональної математичної моделі аналізу, а також обраних методів оптимізації, показників якості, функціональних та прямих обмежень побудовано процедуру параметричної оптимізації. В результаті оптимізації збільшено вантажопідйомність модернізованого варіанта механізму навішування (Popov, 2008).

Як бачимо проведення досліджень не торкаються жорсткості навісної системи трактора. Однак сучасні навісні посівні агрегати, які мають ширину захвату від 8 і більше метрів, мають також і значні маси – 3 т і більше. Такі агрегати під час роботи мають значний опір, а відповідно і розгойдують МТА. Це призводить до неточності сівби та непрямолінійності рядків сіяної культури.

Результати досліджень. Будемо вважати, що елементом, який формує кругову жорсткість під час процесу повороту, є обмежувальний ланцюг. Процесом повороту в даному випадку вважатимемо поворот рульового механізму трактора при коригуванні прямолінійного руху агрегату.

Завдання зводиться до визначення залежності між пружним розтягуванням ланцюга та кутом повороту сівалки. Для цього розглянемо чотирикутник АВСД (рис. 3, а), де шарніри А та Д є точками кріплення нижніх тяг до нижньої осі навіски трактора, а шарніри В та С точками кріплення до сівалки. Штрих пунктирними лініями вказані пружні елементи – обмежувальні ланцюги. При повороті сівалки щодо базового трактора кутом повороту будимо вважати кут β, а кут α – кутом повороту нижньої тяги АВ (рис. 3, б).

Розглядаючи вищезгаданий чотирикутник отримаємо такі вирази:

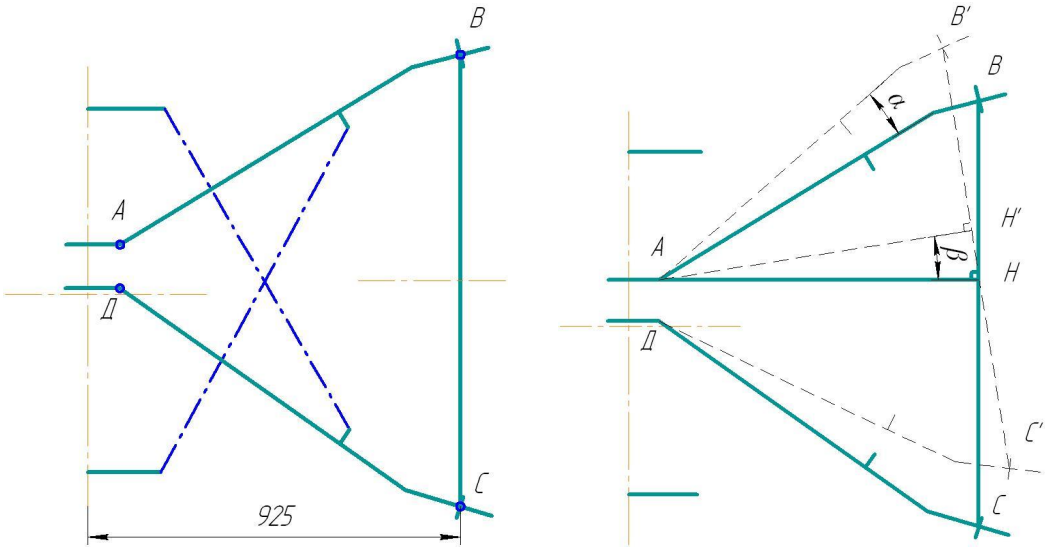
$$ДВ' = \sqrt{АВ'^2 + АД^2 - 2 \cdot АВ' \cdot АД \cdot \cos(\angle ВАН + \alpha)}$$

$$\angle АВ'Д = \arccos\left(0.5 \frac{АВ'^2 + В'Д^2 - АД^2}{В'Д \cdot АВ'}\right)$$

$$\angle ДВ'С = \arccos\left(0.5 \frac{СВ'^2 + В'Д^2 - СД^2}{В'Д \cdot СВ'}\right)$$

$$\angle В'АН' = \pi / 2 - \left(\angle АВ'Д + \angle ДВ'С\right)$$

$$\beta = \left(\alpha + \angle ВАН\right) - \angle В'АН'$$



а) б)

Рис. 3. Кінематична схема задньої навіски трактора

Для конкретних геометричних параметрів зчіпного пристрою маємо наступне трансцендентне рівняння:

$$\beta - \pi/2 + \alpha + 0.547 + \arccos\left(\left(0.5163688940 \cdot \left(1.87520978 + 0.20934646 \cdot \sin\left(\alpha + 0.547\right)\right)\right) \div \right.$$
$$\left. \div \sqrt{0.94929050 + 0.20934646 \cdot \sin\left(\alpha + 0.547\right)}\right) +$$
$$+ \arccos\left(\left(0.4457917261 \cdot \left(1.26967217 + 0.20934646 \cdot \sin\left(\alpha + 0.547\right)\right)\right) \div \right.$$
$$\left. \div \sqrt{0.94929050 + 0.20934646 \cdot \sin\left(\alpha + 0.547\right)}\right) = 0$$

Вирішуючи останнє рівняння знайдемо необхідну залежність $\alpha = f(\beta)$.

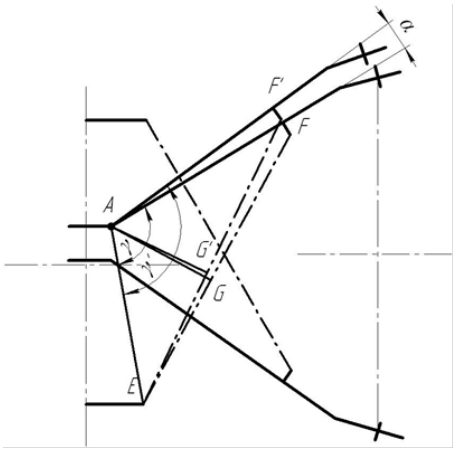


Рис. 4. Кінематична схема задньої навіски трактора щодо деформації обмежувального ланцюга

Деформація ланцюга (рис. 4) $\Delta z = EF' - EF$, де

$$EF = \sqrt{AE^2 + AF^2 - 2 \cdot AE \cdot AF \cdot \cos(\gamma)}$$
$$EF' = \sqrt{AE^2 + AF'^2 - 2 \cdot AE \cdot AF' \cdot \cos(\gamma')}.$$

Момент від сили пружності ланцюга – $M = C_{ланцюга} \cdot \Delta z \cdot AG'$.

Тоді формула для знаходження жорсткості навісного пристрою буде мати вигляд:

$$C_{зч} = \frac{M}{\alpha}.$$

Обговорення. Як відомо з історії, перші навісні системи з'явилися в 1934 році для навішування на трактор культиваторів і керування ними в районах зрошуваного бавовництва. В подальшому здійснювався розвиток навісних систем, їх вдосконалення та гідрофікація. З розвитком гідравлічних систем тракторів до навісних систем стали пред'являтися інші вимоги, збільшилась їх вантажність, вдосконалилась їх конструкція.

Сучасні навісні системи являють собою підчас унікальні конструкції. Вони використовуються не тільки для навішування сільськогосподарських машин. Часто не

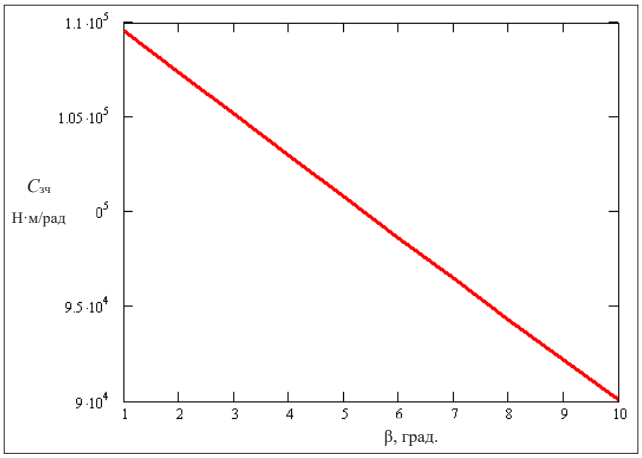


Рис. 5. Графік зміни жорсткості навісного пристрою відносно кута повороту сівалки

передню навіску, а інколи і на задню, чіпляють додаткові вантажі – чим здійснюють балластування трактора.

Аналізуючи конструкції навісних систем закордонних тракторів можна констатувати, що всі вони все більше управляються і контролюються електронікою. Це потребує використання спеціально розроблених програм.

Слід також сказати про передню навісну систему, яка має функцію гасіння поздовжніх коливань трактора під час руху. Фахівці компанії CLAAS стверджують, що ця система забезпечує плавність руху та комфорт, як і активний незалежний передній міст. Вона вже входить в базову комплектацію Axion 950.

Однак не слід забувати, що основою навісного пристрою є шарнірний чотириланковий механізм, який має безліч рухів в різних площинах (Artobolevskiy, 1988). І цей механізм повинен постійно забезпечувати виконання технологічного процесу. Не останню роль в цьому відіграє жорсткість механізму навіски.

Висновки. Проведені теоретичні дослідження показали значимість показника жорсткості навісних систем тракторів. Отримана залежність показала, що основними показниками при визначенні жорсткості є момент від сили пружності обмежувального ланцюга і кут повороту нижньої тяги механізму навіски. В свою чергу сила пружності обмежувального ланцюга залежить від матеріалу, з якого від виготовлений, і терміну роботи всієї навісної системи.

Бібліографічні посилання:

1. Helman B. M., Moskvyn M. V. (1991). Silskohospodarski traktory i avtomobili: Kn. 2: Shasi i obladnannya [Agricultural tractors and cars: Book 2: Chassis and equipment]. Kiev : Urozhay, 368 p. (in Ukrainian).
2. Semenov V. M. (1981). Rabota na traktore [Working on a tractor]. Moskva : Kolos. 271 p. (in Russian).

3. Hrechkosiy V. D. (1988). Dovidnyk sil's'koho inzhenera [Handbook of rural engineer]. Kiev : Urozhay. 360 p. (in Ukrainian).
4. Makarenko M. H. (2012). Navisni systemy traktoriv [Tractor mounted systems]. Kiev : Mechanization of agro-industrial complex. № 6. Pp. 20–24. (in Ukrainian).
5. Pavlyuk A. S., Kalinin R. A. (2009). Povysheniye ustoychivosti i upravlyayemosti mobil'nykh mashin za schet konstruktsii tyagovo-stsepnogo ustroystva [Improving the stability and controllability of mobile machines due to the design of the towing device]. Yekaterinburg : Polzunovskiy vestnik. № 1-2. Pp. 119–122. (in Russian).
6. Popov V. B. (2008). Avtomatizirovannoye proyektirovaniye mekhanizma naveski perednego podyemno-navesnogo ustroystva universal'nogo yenergosredstva [Computer-aided design of the linkage mechanism of the front lifting-hinged device of a universal power source]. Minsk : Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaystva: mezhvedomstvennyy tematicheskiy sbornik. Vyp. 42. pp. 3–12. (in Belarussian).
7. Artobolevskiy, I. I. (1988). Teoriya mekhanizmov i mashin [Theory of mechanisms and machines]. Moskva : Mashinostroyeniye. 640 p. (in Russian).
8. Guskov, V. V. (1981). Traktory. Chast 3. Konstruirovaniye i raschet [Tractors. Part. 3. Design and calculation]. Minsk : Vysshaya shkola. 383 p. (in Russian).
9. Vodyanyk I. I. (1994). Ekspluatatsiyni vlastyvosti traktoriv i avtomobiliv [Performance properties of tractors and cars]. Kiev : Urozhay. 224 p. (in Ukrainian).

Yaroshenko P.M. *PhD, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine*

Determination of circular hardness of tractor attachment system during technological operation

The article considers the issues of determining the circular stiffness of the tractor hitch system. Modern attachment systems have a fairly simple, but at the same time complex system of connecting an agricultural machine to the power tool. The attachment system is a hinge-lever mechanism located at the rear or front of the tractor. Quite often all-terrain tractors have both attachments. Their functions are almost the same, but the weight of the machines that are combined with the tractor are slightly different. It all depends on how the machine is attached to the tractor. Traditionally, mounted machines are placed on both attachments, but on the front – placed lighter machines. This is due to the lower load capacity of the tractor's front axle, plus the need for a good front view from the tractor cab.

Regarding the rigidity of the hinged system, we can say that such studies are extremely few. The fact is that the design of the hitch itself is massive and such that there is no doubt about its reliability. However, modern agricultural machinery, which has a width of 8 meters or more, has a significant weight compared to other equipment with a smaller width. Therefore, there is a legitimate question about the rigidity and bearing capacity of tractor hitches.

The presented article considers the theoretical issue of determining the rigidity of the tractor hitch system during the technological operation of sowing crops. The determined theoretical dependences show the change in the value of the angle of deviation of the drill from the trajectory of the tractor. The obtained theoretical equations can be useful in the design of mounted agricultural machines.

The task is to determine the relationship between the elastic tension of the chain and the angle of rotation of the drill. To do this, consider the quadrilateral, which symbolizes the mounted system, where some hinges are the points of attachment of the lower links to the lower axis of the tractor hitch, and others – the points of attachment to the drill. Dashed lines indicate elastic elements – limiting chains. At the same time we will be interested in the angles of rotation of the drill relative to the tractor, and the angle of rotation of the lower link of the hitch.

The conducted theoretical researches have shown the significance of the stiffness index of tractor hitches. The obtained dependence showed that the main indicators in determining the stiffness are the moment of the elastic force of the limiting chain and the angle of rotation of the lower rod of the hitch mechanism. In turn, the strength of the elasticity of the limiting chain depends on the material from which it is made, and the service life of the entire hinged system.

Key words: *tractor hitch system, wheel stiffness, connection method, angle of rotation, technological operation.*

УДК 624.138.2.678.063

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІЛЬНИХ КОЛИВАНЬ КОРПУСА ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ПІД ЧАС РУХУ

Колодненко Віталій Миколайович
старший викладач
Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна
ORCID: 0000-0002-8450-6759
kolodnenko_vn@ukr.net

Соларьов Олександр Олексійович
кандидат технічних наук, доцент
Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна
ORCID: 0000-0002-1485-0685
solarov.oleksandr@snau.edu.ua

Коливання корпусу транспортного засобу відноситься до рухів та вібрацій, яким піддається сама конструкція транспортного засобу під час руху. Це можуть бути рухи та коливання, які відбуваються відносно основної структури або рами транспортного засобу. Під час руху транспортного засобу, особливо по дорогах з нерівним покриттям, корпус піддається різноманітним коливанням. Ці коливання можуть бути викликані нерівностями на дорозі, опором робочих органів, впливом сил вітру або іншими факторами. Види коливань корпусу можуть включати вертикальні коливання, що проявляються у вигляді підстрибування або рухів вгору-вниз; поздовжні качання, що відбуваються в напрямку руху транспортного засобу; горизонтально-поздовжні коливання корпусу, що з'являються внаслідок впливу бічних сил або рухів корпусу вгору-вниз; і поперечні коливання, відомі як бортове качання, коливання з боку на бік.

Коливання корпусу можуть мати вплив на різні аспекти, такі як комфорт пасажирів, стійкість транспортного засобу, ефективність роботи робочих органів та загальну безпеку. Тому, вивчення та розуміння цих коливань є важливим завданням для розробників транспортних засобів та інженерів, що працюють над покращенням їх характеристик та функціональності.

У цій статті ми провели детальний аналіз процесу коливання корпусу транспортного засобу під час руху. Дослідження охоплює вплив нерівностей дорожнього покриття та інших факторів на коливання корпусу. Виявлено, що під час руху транспортного засобу виникають різноманітні види коливань, такі як вертикальні коливання (підстрибування), поздовжні качання, горизонтально-поздовжні коливання корпусу і поперечні коливання (бортове качання). Проведений аналіз розглядає причини виникнення цих коливань та їх вплив на комфорт водія, пасажирів та стійкість транспортного засобу.

Для більшого розуміння процесу коливання було здійснено математичний аналіз з метою подальшого моделювання та проведення експериментальних досліджень. Результати цього дослідження можуть бути важливими для поліпшення конструкції транспортних засобів та розробки ефективних систем поглинання коливань, що забезпечують комфортну поїздку та безпеку пасажирів. Наведений алгоритм розрахунку докладно описує процес коливання корпусу транспортного засобу під час руху.

Ключові слова: *транспортний засіб, коливання корпусу, амплітуда коливань.*

DOI https://doi.org/10.32845/msnau.2022.1.9

Вступ. Відомо, що автомобіль, як і будь-яке інше транспортне засіб, під час руху піддається коливанням, що виникають внаслідок нерівностей дорожнього покриття або опорних сил, що діють на його робочі органи. Якщо розглядати автомобіль як жорстке тіло, яке опирається на гнучкі опори у вигляді коліс, можна виділити такі типи коливань: вертикальні коливання (підстрибування), поздовжні рухи вгору-вниз, горизонтально-поздовжні коливання корпусу і поперечні коливання (крен). З перерахованих типів коливань найбільш помітними є перші два.

У багатьох сучасних роботах українських вчених (Martyniuk et al, 2021; Kozhushko et al, 2018) розглянуті задачі динаміки гусеничної та колісної техніки її вплив на ґрунт та визначення частоти вільних коливань усіх видів. Під час кінематичної невідповідності спарених рушіїв та криволінійній траєкторії руху також суттєво підсилюються коливання корпусу транспортного засобу та в подальшому несуть негативний вплив на керованість, стійкість транспортного засобу (Melnyk et al, 2015; Dovzhyk et al, 2015).

Матеріали та методи. У даній статті ми намагаємося оцінити ефект складних коливань транспортного засобу на збільшення тиску, який діє на ґрунт під його колесами, за допомогою спрощеної методики з метою кількісного визначення додаткового ущільнення ґрунту. Нехай m_T – маса транспортного засобу, зосереджена у центі ваги C (рис. 1); l_1 і l_2 – відстані від центра ваги до точок контакту коліс з ґрунтом. I_z і I_x – моменти інерції маси транспортного засобу відносно центральних осей C_z і C_x, перпендикулярних до середньої площини yCx; c_1 і c_2 – еквівалентні жорсткості, відповідно, передніх і задніх коліс.

Складний рух корпуса транспортного засобу в площині yOx можна розкласти на поступальний рух уздовж осі Cy, поступальний рух уздовж осі Cx і обертальний рух. Для визначення відповідних коливань

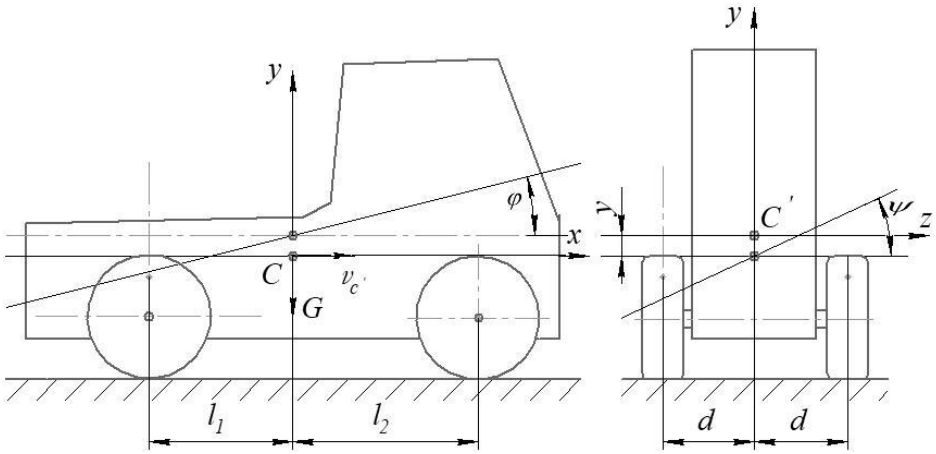


Рис. 1. До визначення вільних коливань транспортного засобу у поздовжньо-вертикальній площині

скористаємося рівнянням Лагранжа другого роду для кожного з названих видів коливань:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)-\frac{\partial T}{\partial y}=-\frac{\partial \Pi_1}{\partial y};\quad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \varphi}\right)-\frac{\partial T}{\partial \varphi}=-\frac{\partial \Pi_2}{\partial \varphi}; \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)-\frac{\partial T}{\partial x}=-\frac{\partial \Pi_3}{\partial x};\quad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \psi}\right)-\frac{\partial T}{\partial \psi}=-\frac{\partial \Pi_1}{\partial \psi}. \quad (2)$$

Тут і далі використані загальновідомі позначення:

$$\frac{dy}{dt}=\dot{y};\frac{dx}{dt}=\dot{x};\frac{d^2y}{dt^2}=\ddot{y};\frac{d^2x}{dt^2}=\ddot{x};$$
$$\frac{d\varphi}{dt}=\dot{\varphi};\frac{d^2\varphi}{dt^2}=\ddot{\varphi};\frac{d\psi}{dt}=\dot{\psi};\frac{d^2\psi}{dt^2}=\dot{\psi}. \quad (3)$$

Кінетичну енергію транспортного засобу визначимо як кінетичну енергію суцільного твердого тіла з урахуванням усіх видів коливань:

$$T=\frac{1}{2}\left[m_T\left(\frac{dy}{dt}\right)^2+m_T\left(\frac{dx}{dt}\right)^2+I_z\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2+I_x\frac{d\psi}{dt}\right]. \quad (4)$$

Для визначення потенційної енергії системи помістимо початок координат *C* у центр ваги транспортного засобу і приймемо його положення як нульове, відносно якого відбуваються коливання корпусу. Цьому положенню відповідають початкові вертикальні деформації передніх і задніх коліс: y_{o1} і y_{o2} При переміщенні центра ваги *C* вниз на величину *y* і повороті осі транспортного засобу на кут *φ* потенційна енергія транспортного засобу буде $\Pi_1'=-Gy$. Тут знак «мінус» взято, виходячи з фізичної сутності зміни потенційної енергії (вона зменшилася). Потенційна енергія передніх коліс зросте і буде дорівнювати

$$\Pi_1''=\frac{1}{2}c_1\left(y_{o1}+y+l_2\varphi\right)^2-\frac{1}{2}c_1y_{o1}. \quad (5)$$

Потенційна енергія задніх коліс зміниться так:

$$\Pi_1'''=\frac{1}{2}c_2\left(y_{o2}+y-l_1\varphi\right)^2-\frac{1}{2}c_2y_{o2}^2. \quad (6)$$

Потенційну енергію системи знайдемо як суму потенційних енергій корпуса транспортного засобу і пружних деформованих коліс:

$$\Pi_1=\Pi_1'+\Pi_1''+\Pi_1'''=$$
$$=-Gy+\left[\begin{array}{l}\frac{1}{2}c_1\left(y_{o1}+y+l_2\varphi\right)^2-\frac{1}{2}c_1y_{o1}^2+\\ \frac{1}{2}c_2\left(y_{o2}+y-l_1\varphi\right)^2-\frac{1}{2}c_2y_{o2}^2\end{array}\right]\cdot 2=$$
$$=-Gy+\left(c_1+c_2\right)y^2+\left(c_1l_2^2+c_2l_1^2\right)\varphi^2+$$
$$+2\left(c_1l_2+c_1l_1\right)\varphi y+2\left(c_1y_{o1}+c_2y_{o2}\right)y+$$
$$+2\left(c_1y_{o1}+c_2y_{o2}\right)\varphi. \quad (7)$$

При переході через нульове положення у системі спокою рівнодіюча всіх сил, що діють на систему, дорівнює нулю, тому згідно з відомою теоремою механіки про проекції сил на координатні осі можна записати:

$$\left(\frac{\partial \Pi_1}{\partial y}\right)=-G+\left(c_1l_2-c_2l_2\right)\varphi+\left(c_1y_{o1}+c_2y_{o2}\right)=0. \quad (8)$$

Тоді остаточно маємо:

$$\Pi_1=\left(c_1+c_2\right)y^2+\left(c_1l_2^2+c_2l_1^2\right)\varphi^2+$$
$$+2\left(c_1l_2y_{o1}-c_2l_1y_{o2}\right)\varphi. \quad (9)$$

Потенційна енергія системи у випадку поздовжнього коливання системи $\Pi_2=\Pi_1$.

Коливання уподовж осі *Cx*, теж відбуваються за рахунок пружності еластичних коліс, і потенційна енергія

у цьому випадку буде $П_3 = \frac{1}{2} c_{сум} x^2$, де $c_{сум}$ – сумарна горизонтальна жорсткість усіх чотирьох коліс. Цю жорсткість можна визначити експериментальним шляхом, визначаючи силу тяги при загальмованих колесах і відповідне їй переміщення *x*. Нарешті, потенційну енергію у разі поперечних коливань знаходимо як суму потенційних енергій корпуса транспортного засобу $П_1' = -Gy$ і деформованих коліс. Остання, як і у випадку поздовжніх коливань у площині *yCx,* буде:

$$П_4 = -Gy + (c_1 + c_2) y^2 + 2(c_1 y_{o1} + c_2 y_{o2}) y + + d^2 (c_1 + c_2) \psi^2. \quad (10)$$

Використовуючи умову:

$$\left(\frac{\partial П_4}{\partial y}\right)_{y=0} = -G + 2(c_1 + c_2) y + 2(c_1 y_{o1} + c_2 y_{o2}) = = G + 2(c_1 y_{o1} + c_2 y_{o2}) = 0, \quad (11)$$

Остаточно маємо:

$$П_4 = (c_1 + c_2) y^2 + d^2 (c_1 + c_2) \psi^2. \quad (12)$$

Результати досліджень. Вирази для похідних у рівняннях Лагранжа:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} = m_T \dot{y};\ \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}}\right) = m_T \ddot{y};\ \frac{\partial T}{\partial y} = 0;\ \frac{\partial П_1}{\partial y} = 2(c_1 + c_2) y; \quad (14)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = I_z \dot{\varphi};\ \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}}\right) = I_z \ddot{\varphi};\ \frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0; \quad (15)$$

$$\frac{\partial П_2}{\partial \varphi} = 2(c_1 l_2^2 + c_2 l_1^2)\varphi - 2(c_1 l_2 y_{o1} - c_2 l_1 y_{o2}).$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = m_T \dot{x};\ \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}}\right) = m_T \ddot{x};\ \frac{\partial T}{\partial x} = 0;\ \frac{\partial П_з}{\partial x} = c_{сум} x; \quad (16)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} = I_x \dot{\psi};\ \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}}\right) = I_x \ddot{\psi};\ \frac{\partial T}{\partial \psi} = 0;\ \frac{\partial П_4}{\partial \psi} = 2d^2 (c_1 + c_2)\psi. \quad (17)$$

Підставивши ці вирази у перше рівняння Лагранжа, отримаємо:

$$m_T \ddot{y} = -2(c_1 + c_2) y, \text{ або } \ddot{y} + k_1^2 y = 0. \quad (19)$$

Це лінійне диференціальне рівняння другого порядку. Його загальне рішення буде:

$$y = c_1 \sin(k_1 t + \alpha_1), \quad (20)$$

де $k_1 = \sqrt{2(c_1 + c_2)/m_T}$ – циклічна частота вертикальних коливань (підстрибувань) корпуса транспортного засобу.

Постійні c_1 і α_1 можна знайти з початкових умов, але коливання можливі при будь-яких відхиленнях від положення рівноваги. Амплітуда c_1, як відомо, залежить саме від початкового відхилення і початкової швидкості.

З другого рівняння Лагранжа маємо:

$$I_z \ddot{\varphi} = -2(c_1 l_2^2 + c_2 l_1^2)\varphi + 2(c_1 l_2 y_{o1} - c_2 l_1 y_{o2}), \quad (21)$$

або

$$\ddot{\varphi} + k_0^2 \varphi = p, \text{ де } p = 2(c_1 l_2 y_{o1} - c_2 l_1 y_{o2}) / J_z. \quad (22)$$

Це теж лінійне диференціальне рівняння другого порядку, рішенням якого буде:

$$\varphi = \frac{1}{k_2^2}\left[p + c_2 \sin(k_o t + \alpha_2)\right], \quad (23)$$

де $k_o = \sqrt{2(c_1 l_2 + c_2 l_1)/J_z}$ – циклічна частота обертальних коливань корпуса транспортного засобу, а постійні c_2 і α_2 знаходяться з початкових умов.

З третього рівняння Лагранжа отримуємо диференціальне рівняння $m\ddot{x} + c_{сум} x = 0$, загальне рішення якого $x = c_3 sin(k_3 t + \alpha_3)$ і циклічна частота горизонтальних коливань $k_3 = \sqrt{c_{сум}/m_T}$, де $c_{сум} = 2(c_1 + c_2)$.

Нарешті четверте рівняння Лагранжа зводиться до диференціального рівняння

$$I_x \ddot{\psi} + 2d^2 (c_1 + c_2)\psi = 0, \quad (24)$$

загальне рішення якого можна записати у вигляді

$$\psi = C_4 \sin(k_4 t + \alpha_4). \quad (25)$$

Циклічна частота обертальних коливань корпуса транспортного засобу в площині *yCz* буде:

$$k_4 = \sqrt{2d^2 (c_1 + c_2)/m_T}. \quad (26)$$

Обговорення. Коливання корпусу транспортного засобу є важливим аспектом, який впливає на різні аспекти його функціонування. Давайте розглянемо деякі ключові аспекти та обговоримо їх.

Комфорт водія: Коливання корпусу транспортного засобу можуть впливати на комфорт водія. Надмірні коливання можуть спричиняти дискомфорт, стомлювання та навіть незручності для пасажирів. Тому важливо розробляти та вдосконалювати системи поглинання коливань, які зменшують вплив коливань на пасажирів і забезпечують більш комфортну поїздку.

Стійкість транспортного засобу: Коливання корпусу можуть впливати на стійкість транспортного засобу. Надмірні коливання можуть знижувати стійкість та контроль над транспортним засобом, особливо на високих швидкостях або в умовах поганого дорожнього покриття. Це може погіршувати безпеку та керованість транспортного засобу. Розробка ефективних систем підвіски та контролю коливань допомагає забезпечити стійкість транспортного засобу.

Вплив на робочі органи: Коливання корпусу можуть впливати на ефективність роботи робочих органів транспортного засобу. Наприклад, в сільськогосподарських машинах, коливання можуть призводити до нерівномірного

оброблення ґрунту або впливати на точність роботи обробблювальних агрегатів. Врахування коливань корпусу та розробка систем компенсації можуть поліпшити роботу робочих органів та результативність транспортного засобу.

Безпека: Коливання корпусу також мають важливе значення для безпеки транспортного засобу. Надмірні коливання можуть спричиняти пошкодження структури транспортного засобу, зношування деталей або викликати несправності. Це може вплинути на загальну безпеку пасажирів та експлуатацію транспортного засобу. Розробка та застосування ефективних систем контролю та моніторингу коливань можуть покращити безпеку транспортних засобів.

Отже, розуміння та управління коливаннями корпусу транспортного засобу є важливими завданнями для забезпечення комфорту, стійкості, ефективності та безпеки транспортного засобу. Це вимагає розробки та впровадження відповідних технологій, математичних моделей та систем управління, що дозволяють ефективно контролювати та знижувати вплив коливань на транспортний засіб.

Висновок. Таким чином, вільні коливання корпуса транспортного засобу у площинах *yCx* і *yCz* описуються чотирма незалежними рівняннями, кожне з яких містить лише один аргумент – одну з узагальнених координат *y*, *x*, *φ* або *ψ*

Щоб отримати рішення в числах за допомогою цих рівнянь, треба визначитися з величинами еквівалентних жорсткостей шин c_1 і c_2 та моментів інерції маси транспортного засобу J_z і J_x. Дані дослідження мають прикладний характер та можуть бути використаними при конструюванні автомобільної техніки.

Бібліографічні посилання:

1. Martyniuk, A. V., Marchenko, M. V., Solarov, O. O. (2021). Traiektoriia kryvoliniinoho rukhu traktora [Trajectory of curvilinear movement of the tractor] [Elektronnyi resurs]. *Tekhnolohii XXI storichchia* : zbirnyk tez za materialamy 27 mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii (m. Sumy – Odesa, 24–26 lystopada, 2021 r.) (Ch. 1, s. 39–40). Sumy – Odesa : SNAU [in Ukrainian].

2. Melnyk, V. I., Dovzhyk, M. Ya., Tatianchenko, B. Ya., & Solarov, O. O. (2015). Kinematychna nevidpovidnist i dynamichna nerivnomirnist navantazhennia sparenykh kolis traktora. [Kinematic inconsistency and dynamic unevenness of the load of paired tractor wheels]. Inzheneriia pryrodokorystuvannia, (1), 90–95. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Iprk_2015_1_18 [in Ukrainian].

3. Dovzhyk, M. Ya., Tatianchenko, B. Ya., & Solarov, O. O. (2015). Sylovyi analiz traktornoho ahrehatu z pakhotnym pluhom [Power analysis of a tractor unit with an arable plow]. *Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu silskoho hospodarstva imeni Petra Vasylenka*, (157), 208–214. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vkhdtusg_2015_157_38 [in Ukrainian].

4. Kozhushko, A. P., Hryhoriev, O. L. (2018). Modeliuvannia zviazanykh kolyvan kolisnoho traktora ta tsysterny z ridynoiu na priamii traiektorii zi skladnym reliefom mistsevosti [Modeling coupled vibrations of a wheeled tractor and a liquid tank on a straight path with complex terrain]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu "KhPI". Seriia: Matematychne modeliuvannia v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh*, 34–61. URL: https://repository.kpi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/e82dd96f-874a-415a-952d-71b162c727c4 [in Ukrainian].

Solarov O.O., *PhD, Associate Professor, Sumy National Agrarian University Sumy, Ukraine*

Kolodnenko V.M., *Senior Lecturer, Sumy National Agrarian University Sumy, Ukraine*

Research of free oscillations of the body of the vehicle while driving

Vehicle body sway refers to the movements and vibrations to which the vehicle structure itself is subjected while driving. These can be movements and vibrations that occur relative to the main structure or frame of the vehicle. During the movement of the vehicle, especially on roads with uneven surfaces, the body is subject to various vibrations. These fluctuations can be caused by unevenness on the road, the resistance of working bodies, the influence of wind forces or other factors. Types of hull oscillations may include vertical oscillations manifested as bouncing or up-and-down movements; longitudinal rocking occurring in the direction of movement of the vehicle; horizontal-longitudinal vibrations of the body, which appear due to the influence of lateral forces or movements of the body up and down; and transverse sway, known as roll, side-to-side sway.

Body vibrations can affect various aspects such as passenger comfort, vehicle stability, efficiency of working organs and overall safety. Therefore, studying and understanding these fluctuations is an important task for vehicle designers and engineers working to improve their performance and functionality.

In this article, we have carried out a detailed analysis of the process of oscillation of the vehicle body during movement. The study covers the effect of road surface irregularities and other factors on body vibration. It was found that various types of oscillations occur during the movement of the vehicle, such as vertical oscillations (jumping), longitudinal swaying, horizontal-longitudinal oscillations of the body and transverse oscillations (side swaying). The conducted analysis examines the causes of these fluctuations and their impact on the comfort of the driver, passengers and the stability of the vehicle.

For a better understanding of the oscillation process, a mathematical analysis was carried out for the purpose of further modeling and conducting experimental studies. The results of this research can be important for improving the design of vehicles and developing effective vibration absorption systems that ensure a comfortable ride and the safety of passengers. The given calculation algorithm describes in detail the process of oscillation of the vehicle body during movement.

Key words: *vehicle, body vibrations, amplitude of vibrations.*