

НУБІП України

НУБІП України

НУ И

НУ И

НУ И

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА
РОБОТА**

01.12 - КМР. 463 „С” 2023.03.28. 019 ПЗ

Ювченко Ігор Володимирович

НУБІП України

НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І

ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет

Конструювання та дизайну

УДК 631.358:62

ПОГОДЖЕНО

Декан факультету

Конструювання та дизайну

(назва факультету)

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

Надійності техніки

(назва кафедри)

Ружи́ло З.В.

(підпис)

(ПІБ)

Нови́цький А.В.

(підпис)

(ПІБ)

“ ” 2023 р.

“ ” 2023 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему «Підвищення роботоздатності шпонкового з'єднання

зернозбиральної техніки»

Спеціальність

133 – «Галузеве машинобудування»

(код і назва)

Освітня програма «Технічний сервіс машин та обладнання

сільськогосподарського виробництва»

(назва)

Орієнтація освітньої програми

освітньо-професійна

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

Нови́цький А.В.

(підпис)

(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи:

К.Т.Н., доцент

Ревенко Ю.

I.

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

(ПІБ)

Виконав:

Ювченко І.В.

(підпис)

(ПІБ)

КИЇВ - 2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
Факкультет конструювання та дизайну

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри надійності техніки
к.т.н., доцент Новицький А. В.
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПНБ)
2023 року

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ
Ювченко Ігорю Володимировичу
(прізвище, ім'я, по-батькові)
Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
(код і назва)

Освітня програма «Технічний сервіс машин та обладнання сільськогосподарського виробництва»
(назва)
Програма підготовки освітньо-професійна
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)
Тема магістерської роботи «Підвищення роботоздатності шпонкового з'єднання зернозбиральної техніки»

затверджена наказом ректора НУБІПУ від 28 березня 2023 р. № 463 «С»
Термін подання завершеної роботи на кафедру 6/11/2023
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи:

1. Результати аналізу виробничої діяльності підприємства та новітніх технологічних процесів ремонту сільськогосподарських техніки
2. Технічна характеристика ремонтно-технологічного обладнання.
3. Типові планування центральних ремонтних майстерень з ремонту сільськогосподарських машин.

Дата видачі завдання 10 жовтня 2022 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи Ревенко Ю. І.
(ініціали) (підпис) (прізвище та ініціали)
Завдання прийняв до виконання Ювченко І. В.
(підпис) (прізвище та ініціали студента) ***

ЗМІСТ

Вступ	6
РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ	8
1.1. Аналіз робіт і сучасних методів щодо підвищення надійності сільськогосподарських машин.....	8
1.2. Класифікація нерухомих з'єднань.....	12
1.3. Причини виходу з ладу і механізм зносу шпонкових з'єднань.....	15
1.4. Мета і завдання досліджень.....	17
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПІДВИЩЕННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ	19
2.1. Теоретичне обґрунтування підвищення роботоздатності шпонкового з'єднання сільськогосподарської техніки.....	19
2.2. Способи підвищення роботоздатності шпонкового з'єднання.....	26
2.3. Теоретичне описання роботи модернізованого шпонкового з'єднання.....	29
РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА, РЕЗУЛЬТАТИ ТА АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ	43
3.1.1. Методика збору і опрацювання вихідної інформації по вузлам зернозбиральних комбайнів.....	44
3.1.2. Методика статистичної оцінки показників надійності.....	45
3.2. Методика вимірювання геометричних розмірів і визначення фізико-механічних властивостей деталей і елементів шпонкових з'єднань.....	46
3.3 Методика експериментальних випробувань роботоздатності зернозбиральних комбайнів, обладнаних запропонованими з'єднаннями.....	50
3.4. Аналіз надійності зернозбиральних комбайнів у рядових умовах експлуатації.....	51

3.4. Аналіз надійності зернозбиральних комбайнів у рядових умовах експлуатації.....	52
3.5. Аналіз результатів вимірювання розмірів і фізико-механичних властивостей деталей шпонкових з'єднань, які поступають в якості запасних частин.....	56
РОЗДІЛ 4 ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	60
РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РОБОТОЗДАТНОСТІ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА ОБЛАДНАНОГО ЗАПРОПОНОВАНИМ НЕРУХОМИМ З'ЄДНАННЯМ.....	65
ВИСНОВКИ.....	71
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	72

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Вступ

Складні механічні системи сільськогосподарських машин потребують при своїй експлуатації забезпечення високої надійності, в процесі перевезення вантажів і пасажирів, а також при виконанні виробничих операцій. Будь-які збої в роботі сучасної техніки приводять до серйозних економічних втрат, а інколи і до екологічних катастроф.

Щодо надійності сільськогосподарської техніки треба відмітити, що збої і простої в експлуатації приводять до значних фінансових збитків.

Із таблиць дефектації, зазначених у спеціальних нормах і правилах виготовлення і ремонту, слідує, що в більшості випадків певні обмеження з експлуатації мають багаточисельні пари тертя, а саме, шпонки, шпонкові пази, як правило працюючі в складних умовах реверсу та потрапляння абразиву.

Змушені позапланові простої сільськогосподарської техніки, через відмову шпонки, зазвичай приводять до порушення виробничого процесу.

Разом з тим, на зниження надійності роботи церухомих з'єднань, як показує практика має помітний вплив, як низька якість виготовлення так і ремонту. При цьому не завжди дотримуються встановлені допуски на виготовлення чи ремонт. Іноді використовується наявний матеріал не відповідний технічним вимогам. Є випадки пошкодження і окремих елементів при складанні або демонтажі.

Не точне виготовлення шпонково-шлицьових з'єднань приводять до того, що шпонка у пазі починає перекошуватись, не рівномірно сприймаючи виникаючі зусилля, через що швидко зношується і зминається, пошкоджуючи пази валу і втулки.

У зв'язку з цим для підвищення ефективності використання складних сільськогосподарських машин, зниження затрат при їх функціонуванні.

Мета: Підвищення роботоздатності шпонкових з'єднань сільськогосподарської техніки.

Об'єкт досліджень: Шпонкові з'єднання сільськогосподарської техніки.

Предмет дослідження: Закономірності контактної взаємодії робочих поверхонь деталей шпонкових з'єднань.

Методика досліджень. В роботі використовувались теоретичні і емпіричні дослідження. Основний метод досліджень показників використання сільськогосподарської техніки – статистичний, при цьому використовувалась теорія планування експерименту. При обробці отриманих результатів використовувались методи математичної статистики і теорії ймовірності.

Апробація роботи. Окремі результати досліджень викладено на X Міжнародній науково-технічній конференції з нагоди 116-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН Володимира Савовича КРАМАРОВА (1906-1987) та 125-ї річниці НУБІП України «КРАМАРОВСЬКІ ЧИТАННЯ» (23-24 лютого 2023 р)

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ І ПОНЖОВИХ
З'ЄДНАНЬ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

1.1. Аналіз робіт і сучасних методів щодо підвищення надійності

сільськогосподарських машин

Ефективна робота сільськогосподарської техніки багато в чому залежить як від надійності їх в цілому, так і окремо від агрегатів, вузлів, складальних одиниць, кожен з яких виконує певні функції.

Це зумовлено тим, що в процесі експлуатації техніки під дією навантажень і факторів навколишнього середовища поступово змінюються форми робочих поверхонь деталей, збільшуються зазори у нерухомих з'єднаннях, порушується їх взаєморозташування і як наслідок, знижується роботоздатність, а основні показники надійності погіршуються.

Для оцінки надійності сільськогосподарської техніки використовуються одиничні і комплексні показники.

Для більш повної оцінки надійності застосовують комплексні показники такі, як коефіцієнт готовності, коефіцієнт технічного використання, коефіцієнт оперативної готовності, середні сумарні і питомі трудомісткості і вартості технічного обслуговування і ремонту.

Вивчення надійності сільськогосподарських машин починалось з дослідження зносів окремих їх деталей, за результатами яких вперше були обгрунтовані їх граничні стани, що забезпечують задану якість роботи.

При розгляді питань надійності тракторів встановили, що відмови даних видів техніки, які експлуатуються у рядових умовах, підпорядковуються певному закону розподілення.

Багато хто при дослідженні надійності сільськогосподарських машині агрегатів приходять до висновку, що час безвідмовної роботи описується експоненціальним законом розподілення, а також законом розподілення Вейбулла. Але слід зазначити, що процеси зносу і втомного руйнування

різноманітні через вплив різних факторів, тому для різних деталей і вузлів загальність якого-небудь закону малоймовірна.

В залежності від виду виробу і характеру відмов, розподілення ресурсу може описуватись різними законами.

Ймовірність безвідмовної роботи різних елементів трансмісії описується як нормальним законом розподілення, так і законом Вейбула і експоненціальним. Тому в цілому надійність трансмісії буде визначатися композицією приведених вище законів розподілення.

Отже обґрунтованість обраного закону розподілу для кожного конкретного випадку слід перевіряти експериментально.

Суттєве місце в дослідженнях сільськогосподарських машин займає метод оцінки конструктивної і технологічної досконалості машин, який включає ряд коефіцієнтів запропонованих академіком Селівановим А.І. довговічність, ремонтпридатність, рівномірність і стабільність регулювань. Дані коефіцієнти можуть бути отримані при наявності повної статичної інформації по всім деталям машини.

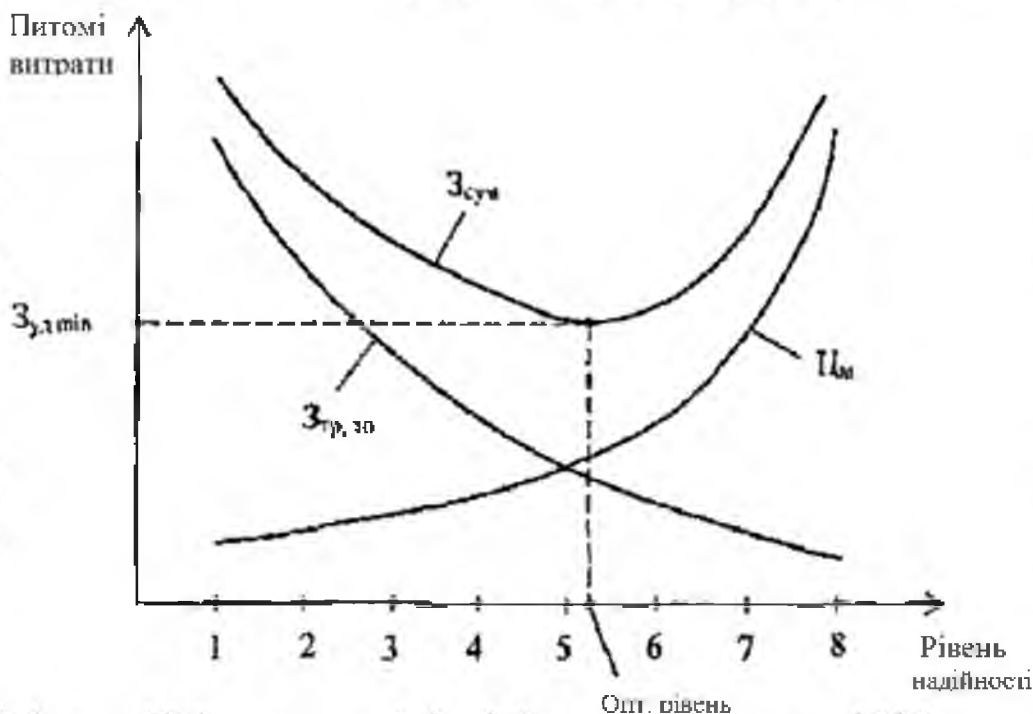


Рисунок 1.1. Оптимізація рівня надійності машини

$Z_{пр, зр}$ — витрати на ТО і ПР; C_m — ціна машини; $Z_{сум}$ — сумарні витрати на ремонт і виробництво; $Z_{п,мін}$ — мінімальні питомі витрати

Детальна класифікація відмов і їх причини поділені на конструкторські, технологічні, експлуатаційні, що дозволяє визначити сферу, яка відповідає за відмову.

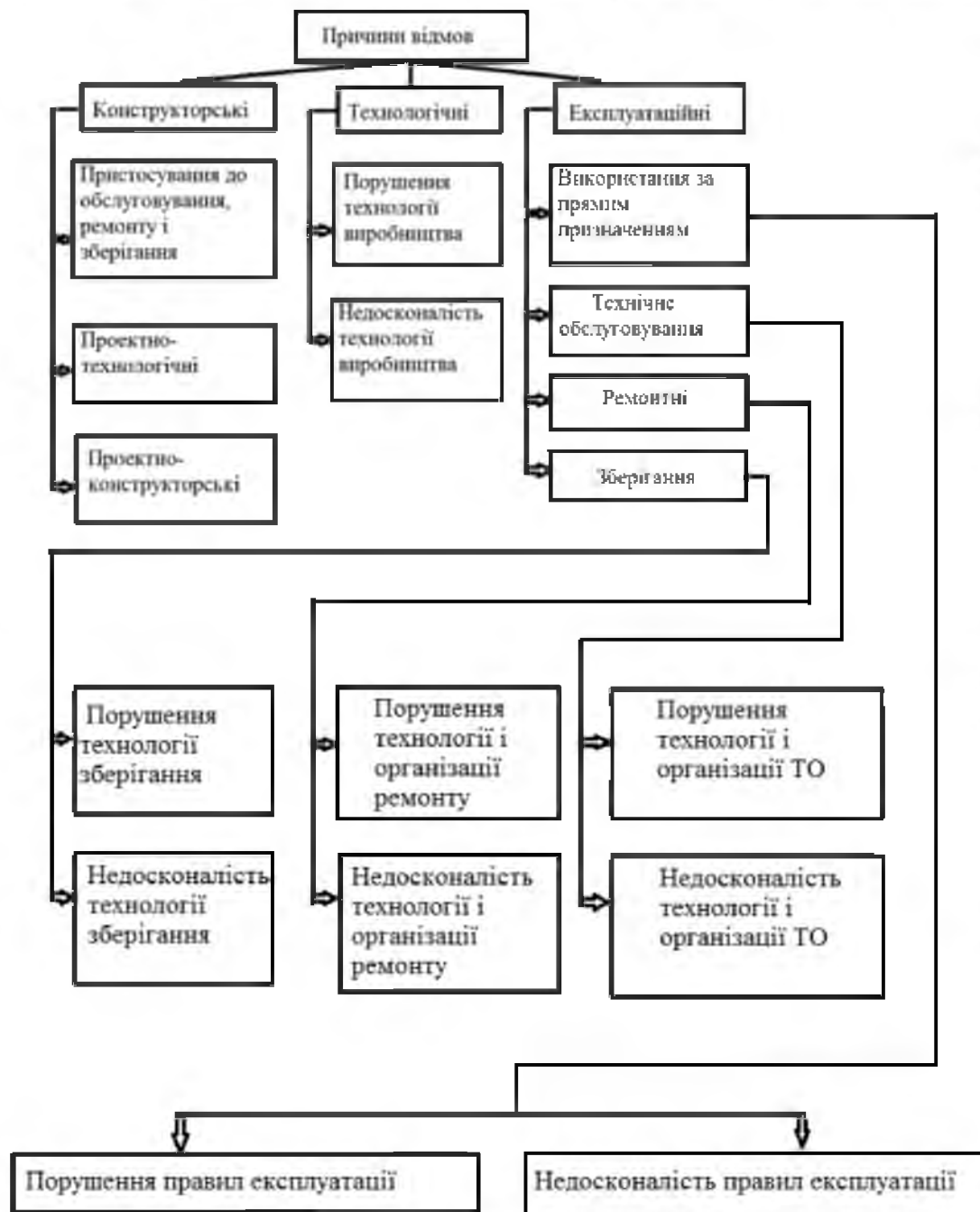


Рисунок 1.2. Класифікація причин відмов

Основним методом підвищення ресурсу є коректний і достовірний розрахунок на етапі проектування, який дозволить уникнути відмови складових елементів конструкції і машини в цілому.

В загальній практиці відмова елемента конструкції призводить до відмови машини в цілому і втраті її роботоздатності, що тягне за собою збільшення термінів виконання роботи, втраті прибутку і т. д.

Якщо на протязі певного інтервалу часу відмови не виникають, то машина забезпечує роботоздатний стан в даному періоді, що виключає необхідність виконувати операції пов'язані з ремонтом і не потребує відповідних затрат.

Із вище переліченого можна зробити висновок, що при оптимізації довговічності техніки необхідно досягнення мінімальної собівартості роботи, яку виготовляє машина за весь її амортизаційний термін дії.

Вчені пропонують в якості комплексного показника надійності використовувати техніко-економічний показник. Тому для оптимізації рівня надійності техніки необхідна інформація про довговічність її деталей, вузлів і агрегатів, про затрати на виконання різних операцій з підтримки їх в роботоздатному стані, про об'єми, методи, тривалості і вартості досліджень з визначення довговічності різних варіантів, про причини визначеної довговічності деталей.

Індекс стійкості U_p , враховуючи співвідношення вартості машини C_m і використаних запасних частин D_p :

$$U_p = C_m / (C_m + D_p)$$

Для практичної оцінки терміну дії використовується поняття відносної довговічності:

$$t_{\text{довг}} = T_d / T_m,$$

де T_d – ресурс вузла;

T_m – ресурс машини.

Аналіз основних напрямів модернізації показує, що найбільш перспективними являються не тільки дії націлені на підвищення продуктивності техніки, економічності і комфорності її обслуговування, але і на забезпечення потрібної надійності деталей, вузлів, агрегатів і машин в цілому.

Шпонкові з'єднання часто застосовуються у приводах автомобілів, тракторів, будівельної техніки, а також в сільськогосподарській техніці.

Розглянемо їх детальну класифікацію і конструктивні особливості.

1.2. Класифікація нерухомих з'єднань

Нерухомі з'єднання забезпечують передачу крутного моменту або сприймають дію осевих навантажень за рахунок зчеплення поверхонь деталей.

До таких з'єднань відносять з'єднання валу із шківом, зубчастим колесом, маховиком і іншими деталями, які обертаються разом з валом. Особливе

значення мають нерухомі з'єднання, які призначені для багаторазового розбирання і складання в період експлуатації, при ремонті, налаштуванні і регулюванні машин. До них відносять з'єднання з натягом, клемові, конусні

шпонкові з'єднання, останні поділяються на одно-шпонкові і багато-шпонкові (шліцьові).

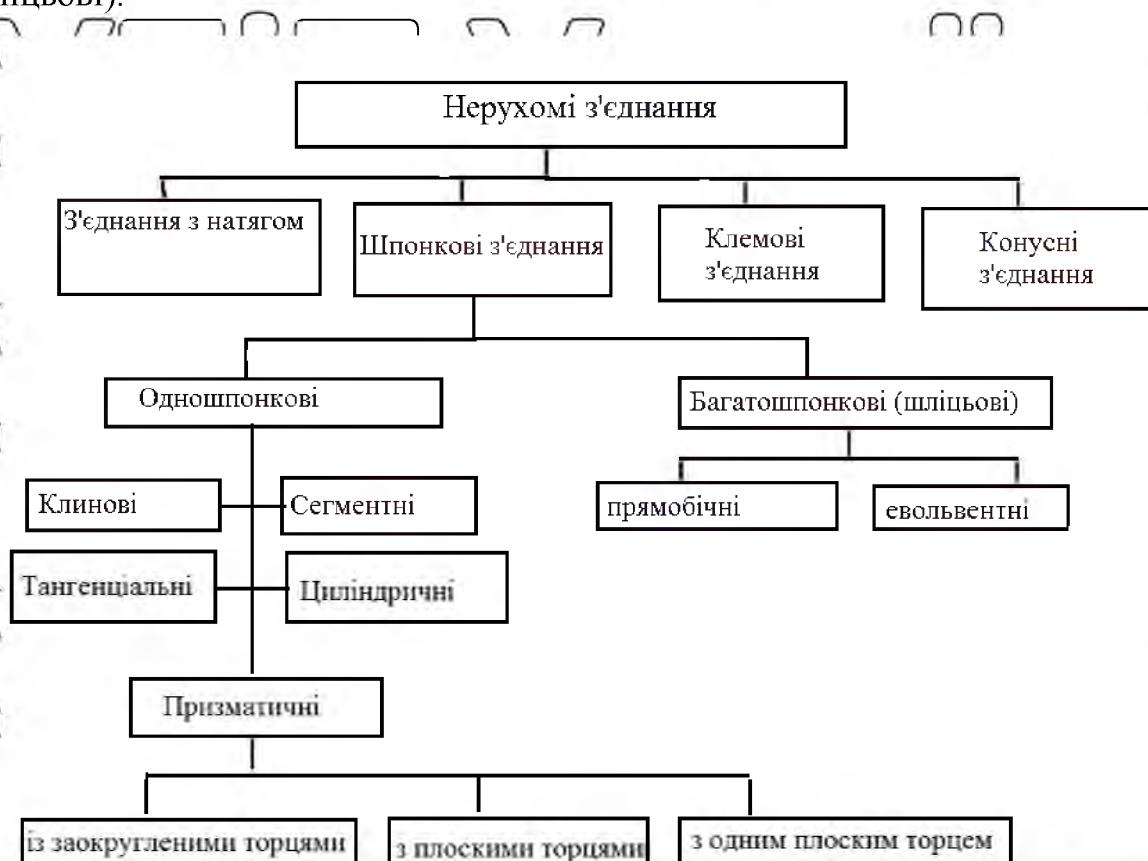


Рисунок 1.3. Класифікація нерухомих з'єднань

Такі з'єднання використовуються при передачі крутного моменту, які в свою чергу, складаються з двох або декількох більш мілких деталей. Після

складання з'єднання повинно забезпечити роботу вузла як одного цілого. З'єднання рахується працездатним, якщо прикладені зовнішні навантаження сприймаються їм без руйнування в місці контакту а можливі при цьому переміщення залишаються пружними. Важливою характеристикою з'єднання є можливість його розбирання без руйнування поверхонь спряження.

За характером складання такі з'єднання виконуються за рахунок:

- використання сил тертя (з'єднання з натягом, конічні з'єднання, з'єднання конічними шліцами, клемові з'єднання);

- використання допоміжних деталей (шпонок, штифтів і т. д.)

- зачеплення (шліцьове з'єднання)

Кожен із представлених типів має свої переваги, недоліки і особливості які в кінцевому результаті і визначає область його ефективного застосування.

Методи розрахунку кожного типу з'єднання суттєво відрізняються.

Як зазначалось одним з таких вельми відповідальних елементів є шпонкове з'єднання. По суті, це різновид шліцьового з'єднання валу з шестернею, колесом, фланцем або шківом. Від того, наскільки надійним в експлуатації буде таке сполучення, буде залежати стабільність і безаварійність роботи техніки.

Шпонкове з'єднання – один із видів з'єднань валу із втулкою з використанням додаткового конструктивного елемента (шпонки), призначеної для запобігання їх взаємного повороту. Найчастіше шпонка використовується

для передачі крутного моменту в з'єднаннях обертаючого валу з зубчастим колесом або шківом, але можливі і інші рішення, наприклад – захист валу від прокручування відносно нерухомого корпусу. На відміну від з'єднань з натягом, які забезпечують взаємну нерухомість деталей без додаткових конструктивних елементів, шпонкові з'єднання – розбірні. Вони дозволяють здійснювати розбирання і повторне складання конструкції із забезпеченням того ж ефекту, як і при первинному складанні.

Поперечний переріз шпонкового з'єднання з призматичною шпонкою представлено на малюнку 1.4.

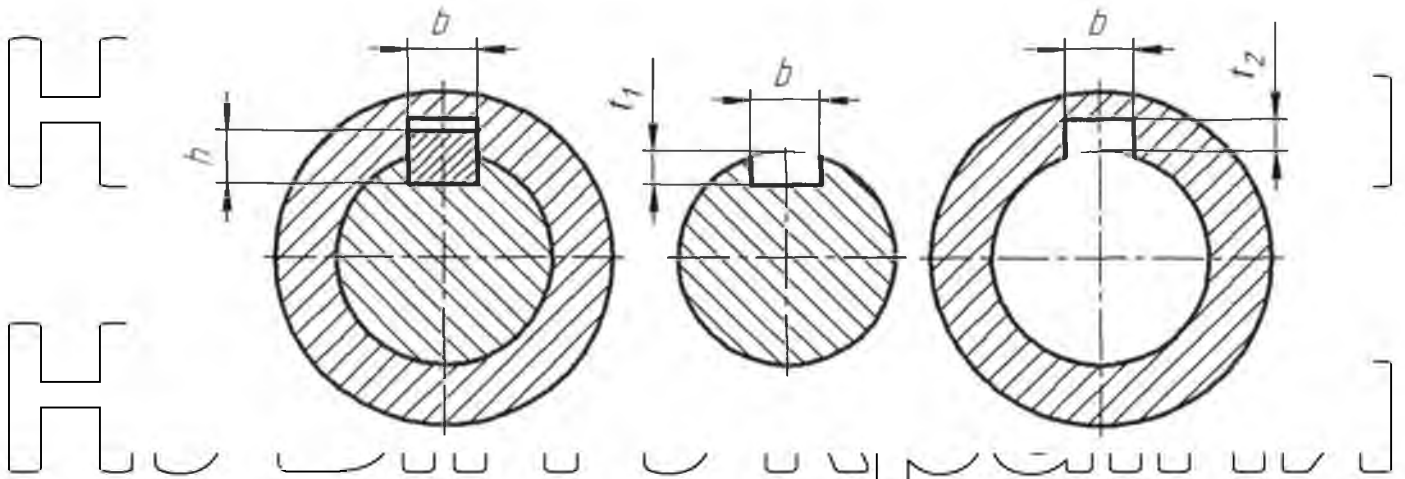


Рисунок 1.4. Поперечний переріз шпонкового з'єднання з призматичною шпонкою: h – висота шпонки; b – ширина шпонки; t_1 – виконавча глибина

фрезерування шпонкового пазу на валу; t_2 – виконавча глибина фрезерування шпонкового пазу у ступиці.

З рис. 1.4. видно, що шпонкове з'єднання включає в себе мінімум три

посадки: вал-втулка (центруюче сполучення); шпонка-паз валу і шпонка-паз

втулки. Точність центрування деталей в шпонковому з'єднанні забезпечується посадкою втулки на вал. Це звичайне гладке циліндричне з'єднання, яке можна призначити з дуже малими зазорами або натягами, отже – переважно перехідні

посадки. У з'єднанні (розмірного ланцюга) по висоті шпонки спеціально передбачений зазор за номіналом (сумарна глибина пазів втулки і вала більше висоти шпонки). Можливе ще одне спряження – по довжині шпонки, якщо призматичну шпонку з закругленими торцями закладають в глухий паз на валу.

Шпонкові з'єднання можуть бути рухомими або нерухомими в осьовому напрямку. У рухомих з'єднаннях часто використовують напрямні шпонки з кріпленням до вала гвинтами. Вздовж валу з напрямною шпонкою зазвичай переміщається зубчасте колесо, напівмуфта або інша деталь. Шпони, закріплені на втулці, також можуть слугувати для передачі крутного моменту або для запобігання прокручування втулки в процесі її переміщення вздовж нерухомого валу.

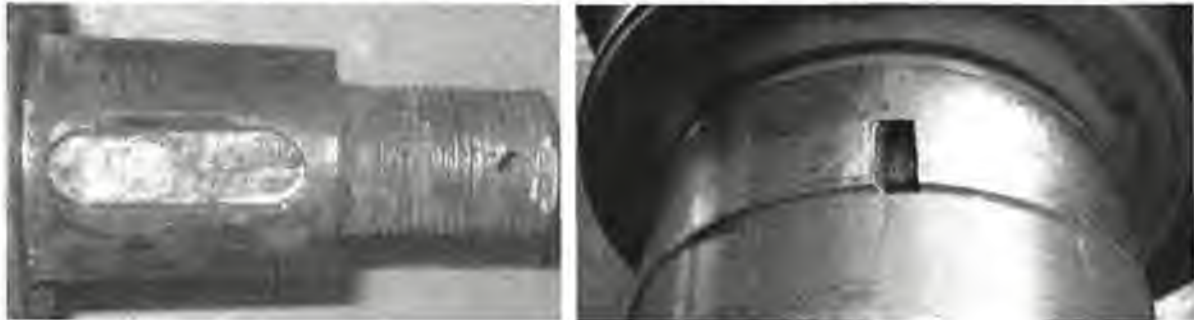
По формі шпонки поділяються на призматичні, сегментні, клинові, циліндричні і тангенціальні. Призматичні шпонки дають можливість отримувати як рухомі так і нерухомі з'єднання. Сегментні шпонки і клинові

шпонки, як правило, слугують для утворення нерухомих з'єднань. Форма і розміри перерізів шпонок і пазів стандартизовані і обираються в залежності від діаметра валу, а вид шпонкового з'єднання визначається умовами роботи з'єднання.

1.3. Причини виходу з ладу і механізм зносу шпонкових з'єднань

Для підвищення терміну роботи шпонкових з'єднань необхідно виявлення причин їх виходу з ладу, механізму і видів зносу і розробка ефективних методів, що підвищують надійність даних з'єднань.

Окремі випадки порушення геометричних форм пазів валу або втулки шпонкових з'єднань приведені на рис. 1.4.



а)

б)



в)

Рисунок 1.5. Порушення геометричних форм пазів валу або втулки: а) вал комбайну, б) колінчастий вал трактора John Deere 9420; в) шестерня газорозподільного механізму трактора.

Варто відзначити, що з причини змінання недорогої шпонки, вийшов з ладу двигун трактора John Deere 9420.

В більшості випадків, деталь яка вийшла з ладу з причини руйнування шпонкового з'єднання має справну, складну у виготовленні робочу поверхню: канавки шківа і евольвентні зуби зірочки, вартість яких складає 80% від загальної вартості деталі.

Знос контактуючих поверхонь шпонки, валу і втулки є найбільш розповсюдженим і передує іншим видам пошкоджень.

Найбільш часто зустрічаються види зношення шпонкових з'єднань такі як: абразивне, втомливе, зношення внаслідок пластичної деформації і фреттинг.

Найчастіше шпонкові з'єднання піддаються абразивному зносу, яке виникає через наявність зазорів в даному з'єднанні, які сприяють потраплянню в них частинок бруду.

На величину руйнування при абразивному зношуванні впливають параметри абразивних частинок і основного матеріалу, передане навантаження і швидкість обертання з'єднання, амплітуда ковзання, температура і волога навколишнього середовища. При цьому твердість основного матеріалу і абразивних частин є основним фактором.

Також для шпонкових з'єднань характерно зношування внаслідок пластичної деформації, проявляється через значні контактні напруження, пов'язаних з динамічними навантаженнями.

Втомлене зношування виникає в результаті багаторазового деформування матеріалу поверхні, що приводить до викришування його частинок і утворенню мікротріщин.

Приведені вище види пошкоджень шпонкових з'єднань виникають при наявності відносних зміщень поверхонь.

Існує також зношування, викликане виникненням і руйнуванням тонких окисних плівок при мікропереміщеннях валу і втулки. Дане явище називається фреттинг-корозія. Можна сформулювати наступне визначення: фреттинг – явище зносу між двома поверхнями, які мають відносний коливальний рух

малої амплітуди; фреттинг-корозія – різновид фреттингу, з переважанням хімічної реакції.

Інтенсивність зношування при фреттингу буде залежати від таких факторів, як амплітуда і частота взаємних переміщень поверхонь, їх відносна швидкість, кількість циклів переміщень, властивості матеріалів поверхонь, величина контактного тиску, наявність мастила і параметри навколишнього середовища.

Проведений огляд досліджень в області підвищення надійності нерухомих з'єднань дозволяє зробити наступні висновки:

1) аналіз стану машин і обладнання показує, що кількість техніки для більшості виробників недостатня а наявні засоби механізації морально і фізично старіють;

2) всі системи мають низьку роботоздатність і потребують уточнення;

3) не досліджені геометричні розміри і фізико-механічні властивості деталей шпонкових з'єднань, що надходять в якості запасних деталей.

1.4. Мета і завдання досліджень

На підставі проведеного аналізу сформована наступна **мета дослідження**: підвищення роботоздатності шпонкових з'єднань сільськогосподарської техніки вдосконаленням їх конструкції.

Підвищення роботоздатності шпонкових з'єднань сільськогосподарської техніки передбачається за рахунок вдосконалення їх конструкції у вигляді ремонтного комплексу, який дозволяє знизити час усунення їх відмов і ліквідуючого зазор у даному з'єднанні, як основну причину виходу з ладу.

Виходячи із аналізу літературних джерел і у відповідності з поставленою метою сформовані наступні **завдання дослідження**:

1. Виявити причини відмов шпонкових з'єднань основних приводів сільськогосподарських машин, які працюють в умовах рядової експлуатації.

2. Теоретично обґрунтувати способи підвищення роботоздатності шпонкових з'єднань сільськогосподарської техніки і зниження часу їх відновлення у разі відмови.

3. Провести мікрометричне дослідження деталей шпонкових з'єднань, які поступають в якості запасних деталей, і дослідити рівень їх надійності в основних приводах в рядових умовах експлуатації

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПІДВИЩЕННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

2.1. Теоретичне обґрунтування підвищення роботоздатності шпонкового з'єднання сільськогосподарської техніки

Будь яку сільськогосподарську техніку можна представити як самостійну складну технічну систему. Складовими частинами нерухомого з'єднання виступають деталі у вигляді шківів, шпонки, валу.

Функціонально, за рахунок обертання валу і його бокових робочих поверхонь пазу та за допомогою бокової робочої поверхні шпонки, встановленої у ньому, передається крутний момент на бокові поверхні пазу шківів з одночасним взаємним контактом циліндричної робочої поверхні валу з циліндричною поверхнею шківів.

Вище перераховані робочі поверхні деталей (РПД) нерухомого шпонкового з'єднання, які контактують між собою, повинні забезпечити максимальну передачу крутного моменту. Це і є цільовим призначенням РПД нерухомого шпонкового з'єднання.

Знос окремих деталей нерухомого шпонкового з'єднання відбувається, в основному, через поступове поверхневе руйнування матеріалу деталей, яке супроводжується відокремленням частинок, зміною розмірів, геометричної форми і властивостей поверхневих шарів матеріалу.

Після встановлення цільового призначення РПД нерухомого шпонкового з'єднання, потрібно визначити всі фактори, які впливають на оптимальну роботоздатність всієї технічної системи, і визначити функцію найвигіднішого рішення і підвищення ефективності процесу передачі крутного моменту. Для цього детальніше розглянемо роботу основних РПД, які існують у нерухомих з'єднаннях сільськогосподарської техніки.

З'єднання призматичними шпонками (рис. 2.1.) ненапружене і потребує виготовлення валу і отворів в ступиці з великою точністю. Крутний момент за

рахунок колдової сили F передається боковими гранями шпонки. При цьому на них виникають напруження змінання $\sigma_{зм}$.

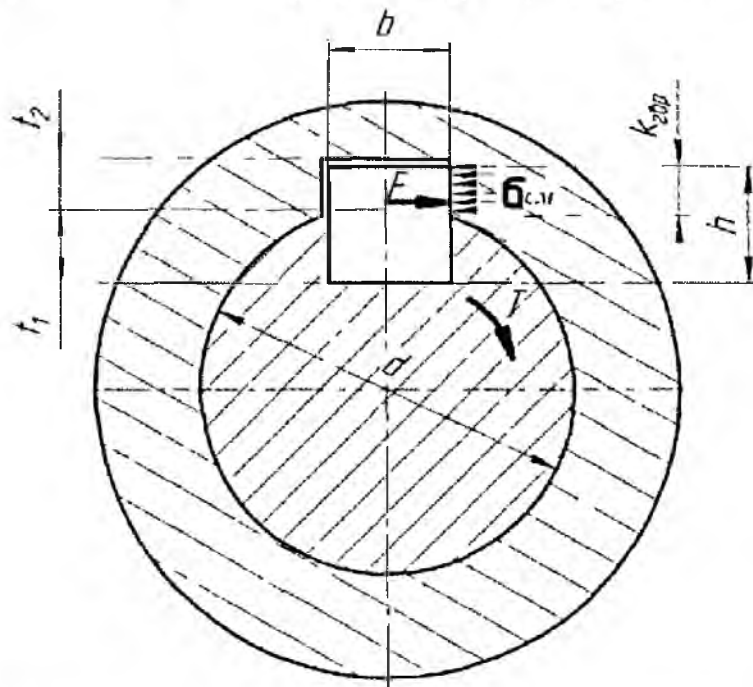


Рисунок 2.1 З'єднання з призматичною шпонкою

У загальній практиці розрахунок на змінання призматичних шпонок виконують за формулою:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d \cdot l_p \cdot k_{гвр}} \leq [\sigma_{зм}] \quad (2.1)$$

де T – крутний момент, Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, м;

d – діаметр валу, м;

$k_{гвр} = 0,4h$ – глибина врізання шпонки в ступицю, м;

h – висота шпонки, м;

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження змінання матеріалу шпонки, МПа.

Як відзначають ряд дослідів, а також спостереження за реальною експлуатацією сільськогосподарської техніки дана залежність справедлива для з'єднання «вал – ступиця», посадка яких виконана з натягом.

З огляду на те, що часто шпонкові з'єднання встановлюються на вихідних кінцях валів, то при проведенні ремонтних робіт, наприклад, заміна

підшипників, існує необхідність демонтажу даних з'єднань. Тому такий тип посадки вибирається з метою зменшення зусилля запресовування, випресування і зниження трудомісткості ремонтних операцій при виконанні розбірно-складальних робіт.

Аналізуючи граничні зазори і натяги в посадках таких з'єднань можна прийти до висновку, що реальні допуски і відхилення значно відрізняються від номінальних. З моменту випуску з заводу деяка сільськогосподарська техніка вже має з'єднання, яке не відповідає рекомендованим полям допусків у з'єднанні «вал-ступиця».

При посадці з зазором ресурс шпонкового з'єднання буде визначатися величиною зазору у з'єднанні і кутом повороту ступиці і валу. Якщо в з'єднанні «вал-ступиця» є зазор, то при обертанні висота контакту пазу ступиці із шпонкою буде відхилятися від розрахункової в залежності від кута повороту.

Розглянемо з'єднання в якому вал за рахунок використання шпонки передає крутний момент на ступицю.

У початковий момент часу при куті повороту 0° , ступиця буде відхилятися на валу вниз на величину монтажного зазору S_1 , що зменшує площину фактичного контакту шпонки з пазом ступиці Ω на деяке значення S_1 , але прокручення ступиці відносно валу не буде відбуватися. Тому зазор між ступицею і шпонкою S_2 і кут β між ступицею і шпонкою при обертанні рівний нулю і не враховуються.

Далі при куті повороту з'єднання рівному 90° площина Ω фактичного контакту шпонки з пазом ступиці буде максимальна. Під дією сили нормального тиску $N_{тиск}$ шпонковий паз ступиці вдавлюється на шпонку, запресовану у валу. У результаті чого виключається відносне прокручування ступиці і валу, як при куті прокручування 0° . Зазор S_1 зміщується у протилежну сторону шпонкового пазу і не впливає на площину контакту.

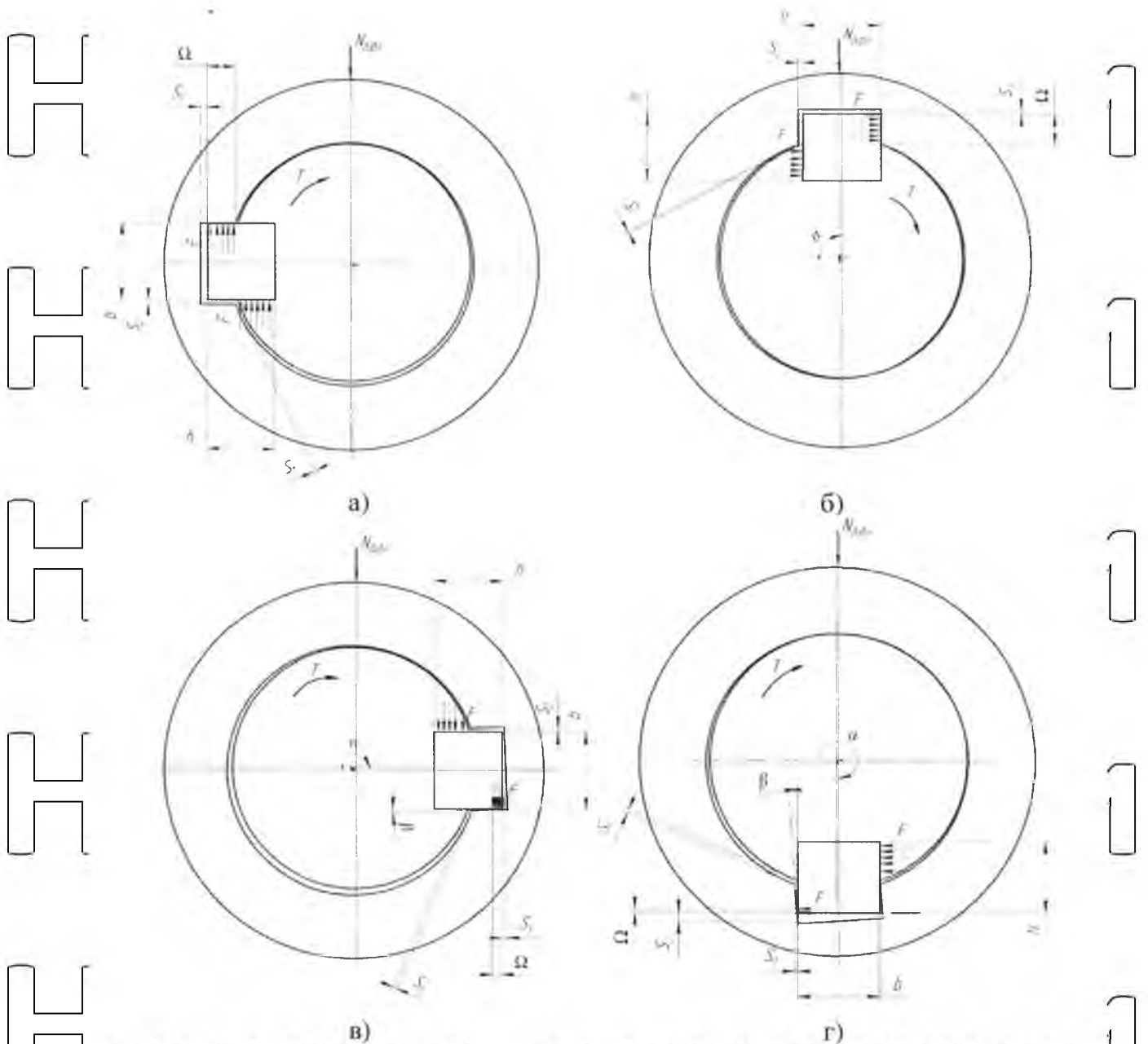


Рисунок 2.2. Схема контакту робочих поверхень з'єднання «вал-втулка» при обертанні: а) при 0° ; б) при 90° ; в) при 180° ; г) при 270° .

Потім при куті повороту шпонкового з'єднання 180° ступиця буде відхилитися на величину монтажного зазору S_1 і незначно прокручуватися відносно валу на кут β між ступицею і шпонкою, який залежить від величини зазору S_2 при обертанні, що веде за собою зменшення площини фактичного контакту шпонки з пазом ступиці на цій взаємодіючі величини.

А при куті повороту шпонкового з'єднання на кут 270° буде відбуватися прокручування ступиці відносно валу на кут β , досягає максимального

значення, так як при такому куті повороту зазор S_2 граничний і зазор S_1 змінюється в сторону шпонкового пазу. Площина фактичного контакту шпонки з пазом ступиці, на якій концентрується все передане зусилля, буде мінімальна. Внаслідок цього даний кут повороту є критичним для даного з'єднання, внаслідок того, що напруження зминання буде досягати граничного значення.

При подальшому русі шпонкового з'єднання після критичного кута 270° зазор S_2 і кут β між ступицею і шпонкою зменшуються до нульових значень, які будуть при куті повороту 0° . Тобто площа фактичного контакту шпонки з пазом ступиці в ході руху з'єднання є перемінною величиною.

Розглянемо схему в окремому випадку взаєморозміщення елементів шпонкового з'єднання для визначення деяких важливих кінематичних характеристик, рахуючи ступицю і вал недеформованими. На представленій схемі (рис. 2.3.) зазори S_1 , S_2 , і S_3 досягають максимального значення. При ранжируванні величин цих зазорів у з'єднанні встановлено:

$S_3 > S_2 > S_1$

де S_3 – величина технологічного зазору між верхніми сторонами шпонки і пазом ступиці.

У подальших дослідках зазор S_3 не враховуємо, так як він не впливає на знос в шпонковому з'єднанні.

Наведена схема, як і результати, що випливають з неї, вважаємо виконаними з певним ступенем наближення.

Розглядається кінематика двох поворотів: 1 – поворот валу із шпонкою відносно своєї осі до упору шпонки у бокову стінку шпонкового пазу ступиці у точці O_K (рис. 2.4.); 2 – поворот ступиці відносно точки O_K до суміщення бокових площин шпонки і шпонкового пазу ступиці (рис. 2.5.)

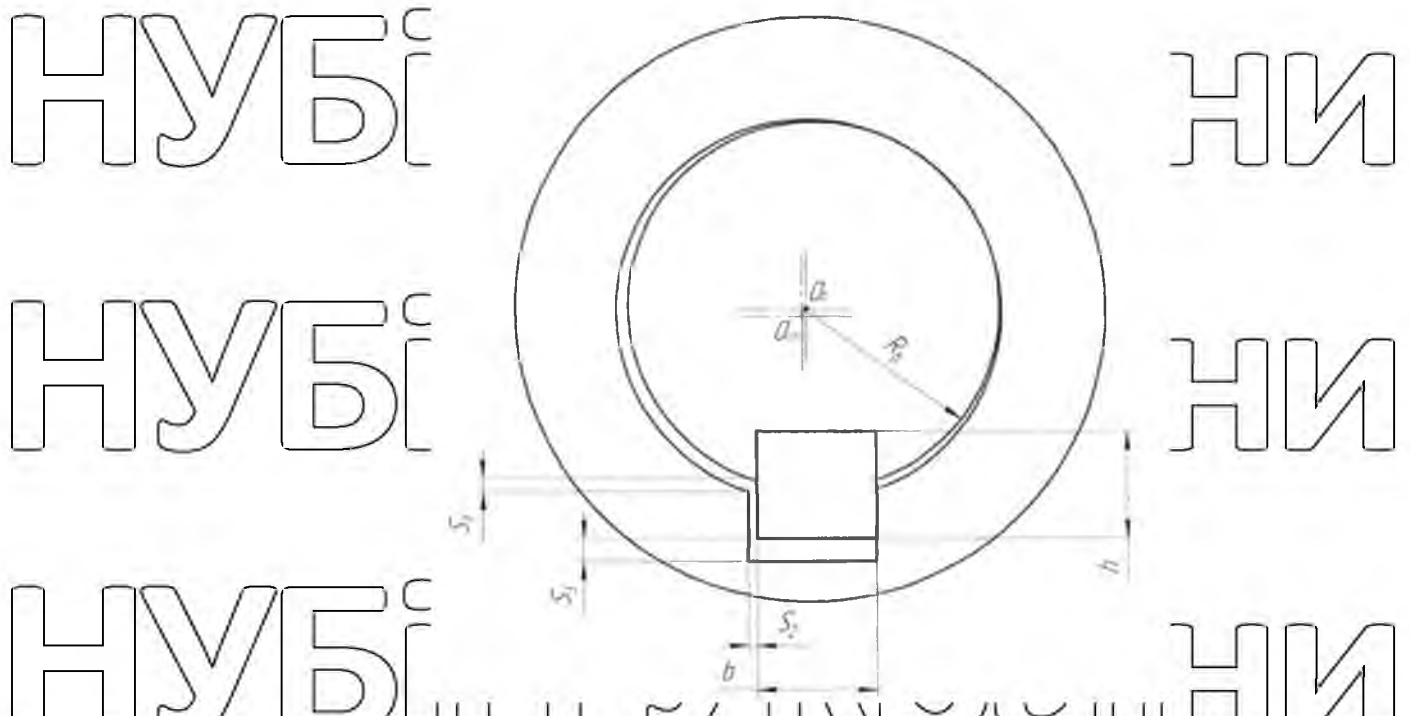


Рисунок 2.3. Схема шпонкового з'єднання у вихідному положенні ступиці відносно валу (положення 1)

У першому з аналізованих випадків відбувається поворот валу із шпонкою відносно своєї осі на величину малого кута, при цьому лінійна характеристика переміщення приблизно відповідає величині зазору S_2 . Контакт шпонки із ступицею відбувається у точці O_K .

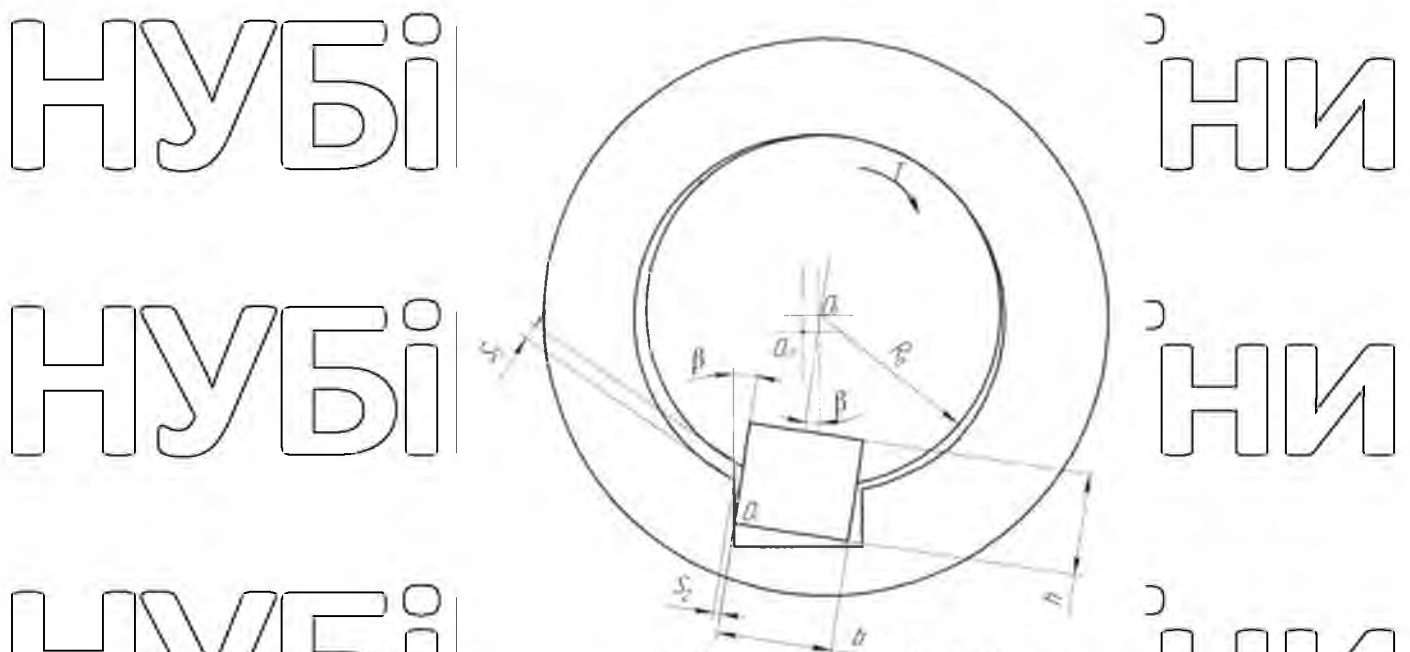


Рисунок 2.4. Схема шпонкового з'єднання з поворотом валу із шпонкою відносно своєї осі (положення 2)

При подальшому русі шпонкового з'єднання відбувається поворот ступиці відносно точки O_K на кут β до суміщення не тільки оскових площин шпонки і шпонкового пазу ступиці, а і дотикання кіл валу і ступиці (рис. 2.5.).

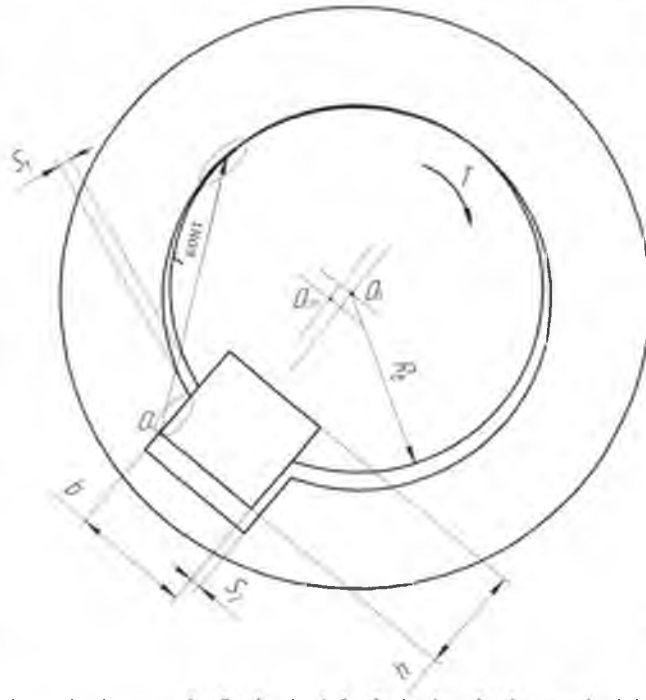


Рисунок 2.5. Схема повороту ступиці відносно точки O_K шпонкового з'єднання (положення 3)

Проаналізувавши рисунки 2.3, 2.4, 2.5 бачимо, що обертання ступиці відносно валу при наявності між ними зазору S_1 , йде по траєкторії з постійною зміною контактуючих робочих поверхень. Це відбувається через прокручування з інтенсивністю, яка залежить від заданої частоти обертання з'єднання. У свою чергу зростання цього зазору впливає на зміну фактичних площин контакту робочих поверхень шпонки з пазом ступиці. Тобто величина зазору S_1 є визначальною для роботоздатності даного з'єднання. Завдання визначення траєкторії руху ступиці відносно валу і дійсного значення площини фактичного контакту шпонки з пазом ступиці в кожній точці руху є досить складною інженерною задачею, яка потребує самостійного дослідження і обґрунтування, яка на даному етапі не входить в завдання нашого розгляду.

З підвищенням кроку зменшується опорна поверхня, так як вершини хвиль нервностей стоять далі один від одного і збільшується також радіус кривизни вершин хвиль, що зменшує контактне напруження. Вплив на зносостійкість поверхні радіусу кривизни хвилі і відстань між хвилями залежить від результуючого впливу цих факторів. Більш наглядно це приведено на рисунку 2.6. (зазор у з'єднанні для наочності показано збільшено).

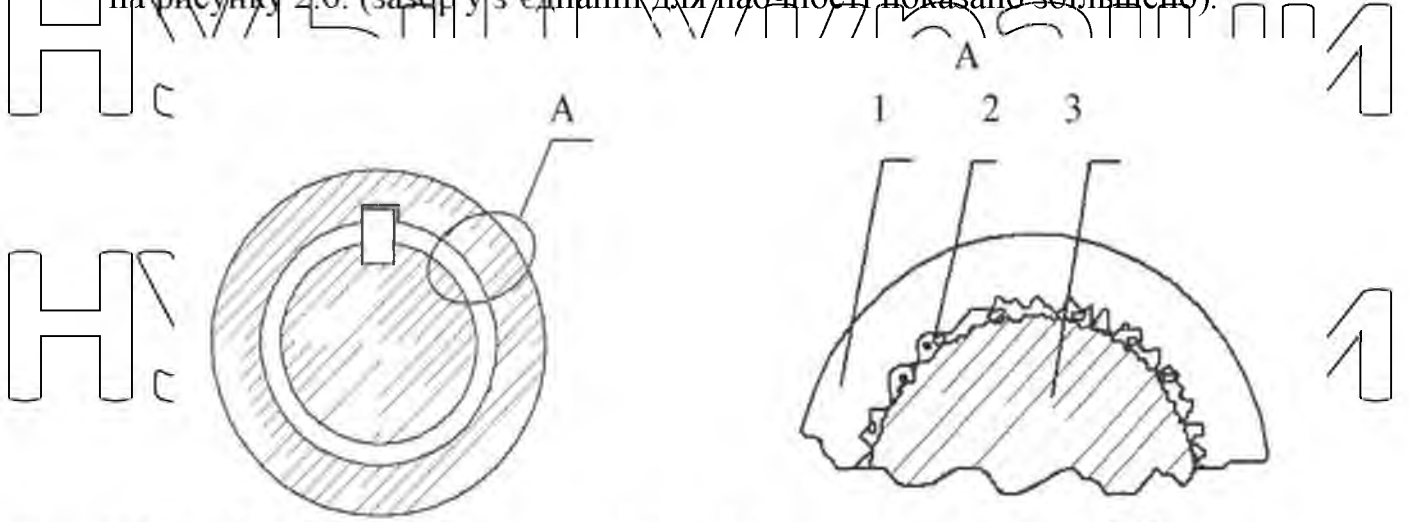


Рисунок 2.6. Схема зазорів у шпонковому з'єднанні

1 – втулка; 2 – абразивні частинки; 3 – вал.

Проаналізувавши рис. 2.6. бачимо, що чим більший зазор, тим менша площа контакту, більший питомий тиск, більша швидкість мікрозриву, більше забруднень потрапляє в зону контакту і інтенсивніше зношуються поверхні.

2.2. Способи підвищення роботоздатності шпонкового з'єднання

Вивчивши доступні нам пристрої і конструкції шпонкових з'єднань, нами було поставлене завдання з розробки конструкції, яка відповідатиме всім вимогам, які необхідні для оптимальної довгострокової роботи. Причому дане завдання зводиться до двох напрямків: для нових деталей і для відновлення деталей, які відмовили.

Для того, щоб прибрати циклічність зміни швидкості контактування робочих поверхонь шпонки із ступицею, пропонуємо з'єднання дане спряження за принципом «подвійного ластівчиного хвоста», яке може застосовуватися як в нерухомих так і у рухомих з'єднаннях, наприклад у ступиці відбійного бітера

комбайна і у варіаторах. Але подвійне з'єднання має обмеження – воно може бути тільки встановлене на вихідному валу через конструктивні особливості. Запропоноване технічне рішення, можливо, здійснювати в основному на заводах-виробниках, а в умовах ремонтних майстерень господарств менш прийнято через велику складність виготовлення.

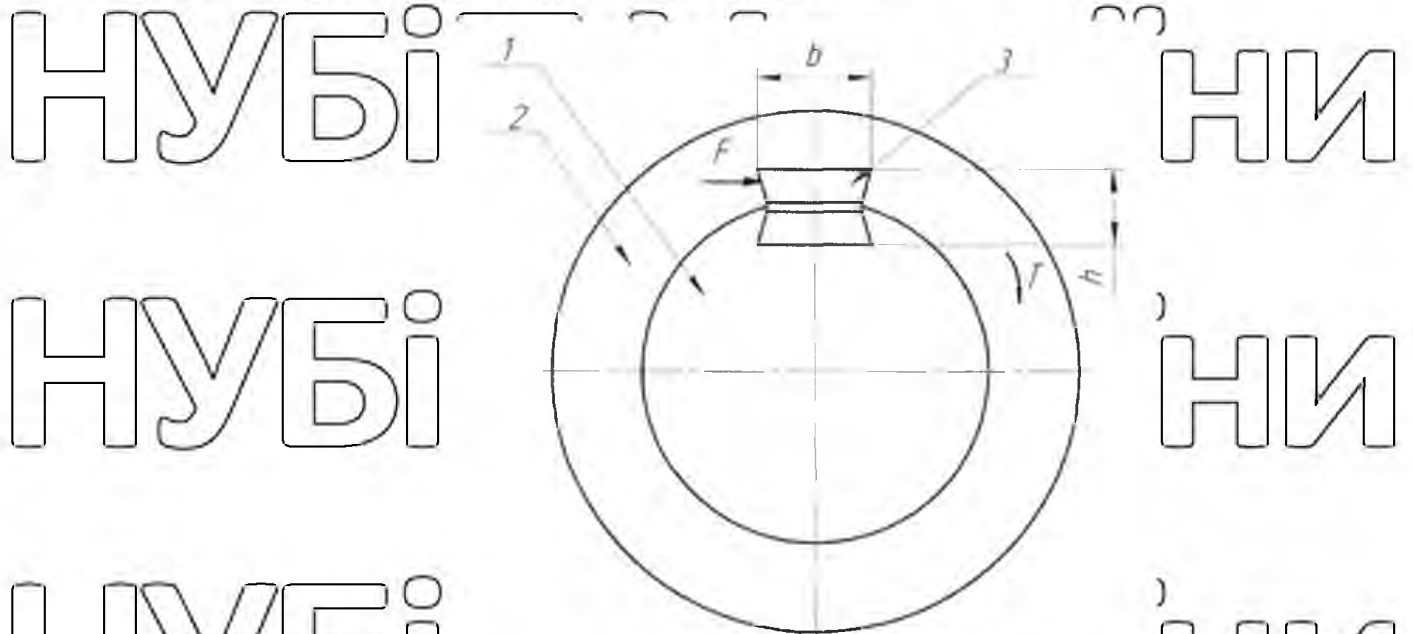


Рисунок 2.7. Шпонкове з'єднання у формі «подвійного пастівчиного хвоста»

1 – вал; 2 – ступиця; 3 – шпонка.

При способі з'єднання з натягом деталей вал-втулка мається на увазі створення на валу свідомо твердих ділянок у вигляді прямокутних секторів. Складання з'єднання виконується з натягом, який забезпечує едавлювання твердих секторів валу в поверхню втулки, що сполучається, і утворює псевдо шлицьове з'єднання. При цьому збільшується кількість розбірно-складальних операцій з мінімальною зміною величини фактичного натягу у з'єднанні. Але варто відмітити, що дане конструктивне рішення має високу трудомісткість виконання, досягти суворої форми зміцнених секторів досить складно, при цьому для розбирання необхідно використання спеціального пристосування, що суттєво знижує ремонтпридатність з'єднання.

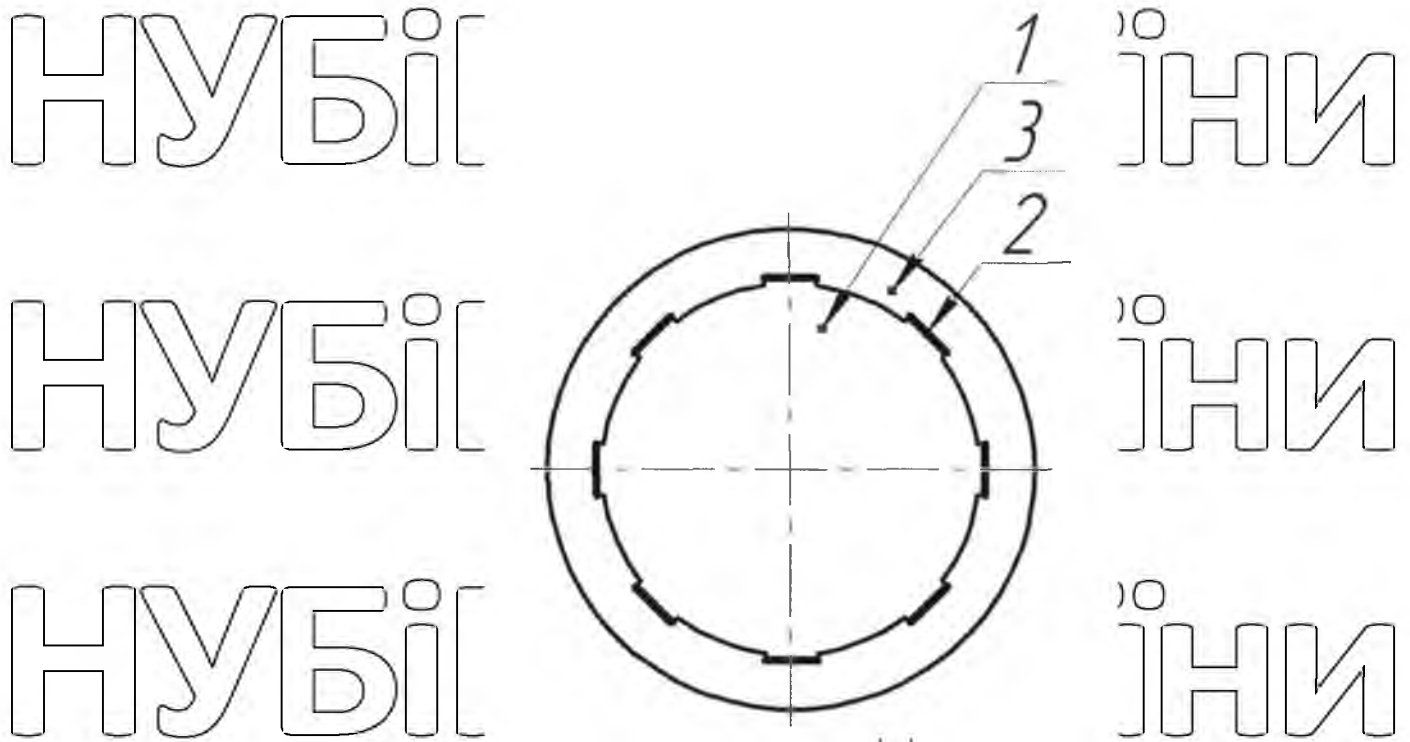


Рисунок 2.8. Спосіб з'єднання з натягом деталей вал-втулка.

1 – вал; 2 – зміцнений сектор; 3 – ступиця.

Для реальних умов експлуатації сільськогосподарської техніки найбільш ефективним є установка замість існуючих шпонкових з'єднань, де це дозволяють технічні вимоги, знімної ступиці для монтажу обертового елемента на приводному валу, яка може бути виготовлена у вигляді ремонтного комплекту з достатньою точністю у ремонтних майстернях господарств. Варто відмітити, що існують певні обмеження на установку запропонованої знімної ступиці, яка не може бути використана у рухомих з'єднаннях, наприклад у варіаторах. Даний запропонований ремонтний комплект повинен знизити час відновлення роботоздатності.

2.3. Теоретичне описання роботи модернізованого шпонкового з'єднання

Запропонована знімна ступиця для монтажу обертального елемента на приводному валу містить конічну розрізану втулку охоплюючий її приводний елемент – шків, затяжні гайки, чотири стяжних болтових з'єднань і шпонку.

При цьому варто відмітити, що для передачі крутного моменту розробленим з'єднанням може використовуватись як шпонка так і, у випадку її відсутності або поломки шпонкового пазу, натяг у даному з'єднанні.

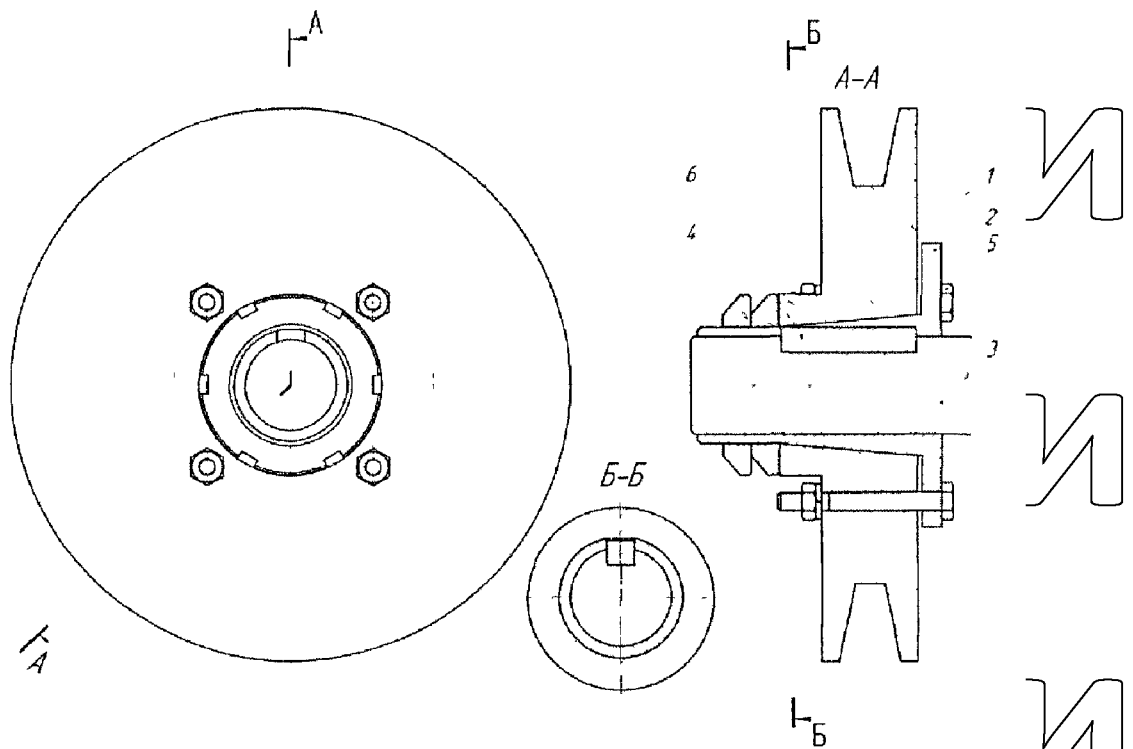


Рисунок 2.9. Схема запропонованого модернізованого з'єднання

1 – обід шківів; 2 – конічна розрізана втулка; 3 – приводний вал; 4 – затяжні гайки; 5 – стяжне болтове з'єднання; 6 – шпонка

У даному з'єднанні конічна розрізана втулка, яка має наскрізну проточку, яка виконується з урахуванням ширини шпонки, фіксується на валу нерухомо натягом, який здійснюється затягуванням за допомогою гайки. Натяг створюється за рахунок напресування охоплюючого конуса приводного елемента – шківів на охоплюючий конус конічної втулки. Дані стяжними болтовими з'єднаннями, через отвори на тильній шайбоподібній стороні у конічній розрізній втулці і отворів у приводному елементі, стягують конічну

розрізну втулку і приводний елемент. Стяжні болтові з'єднання розміщені під кутом 90° до кожного із отворів, так як даний кут дозволяє надійно фіксувати кінчну розрізну втулку і приводний елемент при мінімальній і оптимальній кількості стяжних болтових з'єднань, а також дотримати симетрію у знімній ступиці, що не створює ексцентриситет при обертанні знімної ступиці. Далі на кінчну розрізну втулку встановлюють стопорне кільце і потім його фіксують із зібраною в одне ціле кінчною розрізною втулкою і приводним елементом.

Роботоздатність даного з'єднання найчастіше порушується в результаті послаблення деталей у посадці. Знаходять послаблення за тими ж ознаками шляхом перевірок, що і послаблення деталей пресового з'єднання. Аналогічно із дотриманням тих умов ведеться у випадку потреби і роз'єднання деталей. Зусилля, необхідне для роз'єднання, залежить від величини конуса спряжених поверхонь. По мірі збільшення конуса сила, потрібна для розпресування, зменшується.

Як правило, із технологічних міркувань значення кута конусу в з'єднанні виконується малим. За існуючими рекомендаціями, для різних видів кінчних з'єднань величина конусності повинна бути в межах: - для з'єднання з натягом $K = 1:8 \div 1:50$.

Для геометричної характеристики кінчних з'єднань вводиться параметр конусності K , рівний:

$$K = \frac{d_{K2} - d_{K1}}{l} = 2 \operatorname{tg} \gamma \quad (2.1)$$

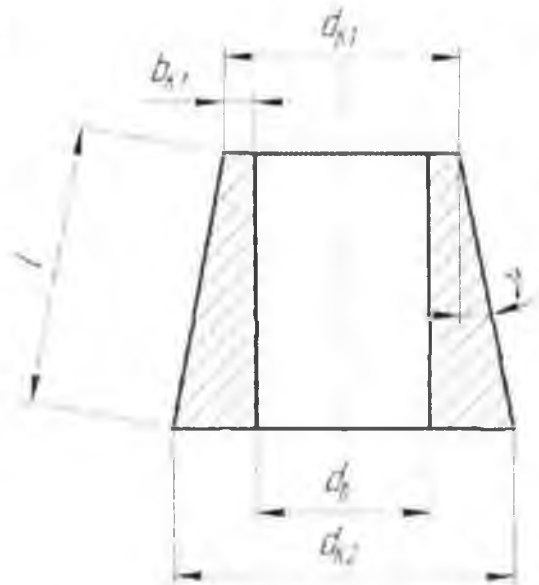
де γ – половина центрального кута конуса, рад;

d_{K1} і d_{K2} – мінімальний і максимальний діаметри кінчної втулки, м;

l – довжина контакту, м.

НУБІ

НУБІ



ЇІНИ

ЇІНИ

НУБІП УКРАЇНИ

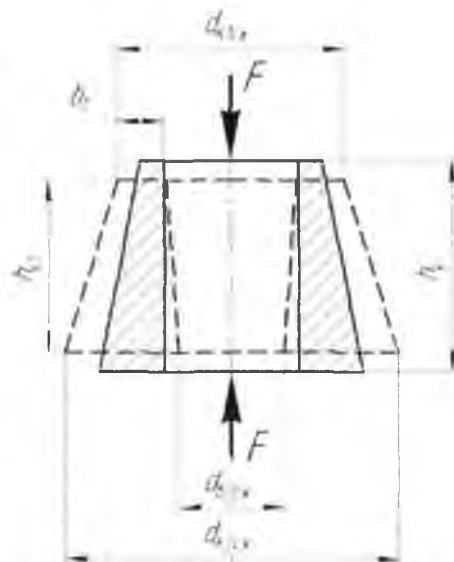
Рисунок 2.10. Схема конічної втулки

Необхідно відмітити, що під дією сили стиснення конічна втулка змінює свої геометричні параметри, так висота зменшується до деякої величини.

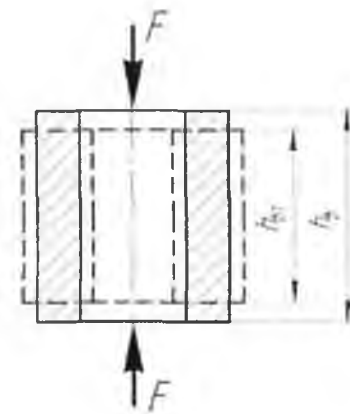
Аналогічно відбувається і з мінімальним і максимальним діаметрами конічної втулки, при цьому вимірювання розмірів відбувається неплівно, у порівнянні із посадкою циліндричних втулок. Так мінімальний діаметр конусної втулки деформується менше, чим більший.

НУЕ

НУЕ



а)



б)

НУБІП УКРАЇНИ

Рисунок 2.11. Схема зміни геометричних розмірів при стисненні в елементі у виді: а) усіченого конуса з циліндричним отвором; б) циліндра з циліндричним

отвором.

Визначення напружено-деформованого стану конічної втулки в загальному випадку являє собою контактну трьохвимірну задачу теорії пружності рішенням якої можливо тільки чисельними методами, методом кінчного елемента.

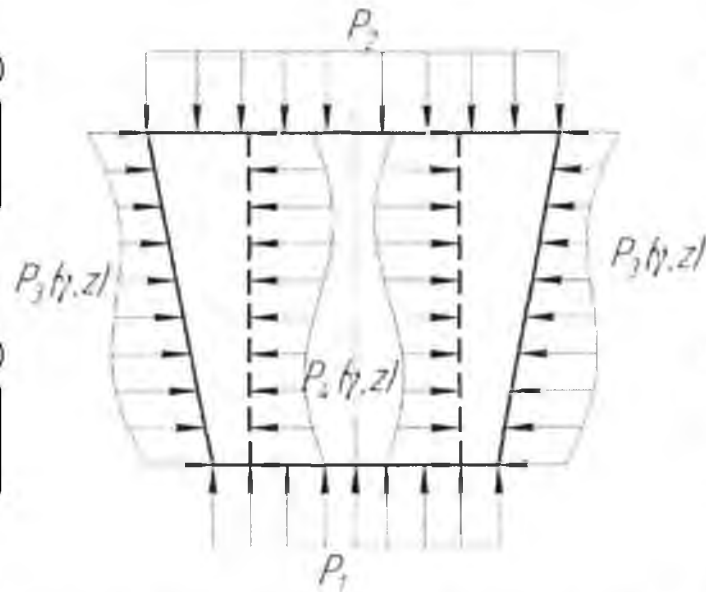


Рисунок 2.12. Схема дії напружень на усічений конус з циліндричним отвором

При затягуванні з'єднання виникає рівномірне розподілення зовнішнього навантаження по малому і великому діаметру конусу – контактні напруження, які з'являються між ободом шківів і втулкою і між втулкою і валом, відповідно, за рахунок величини і характеру поперечних переміщень на бокових поверхнях втулки при її стисканні.

Навантаження P_1 і P_2 вважаються заданими, які виникають при затягуванні з'єднання силою $F_{зат}$. Сила стиску представлено у вигляді рівномірно розподілених навантажень у площинах A_1 і A_2 , відповідно, площі торців малого і великого діаметру конуса:

$$A_1 = \pi \cdot (r_1^2 - r_0^2);$$

$$A_2 = \pi \cdot (r_2^2 - r_0^2),$$

при цьому умова рівноваги має вигляд

$$F_{зат} = A_1 \cdot P_1 = A_2 \cdot P_2 \quad (2.2)$$

У першому наближенні представлення про напружено-деформованому стану з'єднання може дати розрахунок усіченого конуса з циліндричним осьовим отвором, причому це представлення може бути отримано методами опору матеріалів у циліндричних координатах. На рис. 2.13. показана проекція усіченого конуса з циліндричним осьовим отвором в координатах ρ, z .

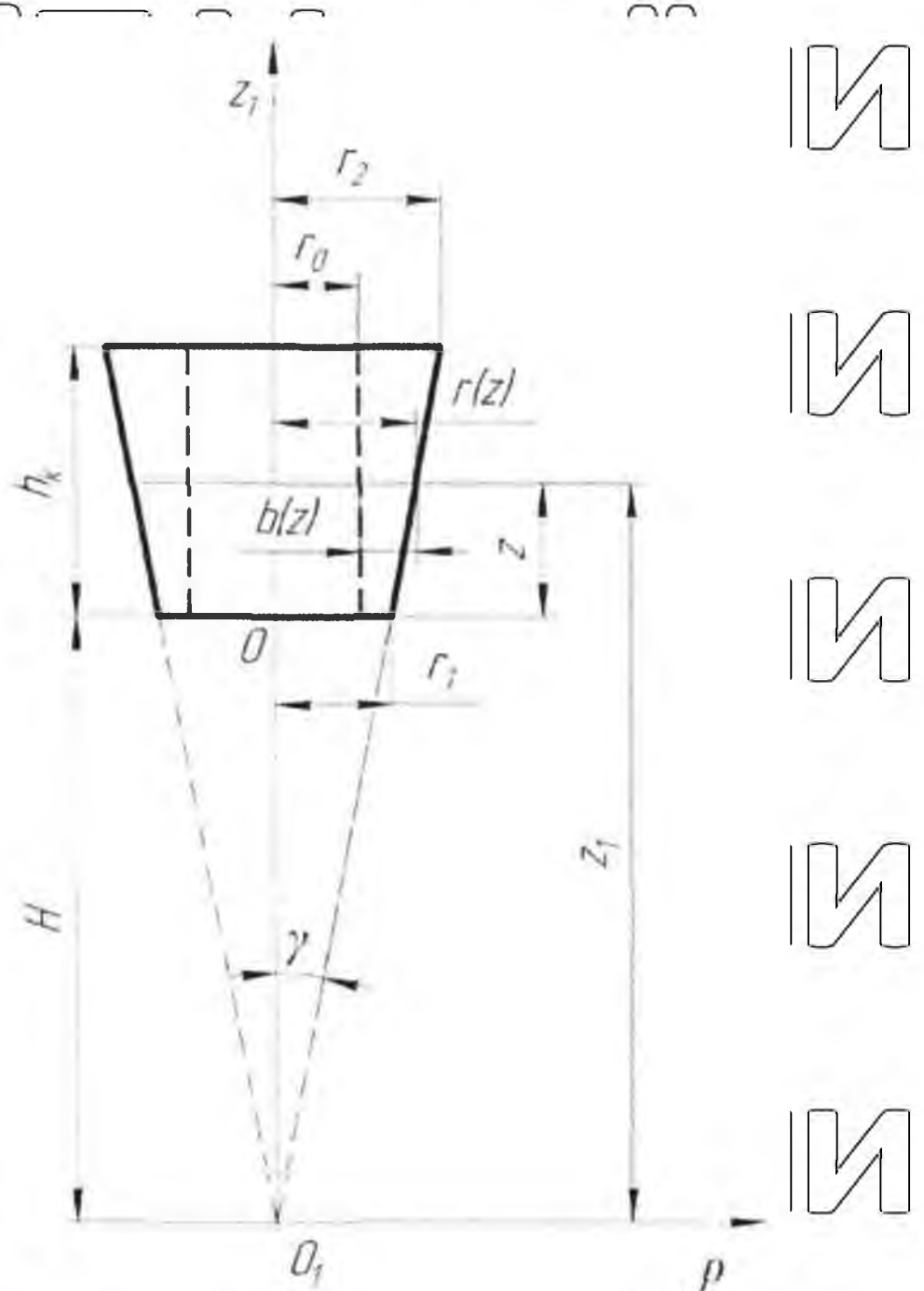


Рисунок 2.13. Схема усіченого конуса в координатах ρ, z .

Всі використані позначення показані на рисунку 2.13. Звідси із геометричних міркувань можна записати рівняння:

$$H = r_1 / \operatorname{tg} \gamma. \quad (2.3)$$

$$r_2 = r_1 + h_K \cdot \operatorname{tg} \gamma \quad (2.4)$$

Для зручності перейдемо до координат p, z , мається на увазі, що:

$$z_1 = z + H = z + r_1 / \operatorname{tg} \gamma \quad (2.5)$$

Тоді поточний радіус на відстані z , виявиться рівним:

$$r(z) = r_1 + z \cdot \operatorname{tg} \gamma \quad (2.6)$$

Досліджувані конічні втулки мають невелику конусність $\gamma \leq 7,5^\circ$. Це

дозволяє від тригонометричних функцій перейти до лінійних, тобто

використовувати відому закономірність для малих кутів: $\sin \gamma \approx \operatorname{tg} \gamma \approx \gamma$. Для максимального кута маємо:

$$\sin 7,5^\circ = 0,1305; \operatorname{tg} 7,5^\circ = 0,1316; a, \text{ рад.} = 0,1308, \text{ при похибці } \varepsilon_{\pi} =$$

$$\frac{0,1316 + 0,1305}{0,1305} \cdot 100\% = 0,84\%, \text{ що вважаємо допустимою у подальших}$$

розрахунках

Розглядаючи усічений конус як стиснутий стержень перемінного перерізу.

Із рисунку 2.14 випливає, що площа перерізу усіченого конусу при ординаті z складась:

$$A(z) = \pi \cdot [(r_1 + z \cdot \gamma)^2 - r_0^2] \quad (2.7)$$

Нормальні напруження $\sigma(z)$ у розрізі z визначаються виразом:

$$\sigma(z) = \frac{F_{\text{зар}}}{A(z)} = \frac{F_{\text{зар}}}{\pi \cdot [(r_1 + z \cdot \gamma)^2 - r_0^2]} \quad (2.8)$$

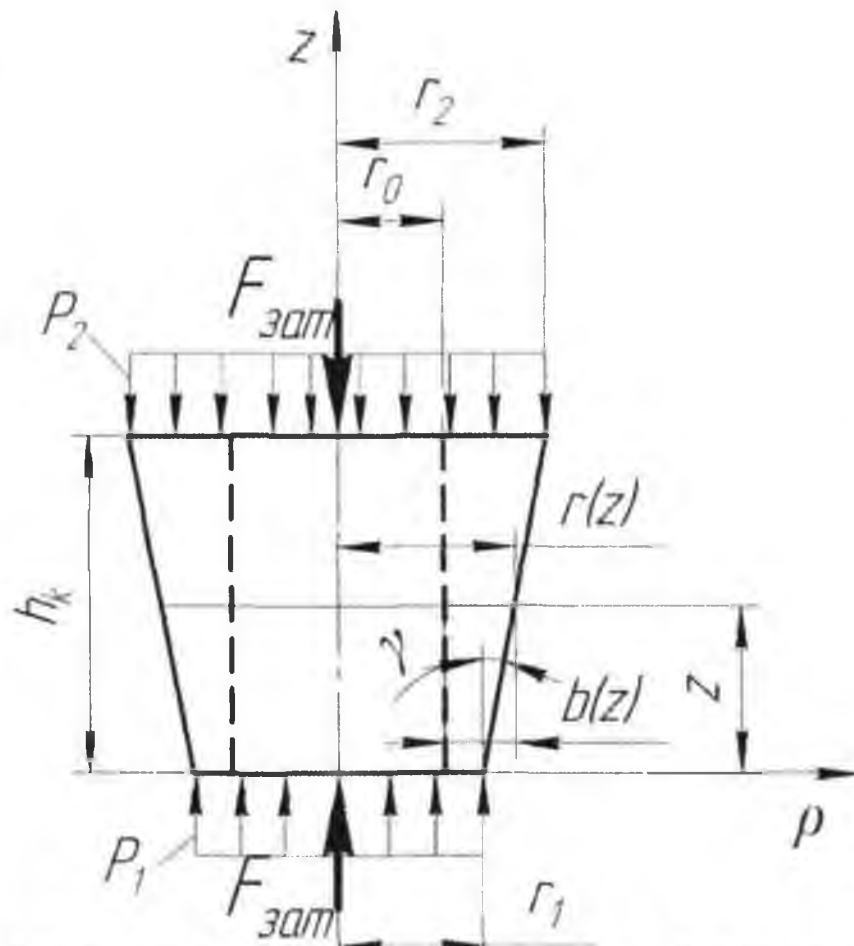


Рисунок 2.14. Схема дії сил затягування в усіченому конусі.

Введемо пояснення:

$$\sigma_0 = \frac{F_{\text{затт}}}{\pi \cdot r_0^2}; \quad \alpha = r_1/r_0 > 1; \quad \zeta = \frac{z}{r_0} > 0,$$

де σ_0 – умовне нормальне напруження для площі $\pi \cdot r_0^2$ рівній площі циліндричного отвору;

α – відношення радіусів;

ζ – відношення ординати z до радіусу циліндричного отвору.

У цих позначеннях формула (2.8) представляється у вигляді:

$$\sigma(z) = \frac{\sigma_0}{\pi \cdot [(a + \zeta \cdot \gamma)^2 - 1]} \quad (2.9)$$

Приведемо графік зміни нормальних напружень $\sigma(z)$ у безрозмірних координатах $\sigma(z)/\sigma_0$ – $(a + \zeta \cdot \gamma)$, який дозволяє об'єднати отримані результати.

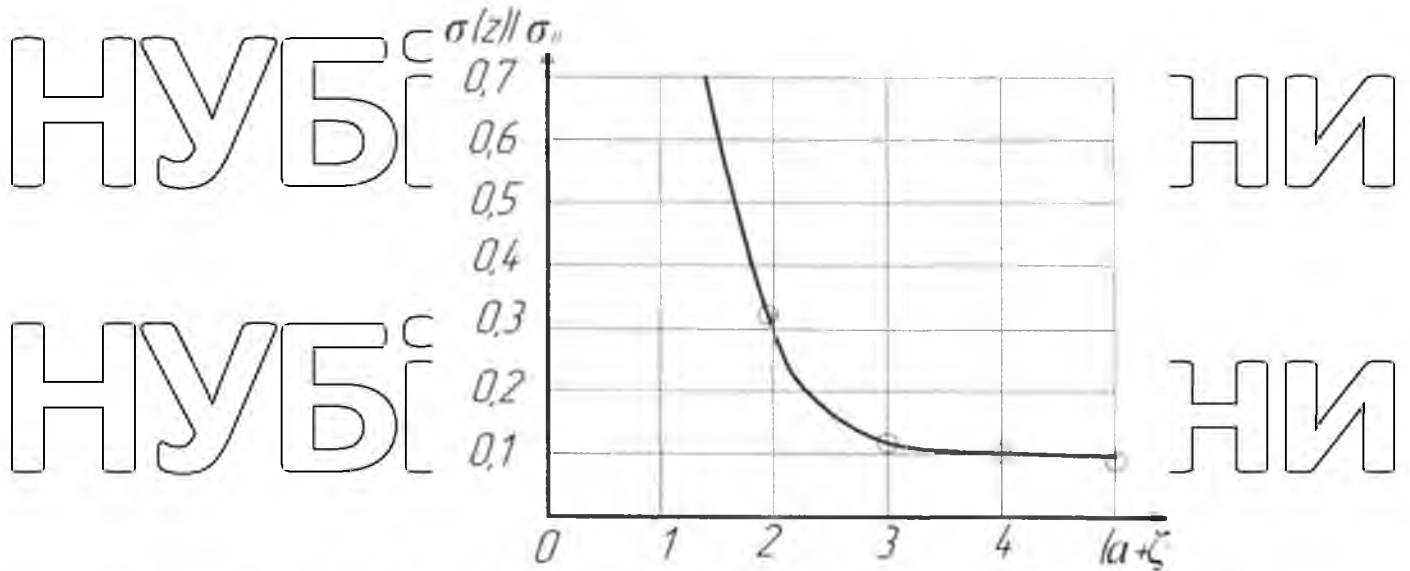


Рисунок 2.15. Графік зміни нормальних напружень $\sigma(z)/\sigma_0$

Із графіку видно, що побудована крива є гіперболою, у якій осі $\sigma(z)/\sigma_0$ ($a + \zeta \cdot \gamma$). Практичний інтерес представляє ділянку з координатами 1-2 близьку до прямої, що спрощує визначення напружень.

В якості прикладу, визначимо зміни нормальних напружень $\sigma(z)$ для конкретної конічної втулки, виконаної з матеріалу — Сталь 40 ХН ($[\sigma] = 590$ МПа) з мінімальним радіусом втулки, радіусом циліндричного отвору і висотою рівними 12,5 мм, 10 мм і 40 мм, відповідно.

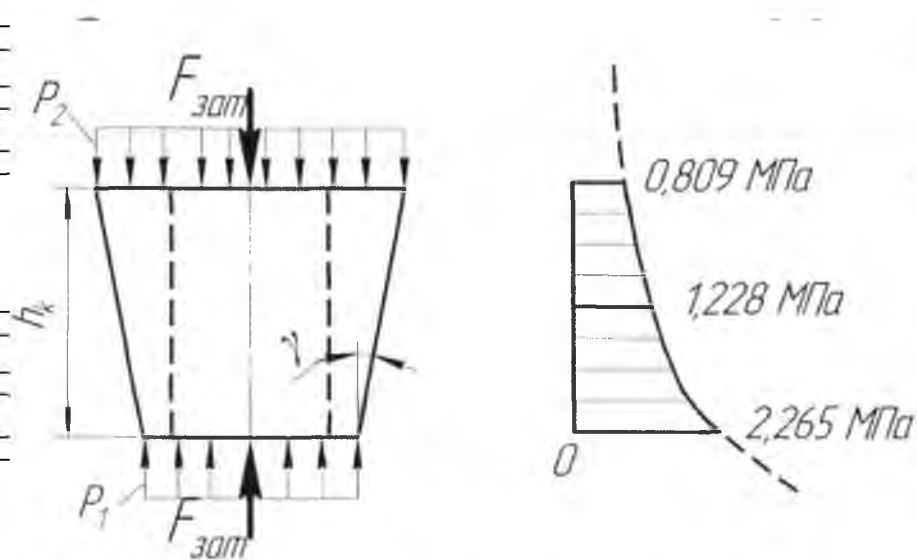


Рисунок 2.16. Епюра нормальних напружень $\sigma(z)$

Нормальні напруження, які створюються від сили затяжки найбільші на меншій торцевій поверхні конуса.

Із умови міцності $\sigma_{max} \leq [\sigma]$ визначається мінімальний радіус конуса:

$$r_1 \geq \sqrt{\frac{F_{зат}}{\pi[\sigma]}} - r_0. \quad (2.10)$$

Звідси визначається величина малого радіусу конічної втулки r_1 від дії сили зтяжки і міцності матеріалу, який використовується, і мінімально допустима величина товщини стінки конуса $b_{K1} = r_1 - r_0$:

$$b_{K1} \geq \frac{F_{зат}}{\pi(r_1+r_0)[\sigma]} = \frac{2F_{зат}}{\pi(d_{K1}+d_B)[\sigma]}. \quad (2.11)$$

Оскільки для перемінної товщини стінки властиві різні властивості пружності конічної втулки, які характеризуються повздовжніми і поперечними деформаціями, то для врахування цього впливу введемо новий параметр – коефіцієнт відношення товщини стінки втулки до її мінімального діаметру Δ :

$$\Delta = \frac{b_{K1}+d_{K1}}{d_{K1}}. \quad (2.12)$$

В якості розрахункової схеми для визначення наближених деформацій і переміщень в усіченому конусі з циліндричним отвором вважаємо його, закріпленим у частині з малим діаметром.

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

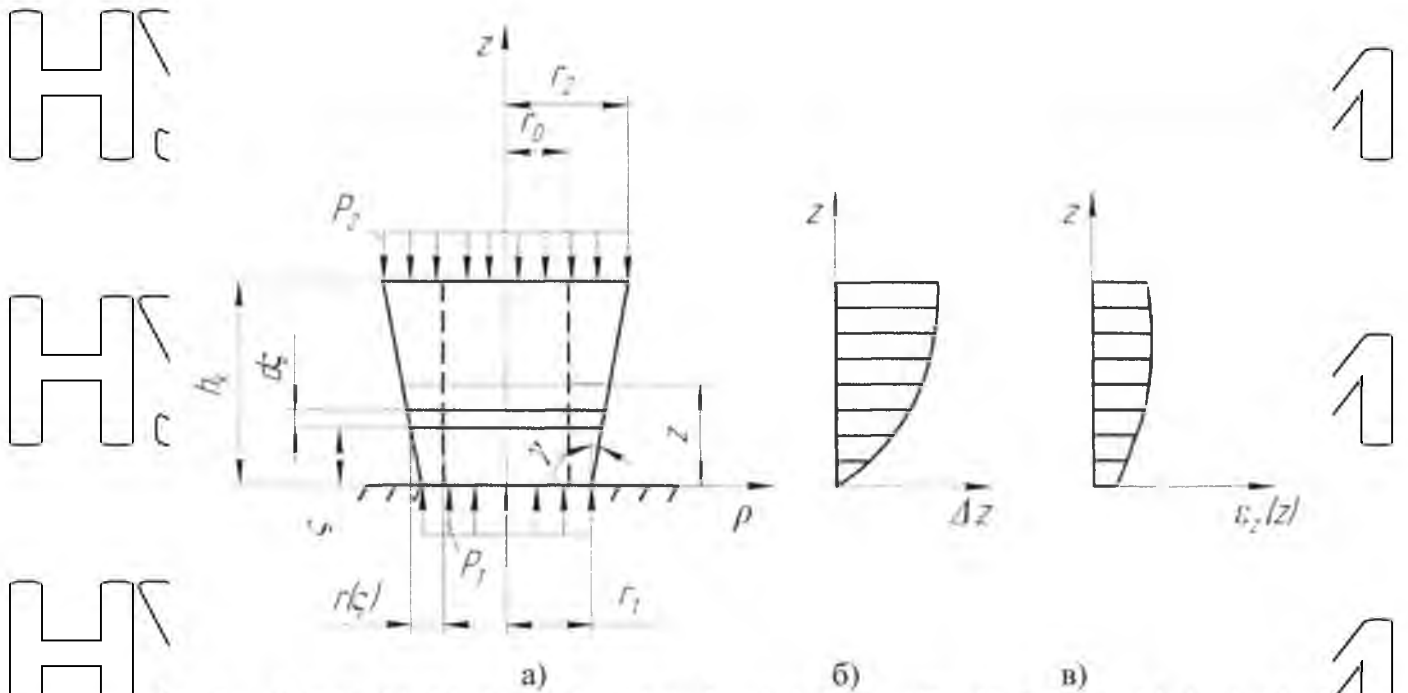


Рисунок 2.17. Схема закріплення усіченого конуса з циліндричним отвором і епюри переміщень: а) розрахункова схема визначення переміщень; б) епюра переміщень; в) епюра відносних переміщень

Для визначення поєздовжніх переміщень при стиску, виріжемо елемент $d\xi$ усіченого конуса з циліндричним отвором і розглянемо його осьову деформацію.

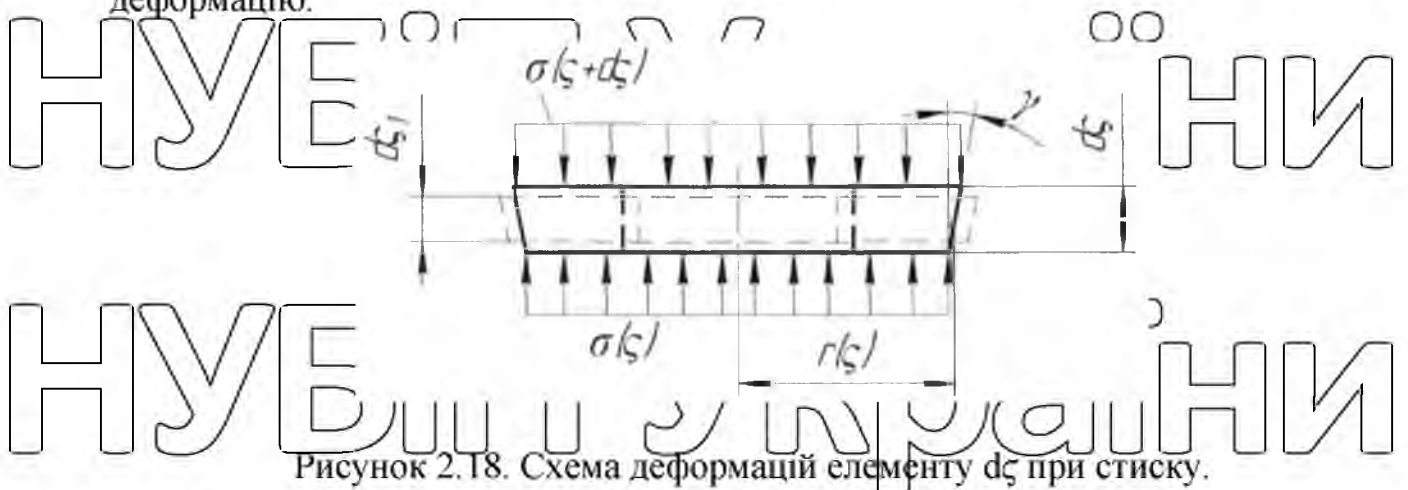


Рисунок 2.18. Схема деформацій елемента $d\xi$ при стиску.

Нехтуючи змінами вихідної геометрії елемента у зв'язку з невеликим кутом γ напруження на його поверхнях будемо вважати однаковими, а за перемінний радіус приймем його середню величину.

Очевидно, що відносна поперечна деформація відноситься до матеріальної частини і показана на рисунку 2.19.

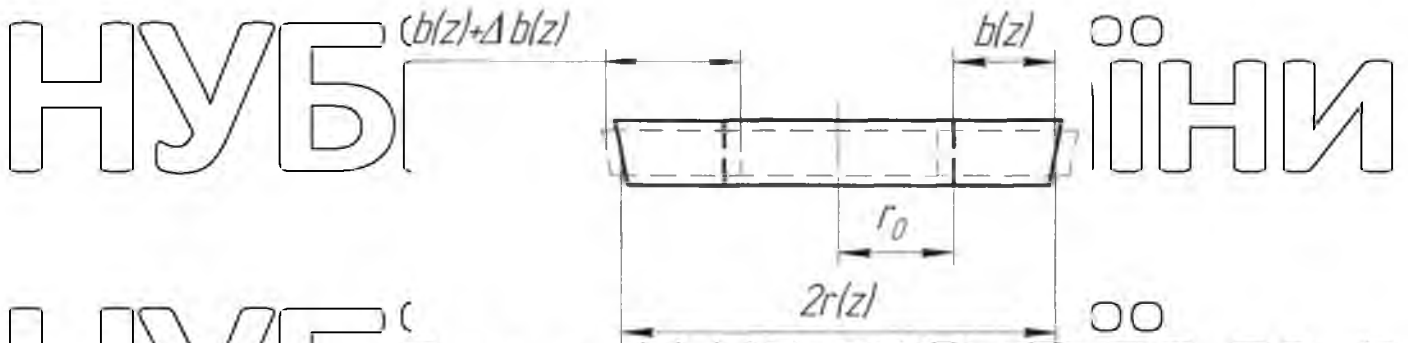


Рисунок 2.19. Схема відносної поперечної деформації

Відомо, що початковий поперечний розмір (до деформації) складає величину: $2b(z) = 2[r(z) - r_0]$. В результаті поперечної деформації отримаємо:

тоді, без врахування знаків деформації, відносна деформація $\varepsilon_r(z)$ буде мати вигляд:

$$\varepsilon_r(z) = \frac{\Delta b(z)}{b(z)} = \mu \cdot \varepsilon_z(z), \quad (2.13)$$

Тобто:

$$\Delta b(z) = \mu \cdot \varepsilon_z(z) \cdot b(z) \quad (2.14)$$

Збільшення поперечного розміру припадає як на зовнішню, так і на порожню частину, тому справедлива рівність:

$$\Delta b(z) = \Delta b_1(z) + \Delta b_2(z), \quad (2.15)$$

де $\Delta b_1(z)$ – переміщення до осі втулки, м,

$\Delta b_2(z)$ – переміщення від осі втулки, м.

При стисканні уєіченого конусу без повздожнього отвору всі переміщення направлені від його осі. наявність отвору дає можливість розвиватися деформаціям і в протилежному напрямку. Розподілення суми переміщень по внутрішнім і зовнішнім колам не може бути лінійним, тому

будемо вважати, що переміщення $\Delta b_1(z)$ і $\Delta b_2(z)$ розподіляються пропорційно площам πr_0^2 і $\pi r(z)^2$:

$$\frac{\Delta b_1(z)}{\Delta b_2(z)} = \frac{r_0^2}{r(z)^2} \quad (2.16)$$

Вирішуючи разом рівняння (2.14) і (2.16) отримаємо:

$$\Delta b_1(z) = \Delta b(z) \cdot \frac{1}{1 + \left(\frac{r(z)}{r_0}\right)^2} = \frac{\mu \cdot \varepsilon_z(z) \cdot b(z)}{1 + \left(\frac{r(z)}{r_0}\right)^2} \quad (2.17)$$

$$\Delta b_2(z) = \Delta b(z) \cdot \frac{1}{1 + \left(\frac{r_0}{r(z)}\right)^2} = \frac{\mu \cdot \varepsilon_z(z) \cdot b(z)}{1 + \left(\frac{r_0}{r(z)}\right)^2} \quad (2.18)$$

Очевидно, що $\Delta b_2(z) > \Delta b_1(z)$.

На рисунку 2.20 представлений характер зміни цих переміщень на прикладі раніше дослідженої втулки.

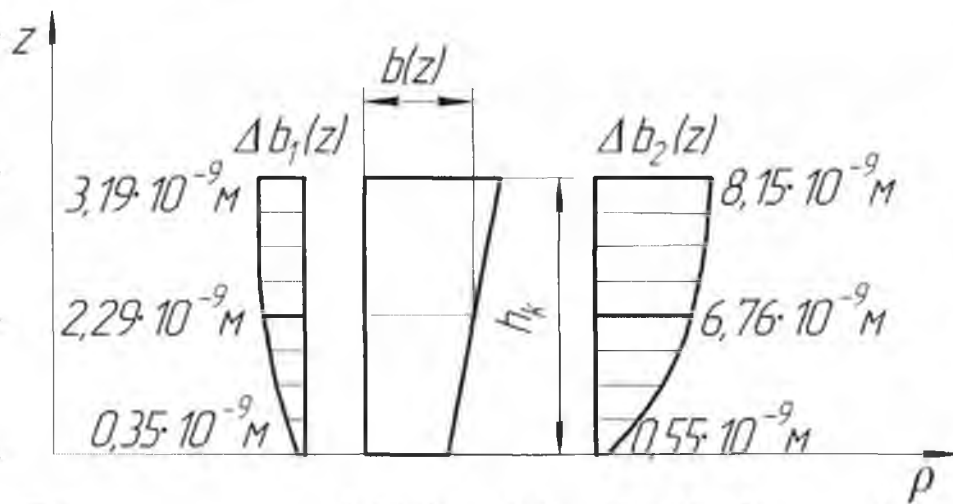


Рисунок 2.20. Схема поперечних переміщень по внутрішній і зовнішній боковій стороні конічної втулки, які виникають при стисканні

Таким чином, вираз (2.16) дозволяє оцінити величину обтискання і взаємодію конічної втулки з валом і ободом шківів рис. (2.21)

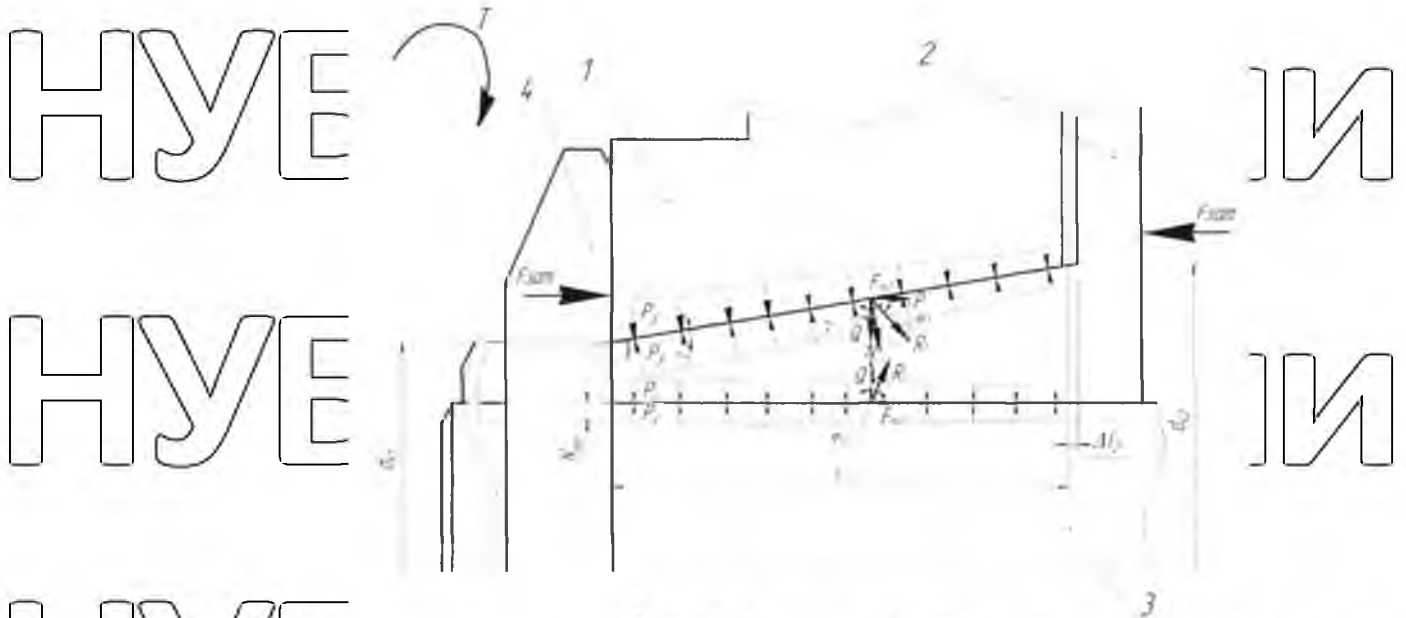


Рисунок 2.16. Схема взаємодії конічної втулки з валом і обідом шківів.

1 – обід шківів; 2 – конічна втулка; 3 – вал; 4 – затяжна гайка

Аналізуючи вище викладене, крутний момент, який передається розробленою знімною ступицею для монтажу оберտального елемента на приводному валу можна представити залежністю:

$$T = f(F_{\text{зам}}, d_{\text{в}}, d_{\text{к1}}, d_{\text{к2}}, b_{\text{к1}}, K, l, \Delta, HB, Ra, n) \quad (2.19)$$

Із цих факторів найменш керованим є пористкість з'єднання K через складність отримання однорідних значень по всій площі контакту деталей з'єднання і, як вже вказувалось, зміна її величини після кожного розбирання-складання з'єднання, тому умовно цей фактор можна віднести до некерованих.

Сила затягування $F_{\text{зам}}$ є керованим, найбільш значущим та визначальним фактором, який забезпечує роботоздатність пропонованого з'єднання. При його нульовому значенні конструкція буде не працездатна.

Діаметр валу $d_{\text{в}}$, довжина з'єднання l і його частота обертання n задані конструктивними особливостями приводів сільськогосподарської техніки, тому їх зміна та варіювання мало можлива.

Мінімальний діаметр конічної втулки $d_{\text{к1}}$ є незалежним, керованим значущим, так як на нього припадає більша частина нормальних напружень, які

виникають при затягуванні з'єднання. Таким же фактором є товщина стінки конічної втулки b_{k1} , яка визначає працездатність пропонованої конструкції. При малій товщині стінки конічної втулки буде відбуватися руйнування або утворення тріщин на її стінках, а при більшій – недостатня фіксація конструкції на приводному валу через пружні властивості матеріалу. Пропонується об'єднати ці два значущі фактори в один – коефіцієнт відношення товщини стінки втулки до її мінімального діаметру (Δ), який враховує їх взаємозв'язок при варіюванні геометричних розмірів з'єднання.

Твердість HV матеріалу конічної втулки повинна відповідати твердості матеріалу приводного валу. При цьому матеріал конічної втулки повинен мати пружні і пластичні властивості, в результаті чого величина товщини стінки конічної втулки b_{k1} буде залежати від варіювання даного фактора.

Максимальний діаметр конічної втулки d_{k2} напряму залежить від величини конусності K , тому доцільніше вибрати останній параметр, як більш конструктивно значущий і незалежний від других факторів, будучи при цьому легкокерованим.

Таким чином, найбільш значущими факторами з'ємної ступиці для монтажу обертального елемента, які впливають на крутний момент, який передається, будуть сила затягування з'єднання, конусність втулки і коефіцієнт відношення товщини стінки втулки до її мінімального діаметру.

В свою чергу, запропонована теоретична модель потребує експериментального підтвердження і визначення оптимальних значень його складових, так як вони можуть мати залежності один від одного, які обумовлені конструктивними особливостями і матеріалом вдосконаленого з'єднання.

РОЗДІЛ 3

МЕТОДИКА, РЕЗУЛЬТАТИ ТА АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ

НУБІП України

Для вирішення поставлених задач і для досягнення мети роботи була розроблена комплексна програма досліджень:

НУБІП України

- проведення експериментальних дослідів надійності зернозбиральних комбайнів;

- проведення геометричних вимірювань, і визначення фізико-механічних властивостей деталей і елементів шпонкового з'єднання;

НУБІП України

- проведення експериментальних дослідів роботоздатності зернозбиральних комбайнів, обладнаних запропонованими з'єднаннями;

- проведення стендових дослідів запропонованого нерухомого з'єднання;

Загальна схема проведення експериментальних дослідів представлена на рисунку 3.1.

НУБІП України



НУБІП України

НУБІП України

Рисунок 3.1. Схема проведення експериментальних дослідів

3.1. Методика експериментальних досліджень надійності

зернозбиральних комбайнів

3.1.1. Методика збору і опрацювання вихідної інформації по вузлам

зернозбиральних комбайнів

Для детального визначення показників використання зернозбиральних комбайнів використовувався метод хронометражу роботи даного виду сільськогосподарської техніки обліково-статистична документація господарств.

Хронометраж роботи комбайнів включав два види суцільний і вибірковий. Під нагляд було поставлено 17 зернозбиральних комбайнів.

При суцільному хронометражу за кожним комбайном закріплюється людина яка вимірює час роботи, вона проінструктована і підготовлена до проведення робіт, а саме ознайомлений з цілями і задачами досліджень, технологією зернозбиральних робіт, устаткуванням і технологією технічного обслуговування зернозбирального комбайну, загальною методикою вимірювання часу. Кожен з них був забезпечений наглядовими листами, ручками, планшетами і секундомірами. В наглядові листи записувались всі без виключення затрати часу, марка комбайну, його господарський номер, розміри і конфігурація поля, назва і сорт культури, висота рослин і зрізу, рельєф поля, попередній обробіток, витрата пального.

Кожного дня після зміни проводився попередній обробіток наглядових листів: обчислення тривалості операцій за шифрами і складання балансу часу зміни. Після зернозбирального періоду проводився повний обробіток наглядових листів при цьому обраховувався час чистої роботи, час очікування автомобіля, час, який витрачається на розвоти, вивантаження зерна, холості повороти, позмінне технічне обслуговування, на усунення технологічних відмов, та інші затрати часу. За матеріалами наглядових листів був складений список технологічних відмов і час на їх усунення.

При вибірковому вимірюванні часу, для збору інформації за показниками використання і надійності комбайнів в умовах експлуатації і вимагає менше трудових затрат, хронометраж роботи комбайнів за якими велось

спостереження виконувався не кожного дня а на протязі зернозбирального сезону один раз на три дні. За ті дні, в які не велоь спостереження за досліджуваною машиною, складався список відмов і наробіток комбайнів методом опитування комбайнерів.

Дані суцільного і вибіркового хронометражу разом з даними первинної документації господарств дозволили отримати інформацію за показниками надійності зернозбиральних комбайнів при збиранні зернових культур в умовах рядової експлуатації.

3.1.2. Методика статистичної оцінки показників надійності

Основним завданням оцінки надійності є отримання фактичних значень з певною точністю і достовірністю на основі обмежених даних за результатами випробувань комбайнів, які знаходяться в рядовій експлуатації.

Дані оцінки називаються інтервальними, побудова яких потребує знання закону розподілу статистичних оцінок відносно невідомого значення оцінюваного параметру.

Встановлення закону розподілу випадкової величини включає в себе визначення виду розподілу і параметра закону розподілу у випадку, якщо його вид відомий.

Вид закону розподілу визначається щільністю ймовірності випадкової величини.

Методика визначення закону розподілення статистичних даних, яка представляє сукупність кінцевого числа значень наробітку між відмовами, включає в себе: складання статистичного ряду наробітку між відмовами; встановлення величини інтервалу групування; визначення кількості інтервалів статистичного ряду; розрахунок кількості крапок інформації в інтервалах; складання полігону випадкових чисел і гістограми, з виду якої вибирається щільність ймовірності для вирівнювання статистичного розподілу; проведення перевірки узгодження експериментальних даних з теоретичним законом розподілення за критеріями згоди.

Аналогічно проводиться статистичний аналіз вимірювання геометричних розмірів і фізико-механічних властивостей деталей і елементів нерухомих з'єднань, які поступають в якості запасних деталей.

3.2. Методика вимірювання геометричних розмірів і визначення

фізико-механічних властивостей деталей і елементів шпонкових з'єднань

Для вимірювання геометричних розмірів і визначення фізико-механічних властивостей деталей і елементів шпонкових з'єднань використовувався унікальний комплекс обладнання.

Відхилення розмірів нових і зношених елементів шпонкового з'єднання – валу, втулки і шпонки проводилось засобами вимірювання.

Вимірювання проводилось в трьох розрізах і двох площинах, обраховувався середній розмір (відхилення).

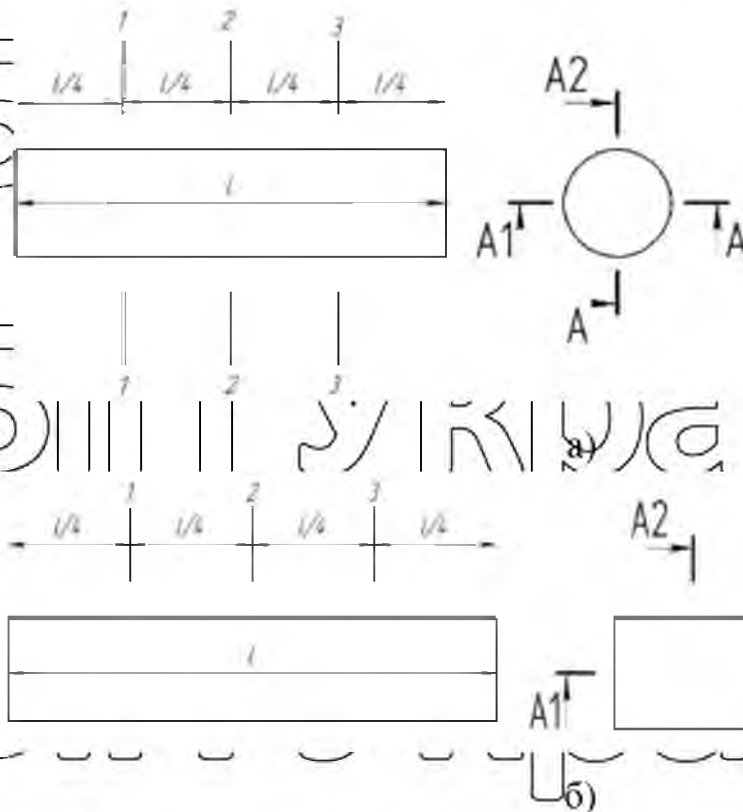


Рисунок 3.2. Схема вимірювання розмірів:

а) валу і втулки; б) шпонки

Вимірювання сили затягування різьбової частини змінної ступиці для монтажу обертального елемента на приводному валу відбувалось

динамометричним ключем JONNESWAY T06150, обладнаного системою регулювання значення моменту з нерухомою рукояткою з вмонтованою шкалою (рис. 3.3 а, б). Регулювання відбувалось обертанням кільцевого фіксатора. При підготовці інструменту до роботи переміщувався фіксатор до торця рукоятки. Після налаштування фіксатор повертався у вихідне положення (рис. 3.4 в).



а)



б)



в)

Рисунок 3.3. Динамометричний ключ JONNESWAY T06150:

а) загальний вигляд, б) зображення вмонтованої шкали, в) схема роботи фіксатора

Вимірювання шорсткості поверхні валу, зтулки і шпонки відбувалось за допомогою використання сучасного профілеграф-профілеметра MarSurf PS 1 (рис. 3.4), сутність якого полягає в тому, що по поверхні тертя переміщується алмазна голка з малим радіусом заокруглення.



Рисунок 3.4. Загальний вигляд профілеграфу-профилеметра MarSurf PS 1

Вимірювання ширини і висоти шпонок, а також діаметрів валів проводилось контактним методом за допомогою використання сучасних мікрометрів МК-25 (рис. 3.5) і МК-50, відповідно.



Рисунок 3.5. Загальний вигляд електронного мікрометра МКЦ-25

Вимірювання внутрішніх діаметрів шківів проводилось контактним методом за допомогою використання індикаторних нутромірів НІ-18 і НІ-50 з голівкою ІГ та точністю $\epsilon = 0.01$ мм (рис. 3.6).

НУБІІ



ІНІИ

НУБІІ

ІНІИ

НУБІІ

ІНІИ

Рисунок 3.6. Загальний вигляд індикаторного нутроміра

з головою ІГ

Вимрювання твердості відбувалось методом Роквелла з використанням приладу HBRV-187,5 (рис. 3.7).

НУБІІ



ІНІИ

НУБІІ

ІНІИ

НУБІІ

ІНІИ

Рисунок 3.7. Загальний вигляд твердоміра HBRV-187,5

Вимірювання проводилось шляхом вдавлювання у випробувальну поверхню алмазного конусу при прикладанні загального випробувального навантаження 588,4 Н (60 кгс).

3.3 Методика експериментальних випробувань роботоздатності

зернозбиральних комбайнів, обладнаних запропонованими з'єднаннями

Для проведення порівняльних експлуатаційних випробувань на зернозбиральні комбайни «ДОН-1500» були встановлені запропоновані з'єднання – знімна ступиця для монтажу обертального елемента на приводному валу (рис. 3.8) і серійні (нові) шпонкові з'єднання. При цьому заздалегідь були відомі геометричні параметри з'єднань, а також шорсткість і напруга в з'єднанні.



а)



б)

Рисунок 3.8. Знімна ступиця для монтажу обертального елемента на приводному валу: а) складові деталі; б) в зборі

1 – обід шків; 2 – конічна розрізна втулка; 3 – приводний вал; 4 – затяжні гайки; 5 – стяжне болтове з'єднання

Спостереження велись до міжконтрольного (фактичного) наробітку за експлуатаційний сезон. Кожного року проводилось розбирання – складання вище вказаних з'єднань з контролем зносу. Також проводився порівняльний хронометраж часу відновлення роботоздатності запропонованого і серійного шпонкового з'єднань.

3.4. Аналіз надійності зернозбиральних комбайнів у рядових умовах експлуатації

Рівень надійності зернозбиральних комбайнів оцінювався за результатами суцільного і вибіркового хронометражу роботи.

Для виявлення резервів підвищення ефективності використання зернозбиральних комбайнів, які знаходяться в умовах рядової експлуатації були проведені експериментальні випробування і суцільний хронометраж роботи збиральної техніки.

Для проведення випробувань були відібрані 10 зернозбиральних комбайнів різних років випуску, які були сформовані в окрему збиральну ланку для роботи в однакових умовах.

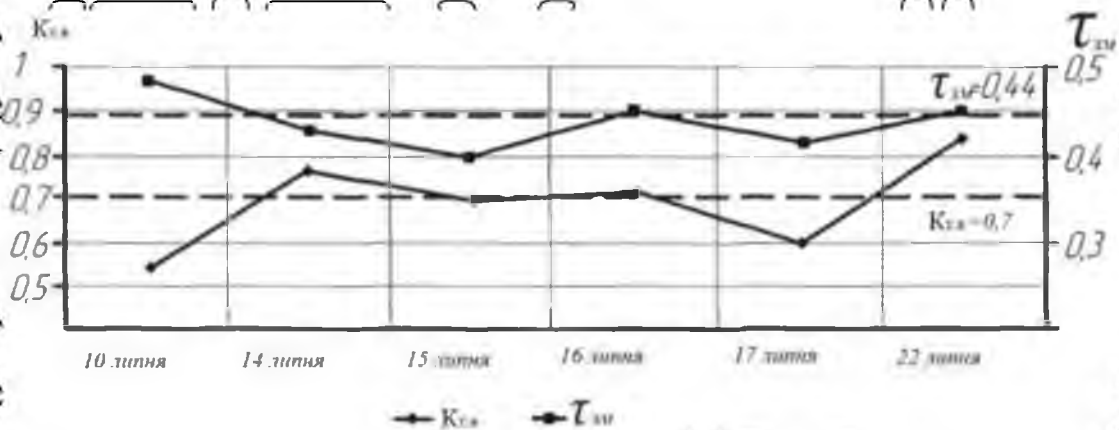


Рисунок 3.9. Графік комплексних показників надійності зернозбиральних комбайнів за період спостережень

Але поруч з цим коефіцієнт використання зміни $\tau_{зм}$ змінювався від 0,4 до 0,48 при середньому значенні 0,44. Таке значення коефіцієнта використання часу зміни відповідає 44% часу чистої роботи комбайнів. Решта 56% часу

припадає на продуктивні витрати, які свідчать про те, що для виконання заданого об'єму робіт при збиранні врожаю необхідно або збільшити тривалість роботи в 2,27 рази, або компенсувати термін виконання робіт збільшенням кількості збиральної техніки. Таке положення буде

характеризуватися недостатнім використанням потенціальних можливостей техніки і значним збільшенням матеріальних затрат на паливо-мастильні матеріали, заробітну плату, а також витрат пов'язаних з втратою врожаю.

Якщо прийняти всі непродуктивні витрати за 100%, то найбільша гранична вага має час очікування автомобіля, який складає 43% від цих витрат,

з коефіцієнтом варіації 0,08...0,23. На час усунення відмов у господарств, які мають високий рівень організації ремонтно-технічної служби і достатню матеріально-технічну базу, припадає 28,4% з коефіцієнтом варіації 0,06...0,28.

Сумарна частка інших складових таких, як час на вивантаження, обід, ЩТО, повороти, переїзди на поле, переїзд по полю і очищення подрібнювача складає 28,6% з коефіцієнтом варіації 0,08...0,3.

Результати в наробітку на відмову, тривалості відновлення працездатного стану основних систем і коефіцієнту готовності систем зернозбирального комбайну «ДОН-1500» представлені в табл. 3.1.

Кожна система напряму надає вплив на надійність комбайна. При цьому, відмова окремо взятих систем призводить зернозбиральний комбайн у непрацездатне становище.

Із даних в табл. 3.1 слідує, що лімітує надійність зернозбирального комбайну є: жниварна частина, гідравлічна система і механічні передачі.

В результаті проведеного хронометражу встановлено, що мінімальний наробіток на відмову зернозбиральних комбайнів в експлуатаційних умовах становила 10,57 год, а коефіцієнт готовності – 0,991. Приведені показники свідчать про низький рівень надійності сільськогосподарських машин.

Загальний час усунення однієї відмови дає вплив не тільки на величину коефіцієнта готовності, а й на коефіцієнт використання часу зміни, який показує частину втрат загального часу зміни, як з організаційних причин, так і з врахуванням технічних несправностей.

Таблиця 3.1. Показники надійності систем зернозбиральних комбайнів «ДОН-1500», експлуатованих в рядових умовах (410,5 мото-год)

Найменування системи	Число відмов	Середнє число відмов на один комбайн	t_0 , год	t_b , год	K_T
Жниварна частина	932	12,1	34	0,3	0,974
Молотильний апарат	43	0,56	733	3,1	0,996
Сепарувальні пристрої	101	1,31	313	2,7	0,991
Бункер	16	0,21	1955	1,5	0,999
Механічні передачі – паси і ланцюги;	624	8,1	51	0,7	0,986
шпонкові з'єднання	422	5,48	74,9	1,9	0,975
Моторно-силова установка	60	0,78	526	5,8	0,989
Трансмiсія	157	2,04	200	3,5	0,983
Ходова частина	34	0,44	933	1,0	0,998
Електроустаткування	58	0,75	547	1,2	0,996
Гiдравлічна система	398	5,17	79	1,2	0,985
Кабiна, агрегати мікроклімату	26	0,34	1207	1,3	0,999
Пoхила камера	113	1,47	279	1,2	0,996
Накопичувач	52	0,68	604	1,1	0,998
Платформа-пiдбирач	27	0,35	1173	1,1	0,999
Комбайн в цілому	3095				

Найменший наробіток на відмову мають шпонкові з'єднання приводів:

вал соломонакопичувача або подрiбнювача, головний контрпривід

контрприводний вал жатки. Найчастіше втрачають працездатність шпонкові

з'єднання головного контрприводу. Середній наробіток на відмову шпонкових

з'єднань склала 74,9 год з коефіцієнтом варіації 0,29.

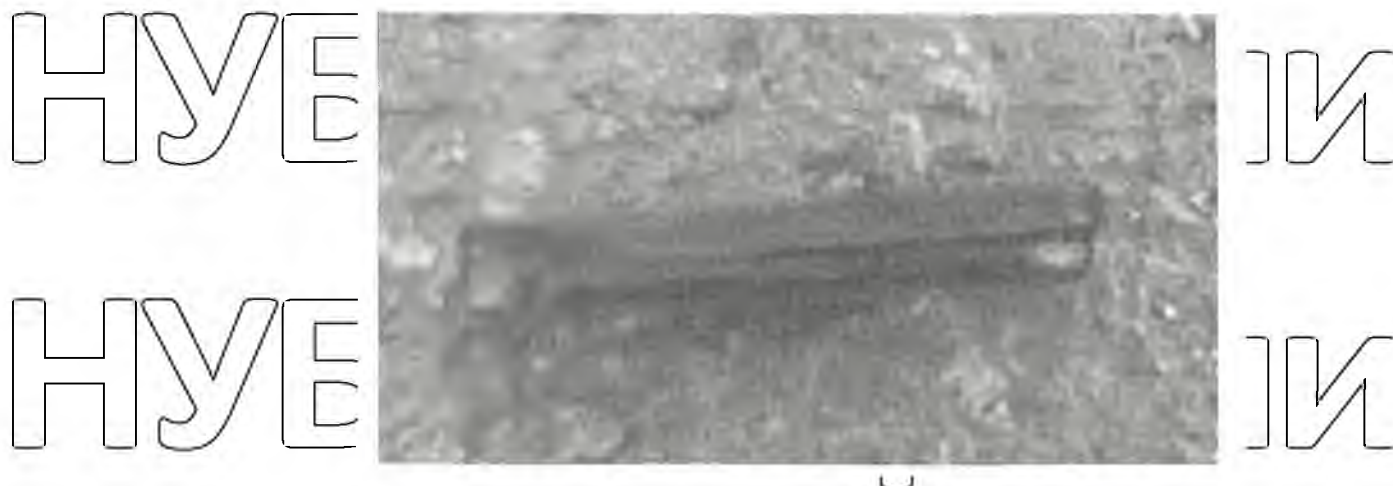


Рисунок 3.10. Шпонка нерухомого з'єднання головного контрприводу,

яка відмовила з приводу змінання

Для підвищення надійності вказаних шпонкових з'єднань необхідно знати ймовірність їх безвідмовної роботи, яка є одним із основних показників надійності.

При визначенні імовірносної оцінки вище наведеного показника надійності використовують функцію розподілення і функцію щільності ймовірності відмови.

Графічна побудова випробувального розподілення наробітку на відмову шпонкового з'єднання головного і заднього контрприводів і барабану зернозбирального комбайну «ДОН-1500», які мають найбільше число відмов зображених на рисунку 4.3.

Із приведених вище графіків видно, що тільки 14,16% шпонкових з'єднань (заштрихована частина) мають наробіток на відмову більше 100 год, середнє значення якої складає 70 год. При цьому близько 35% відмов відбувались в діапазоні від 7 до 50 год, що підтверджує необхідність збільшення ресурсу даного виду нерухомих з'єднань.

Також при дослідженнях шпонкових з'єднань, на основі виміряних геометричних розмірах деталей, які відмовили, підтверджується наявність запропонованих в теоретичній частині областей спряження.

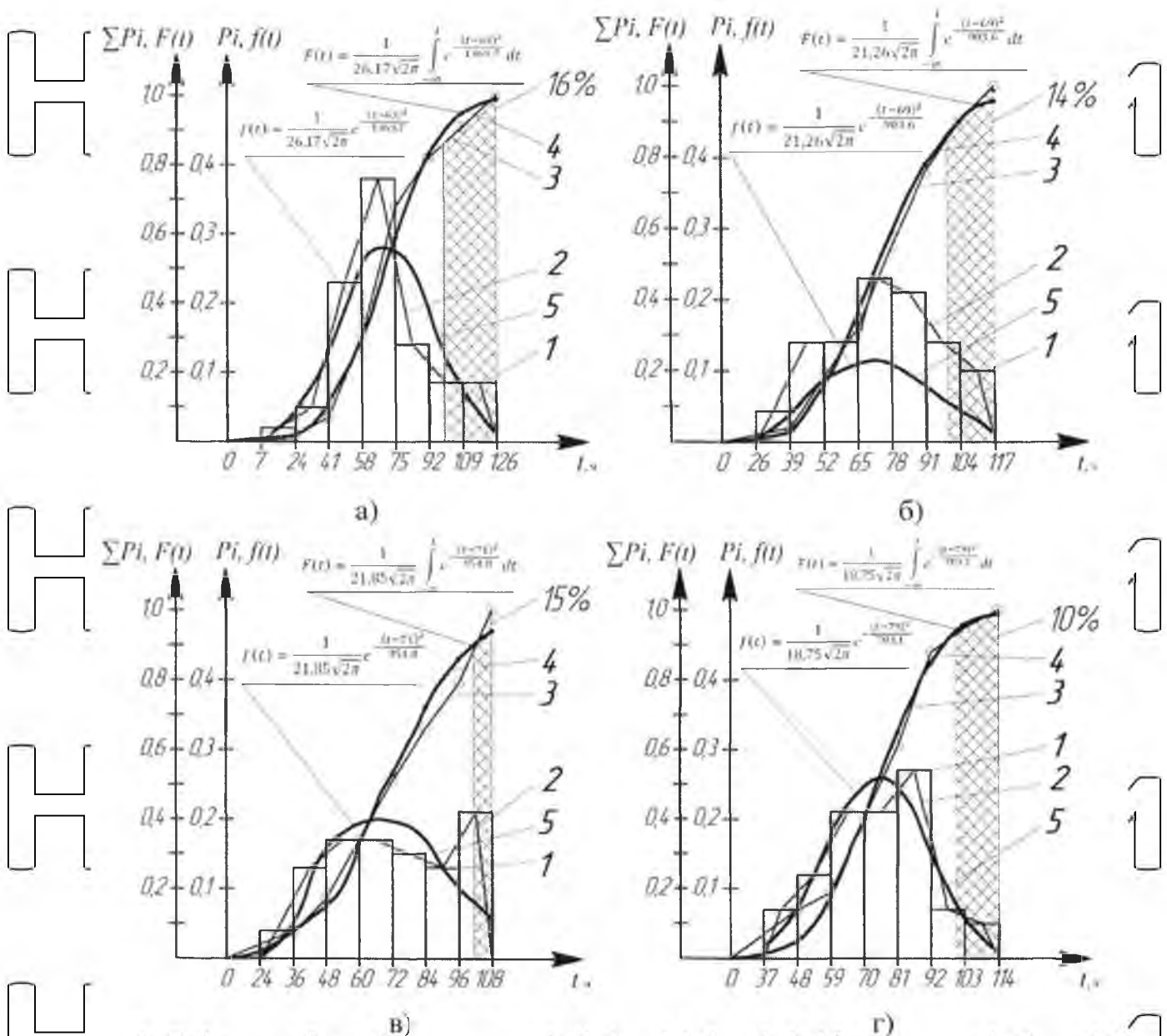


Рисунок 3.11. Графічна побудова послідовного розподілення наробітку на відмову шпонкових з'єднань комбайну «ДОН-1500»: а) головний контрпривод; б) задній контрпривод; в) МХШ; г) барабан.

1 – гістограма розподілення; 2 – полігон розподілення; 3 – крива накопичених послідовних ймовірностей; 4 – інтегральна функція; 5 – диференціальна функція

Так в точках спряження окружностей валу і ступиці і боковій площині шпонки із шпонковим газом ступиці в 92% досліджуваних шпонкових з'єднань виявлені значний знос спряжених деталей.

3.5. Аналіз результатів вимірювання розмірів і фізико-механічних властивостей деталей шпонкових з'єднань, які поступають в якості запасних частин

В сучасних зернозбиральних комбайнах найбільш розповсюдженими є шпонкові з'єднання з діаметрами 30...65 мм, в яких використовують шпонки з розмірами 8x7x40, 12x8x45, 14x9x125 і 18x11x200. Деталі в шпонкових з'єднаннях одночасно спряжені по трьом посадкам: «вал-ступиця», «паз валу-шпонка» і «паз ступиці-шпонка». При цьому у всіх трьох видах посадок технічними умовами заводу виробника передбачений зазор, який напряму впливає на пружність з'єднання в цілому.

За результатами випробувань якості виготовлення нових шпонок загальною кількістю 50 шт. кожного типорозміру, представленого вище, у яких у відповідності з ГОСТ 23360-78 для номінального з'єднання поле допуску ширини шпонки дорівнює h_9 , встановлено, що її розсіювання співпадає з законом нормального розподілення (рис. 4.5).

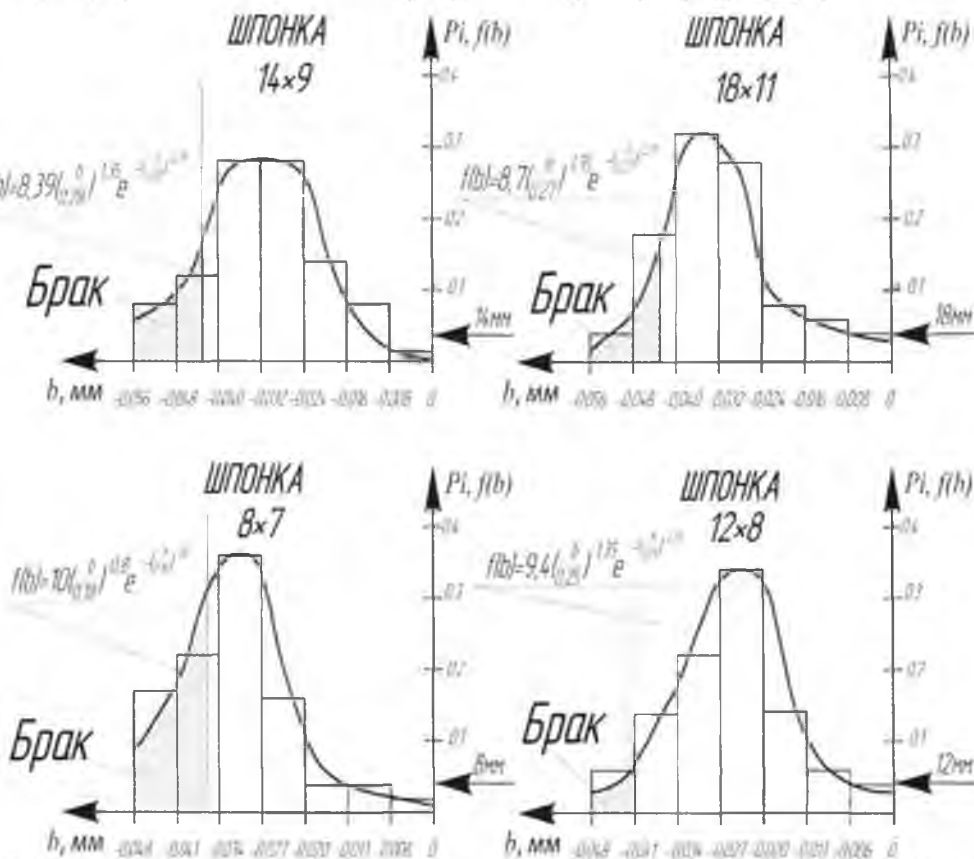


Рисунок 3.12. Результати вимірювань шпонкових з'єднань по ширині

Результати проведеного вимірювання деталей шпонкових з'єднань показували, що 15% деталей мають розміри, які не співпадають з технічними умовами по ширині шпонки.

Але варто відмітити, що такі параметри як твердість і шорсткість знаходилась в заданих межах 218...220 HB і 12...12,5 Ra, відповідно.

В свою чергу, вимірювання діаметральних розмірів деталей спряження «вал-втулка» показав, що при їх складанні існує можливість утворення зазору в даному з'єднанні, в якому характерна посадка H7/k6. Аналізуючи спряження

«вал-ступиця шків» $\varnothing 50 \text{ H7}^{(+0,025)}/\text{k6} \begin{pmatrix} +0,018 \\ +0,002 \end{pmatrix}$ відбійного бітера комбайну

«ДОН-1500» ця ймовірність підтверджується як теоретично так і експериментально (рис. 3.13).

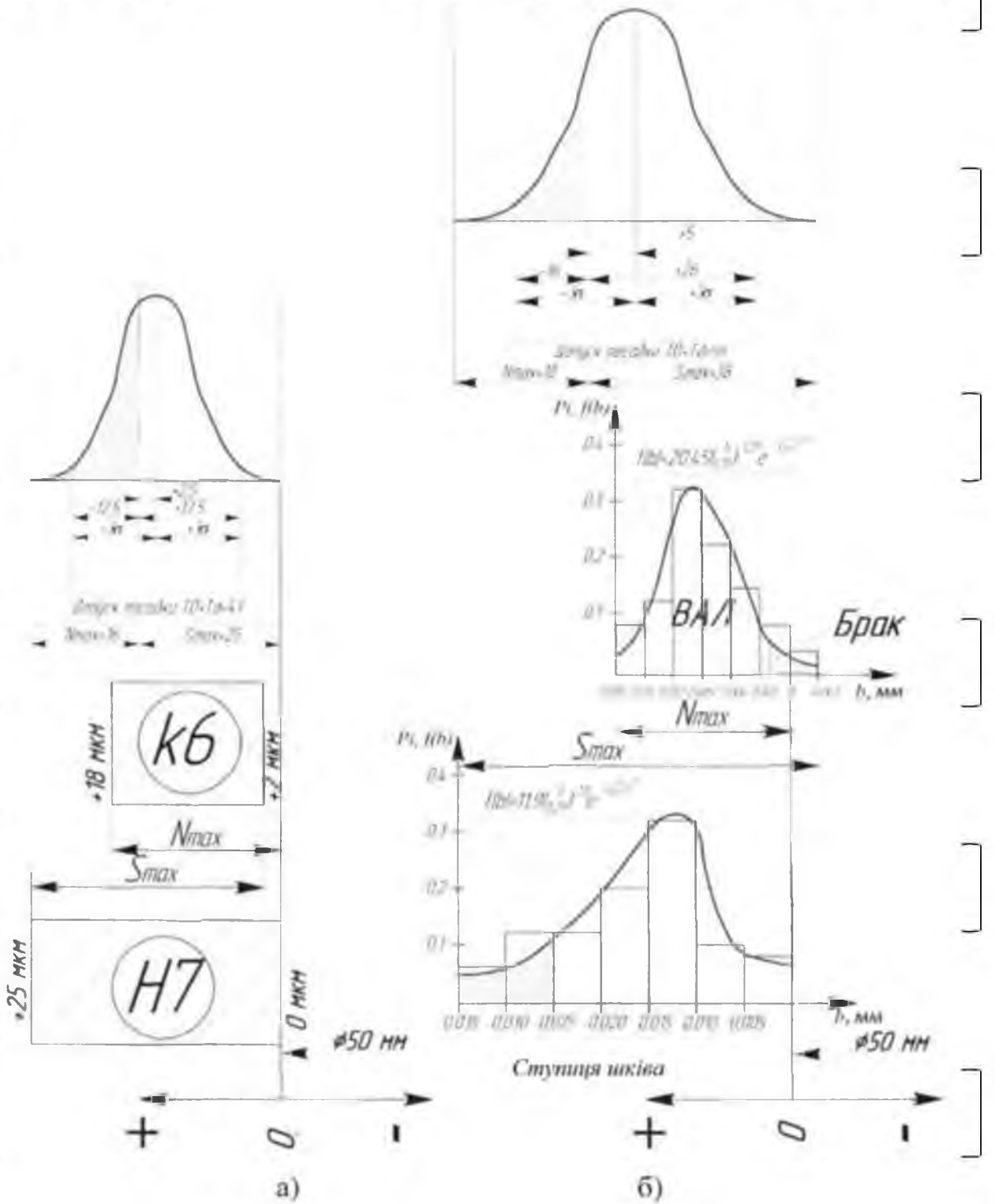
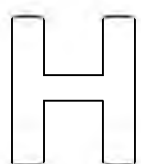
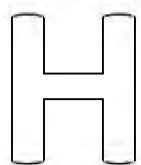
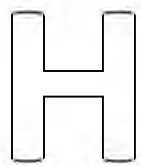
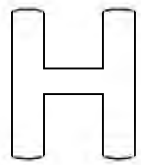
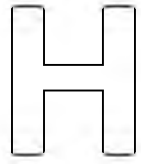
Проведеними дослідями встановлено, що розсіювання розмірів валу і ступиці шків, а також зазорів і натягів підпорядковується закону нормального розподілу і допуск деталей рівний величині поля розсіювання.

Теоретична ймовірність отримання зазорів у спряженні «вал – втулка» $\varnothing 50$ відбійного бітера комбайна «ДОН-1500» складає 69,15%, а експериментальна отримана на основі вимірювання 76,23%. У цьому випадку ймовірний натяг рівний 30,85% і 23,77%, відповідно. Дослідний ймовірний натяг -16 мкм і зазор +26 є граничними. Варто відмітити явно виражену наявність браку в спряженні «вал-втулка» $\varnothing 50$ відбійного бітера комбайна «ДОН-1500».

Аналогічно складується ситуація з іншими видами посадок. Так в якості прикладу розглянемо посадку «паз валу – шпонка» $12 \text{ N9}^{(+0,043)}/\text{h9}^{(-0,043)}$, яку застосовують в спряженні заднього контрприводу «приводний шків» зернозбирального комбайну «ДОН-1500» (рис. 3.14).

Аналіз спряження «паз валу – шпонка» з шириною 12 мм заднього контрприводу комбайну «ДОН-1500» показав, що теоретична ймовірність отримання зазору і натягу рівна 50%, тоді як експериментальне значення відчутно відрізняється і складає 91,31% і 8,69%, відповідно.

НУБІП Україна



НУБІП Україна

Рисунок 3.15. Ймовірність отримання з'єднань з натягом і зазором у sprzęжненні «вал-ступиця шк. ва» $\phi 50$ відбійного б'єтера комбайна «ДОН-1500»

а) теоретична; б) експериментальна

НУБІП Україна

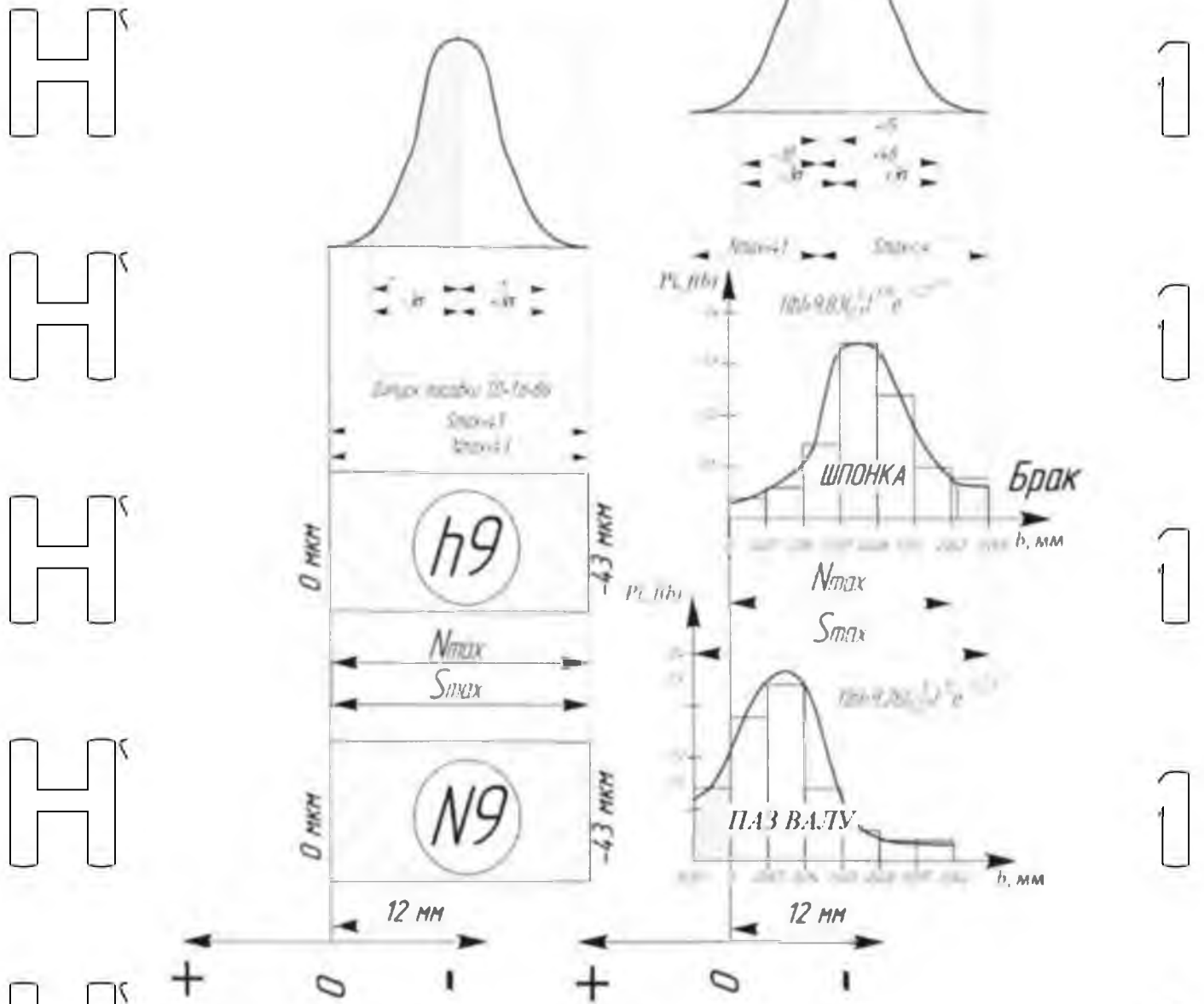


Рисунок 3.14. Ймовірність отримання з'єднань з натягом і завором у спряженні «паз валу – шпонка» з шириною 12 мм заднього контрприводу комбайна «ДОН-1500»: а) теоретична; б) експериментальна

НУБІП Україна

РОЗДІЛ 4

ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

Охорона праці - це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, спрямованих на охорону здоров'я і працездатності людини під час праці.

Технологічними (технічними) заходами і засобами охорони праці є: використання технічно нових пристроїв, інструментів, приладів, транспортних засобів та енергетичних систем; існування технічно нових засобів колективного захисту (огорожі, захисні пристрої, системи олокування, сигналізації, дистанційного керування, спеціальні засоби - заземлення, занулення) та ін.

Обладнання робочих місць та умови праці повинні відповідати положенням нормативних документів:

- розміри та обладнання виробничих приміщень повинні відповідати вимогам СН 245-71 (Санітарно-технічні норми проектування промислових приміщень підприємств) і ОНТП-24-86 і допоміжні матеріали - СНиП 2.09.04-82 (Будівельні норми та правила); наприклад , обсяг промислового підприємства на одного працюючого повинен становити не менше 15 м^3 , а площа — $4,5 \text{ м}^2$ на одного працюючого;

- робочі місця мають бути організовані згідно з ГОСТ 12.2.032-78, ГОСТ 12.2.033-78 та ін .;

- метеорологічні умови (температура, відносна вологість і рухливість повітря) в зоні роботи повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.1.005-88,

- концентрація шкідливих речовин у повітрі робочої зони (газу, пари або пилу) не повинна перевищувати гранично допустимих концентрацій, встановлених ГОСТ 12.1.005-88.

- параметри виробничого освітлення (коефіцієнт природного освітлення; індекс осліплення та коефіцієнт пульсації при штучному освітленні) повинні відповідати вимогам СНиП П-4-79;

- рівні гучності та вібрації не повинен перевищувати припустимих значень згідно з ГОСТ 12.1.003-83 та санітарними нормами допустимих рівнів шуму на робочих місцях – для шуму та ГОСТ 12.1.012-78 – для вібрації;

- рівень звукового тиску ультразвуку не повинен перевищувати допустимих значень за ГОСТ 12.1.001-83, а інфразвук - СН 22-74-80;

- напруга постійних електричних і магнітних полів на робочих місцях не повинна перевищувати допустимих значень відповідно до санітарно-гігієнічних норм допустимої напруги електричного поля ГОСТ 1757-77 і обмеження допустимого впливу постійних магнітних полів при роботі з магнітними

приладами та магнітними матеріалами ГОСТ 1742-77;

- напруги електричного і магнітного полів частотою 50 Гц не повинні перевищувати гранично допустимих напруг згідно з ГОСТ 12.1.002-75 - для електричних полів і гранично допустимих ступенів впливу магнітних полів частотою 50 Гц - для магнітних полів;

- параметри електромагнітного випромінювання в діапазоні високих частот (напруги електричних і магнітних з'єднань в діапазоні частот 60 кГц ... 300 МГц і щільність потоку енергії поверхонь в діапазоні частот 300 МГц ... 300 ГГц) не повинні перевищувати допустимі значення згідно з ГОСТ 12.1.006-84 і

санітарними нормами і павилам при роботі з джерелами електромагнітних полів високих, ультрахвильових і занадто високих частот № 848-70;

- густина потоку випромінювання ультрафіолетової енергії не повинно перевищувати допустимих значень, встановлених згідно ГОСТ 12.1.005-88 і

гігієнічними нормативами мікроклімату виробничих будівель - по інфрачервоному випромінюванню і гігієнічним вимогам до проектування та експлуатації об'єктів з джерелами штучного люмінофора, контроль якості промислової продукції – на ультрафіолетове випромінювання;

- лазерне випромінювання не повинно перевищувати гранично допустимих значень відповідно до СНиП 23992-81; еквівалентні дози зовнішнього і внутрішнього іонізуючого опромінення не повинні перевищувати гранично допустимих норм або граничних доз згідно з Нормами радіаційного захисту (НРБ-76/87).

- дози потужності невикористаного рентгенівського випромінювання не повинні перевищувати норми, встановлені ГОСТ 122.006-83 і санітарними правилами роботи з джерелом невикористаного рентгенівського випромінювання.

На теперішній час в Україні було розроблено багато нормативних документів. Дія цих документів поширюється на керування навколишнім середовищем і має мету оснастити організації елементами системи управління навколишнім середовищем для одержання найбільшого ефекту, які можна скласти в єдину загальну систему менеджменту. Це допомагає підприємствам

досягти як екологічного так і економічного ефекту. Наприклад, стандарт ДСТУ ISO 14001-97 визначає вимоги до системи екологічного менеджменту. Його можна використовувати на підприємствах будь-якого типу та розміру, враховуючи географічні, культурні та соціальні відмінності. Успішність

функціонування системи управління залежить від усіх ієрархічних і функціональних рівнів організації, особливо від вищого керівництва. Система такого типу дає змогу підприємству встановити принципи та методи встановлення екологічної політики та цілей, досягнення їх відповідності та надання доказів такої відповідності іншим зацікавленим сторонам. Крім того,

можна оцінити ефективність відповідних процедур. Основною метою використання цього стандарту є забезпечення охорони навколишнього середовища та запобігання його забрудненню відповідно до соціально-економічних потреб.

У міру зростання зацікавленості суспільства та держави у підтримці та покращенні якості навколишнього середовища та захисті здоров'я людини великі та малі організації все більше звертають увагу на можливий вплив своєї діяльності, продукції чи послуг на навколишнє середовище. Щоб досягти високих екологічних показників, підприємство повинно застосовувати послідовний, системний підхід і постійно вдосконалювати систему екологічного менеджменту.

Набір стандартів управління навколишнім середовищем допомагає організаціям запроваджувати ефективну систему управління навколишнім

середовищем для вирішення проблем захисту здоров'я людини та захисту навколишнього середовища від потенційного негативного впливу їх діяльності, продукції чи послуг, а також сприяти підтримці та покращенню якості навколишнього середовища.

Стандарти включають що включаються до комплексу нормативних документів:

- ДСТУ ISO 14001 – 97 Системи управління навколишнім середовищем. Склад та опис елементів і настанови щодо їх застосування;

- ДСТУ ISO 14004 – 97 Системи управління навколишнім середовищем.

Загальні настанови щодо принципів управління, систем та засобів забезпечення.

- ДСТУ ISO 14010 – 97 Настанови щодо здійснення екологічного аудиту.

Загальні принципи;

- ДСТУ ISO 14011 – 97 Настанови щодо здійснення екологічного аудиту.

Процедури аудиту. Аудит систем управління навколишнім середовищем.

- Проект ДСТУ OHSAS "Система управління професійною безпекою та здоров'ям. Вимоги".

Відповідно до статті 3 Конституції України життя і здоров'я людини, її безпека є найвищими соціальними цінностями, за забезпечення яких держава відповідає. Безпека людей і навколишнього середовища, їх захист від впливу шкідливих техногенних, природних, екологічних і соціальних факторів має важливе значення для сталого розвитку суспільства.

Забезпечення безпеки населення під час життєдіяльності віднесено Президентом України до проблем особливої державної та суспільної ваги, а її вирішення – до пріоритетних завдань національної безпеки. Завдяки зусиллям керівництва держави в Україні визначено низку центральних органів виконавчої влади, відповідальних за державне управління в окремих сферах безпеки життєдіяльності, та розроблено відповідні нормативні документи, закони та державні програми у сфері запобігання певним небезпекам. Створюються сприятливі умови для розвитку громадських і наукових організацій, створених для вирішення зазначених проблем.

На посилення профілактичної роботи у сфері охорони праці спрямовано рішення Комітету Верховної Ради України з питань соціальної політики та праці від 21 травня 2003 р., в якому проаналізовано практику застосування законодавства про соціальне страхування від нещасних випадків на виробництві.

Загальноприйнятим методом охорони праці протягом багатьох років є використання системи засобів безпеки. Це сприяє створенню машин і інструментів, робота яких становить небезпеку для людей, а також розробці спеціальних засобів захисту, що захищають людей від небезпек у процесі роботи.

Однак, як свідчить міжнародна статистика, основною причиною нещасних випадків є, як не дивно, не обладнання, не організація праці, а сам працівник.

Відповідно до офіційних даних, нещасні випадки та професійні захворювання в Україні трапляються у п'ять-шість разів частіше, ніж в інших промислово розвинених країнах.

Проблема безпеки здоров'я людини поки що висвітлюється з одного боку – через позиції державних органів і компаній у сфері небезпек і катастроф, без широкого залучення громадських організацій. Така довгострокова політика в поєднанні із залишковим принципом фінансування реальних людських потреб призвела до появи державної інституційної системи у сфері безпеки. Життя і діяльність людей не відповідають рівню провідних європейських країн. Крім того, більшість населення має перебільшені уявлення про можливості країн і роль державних і місцевих інституцій у сфері безпеки.

РОЗДІЛ 5

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РОБОТОЗДАТНОСТІ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА ОБЛАДНАНОГО ЗАПРОПОНОВАНИМ НЕРУХОМИМ З'ЄДНАННЯМ

Розрахунок економічної ефективності проводився для нерухомих з'єднань на прикладі зернозбирального комбайна «ДОН-1500». Порівнювалась ефективність застосування запропонованої знімної ступиці і типового шпонкового з'єднання.

Собівартість відновлення деталі визначали як суму виробничих і не виробничих витрат:

$$C_B \in C_{\text{вир}} + C_{\text{пвир}} \quad (5.1)$$

де $C_{\text{вир}}$ – виробничі витрати, грн;

$C_{\text{пвир}}$ – позавиробничі витрати, грн.

Виробничі витрати розраховували за виразом:

$$C_{\text{вир}} = C_T + C_{\text{осв}} + C_M \quad (5.2)$$

де C_T – витрати безпосередньо на відновлення (технологічна собівартість), грн;

$C_{\text{осв}}$ – витрати на підготовку і освоєння виробництва, грн;

C_M – витрати на матеріали, грн.

$$C_M = C_{\text{зал}} + \sum_{i=1}^s (q_i \cdot C_i) \quad (5.3)$$

де $C_{\text{зал}}$ – залишкова вартість зношеної деталі, грн;

s – кількість найменувань матеріалів, які використовуються при відновленні деталей

q_i – норма витрат i -го матеріалу, кг;

C_i – ціна за 1 кг i -го матеріалу, грн/кг.

Залишкова вартість зношеної деталі визначалась із відношення:

$$C_{\text{ост}} = m \cdot C_M \cdot K_{\text{тз}} \quad (5.4)$$

де m – маса зношеної деталі, кг;

C_M – ціна металобрухту, грн/кг;

$K_{ТЗ}$ – коефіцієнт транспортно-заготівельних витрат ($K_{ТЗ} = 1,2$).

Витрати на підготовку і освоєння виробництва, які припадають на одну деталь, визначаються за формулою:

$$C_{осв} = \frac{Z_{осв}}{N_p} \cdot t_{пс}, \quad (5.5)$$

де $Z_{осв}$ – абсолютна величина затрат на освоєння виробництва, грн;

N_p – річна програма, $N_p = 200$ шт/год;

$t_{пс}$ – тривалість періоду списування затрат, $t_{пс} = 5$ років.

Розрахунок технологічної собівартості базується на визначенні витрат по кожному елементу і виконується за формулою:

$$C_T = Z_0 + Z_{доп} + A_{від} + S_{ін} + S_e + S_p + S_{ін}, \quad (5.6)$$

де Z_0 – заробітна плата основних виробничих робітників, грн;

$Z_{доп}$ – заробітна плата допоміжних робітників, грн;

$A_{від}$ – амортизаційні відрахування на обладнання, грн;

$S_{ін}$ – витрати на інструмент, грн;

S_e – витрати на енергію, грн;

S_p – витрата на ремонт і обслуговування обладнання, грн;

$S_{ін}$ – інші витрати, грн.

При погодинній оплаті праці, витрати на заробітну плату основних виробничих робітників складає:

$$C_z = C_{стсп} \cdot t_{техн} \cdot (1 + \alpha_{дп}) \cdot (1 + \beta_{відсц}), \quad (5.7)$$

де $C_{стсп}$ – середня тарифна ставка основних виробничих робітників у даному технологічному процесі, грн/год;

$t_{техн}$ – трудомісткість технологічного процесу, год;

$\alpha_{дп}$ – коефіцієнт, який враховує додаткову плату;

$\beta_{відсц}$ – коефіцієнт, який враховує відрахування на соціальні потреби.

Розрахунок фонду заробітної плати допоміжних робітників ведеться таким же чином, як і для основних робітників:

$$Z_B = \sum_i^n C_{ni} \cdot P_i \cdot F_p \cdot (1 + \alpha_{дп}) \cdot (1 + \beta_{відсц}), \quad (5.8)$$

де n - число тарифних розрядів допоміжних робітників;

$C_{\text{шт}}$ - годинна тарифна ставка допоміжного робітника, грн./год;

P_i - кількість допоміжних робітників відповідного розряду;

F_p - фонд робочого дня, год.

Заробітна плата наладчика, віднесена до одиниці продукції:

$$Z_{\text{пвир}} = \frac{Z_{\text{в}} \cdot t_{\text{шт}} \cdot m}{60 \cdot K_{\text{он}} \cdot F_{\text{д}}} \quad (5.9)$$

де $t_{\text{шт}}$ - норма штучного часу на виконання операції, хв;

m - число змін роботи станка;

$K_{\text{он}}$ - число станків, які обслуговуються наладчиком у зміну;

$F_{\text{д}}$ - дійсний фонд часу на роботу обладнання, год.

Амортизаційні відрахування на обладнання розраховуються за формулою:

$$A_{\text{від}} = \sum_{i=1}^{m_{\text{он}}} \frac{K_i \cdot H_{a_i} \cdot t_{o_i}}{100 \cdot F_{\text{д}} \cdot 60} \quad (5.10)$$

де K_i - початкова вартість обладнання на i -тій операції, грн;

H_{a_i} - річна норма амортизаційних відрахувань на обладнання;

t_{o_i} - основний час на i -тій операції, год.

Затрати на інструмент залежать від його типу (різальний мірятьний, допоміжний і т.д.). Для різального інструменту:

$$S_{\text{ін}} = \sum_{i=1}^{m_{\text{он}}} \sum_{j=1}^{n_{\text{ін}}} \frac{C_{\text{ін}ij} \cdot t_{\text{шт}ij} \cdot \eta_{\text{м}}}{T_{ij} \cdot (n_j + 1)} \quad (5.11)$$

де $C_{\text{ін}ij}$ - ціна інструменту j -го виду на i -тій операції, грн;

$t_{\text{шт}ij}$ - штучний час роботи j -го виду на i -тій операції, хв;

$\eta_{\text{м}}$ - коефіцієнт машинного часу;

T_{ij} - період стійкості інструменту j -го виду на i -тій операції, хв;

n_j - число переточувань інструменту j -го виду до повного зносу граней.

Витрати на технологічну електроенергію:

$$S_e = \frac{C_e \cdot k_n \cdot k_w}{\eta_e} \cdot \sum_{i=1}^{m_{\text{он}}} N_i \cdot \frac{t_{\text{шт}i}}{60} \cdot k_{\text{хл}} \quad (5.12)$$

де C_e - ціна 1 кВт·год електроенергії, грн/кВт·год;

k_n - коефіцієнт завантаження електродвигуна за потужністю;

k_w – коефіцієнт, який враховує втрати електроенергії в мережі;

η_e – ККД електродвигунів обладнання, кВт,

k_{xi} – коефіцієнт, який враховує витрати електроенергії при холостому ході.

Витрати на ремонт і обслуговування обладнання:

$$S_p = \sum_{i=1}^{m_{on}} \frac{H_{mi} \cdot K_{mi} + H_{ei} \cdot K_{ei}}{F_d \cdot 60} \cdot t_{шт}, \quad (5.13)$$

де H_{mi} і H_{ei} – нормативи річних витрат на ремонтну одиницю на обслуговування і експлуатаційні ремонти по механічній і електричній частині обладнання, грн/год;

K_{mi} і K_{ei} – категорія складності ремонту в механічній і електричній частині обладнання.

Інші загальнопромислові витрати:

$$S_{пр} = Z_o \cdot k_{on}, \quad (5.14)$$

де k_{on} – коефіцієнт, який враховує інші загальнопромислові витрати, віднесені до заробітної плати основних промислових робітників.

Загальні фінансові витрати будуть визначатися за формулою:

$$C_{фв} = Z + W_{n.y} \cdot Ц_z, \quad (5.15)$$

де $C_{фв}$ – загальні фінансові витрати, грн;

Z – витрати, грн;

$Ц_z$ – ціна на зерно, грн/кг;

$W_{n.y}$ – втрати зерна від простоїв, кг;

$$W_{n.y} = \frac{a_{вр} \cdot b_{осп} \cdot S^2}{2 \cdot W \cdot t_{зар}} \left(1 + \frac{t_{зар}}{t_B}\right), \quad (5.16)$$

де $a_{вр}$ – врожайність, т/га;

$b_{осп}$ – темп осипання зерна;

S – площа зернових, зібрана з врахуванням осипання, га;

W – продуктивність комбайнів, га/год;

$t_{зар}$ – загальна тривалість простою комбайна, яка припадає на одну відмову, год;

t_B – наробіток на відмову, год.

Економічна ефективність розраховується:

$$Z_1 = \alpha_{\text{рп}} \cdot \beta_{\text{зтд}} \cdot Z_2 + \frac{(B_1 - B_2) - E_H(K_2 - K_1)}{P_{\text{р2}} + E_H}, \quad (5.17)$$

де Z_1, Z_2 – приведені затрати на експлуатацію до і після впровадження розробленого пристрою, грн.;

$\alpha_{\text{рп}}$ – коефіцієнт росту продуктивності;

$\beta_{\text{зтд}}$ – коефіцієнт врахування зміни терміну дії вузла;

B_1, B_2 – річні експлуатаційні витримки;

E_H – коефіцієнт ефективності капітальних вкладень ($E_H = 0,15$);

K_1, K_2 – капітальні вкладення при типовому шпонковому з'єднанні і запропонованої знімної ступиці;

$P_{\text{р2}}$ – частка реновації.

Приведені затрати вираховуються за формулою:

$$Z_{1,2} = C_{1,2} + E_H \cdot K_{1,2} \cdot n_{\text{вузл}}, \quad (5.18)$$

де $C_{1,2}$ – приведені затрати одиниці продукції при типовому шпонковому з'єднанні і запропонованої знімної ступиці, грн.;

$n_{\text{вузл}}$ – кількість вузлів у зернозбиральному комбайні (приймаємо $n = 1$).

$$C_{1,2} = \frac{a_{\text{амп}} \cdot K_{1,2} \cdot n_{\text{вузл}}}{100}, \quad (5.19)$$

де $a_{\text{амп}}$ – коефіцієнт амортизації (складає 5% від вартості обладнання).

Коефіцієнт врахування зміни терміну дії нерухомого з'єднання при встановленні запропонованої знімної ступиці:

$$\beta_{\text{зтд}} = \frac{P_{\text{р1}} + E_H}{P_{\text{р2}} + E_H}, \quad (5.20)$$

де $P_{\text{р1}}, P_{\text{р2}}$ – частка реновації при типовому шпонковому з'єднанні і запропонованої знімної ступиці,

$$P_{\text{р1,р2}} = \frac{1}{t_{1,2}}, \quad (5.21)$$

де t_1, t_2 – наробіток на відмову типового шпонкового з'єднання і запропонованої знімної ступиці.

Таким чином, використання в приводах зернозбирального комбайна, при його сезонному навантаженні в 150 год, запропонованої конструкції дозволяє знизити питомі витрати на 89% і вартість більш ніж у 3 рази в порівнянні з

стандартними зразками. Очікуваний економічний ефект від використання у задньому контрприводі РСМ.-10.01.34.140 зернозбирального комбайну однією запропонованою змінною ступицею складає 2305 грн. Термін окупності капітальних вкладень рівний 0,85, які можуть відрізнятись в залежності від типу приводу.

Таблиця 5.1. Техніко-економічна оцінка типового та запропонованого нерухомого з'єднання

Показники		Варіант з'єднання		Відношення показників запропонованого до типового з'єднання
		типове шпонкове	пропоноване	
Ціна	грн	2854	905,1	0,32
Середній ресурс	год	74,9	224	3,16
Питомі витрати на 1 з'єднання	грн./год	38,1	4,04	0,11
Економічний ефект	грн		2305	
Термін окупності	років		0,85	

ВИСНОВКИ

1. Аналіз процесу роботи зернозбирального комбайну з позиції розгляду його як складної технічної системи, одним із нижчих елементів якої в його ієрархічній схемі є робочі поверхні деталей нерухомого шпонкового з'єднання, дозволив визначити їх цільове призначення з точки зору надійності реалізації технологічного процесу передачі крутного моменту.

2. Обгрунтовані способи підвищення роботоздатності зернозбиральних комбайнів використанням удосконалених конструкцій для передачі крутних моментів приводами, а саме шпонкове з'єднання, спосіб з'єднання з натягом деталей вал-втулка і знімна ступиця для монтажу обертального елемента на приводному валу. Найбільш прийнятним технічним рішенням є розробка ремонтного комплексу на основі знімної ступиці, який дозволить усунути основні причини виходу із ладу, що забезпечує підвищення довговічності, стабілізацію передачі крутного моменту і зниження часу відновлення роботоздатності зернозбирального комбайна.

3. Проведений мікрометраж деталей шпонкових з'єднань, які поступають в якості запасних частин, показав, що у 70...90% випадків наявність зазорів у спряженні «вал-втулка», що негативно впливає на роботоздатність приводів.

4. Встановлено, що найбільш раціональним способом відновлення роботоздатності шпонкових з'єднань є використання розробленої знімної ступиці для монтажу обертального елемента на приводному валу, що дозволяє знизити час усунення відмови у 1,5...3 рази і підвищити ресурс у 2,36...3,91 рази.

5. Визначені та обгрунтовані найбільш значущі фактори монтажу з'ємної ступиці, які впливають на крутний момент: сила затягування з'єднання, конусність втулки, товщини стінки втулки та її мінімальний діаметр.

6. Встановлено, що річний економічний ефект від використання в задньому контрприводі РСМ.-10.01.34/140 зернозбирального комбайна однієї розробленої знімної маточини становить 2305 грн. та термін окупності капітальних вкладень дорівнює 0,85 року за річного завантаження комбайна 150 мото. годин.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абдулін, І. А. Композиційні покриття з полімерною матрицею / І. А. Абдулін, Г. Г. Богатеєв, А. Б. Касімов, //: КДТУ. - 2004, - С. 18.
2. Антропов, Л. І. Композиційні електрохімічні покриття / Л. І. Антропов, Ю. Н. Лебединський. - Київ: Техніка, 1989. - 200 с.
3. Білоконь Я.Ю. Трактори і автомобілі: підручник / Я.Ю. Білоконь, А.І. Окоча. - К.: Урожай, 2002. - 324 с.
4. Випробування і сертифікація техніки АПК: навч. посіб. / К.І. Шмат, Є.І. Бондарев, О.В. Мигальов та ін. - Херсон: ОЛДІ-плюс, 2004. - 268 с.
5. Василенко М.О. Вплив режимів нанесення зміцнювального покриття на параметри точкового зміцнення робочих органів ґрунтообробних машин / М.О. Василенко, Д.О. Буслаєв // Вісник аграрної науки. - 2015. - № 7. - С. 44-48.
6. Головчук А.Ф. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки: підручник: у 3 кн. Кн.1: Трактори / А.Ф. Головчук, В.Ф. Орлов, О.П. Строков; за ред. А.Ф. Головчука. - К.: Грамота, 2003. - 336 с.
7. Головчук А.Ф. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки: підручник: у 3 кн. Кн.2: Комбайни зернозбиральні / А.Ф. Головчук, В.І. Марченко, В.Ф. Орлов; за ред. А.Ф. Головчука. - К.: Грамота, 2004. - 320 с.
8. Головчук А.Ф. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки: підручник: у 3 кн. Кн.3: Машини сільськогосподарські / А.Ф. Головчук, В.І. Марченко, В.Ф. Орлов; за ред. А.Ф. Головчука. - К.: Грамота, 2005. - 576 с.
9. Гур'янов, Г. В. Електроосадження зносостійких композицій / Г. В. Гур'янов. - Кишинів: Штіінця, 1985. - 238 с.
10. Грушецький С.М. Проблеми технічного сервісу та забезпечення надійності техніки для АПК / С.М. Грушецький, В.В. Дідур. - Режим доступу: http://irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv/cgiirbis_64.exe?C21COM=2&I21DBN=UJRN&P21DBN=UJRN&IMAGE_FILE_DOWNLOAD=1&Image_file_name=PDF/vuvmaao_2015_3_26.pdf
11. Дизельне паливо для сучасних двигунів: вимоги до якості // Пропозиція. - 2015. - № 4. - С. 138-140.

12. Денисенко, П., Питуцько В. Ринок відновленої техніки та оцінка її вартості // Техніка АПК, 2000.- № 2.- С. 4-5.

13. Козаченко О.В. Проблеми та перспективи розвитку технічного сервісу машин АПК / О.В. Козаченко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2014. – Вип.

145. – С. 3-7. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vkhdtusg_2014_145_3

14. Кальбус, Г. Л. Основи експлуатації навісних систем тракторів / Г. Л. Кальбус; Україн. акад. с.-г. наук, – Київ, 1984.

15. Костецький, В. Я. Тертя, мастило та знос у машинах / В. Я. Костецький. - Київ: Техніка, 1983. - 215 с.

16. Кравчук, В. С. Опір деформуванню та руйнуванню по верхнесно-зміщених деталей машин та елементів конструкцій / В.С. Кравчук, О.О. Юсеф, О.В. Кравчук. - Одеса: Астропринт, 2000. - 160 с.

17. Лісовський Г. Організація техніко-технологічного забезпечення виробників сільськогосподарської продукції // Техніка АПК – 2000, №4. С. 8-10.

18. Молчанов, В. Ф. Отримання комбінованих покриттів при хромуванні / В. Ф. Молчанов. – Київ: Машинобудування, 1964. – 89 с.

19. Носов Ю.М. Проектування технологічних процесів у сваринництві та птахівництві: навч. посіб. / Ю.М. Носов. – Львів: Новий Світ-2000, 2014. – 500 с.

20. Ніколенко І.В., Сукач М.К., Оборський Г.О. и др. Стандартизація продукції та технологічних процесів: навч. посібник,- Сімферополь-Київ-Одеса: НАПКБ, КНУБА, ОНПУ, 2010.- 288 с.

21. Ніколенко І.В., Фірсов Г.Ф. Курсове проектування по надійності та ремонту сільськогосподарської техніки: навч. посібник, - Одеса: ОДАУ, 2003,- 168 с.

22. Ніколенко І.В., Фірсов Г.Ф. Організація та проектування підприємств технічного сервісу: навч. посібник.- Одеса: ОДАУ, 2003, 125 с.

23. Павлова О.В. Показники якості сервісу як складова визначення рівня конкурентоспроможності сільськогосподарської техніки / О.В. Павлова.

Режим доступу: http://www.rusnauka.com/10_NPE_2008/Economics/28968.htm

24. Технічний сервіс в АПК: навч.-метод. комплекс: навч. посіб. для студентів інженерів спец. на освіт.-кваліф. рівні «Бакалавр» напрямку «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» / С.М. Грушецький, І.М. Бендера, О.В. Козаченко та ін.; за ред. С.М. Грушецького, І.М. Бендери. – Кам'янець-Поділ.: Сисин Я.І., 2014. – 680 с.

25. Сукач М.К., Лудченко О.А. Якість і сертифікація автомобільної продукції: навч. посібник. - К.: Ун-т Україна, 2010, - 204 с.

26. Сукач М.К., Сидоренко В.П., Аржаєв Г.О., Литвиненко І.М. Автомобільні експлуатаційні матеріали: навч. посібник для дистанційного навчання. - К.: Ун-т Україна, 2006, - 4.1: Паливно-мастильні матеріали та спеціальні рідини. - 266 с.

27. Технологія технічного обслуговування машин: навч. посібник / І.М. Бендера, С.М. Грушецький, П.І. Роздорожнюк, Я.М. Михайлович — Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин О.В., 2009- 320 с.

28. Хабатов Р.Л., Топилин Г.Е., Забродский В.М. Техническое обслуживание и ремонт машинно-тракторного парка - К.: Урожай, 1987. - 242 с.

29. Шмат К.І., Диневич Г.Ю. Технічне обслуговування і ремонт сільськогосподарської техніки - К.: Кондор, 2009 - 200 с.

30. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування (сільськогосподарська техніка). ДСТУ 4397:2005. – Київ, Держспожив стандарт України, 2005.