

Таврійський державний агротехнологічний університет
Міністерства освіти і науки України

Таврійський державний агротехнологічний університет
Міністерства освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Журавель Дмитро Павлович

УДК 631.3–192:662.63

ДИСЕРТАЦІЯ

Методологія підвищення надійності сільськогосподарської техніки
при використанні біопально-мастильних матеріалів

05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва
13 – механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів і інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ Д.П. Журавель

Науковий консультант Дідур Володимир Аксентійович,
доктор технічних наук, професор

Мелітополь – 2017

АНОТАЦІЯ

Журавель Д.П. Методологія підвищення надійності сільськогосподарської техніки при використанні біопально-мастильних матеріалів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» (133 - Галузеве машинобудування). – Таврійський державний агротехнологічний університет, Мелітополь, 2017.

Підвищення цін на пально-мастильні матеріали (ПММ) викликане, головним чином, зменшенням нафти у надрах Землі, і залежністю України в нафтопродуктах за рахунок імпорту на 85...90%. Не останнє місце у цьому ряді існуючих проблем є і величезна кількість шкідливих викидів, що забруднюють навколишнє середовище. Ці факти спонукають до пошуку альтернативних видів ПММ, враховуючи кількість їх споживання.

Альтернативним джерелом нафти може бути біологічна маса рослинного походження, а точніше – олива рослинного походження. Частіше за все використовують ріпакову оливу (РО) в якості змащувальних матеріалів для гідравлічних та трансмісійних систем та метиловий ефір (МЕ) ріпакової оливи (МЕРО) в якості пального для дизельних двигунів. Таким чином, ефективне виробництво та переробка біологічної маси може вирішити проблему дефіциту нафтопродуктів, що використовуються для сільськогосподарської техніки (СГТ) шляхом заміни на ПММ рослинного походження. Одним із проблемних питань, пов'язаних з використанням біопально-мастильних матеріалів (БПММ) є забезпечення надійності як функціональних систем СГТ так і експлуатаційних показників машино-тракторних агрегатів (МТА). Триботехнічний і хімотологічний аналіз процесів, які виникають в трибоспряженнях вузлів і агрегатів пояснює причину прискореного зношування поверхонь конструкційних матеріалів при використанні БПММ. Наявність вільних жирних кислот в сирій РО і присутність метанолу в біодизелі призводить до виділення

водню і його поступовий перехід в поверхневий шар металу, що призводить до водневого зношування. Підвищена густина і кінематична в'язкість РО в порівнянні з мінеральним дизельним паливом (ДП) сприяє збільшенню далекобійності і діаметру розпиленого пального, що призводить до підвищеного попадання на стінки камери згоряння і гільзи циліндрів. Застосування чистої РО в якості дизельного пального неприпустимо в зв'язку з погіршенням як енергетичних і економічних показників, так і надійності дизелю в цілому. Підвищення кислотності пального призводить до збільшення корозійного зносу плунжерних пар паливного насоса високого тиску (ПНВТ), руйнуванню гумотехнічних виробів і збільшенню відкладень. Продукти згоряння пального, які включають сірчастий і сірчаний ангідриди, проникають через нещільності циліндро-поршневої групи в картер, де утворюють з водою сірчану і сірчисту кислоти. Змішуючись з оливою, кислоти погіршують її якість, особливо антикорозійні властивості, що призводить до швидкого старіння. В результаті дії сірчистих продуктів на картерну оливу утворюються смолисті з'єднання, які в подальшому утворюють нагар. Відкладення лаку в зоні поршневих кілець призводить до їх закоксування і заклинювання. Сірчисті з'єднання призводять також до збільшення відкладень на фільтрах тонкого і грубого очищення.

Застосування їх в якості ПММ для СГТ дасть змогу підвищити довговічність вузлів і агрегатів функціональних систем при зниженні агресивності, схильності до полімеризації і задоволенні інших експлуатаційних вимог. Таким чином, існує народно-господарська проблема – підвищення надійності використання СГТ при застосуванні альтернативних видів ПММ рослинного походження. Суть проблеми полягає в тому, що внаслідок застосування ПММ рослинного походження щорічно відмовляють додатково 15...20 % СГТ, які експлуатуються в Україні. Негативними наслідками вказаної проблеми є підвищення експлуатаційних витрат на утримання СГТ в працездатному стані при використанні БПММ. Причиною існування цієї проблеми є наступне: конструкційні матеріали, які застосовують для виготовлення деталей вузлів і агрегатів функціональних систем СГТ, не

призначені до роботи в середовищі біопально-мастильних матеріалів (БПММ). Шляхами вирішення вказаної проблеми є адаптація вузлів і агрегатів функціональних систем СГТ до роботи в середовищі БПММ та раціональний підбір ПММ рослинного походження.

Вирішення даної народногосподарської проблеми не можливе без вирішення науково-технічної проблеми. Сутність якої полягає в розробці методології підвищення надійності СГТ при використанні БПММ. Усе це обумовлює необхідність проведення наукових досліджень.

У зв'язку з цим, розглядаючи функціональні системи сучасних тракторів та с.г. машин, як складну технічну систему, яка схильна до різних видів відмов, нами була запропонована модель надійності, яка дозволяє по статистичним характеристикам напрацювання на відмову її елементів отримувати нормовані в технічних умовах фактичні показники середнього і γ % ресурсів. Такий підхід став можливим завдяки запропонованому нами ранжируванню відмов на поступові, раптові і складні.

Таким чином, ми отримали можливість на конкретному прикладі функціональних систем тракторів, при роботі на БПММ реалізовувати один з основоположних принципів підвищення надійності технічних систем, суть якого полягає у визначенні та усуненні «слабкої ланки». Для встановлення «слабкої ланки» за допомогою отриманих статистичних даних були побудовані залежності ймовірностей безвідмовної роботи для основних елементів функціональних систем. Такими слабкими ланками з точки зору надійності є для: дизельного двигуна-паливна система; гідравлічної системи – гідронасос; гідростатичної трансмісії – насос підпитки; механічної трансмісії – ущільнення. Виходячи із запропонованої моделі надійності складної системи витікає наступне, якщо ресурс елемента системи, який відображає «складну ланку», збільшити, то при цьому збільшується ресурс і надійність всієї системи в цілому. Для підвищення ресурсу «слабкої ланки» вузлів і агрегатів функціональних систем СГТ нами були розроблені науково-практичні рекомендації, а саме: як показали проведені дослідження, збільшити ресурси роботи СГТ можливо за рахунок застосування

матеріалів деталей сполучень, що контактують з біологічними ПММ, які мають підвищену стійкість до ефірів метанолу. Виявлено, що найбільш зносостійкими з відомих конструкційних матеріалів, з яких можуть бути виготовлені плунжерні пари ПНВТ дизельних двигунів, є сталі: 25Х5М або 38ХМЮА (азотована). Ресурс таких плунжерних пар перевищує ресурс плунжерних пар зі сталі ШХ15, які серійно використовуються, на 80...120%. Заводам-виробникам рекомендується замінити матеріал плунжерних пар зі сталі ШХ15 на сталь 25Х5М, 5Х або 38ХМЮА. Така заміна дозволяє збільшити середній ресурс плунжерних пар ПНВТ з 7000 до 12000 мото-год., що відповідає технічним вимогам до надійності паливних систем. Для збільшення строку служби фільтра тонкого очищення з 750 до 1500 мото-годин, необхідно замінити існуючий фільтр грубого очищення системи живлення дизельного двигуна на вдосконалений, який містить фільтруючий, коагулюючий і водовідштовхувальний елементи з одночасним підігрівом пального до 30...40 °С. З метою підвищення повноти згорання біодизеля на 5...7% та покращення екологічних показників необхідно, в усмоктувальному патрубку ДВЗ встановити апарат розділення повітря на два потоки, з підвищеним вмістом азоту і кисню, що дасть змогу збільшити номінальну ефективну потужність двигуна з 57,6 кВт до 59,6 кВт і зменшити питому витрату пального з 241 г/кВт·год до 226 г/кВт·год. Збільшення міжтехнічного обслуговування СГТ при роботі на біологічних ПММ, можливо за рахунок застосування фторкаучуків, стійких до метанолових ефірів, які виключають шкідливий вплив на СК і НК (відповідно, синтетичні і натуральні каучуки) через розкладання ущільнюючих елементів всіх систем СГТ. Заводам - виробникам необхідно замінити конструкційний матеріал ущільнень ПНВТ та інших систем СГТ з натурального чи синтетичного каучуку на фторкаучук, що дозволить збільшити ймовірність безвідмовної роботи паливної системи з 960 до 4000 мото-годин. Такі заміни матеріалів призведуть до підвищення надійності і ресурсів СГТ при роботі на біологічних ПММ.

При застосуванні біологічних змащувальних матеріалів рекомендується застосування металоплакувальних добавок, що дозволить виключити шкідливий

вплив вільних жирних кислот оливи на метали деталей сполучень і забезпечити нормовані ресурси вузлів і агрегатів СГТ. Для збільшення строку служби елементів гідравлічних систем з 8000 до 9000 мото-годин, необхідно вводити в біологічні оливи добавки: металоплакувальну типу МКФ-18 у кількості 0,8...1,0% - для забезпечення ефекту вибіркового переносу та антифрикційну присадку типу SMT 2514 в кількості 6...8% - для покращення змащувальних властивостей, в режимі граничного тертя. З метою підвищення зносостійкості матеріалів деталей трибоспряжень системи трансмісії, необхідно замінити матеріали зі сталей 40X, 45X на інші сталі, які підлягають нітроцементації (ціануванню) для створення нітридів лігатури, що призведе до зниження вакансій в поверхневих шарах металів і, як результат збільшення ресурсу в 1,5...2 рази. З метою покращення якісних показників біодизеля необхідно проводити обробку його в полі ультразвукових коливань. Оптимальний час обробки ультразвуком становить 10...12 хв при частоті 22 кГц і інтенсивності 0,8...1,2 Вт/см².

Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що удосконалена методика покращення та контролю паливних і гліцеринових фракцій в біопально-мастильних матеріалах акустичним методом, що дозволяє обґрунтовувати частоту, час та інтенсивність ультразвукової обробки з одночасним контролем якісних показників; вперше встановлено, що показники надійності функціональних систем при періодичному режимі роботи нижче, чим при постійному, в процесі експлуатації сільськогосподарської техніки на біопально-мастильних матеріалах, що дозволило встановити чисельні значення цих показників та виявити основні фактори, які впливають на надійність елементів вузлів і агрегатів функціональних систем СГТ; удосконалено математичні моделі надійності функціональних систем сільськогосподарської техніки, які дозволяють виявляти їх "слабкі ланки" при експлуатації на біопально-мастильних матеріалах; вперше встановлено коефіцієнти середовища і режиму роботи, що дозволило моделювати процеси зношування вузлів і агрегатів функціональних систем сільськогосподарської техніки на біопально-

мастильних матеріалах; удосконалено методику визначення ресурсу вузлів і агрегатів функціональних систем сільськогосподарської техніки за допомогою коефіцієнта зносу, що дає змогу враховувати силові, швидкісні та конструктивні параметри пар тертя; отримала подальший розвиток методика оцінки триботехнічних характеристик металів і сплавів в середовищі біопально-мастильних матеріалів, що дозволяє приймати оптимальні рішення у виборі матеріалів трибоспряжень вузлів і агрегатів функціональних систем СГТ; удосконалено методику прогнозування ресурсу вузлів і агрегатів, що дозволило обґрунтувати міжремонтний ресурс функціональних систем сільськогосподарської техніки.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що: розроблено практичні рекомендації по забезпеченню надійності роботи сільськогосподарської техніки на біопально-мастильних матеріалах, які прийнято до впровадження: Департаментом агропромислового розвитку Запорізької ОДА, ННЦ «ІМЕСГ», ПМВКП «Ассоль», ТОВ ВТК «Юждизельмаш», ТОВ «Мелітопольська машинобудівна компанія», ПП «Калюжний», ПНВП «Кермек», ПП «Ниса-2010», ПП «Скоробогатько»; розроблено рекомендації по уточненню міжремонтних періодів сільськогосподарської техніки при експлуатації на біологічних ПММ з метою підвищення її експлуатаційної надійності і зниженню витрат на пально-мастильні матеріали. Рекомендовано фактичні терміни наробітку функціональних систем сільськогосподарської техніки, які прийнято до впровадження ФГ «Лаванда» Гуляйпольського району Запорізької області; розроблено рекомендації по застосуванню матеріалів трибоспряжень сільськогосподарської техніки для кормовиробництва при експлуатації її на БПММ. Встановлено, що використання хромистих сталей в механізмах і агрегатах функціональних систем сільськогосподарської техніки, яка експлуатувалась на біологічних пально-мастильних матеріалах повинно бути обмежене із-за інтенсивності водневого зкрихчування, які прийнято до впровадження НДІ Механізації тваринництва НААН України. Розроблено

рекомендації по застосуванню фторкаучуку для ущільнюючих прокладок і кілець паливної апаратури сільськогосподарської техніки при експлуатації на біопаливі. Встановлено, що ресурс вказаних ущільнюючих прокладок і кілець становить не менше 12000 мото-год., що відповідає нормованому ресурсу ПНВТ, які прийнято до впровадження ПП «Сократ» Приморського району Запорізької області; розроблено спосіб оцінки триботехнічних характеристик матеріалів через узагальнений показник зносу, що дозволяє враховувати силові, швидкісні, ресурсні характеристики, а також середовище і режим роботи трибоспряжень сільськогосподарської техніки; розроблено методику контролю якісних показників біодизеля акустичним методом; розроблено номограми та комп'ютерні програми для прогнозування ресурсу функціональних систем сільськогосподарської техніки на мінеральних і біологічних ПММ. Економічний ефект в результаті впровадження методології підвищення надійності сільськогосподарської техніки при використанні біопально-мастильних матеріалів для України становить 90 млн. грн. на рік.

Ключові слова: надійність, ресурс, прогнозування, методологія, функціональна система, сільськогосподарська техніка, біодизель, трибоспряження.

Список публікацій здобувача за темою дисертації

Список публікацій, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Юдовинский В. Б. Дослідження процесу зношування основних сполучень деталей сільськогосподарської техніки через коефіцієнт зносу / В. Б. Юдовинский, Д. П. Журавель, О. Д. Савченко // Праці Таврійської державної агротехнічної академії : наукове фахове видання / ТДАТА. – Мелітополь, 2003. – Вип. 15. – С. 24-29 (здобувачем обґрунтована методика оцінки зносу сполучень деталей сільськогосподарської техніки через коефіцієнт зносу).
2. Ультразвуковий аналізатор моторного масла / В. А. Дідур, В. Ф. Яковлев, Р. В. Кушлик, Д. П. Журавель // Праці Таврійської державної агротехнічної академії / ТДАТА ; відп. за вип. В. А. Дідур. – Мелітополь, 2006. – Вип. 42. – С.

137-142 (здобувачем обґрунтована методика контролю вологи в оливах ультразвуковим методом).

3. Журавель Д. П. Обоснование комплексного показателя износостойкости материалов / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинский, К. Г. Петренко // Праці Таврійської державної агротехнічної академії / ТДАТА ; відп. за вип. В. А. Дідур. – Мелітополь, 2006. – Вип. 42. – С. 15-20 (здобувачем обґрунтована методика оцінки механічних характеристик деталей сполучень через коефіцієнт зносу).

4. Журавель Д. П. Класифікація основних спряжень гідросистем сільськогосподарської техніки по коефіцієнтам зносу / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський, Р. В. Кушлик // Праці Таврійської державної агротехнічної академії / ТДАТА ; відп. за вип. В. В. Овчаров. – Мелітополь, 2006. – Вип. 45. – С. 113-118 (здобувачем обґрунтована класифікація основних спряжень гідросистем сільськогосподарської техніки через коефіцієнт зносу).

5. Журавель Д. П. Моделювання хімотологічних та триботехнічних процесів в спряженнях тертя / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський // Праці Таврійської державної агротехнічної академії / відп. за вип. В. А. Дідур. – Мелітополь, 2007. – Вип. 7, т. 3. – С. 30-38 (здобувачем обґрунтовано взаємозв'язок між хімотологічними і триботехнічними процесами в спряженнях тертя).

6. Кушлик Р. В. Дизельне паливо із ріпаку / Р. В. Кушлик, Д. П. Журавель, Р. Р. Кушлик // Праці Таврійської державної агротехнічної академії / ТДАТА ; відп. за вип. В. Т. Надикто. – Мелітополь, 2007. – Вип. 7, т. 1. – С. 145-151 (здобувачем проведено аналіз технологій отримання дизельного палива із ріпаку).

7. Дідур В. А. Вплив метилових ефірів на процес зношення триботехнічних спряжень / В. А. Дідур, Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ ; відп. за вип. В. А. Дідур. – Мелітополь, 2008. – Вип. 8, т. 4. – С. 3-9 (здобувачем обґрунтована методика оцінки впливу метилових ефірів на процес зношення триботехнічних спряжень).

8. Дідур В. А. Металографічні дослідження процесу впливу метилового ефіру на поверхневу структуру металів і сплавів / В. А. Дідур, В. Б. Юдовинський

кий, Д. П. Журавель // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / відп. за вип. В. А. Дідур. – Мелітополь, 2008. – Вип. 8, т. 2. – С. 10-14 (здобувачем проведені дослідження впливу метилового ефіру на поверхневу структуру металів і сплавів).

9. Вплив фізико-хімічних властивостей біодизеля на роботу ДВЗ / Д. П. Журавель, Б. В. Мітков, В. Б. Юдовинський, В. П. Кувачов // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / відп. за вип. В. Т. Надикто. – Мелітополь, 2008. – Вип. 8, т. 6. – С. 104-108 (здобувачем досліджено ступінь впливу основних фізико-хімічних властивостей біодизеля на роботу ДВЗ).

10. Журавель Д. П. Прогнозування ресурсу трибоспрямих мобільних сільськогосподарських агрегатів / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський, С. В. Кюрчев, Б. В. Мітков // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П.Василенка: наук. фах. видання / ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків, 2008. – Вип. 75 : Механізація сільськогосподарського виробництва, т. 2. – С. 11-23 (здобувачем розроблено методичку структурної послідовності прогнозування ресурсу трибоспрямих мобільних сільськогосподарських агрегатів).

11. Особенности эксплуатации мобильной сельскохозяйственной техники при использования биодизельного топлива / В. А. Дидур, В. Т. Надикто, Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинский // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – № 3. – С. 3-6 (здобувач прийняв участь в проведенні експлуатаційних досліджень та обробці результатів статистичних даних).

12. Журавель Д. П. Вплив біопалива на знос матеріалів паливної апаратури двигунів мобільної техніки / Д. П. Журавель, С. В. Кюрчев // Науковий вісник Луганського аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Луганськ, 2009. №3. – С. 87-90 (здобувачем розроблені практичні рекомендації щодо використання матеріалів паливної апаратури).

13. Дідур В. А. Критерії оцінки стійкості складових металів до зношування в середовищі біопалива / В. А. Дідур, Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський // Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві: зб. наук.

праць / Ін-т механізації тваринництва УААН; гол. ред. І. А. Шевченко. – Запоріжжя, 2009. – Вип. 1(3-4). – С. 329-332 (здобувачем отримані залежності механічних характеристик металів в середовищі біопалив).

14. Журавель Д. П. Знос матеріалів в середовищі біопалива / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / від. за вип. В. В. Тарасенко. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10, т. 2. – С. 77-85 (здобувач розробив методику оцінки зносу матеріалів в середовищі біопалив).

15. Журавель Д. П. Вплив меркаптанів біопалива на водневе зношування поверхонь тертя / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський // Вісник Львівського НАУ /ЛНАУ. – Львів, 2009. – Вип. 13, т. 2. – С. 182-189. – (Агроінженерні дослідження) (здобувач обгрунтував ступінь впливу меркаптанів біопалива на водневе зношування поверхонь тертя).

16. Журавель Д. П. Математическое моделирование рабочего процесса и определение экологических показателей дизеля Д-245 на номинальном режиме / Д. П. Журавель, С. В. Мурай // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / відп. за вип. В. В. Овчаров. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10, т. 4. – С. 124-131 (здобувач обгрунтував методику моделювання робочого процесу і оцінки екологічних показників дизелю).

17. Юдовинский В. Б. Моделирование процесса изнашивания материалов трибосопряжений в среде биотоплива при периодической работы мобильной техники / В. Б. Юдовинский, Д. П. Журавель // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету : наукове фахове видання / ТДАТУ. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10, т. 8: Моделювання технологічних процесів в АПК : матеріали міжнародної науково-практичної конференції . – С. 265-278 (здобувач дослідив особливість процесу зношування матеріалів сполучень в середовищі біопалива при періодичному режимі роботи).

18. Журавель Д. П. Износ материалов деталей сопряжения типа вал-втулка продольного относительного перемещения в среде биотоплива / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинский // Праці Таврійського державного агротехнологічного

університету : наукове фахове видання / ТДАТУ; відп. за вип. В. Т. Діордієв. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10, т. 10. – С. 76-87 (здобувач розробив методику зносу матеріалів деталей сполучень типу вал-втулка в середовищі біопалива).

19. Журавель Д. П. Диференціація зносу матеріалів пар тертя мобільної техніки, що працює на біопаливі [Електронний ресурс] / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип.1, т.1. – Режим доступу: <http://www.nbuuv.gov.ua/e-journals/nvtdau> (здобувач прийняв участь в розробці методики оцінки ступеню впливу різних факторів на коефіцієнт зносу в середовищі біологічних ПММ).

20. Журавель Д. П. Моделирование процесса изнашивания прецизионных соединений топливных систем ДВС, работающих в среде биотоплива / Д.П. Журавель, В. Б. Юдовинський, В. А. Коломоец// Науковий вісник Луганського національного аграрного університету / ЛНАУ. – Луганськ, 2011. – № 29. – С. 380-390. – (Технічні науки) (здобувач прийняв участь в розробці методики процесу моделювання процесу зношування прецизійних з'єднань паливної системи ДВЗ).

21. Журавель Д. П. Триботехнічні властивості олій біологічного походження / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету : наукове фахове видання / ТДАТУ. – Мелітополь : ТДАТУ, 2011. – Вип. 11, т. 4 : Матеріали міжнародної науково-практичної конференції "Актуальні питання енергетики і прикладної біофізики в агровиробництві". – С. 160-167 (здобувач обґрунтував основні триботехнічні властивості олій біологічного походження).

22. Посвятенко Е. К. Прогнозування ресурсу деталей функціональних систем мобільних машин до виводу їх в ремонт / Е. К. Посвятенко, Д. П. Журавель // Вісник [Національного транспортного університету] : наук.-техн. збірник / Нац. трансп. ун-т. – К., 2011. – № 24, ч. 2. – С. 45-47 (здобувач запропонував методику прогнозування ресурсу деталей функціональних систем до виводу їх в ремонт).

23. Журавель Д. П. Исследования местных износов деталей плунжерных пар топливных насосов ДВС [Электронный ресурс] / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинский, В. А. Коломоец // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип.2, т.5. – Режим доступу: <http://www.nbu.gov.ua/e-journals/nvtdau> (здобувач обґрунтував методику оцінки місцевих зносів плунжерних пар ПНВТ).

24. Журавель Д. П. Исследования видов изнашивания деталей топливной аппаратуры в среде биоуглеводородных жидкостей / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинский, В. А. Коломоец // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету : наукове фахове видання / ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12, т. 1. – С. 62-67 (здобувач прийняв участь в дослідженнях та обробці отриманих статистичних даних).

25. Журавель Д. П. Оцінка зносу трибоспряджень в середовищі біопаливомастильних матеріалів / Д. П. Журавель // Праці ТДАТУ: наукове фахове видання / ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. т.2. – С. 28-33.

26. Журавель Д. П. Обґрунтування методу прогнозування ресурсу мобільної техніки при експлуатації її на біопаливі / Д. П. Журавель // Праці ТДАТУ: наукове фахове видання / ТДАТУ. – Вип. 12. т. 3. – Мелітополь, 2012. – С. 109-119.

27. Журавель Д. П. Прогнозирование ресурса плунжерных пар топливных насосов / Д. П. Журавель // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. праць / КНТУ. – Кіровоград, 2012. – Вип. 25, т. 1. – С. 46-49.

28. Журавель Д. П. Экспериментальное моделирование процесса работы плунжерных пар ДВС / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинский, В. А. Коломоец // Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві: зб. наук. праць / Ін-т механізації тваринництва УААН; гол. ред. І. А. Шевченко. – Запоріжжя, 2012. – Вип. 1(9). – С. 195-199 (здобувач прийняв участь в розробці експериментальної установки та обробці отриманих результатів).

29. Журавель Д. П. Визначення металевого контакту при абразивному зношуванні деталей спряджень транспортних засобів [Електронний ресурс] / Д.

П. Журавель // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 2. т. 1. – С.254-259. – Режим доступу: <http://www.nbuu.gov.ua/e-journals/nvtdau>.

30. Исследование износа материалов деталей плунжерных пар топливной аппаратуры ДВС в среде биотоплива / В. А. Дидур, Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинский, В. А. Коломеец // Науковий вісник Луганського національного аграрного університету / ЛНАУ. – Луганськ, 2012. – № 41. – С.67-76 – (Технічні науки) (здобувач прийняв участь в отриманні результатів досліджень та їх статистичній обробці).

31. Журавель Д. П. Взаємозв'язок між коефіцієнтом зносу та коефіцієнтом тертя матеріалів / Д. П. Журавель // Вісник СевНТУ: зб. наук. праць / СевНТУ. – Севастополь, 2012. – Вип. 128 : Машиноприладобудування та транспорт. – С. 72-76.

32. Журавель Д. П. Дослідження впливу присадок на експлуатаційні властивості олій [Електронний ресурс] / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський, Б. В. Мітков // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету : Електронне наукове фахове видання / ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 2, т. 4. – Режим доступу: <http://www.nbuu.gov.ua/e-journals/nvtdau> (здобувач встановив оптимальне співвідношення впливу присадок на експлуатаційні властивості олів).

33. Журавель Д. П. Ультразвуковой экспресс-метод оценки глицерина в биодизеле / Д. П. Журавель, Р. В. Кушлик // Известия МААО. – СПб., 2013. – Вып. 16. т. 1. – С. 104-109 (здобувач прийняв в участь в розробці методики досліджень та статистичній обробці отриманих результатів).

34. Влияние износа плунжерных пар топливных насосов высокого давления на их гидравлическую плотность / В. А. Дидур, Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинский, В. А. Коломеец // Известия МААО. – СПб, 2013. – Вып. 18. – С. 39-43 (здобувач прийняв участь в розробці методики досліджень та статистичній обробці отриманих результатів).

35. Журавель Д. П. Моделювання енергетичного балансу трибосистеми сільськогосподарської техніки в середовищі змащувальних матеріалів / Д. П. Журавель // Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти : збірник наукових праць / УВ МААО; голов. ред. В. А. Дідур. – Запоріжжя, 2013. – Вип. 1. – С. 126-132.

36. Журавель Д. П. Дослідження надійності ущільнюючих елементів паливних насосів високого тиску дизелів в середовищі біопалива / Д. П. Журавель, В. А. Коломoeць // Праці ТДАТУ : наукове фахове видання. – Мелітополь, 2014. – Вип. 14. т.2. – С. 76-86 (здобувач прийняв участь в отриманні результатів досліджень та їх статистичній обробці).

37. Журавель Д. П. Особливості використання оливо біологічного походження для мобільної техніки / Д. П. Журавель // Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти: зб. наук. праць / УВ МААО; гол. ред. В. А. Дідур. – Запоріжжя, 2014. – Вип. 2. – С. 157-165.

38. Журавель Д. П. Обробка біодизеля ультразвуком / Д. П. Журавель // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету : наукове фахове видання / ТДАТУ. – Мелітополь, 2015. – Вип. 15, т. 2 : Технічні науки. – С. 181-184.

39. Журавель Д. П. Влияние абразивности биотоплива на износ плунжерных пар ТНВД / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинский, В. А. Коломoeць // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету : наукове фахове видання / ТДАТУ. – Мелітополь, 2015. – Вип. 15, т. 3. – С. 350-356 (здобувач прийняв участь в отриманні результатів досліджень та їх статистичній обробці).

40. Дидур В. А. Надежность мобильной сельскохозяйственной техники при использовании биологических топливо-смазочных материалов / В. А. Дидур, Д. П. Журавель // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України / НУБіП ; відп. ред. Д. О. Мельничук. – К., 2016. – № 251. – С. 69-78. – (Техніка та енергетика АПК) (здобувач прийняв в участь в розробці методики забезпечення надійності СГТ при експлуатації на різних видах пально-мастильних матеріалів).

41. Журавель Д. П. Методологія оцінки надійності мобільної сільсько-господарської техніки при експлуатації на різних видах паливо-мастильних матеріалів / Д. П. Журавель // Вісник Сумського національного аграрного університету / СНАУ. – Суми, 2016. – Вип. 10/3(31). – С.66-71. – (Механізація та автоматизація виробничих процесів).

42. Журавель Д. П. Вплив забрудненості абразивом біопаливо-мастильних матеріалів на енергоємність поверхневих шарів металів вузлів і агрегатів мобільної техніки / Д. П. Журавель // Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти. – Херсон, 2017. – Вип. 5. – С.56-65.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

43. Журавель Д. П. Енерго-екологічні аспекти використання біопалива // Д. П. Журавель, К. Г. Петренко // Екологічне підприємництво в АПК: зб. наук. праць міжнар. наук.-практ. конф. (12-14 червня 2008 р., м. Мелітополь) / ТДАТУ. – Мелітополь, 2008. – С. 45-47.

44. Журавель Д. П. Моделирование износа зубчатых передач трансмиссий в среде биологических масел / Д. П. Журавель // Современные проблемы инновационного развития агроинженерии: матер. междунар. науч.-производ. конф. (г. Белгород, 20-21 ноября 2012 г.) / БелГСХА им. В.Я. Горина. – Белгород, 2012. – Ч. 2. – С. 37-40.

45. Кюрчев С. В. Прогнозирование ресурса трибосопряжений мобильной техники при использовании различных смазочных материалов / С. В. Кюрчев, В. Б. Юдовинский, Д. П. Журавель // Актуальные проблемы научно-технического прогресса в АПК: сб. науч. статей по матер. VIII Междунар. науч.-практ. конференции . (г. Ставрополь, 20-22 марта 2013 г.) и науч.-практ. конференции "Ресурсо- и энергосбережение в АПК. Альтернативные виды топлива" (г. Ставрополь, 7-8 ноября 2013 г.) / ФГБОУ ВПО Ставропольский гос. аграрный ун-т. – Ставрополь, 2013. – С. 50-55.

46. Посвятенко Е. К. До прогнозування ресурсу мобільної техніки / Е. К. Посвятенко, Д. П. Журавель, О. В. Сушко // Матеріали LXIX наукової конференції

професорсько-викладацького складу національного транспортного університету (м. Київ, 23-25 квітня 2013 р.) / НТУ – К, 2013. – С.5-8.

47. Сравнительная оценка надёжности плунжерных пар топливной аппаратуры дизелей на различных видах топлив / В. А. Дідур, Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинский, В. А. Коломоец // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: матер. Междунар. науч.-техн. конф. (г. Минск, 16-17 октября 2013 г.) / НАН Беларуси, РУП "Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства" ; ред.: П. П. Казакевич, С. Н. Поникарчик. – Минск, 2013. – Т. 3. – С. 250-257.

48. Журавель Д. П. Методология обеспечения надежности мобильной техники при использовании биологических ТСМ / Д. П. Журавель // Енергозабезпечення технологічних процесів в агропромисловому комплексі України : матер. VI Міжнар. наук.-техн. конф. ... (м. Мелітополь, 10-14 червня 2015 р.) / ТДАТУ. – Мелітополь, 2015. – С. 8-10.

49. Журавель Д. П. Забезпечення надійності мобільної сільськогосподарської техніки при експлуатації на різних видах паливо-мастильних матеріалів / Д. П. Журавель // Сучасні проблеми землеробської механіки : збірник тез доповідей XVII міжнародної наукової конференції (м. Суми, 17-18 жовтня 2016 р.) / СНАУ. – Суми, 2016. – С. 163-164.

50. Журавель Д. П. Підвищення ефективності експлуатації мобільної сільськогосподарської техніки при використанні біопаливо-мастильних матеріалів / Д. П. Журавель / Рациональное використання енергії в техніці. TechEnergy 2017: збірник тез доповідей XIII Міжнародної наукової конференції (м. Київ, 17-19 травня 2017 р.) / НУБіП. – К., 2017. – С. 155-156.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

51. Патент України № 70695U, МПК G01N 3/56. Спосіб оцінки триботехнічних характеристик матеріалів через узагальнений показник зносу / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський. – № u 2011 13563; заявл. 18.11.2011; опубл. 25.06.2012, бюл. № 12.

52. Патент України № 70726U, МПК G01N 3/56. Машина тертя / Д. П. Журавель. – № у 2011 13905; заявл. 25.11.2011; опубл. 25.06.2012, бюл. № 12.

53. Патент України № 72584U, МПК G01N 3/56. Пристрій для вимірювання сил тертя в трибоспряженні вал-втулка паливного насоса / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський, В. А. Дідур, В. А. Коломoeць. – № у 2012 00834; заявл. 27.01.2012; опубл. 27.08.2012, бюл. № 16.

54. Патент України № 86867U, МПК C01B 13/00. Пристрій збагачення повітря киснем / Д. П. Журавель, М. І. Стручаєв, В. О. Петров, А. В. Петров. – № у 2013 09583; заявл. 31.07.2013; опубл. 10.01.2014, бюл. №1.

55. Патент України № 98243U, МПК G 01N 3/56. Пристрій для оцінки змащувальних властивостей робочих рідин / Д. П. Журавель, В. А. Муравйов, С. В. Бондаренко. – № у 2014 11175; заявл. 14.10.2014; опубл. 27.04.2015, бюл. № 8.

56. Патент України № 98876U, МПК G 01N 29/00. Пристрій для контролю гліцеринових фракцій в біодизелі / Д. П. Журавель, Ю. М. Куценко, Р. В. Кушлик, Р. Р. Кушлик. – № у 2014 12693; заявл. 26.11.2014; опубл. 12.05.2015, бюл. № 9.

57. Патент України № 108897U, МПК G 01N 3/56. Пристрій для оцінки триботехнічних властивостей плунжерних пар паливного насоса високого тиску / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський, В. А. Коломoeць. – № а 2013 04716; заявл. 27.10.2014; опубл. 26.05.2015, бюл. № 12.

58. Патент України № 108476 U, МПК B 01D 25/00. Фільтр очищення дизельного біопалива / Д. П. Журавель, І. Б. Вороновський, К. Г. Петренко. – № у 2015 10929; заявл. 09.11.2015; опубл. 25.07.2016, бюл. № 14.

59. Патент України № 113745 U, МПК B 01D 25/00. Фільтр очищення біодизеля для заправочних станцій / Д. П. Журавель, І. Б. Вороновський, К. Г. Петренко. – № у 2016 08687; заявл. 09.08.2016; опубл. 10.02.2017, бюл. № 3

ABSTRAKT

Zhuravel D.P. Methodology providing farm machinery dependability while applying biofuels and biolubricants. – Qualification scientific paper as manuscript.

Thesis for the scientific degree of the doctor of engineering sciences in specialty 05.05.11 – ‘Machines and means for mechanization of agricultural production’ (133 – Industrial engineering). – Tavria State Agrotechnological University, Melitipol, 2017.

Increasing of prices for fuels and lubricants is influenced mainly by oil shortage in Earth interior and Ukraine’s dependence on the foreign oil products by 85... 90 per cent. One more relevant issue among existing ones is a huge amount of harmful emissions which pollute environment. All these facts encourage scientists to search for the alternative types of fuels and lubricants taking into account the level of their consumption.

Phylogenetic biomass particularly vegetable oil can be an alternative to mineral oil. Rape oil and methyl ether from the rape oil are used the most. Thus effective production and processing of biomass is able to decide the problem of deficiency in mineral oils which are used for farm machinery due to changing them with the phylogenetic fuels and lubricants. One of the most important issues connected with the application of biofuels and biolubricants is the necessity to provide dependability both functional systems of farm machinery and operating characteristics of machines and tractor complexes. Tribotechnical and chemmotological analysis of the processes, which take place in the friction pairs of units, explains the reason of the rapid surface wear in constructional materials while applying biofuels and biolubricants. Presence of free fatty acids in grey rape oil as well as methanol in biodiesel causes release of hydrogen and its gradual transition to the metal surface layer. That process of satiety results in hydrogen wear. High density and kinematic viscosity of rape oil comparing with mineral diesel fuel promote definite increase in fuel jet range and diameter of dispersed fuel. This causes higher hit onto combustion chamber walls and cylinder liner. Pure rape oil is not used as diesel fuel because both power and economical indicators as well as dependability of a diesel engine in a whole become worse. Rise of fuel acidity results in growth of corrosive wear of high pressure pump elements, mechanical rubber damage and increase of depositions. The products of combustion of fuel, which include sulfuric anhydrides, penetrate to the crankcase through the

looseness of the cylinder and piston group. Sulfuric anhydrides form sulfuric acid with water. When mixed with oil, acids aggravate its quality, especially anti-corrosive properties. This leads to rapid aging. As a result of the sulfur content influence on crankcase oil, resinous compounds, which then form scale, are formed. Deferring of varnish in the area of the piston rings leads to their crimping and jamming. Sulfur compounds in fuel also lead to an increase in deposits on thin and coarse filters.

Taking into account good lubricity of biofuels and biolubricants, their application as fuels and lubricants for farm machinery will increase the durability of nodes and units of functional systems by reducing aggressiveness, inclining to polymerization and meeting other operational requirements. This state of affairs has led to the emergence of a national economic problem. Its solution is possible by reducing the operating costs for maintaining of agricultural machinery in capable condition by adapting its units of functional systems using biofuels and biolubricants.

Solution of this national economic problem is impossible without solving the scientific and technical problem. Essence of the problem is to develop a methodology for ensuring the reliability of mobile agricultural machinery using biofuels and lubricants. All this determines the need for scientific research.

The paper presents the structural sequence of a methodology for solving the scientific and technical problem, selected basic methods of theoretical and experimental research of chemotological and tribotechnical processes, characteristics and properties of fuels and lubricants, parts of friction pairs, units of functional systems of farm machinery.

It is established that in order to ensure reliable operation of farm machines it is advisable to use a mixture of biofuels and biolubricants.

In order to provide an effect of a selective transfer, it is necessary to introduce 0,8 ... 1,0 per cent of metal and weaving additives of ICF-18 type. In order to improve antifriction properties of rape oil, under conditions of boundary friction, it is necessary to introduce 6 ... 8 per cent of antifriction additives of SMT 2514 type.

One of biofuels and biolubricants disadvantages is a short shelf life. It is established that in order to increase the shelf life it is necessary to conduct their

processing in the field of ultrasonic vibrations. It has been found that ultrasound treatment for 10 ... 12 min at a frequency of 22 kHz and an intensity of 0.8 ... 1.2 W per cm^2 , enables to improve the quality of biodiesel: friction decreases by 19%, viscosity - by 3.5%, and the storage life increases by 2 times. Quality control is ensured by developed electroacoustic complex on the content of glycerine fraction in biodiesel and fuel fraction in bio-oil in a range of 0 ... 5%.

The work analyzes the influence of factors on reliability of functional systems of agricultural machinery and existing methods of forecasting its technical condition. It establishes basic indicators of efficiency of work, provides mathematical models for reliability of functional systems for predicting their resource when working on biofuels and biolubricants. Facilities and physical models for the study of the patterns of chemotological and tribotechnical processes using biofuels and biolubricants have been designed and manufactured. On this basis, nomograms and computer programs have been constructed. They enable to predict the resource of nodes and units of functional systems, made of various materials in the medium of biofuels and biolubricants. The results of modeling of reliability for elements of functional systems are presented and empirical dependences of probabilities of their failure-free operation on mineral and biological types of fuels and lubricants are obtained.

The scientific novelty of obtained results is that the method of improvement and control of quality indicators for biofuels and biolubricants by the acoustic method has been further developed. It was first established that reliability of functional systems in a periodic mode of operation is lower than in the case of constant use of agricultural machinery on biofuels and biolubricants. For the first time mathematical models for reliability of functional systems of agricultural machinery have been obtained. They allowed to reveal their 'weak links' when working on biofuels and biolubricants. For the first time, coefficients of environment and working conditions during operation of agricultural machinery on biofuels and biolubricants have been established. The method for determining of the units wear in functional systems of agricultural machinery with the help of a coefficient of wear has been improved. The

method for forecasting the terms of development of functional agricultural machinery systems up to failure in environment of biofuels and biolubricants has been improved.

The practical significance of obtained results is that practical recommendations have been developed to ensure reliability of agricultural machinery working on biofuels and biolubricants adopted for implementation by Department of Agricultural Development in Zaporizhia Regional State Administration, IMESG Scientific Center, Assol Company, Yuzhdizelmash Ltd, Melitopol Machinebuilding Company Ltd, Kaliuzhnyi company, Kermek company, Nisa-2010 company, Skorobogatko company. Recommendations for clarification of intermediate repairs of agricultural machinery during operation on biofuels and biolubricants have been developed in order to increase its operational reliability and reduce costs for fuels and lubricants. Actual terms for operating of functional agricultural machinery systems were adopted and recommended for introduction by Lavanda FG in Guliaipol district of Zaporizhia region. Recommendations on application of materials for friction pairs of agricultural machinery for fodder production during its operation on biofuels and biolubricants have been developed.

It was established that use of chromium steels in mechanisms and units of functional agricultural machinery systems, which operated on biofuels and biolubricants, should be limited due to intensity of hydrogen oxidation adopted by the Institute of Animal Husbandry Research Institute of Ukrainian National Academy of Sciences. Recommendations on application of fluorocarbon for sealing gaskets and rings for fuel equipment of agricultural machinery during operation on biofuels are developed.

It was established that the life of these sealing gaskets and rings is not less than 12000 operating hours. This corresponds to standardized resource of high pressure pump. It was adopted for implementation in Sokrat company in Prymorskyi district of Zaporizhia region. The method for estimation of tribotechnical characteristics for materials has been developed through the generalized index of wear which allows to take into account power, speed, resource characteristics, as well as environment and mode of operation of friction pairs in agricultural machinery. Nomograms and

computer programs have been developed. They enable forecasting resource of functional systems of agricultural machinery on mineral and biological fuels and lubricants. Economic effect after introducing of the methodology for ensuring reliability of agricultural machinery while using biofuels and biolubricants for Ukraine is more than UAH 90 million per a year.

Key words: reliability, resource, forecasting, methodology, functional system, agricultural machinery, biodiesel, friction pair.

List of publications of the applicant

Scientific works in which the main scientific results of the thesis have been published:

1. Yudovinsky V. B. A research of process of wear of the main connections of details of agricultural machinery through wear coefficient / V. B. Yudovinsky, D. P. Zhuravl//Work TDATA. - VIP. 15. - Melitopol, 2003. – P. 24-29.

2. Didur V.A. Ultrasonic analyzer of engine oil / V.A. Didur, D.P. Zhuravel, R.V. Kushlyk // Proceedings of the Tavria State Agrotechnical. - Melitopol, 2006. - Vol. 42, - P. 137-141.

3. Zhuravel D.P. Justification of a complex indicator of wear resistance of materials / D.P. Zhuravel, V.B. Yudovinsky, K.G. Petrenko // Proceedings of TDADA.-Vol. 42, T.4 - Melitopol, 2006. - P. 15-20.

4. Zhuravel D.P. Classification of the main couplings of hydraulic systems of agricultural machinery by the coefficients of wear / D.P. Zhuravel, V.B. Yudovinsky, K.G.Petrenko // Proceedings of TDADA.- Vol. 45. - Melitopol, 2006.- P. 113-118.

5. Zhuravel D.P. Simulation of chemotological and tribotechnical processes in friction conjugations / D.P. Zhuravel, V.B. Yudovinsky // Proceedings of TDADA. - Vol. 7,T.3 - Melitopol, 2007. - P. 30-38.

6. Kushlyk R.V. Diesel fuel from rape / RV Kushlyk, D.P. Zhuravel // Proceedings of TDADA.-Vol. 7, T. 1 - Melitopol, 2007. - P. 145-151.

7. Didur V.A. Effect of methyl esters on the process of wearing tribotechnical conjunctions / VA Didur, D. P. Zhuravel, V. B. Yudovinsky // Proceedings of TDATU. - Melitopol, 2008. - Vol. 8, T. 4. - P. 3-9.
8. Didur V.A. Metallographic studies of the process of the influence of methyl ether on the surface structure of metals and alloys / V.A. Didur, D. P. Zhuravel, V. B. Yudovinsky // Proceedings of the TDATU. - Melitopol, 2008. - Vol. 8, T. 2. - P. 10-14.
9. Zhuravel D.P. Influence of physical and chemical properties of biodiesel on the work of ICE / D.P. Zhuravel, B.V.Mitkov // Proceedings of TDATU.-Vol. 8. T. 2-Melitopol, 2008.- P. 104-108.
10. Zhuravel D.P. Forecasting of the resource of triangular mobile agricultural aggregates / D.P. Zhuravel, V. B. Yudovinsky, S.V. Kyurchev // Bulletin of the Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Petr Vasilenko. – Vol.75, Kharkiv, KhNTUSG. -, 2008. - P. 11-22.
11. Features of mobile agricultural machinery exploitation when using biodiesel fuel / AV. Didur, V.T. Nadykto, D.P. Zhuravel, VB Yudovinsky // Tractors and agricultural machinery. - 2009. - No. 3. - P. 3-6.
12. Zhuravel D.P. Efficiency of operation of agricultural machinery on biodiesel / D.P. Zhuravel, B.V. Mitkov // A Practical Guide to Agriculture Agroexpert. - Kyiv, №7-8 (12-13) 2009. - P. 104-106.
13. Zhuravel D.P. Criteria for assessing the stability of the composite metals to deterioration in the environment of biofuels / D.P. Zhuravel, V. A. Didur // Collection of scientific works "Mechanization, ecologization and conversion of biosraw materials in animal husbandry". - Issue 1 (3.4) IMT UAAS .- Zaporozhye, 2009. - P.329-332.
14. Zhuravel D.P. Depreciation of materials in the environment of biofuels / D.P. Zhuravel, VB Yudvinsky // Proceedings of TDATU. – Vol. 10. T.2 - Melitopol, 2010. - P. 77-90.
15. Zhuravel D.P. Influence of biofuels mercaptans on hydrogen deterioration of friction surfaces / D.P. Zhuravel, V.B. Yudovinsky // Visnyk of Lvivskogo NAU: Agroengineering research. - No. 13. - T.2. - Lviv, 2009. - P. 182-189.

16. Zhuravel D.P. Mathematical modeling of the working process and determination of the environmental indicators of the D-245 diesel engine at the nominal mode / DP Zhuravel, S.V. Murai // Proceedings of TDATU. - Vol. 10. T.4-Melitopol, 2010.- P. 124-130.

17. Zhuravel D.P. Modeling of the wear process of tribocouple materials in a bio-fuel environment during the periodic operation of mobile equipment / D.P. Zhuravel, V.B Yudovinsky // Proceedings of TDATU.- Vol. 10. T.5 - Melitopol, 2010.- P. 265-278.

18. Zhuravel D.P. Wear of materials of the coupling parts of the shaft-bushing type of longitudinal relative displacement in the biofuel environment / D.P. Zhuravel, V.B Yudovinsky // Proceedings of TDATU.- Vol. 10. T.10 - Melitopol, 2010 .- P. 76-86.

19. Zhuravel D.P. Differentiation of the materials of the rubbing materials of mobile equipment working on biofuels / D.P. Zhuravel, V.B. Yudovinsky // Scientific Bulletin of the Taurian State Agrotechnological University [Electronic resource]. - Melitopol: TDATU, 2011. - Vol.1, T.1. - Access mode: <http://www.nbuu.gov.ua/e-journals/nvtdau>.

20. Zhuravel D.P. Modeling of the process of wear and tear of precision joints of fuel systems of internal combustion engines operating in a biofuel environment / D.P. Zhuravel, V.B Yudovinsky, VA Kolomoets // Naukovy Visnik of the Lugansk National Agricultural University. Series: Technical Sciences.- Lugansk: Vidavnitstvo LNAU, 2011.- № 29. - P.380-390.

21. Zhuravel D.P. Tribo properties of oils of biological origin / D.P. Zhuravel, V. B. Yudovinsky // Proceedings of TDATU.-Vol. 11. T.4 - Melitopol, 2011. - P. 160-166.

22. Posvyatenko E.K. Forecasting of resource of details of functional systems of mobile machines before their conclusion in repair / E.K. Posvyatenko, D.P. Zhuravel // Bulletin of the National Transport University: In 2 parts. Ch.2.-K .: NTU, 2011. - Issue 24.- P. 45-48.

23. Zhuravel D.P. Investigation of local wear of parts of plunger pairs of fuel pumps for internal combustion engines / D.P. Zhuravel, V.B. Yudovinsky, V.A. Kolomoets // Scientific Bulletin of the Taurian State Agrotechnological University

[Electronic resource]. - Melitopol: TDATU, 2012. - Ex 2, T.5. - Access mode: <http://www.nbuu.gov.ua/e-journals/nvtdau>.

24. Zhuravel D.P. Investigations of types of wear of fuel equipment parts in the environment of biohydrocarbon fluids / D.P. Zhuravel, V.B. Yudovinsky, V.A. Kolomoets // Pratsi TDATU. - Vol. 12. T.1- Мелітополь, 2012. - P. 62-67.

25. Zhuravel D.P. Estimation of wear of triaxes in the environment of biofuels and lubricants / D.P.Zhravel // Proceedings of TDATU. - Wol 12. T.2 - Melitopol, 2012. - P. 28-33.

26. Zhuravel D.P. Substantiation of the method of prediction of the resource of agricultural machinery during its exploitation on biofuels/ D.P.Zhravel // Proceedings of TDATU.-Vol. 11. T.4- Melitopol, 2012. - P. 160-171.

27. Zhuravel D.P. Prediction of the life of plunger pairs of fuel pumps/D.P. Zhuravel// National interdepartmental scientific and technical collection. - Kirovograd: KSTU, 2012. - Vol.39. - P.347-352.

28. Zhuravel D.P. Experimental modeling of the process of work of plunger pairs of internal combustion engines / D.P. Zhuravel, V.B.Yudovinsky, V.A. Kolomoets // Collection of scientific works "Mechanization, ecologization and conversion of bio-raw materials in animal husbandry". - Issue 1 (9) BMI UAAS .- Zaporozhye, 2012. - P.183-187.

29. Zhuravel D.P. Determination of metal contact during abrasive wear of parts of couplings of vehicles/D.P.Zhravel//Scientific herald of Taurian state agrotechnological university. – Vol.2, T.1. TDATU, Melitopol, 2012. - P.254-259.

30. Investigation of wear of materials of parts of plunger pairs of fuel equipment of internal combustion engines in the environment of biofuels / VA. Didur, D.P. Zhuravel, V.B. Yudovinsky, V.A. Kolomoets // Scientific Bulletin of the Lugansk National Agrarian University. Series: technical science. - Lugansk: LNAU Publishing House, 2012.№41. - P.67 - 76.

31. Zhuravel D.P. The relationship between the coefficient of wear and the coefficient of friction of materials / D.P. Zhuravel // The collection of scientific works of

Sevastopol National Technical University "Mechanical Engineering and Transport". - Vol.128. SNTU, Sevastopol 2012. - P.78-53.

32. Zhuravel D.P. Investigation of the influence of additives on the operational properties of oils / D.P. Zhuravel, B.V. Mitkov // Scientific Bulletin of the Taurian State Agrotechnological University [Electronic resource] .- Melitopol: T DATU, 2012. - Issue. 2. T.4. - Access mode: <http://www.nbuu.gov.ua/e-journals/nvtdau>.

33. Zhuravel D.P. Ultrasonic Expression - A Method for Glycerol Assessment in a Biodiesel / D.P. Zhuravel, R.V. Kushlyk // Izvestiya MAAO. - Issue 16. T. 1 - St. Petersburg, 2013. - P. 104-109.

34. Influence of wear of plunger pairs of high-pressure fuel pumps on their hydraulic density / VA. Didur, D.P. Zhuravel, V.B. Yudovinsky. V.A. Kolomoets // Izvestiya MAAO. - Issue 18. - St. Petersburg, 2013. - P. 39-43.

35. Zhuravel D.P. Modeling of the energy balance of a tribosystem of agricultural machinery in the environment of lubricants / D.P. Zhuravel // The Bulletin of the Ukrainian Branch of the International Academy of Agrarian Education. -Vol.1.- Zaporozhye: NKC Inter-M, 2013.- p.126-131.

36. Zhuravel D.P. Investigation of the reliability of the sealing elements of fuel pumps of high pressure diesel engines in the environment of biofuels / D.P. Zhuravel, VA Kolomoets // Protas T DATU.-Vol. 14. T.2- Melitopol, 2014.- P. 76-86.

37. Zhuravel D.P. Features of the use of oils of biological origin for mobile equipment / D.P. Zhuravel // Bulletin of the Ukrainian Branch of the International Academy of Agrarian Education. - Vol.2. - Melitopol: Copycentre "Document-service", 2014.- P.157-165.

38. Zhuravel D.P. Biodiesel processing by ultrasound / D.P. Zhuravel // Proats T DATU.-Vol. 15,T.2 - Melitopol, 2015. - P. 181-184.

39. Zhuravel D.P. Influence of abrasiveness of biofuel on wear of plunger pairs of TNVD / D.P. Zhuravel, V.B. Yudovinsky, V.A. Kolomoyets // Proceedings of T DATU.-Vol. 15,T.3 - Melitopol, 2015. - P. 334-340.

40. Didur V.A. Reliability of mobile agricultural machinery with the use of biofuels - lubricants / V.A. Didur, D.P. Zhuravel // Scientific Bulletin of the National Universi-

ty of Bioresources and Natural Resources of Ukraine. Series: engineering and power engineering of agrarian and industrial complex. - K., 2016. - Vol. 251. - P.67-75.

41. Zhuravel D.P. Methodology for assessing the reliability of mobile agricultural machinery when operating on different types of fuel and lubricants / D.P. Zhuravel // Bulletin of the Sumy National Agrarian University. Series "Mechanization and automation of production processes". - Sumy: SNAU, 2016. - P.66-71.

42. Zhuravel D.P. Impact of abrasive contamination of biofuels - lubricants on the energy intensity of surface layers of metal units and aggregates of mobile machinery / D.P. Zhuravel // Bulletin of the Ukrainian Branch of the International Academy of Agrarian Education. - Whip 5. - Kherson: OLDI-PLUS, 2017. - P.82-92.

Scientific works, which confirm the approbation of the materials of the thesis:

43. Zhuravel D.P. Energo - ecological aspects of biofuel use // DP. Zhuravel, K.G. Petrenko // Collection of scientific works of the International scientific and practical conference "Ecological entrepreneurship in APV", June 12 - 14, 2008 - Melitopol, 2008 - No. 2. - P. 45-47.

44. Zhuravel D.P. Modeling of wear of gear transmissions of transmissions in the environment of biological oils / DP Zhuravel // Materials of the international scientific and production conference "Modern problems of innovative development of agroengineering": Belgorod State Academy named after V. Gorin, Belgorod, 20 - 21 November, 2012 - Maysky village: BelGSKhA publishing house. V.Ya. Gorina, 2012.- Part 2. - P.37-40.

45. Kurchhev S.V. Forecasting the resource of tribocouples of mobile equipment using different lubricants / S.V. Kurchov, V.B. Yudovinsky, D.P. Zhuravel // Materials of the IX International Scientific and Practical Conference "Actual Problems of Scientific and Technical Progress in the Agroindustrial Complex", 20 – 22 March, 2013 - Stavropol: Stavropol State Agrarian University, 2013.- P.50-54.

46. Posvyatenko E.K. Prior to the forecasting of the resource for mobile technology / E.K. Posvyatenko, D.P. Zhuravel, O.V. Sushko // Materials LXIX of a scientific conference of the faculty of national transport university, 23-25 April, 2013- K: NTU, 2013. - P.5-8.

47. Comparative evaluation of reliability of plunger pairs of fuel equipment of diesel engines on various types of fuels / VAA.Didur, D.P. Zhuravel, V.B Yudovinsky, V.A. Kolomoets // Proceedings of the International Scientific and Technical Conference "Scientific and Technical Progress in Agricultural Production", October 16 - 17, 2014 - Minsk: NPC of the National Academy of Sciences of Belarus for mechanization of agriculture .- P.250-257.

48. Zhuravel D.P. Methodology of ensuring the reliability of mobile equipment using biological TCM / D.P. Zhuravel // Material VI of the International Scientific and Technical Conference Pam'yat I.I. Martinenko, "Energozabezpechennya tehnologicheskikh protsessov in the agro-industrial complex of Ukraine", June 10-14, 2015 - Melitopol: TDATU, 2015. - P.8-9.

49. Zhuravel D.P. Providing reliability of mobile agricultural machinery during operation on different types of fuel and lubricants /D.P. Zhuravel//Collection of abstracts of the XVII international scientific conference "Modern problems of agricultural mechanics", October 17-18, 2016 - Sumy: SNAU, 2016. - P. 163-164.

50. Zhuravel D.P. Improving the efficiency of mobile agricultural machinery operation using biofuels - lubricants / D.P. Zhuravel // Collection of abstracts of the XIII International scientific conference "Rational use of energy in technology. TechEnergy 2017 ", May 17-19, 2017 - National University of Bioresources and Natural Resources of Ukraine. - K., 2017. - P. 155-156.

Scientific works, which additionally represent the scientific results of the thesis:

51. Pat. No. 70695U Ukraine, IPC G01N 3/56. Method of evaluation of tribotechnical characteristics of materials through the generalized index of wear / Zhuravel D.P, Yudovinsky V.B. - № u 2011 13563; Stated. 11/18/2011; Has published 25.06.2012, the ticket. No. 12.

52. Pat. No. 70726U Ukraine, IPC G01N 3/56. Friction machine / Zhuravel D.P. - № u 2011 13905; Stated. November 25, 2011; Has published 25.06.2012, the ticket. № 12.

53. Pat. № 72584U Ukraine, IPC G01N 3/56. A device for measuring the frictional forces in the three-way friction of the shaft-sleeve of the fuel pump / Zhuravel D.P.,

Yudovinsky V.B., Didur V.A., Kolomoets V.A.- № u 2012 00834; Stated. 27.01.2012; Has published August 27, 2012, bullet. №16.

54. Pat. No. 86867U Ukraine, IPC S01V 13/00. Oxygen enrichment device / Zhuravel D.P., Stochayev MI, Petrov V.O. Petrov A.V. - № u 2013 09583; Stated. July 31, 2013; Has published Jan. 10, 2014, bul. №1.

55. Pat. № 98243U Ukraine, IPC G 01N 3/56. A device for evaluating the lubricating properties of working liquids / Zhuravel D.P., Muravev V.A., Bondarenko S.V. - No. 2014 11175; Stated. 14.10.2014; Has published April 27, 2015, bul. №8.

56. Pat. No. 98876U Ukraine, IPC G 01N 29/00. The device for control of glycerine fractions in biodiesel / Zhuravel D.P., Kutsenko Yu.M., Kushlyk R.V., Kushlyk R.R.- № u 2014 12693; Stated. November 26, 2014; Has published May 12, 2015, bul. №. 9.

57. Pat. № 108897U Ukraine, IPC G 01N 3/56. Device for the evaluation of tribotechnical properties of plunger pairs of a fuel pump of high pressure / Zhuravel D.P., Yudovinsky V.B., Kolomoyec V.A.- No a 2013 04716; Stated. 27.10.2014; Has published 05/26/2015, bulletin №12.

58. Patent of Ukraine № 108476 U Ukraine, MIIK B 01D 25/00. "Filter for cleaning diesel biofuels" / Zhuravel D.P., Voronovsky I. B., Petrenko K.G. - № u 2015 10929; Stated. 09.11.2015; Has published July 25, 2014, bul. №14.

59. Patent of Ukraine № 113745 U Ukraine, MIIK B 01D 25/00. "Biodiesel purification filter for gas stations" / Zhuravel D.P., Voronovsky I. B., Petrenko K.G.- No. u 2016 08687; Stated. 08/09/2016; Has published Feb 10, 2017, bul. №. 3

ЗМІСТ

Вступ	36
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ФАКТОРІВ, ЯКІ ВПЛИВАЮТЬ НА НАДІЙНІСТЬ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ.....	44
1.1. Аналіз основних показників біопально-мастильних матеріалів, які впливають на надійність сільськогосподарської техніки	44
1.2. Аналіз конструктивних особливостей вузлів і агрегатів, які визначають надійність сільськогосподарської техніки.....	49
1.3. Аналіз методів надійності вузлів і агрегатів сільськогосподарської техніки.....	61
1.4. Аналіз методів прогнозування технічного стану вузлів і агрегатів сільськогосподарської техніки.....	92
1.5. Висновки до розділу 1.....	105
РОЗДІЛ 2. ХІММОТОЛОГІЧНІ І ТРИБОТЕХНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ БІОПАЛЬНО-МАСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ.....	107
2.1. Дослідження хімотологічних і триботехнічних властивостей біодизельних палив.....	107
2.2. Дослідження хімотологічних і триботехнічних властивостей біоолів.....	118
2.3. Контроль якісних показників біопально-мастильних матеріалів акустичним методом.....	125
2.4. Висновки до розділу 2.....	131
РОЗДІЛ 3. МОДЕЛЮВАННЯ НАДІЙНОСТІ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ СИСТЕМ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ ПРИ ВИКОРИСТАННІ БІОПАЛЬНО-МАСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ.....	133
3.1. Методологія оцінювання надійності функціональних систем	133
3.2. Надійність функціональних систем сільськогосподарської техніки при роботі на мінеральних і біологічних ПММ.....	143
3.2.1. Надійність функціональних систем дизельного двигуна	157

	32
3.2.2. Надійність паливної системи дизельного двигуна	161
3.2.3. Надійність гідравлічної системи.....	166
3.2.4. Надійність гідростатичної трансмісії	171
3.2.5. Надійність механічної трансмісії	174
3.3. Висновки до розділу 3.....	179
РОЗДІЛ 4. ВПЛИВ ТРИБОТЕХНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ БІОПАЛЬНО- МАСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ НА ЗНОСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВУЗЛІВ І АГРЕГАТІВ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ СИСТЕМ.....	181
4.1. Обґрунтування узагальненого показника зносу матеріалів деталей ву- злів і агрегатів функціональних систем.....	181
4.2. Еквівалентні коефіцієнти зносу і критерії припрацювання деталей ву- злів і агрегатів.....	192
4.3. Обґрунтування взаємозв'язку між коефіцієнтом зносу та коефіцієнтом тертя матеріалів трибоспряжень функціональних систем	195
4.4. Класифікація основних трибоспряжень деталей вузлів і агрегатів функціональних систем через коефіцієнт зносу.....	202
4.4.1. Трибоспряження відносно-обертального руху.....	202
4.4.2. Трибоспряження відносно-поступального руху.....	204
4.4.3. Зубчасті зачеплення.....	212
4.5. Висновки до розділу 4.....	215
РОЗДІЛ 5. ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСУ ВУЗЛІВ І АГРЕГАТІВ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ СИСТЕМ	216
5.1. Прогнозування ресурсу вузлів і агрегатів функціональних систем через коефіцієнт зносу.....	216
5.2. Прогнозування ресурсу вузлів і агрегатів функціональних систем при роботі на біопально-мастильних матеріалах в умовах абразивного середовища.....	222
5.2.1. Механізм розподілу енергій в трибоспряженнях вузлів і агрегатів функціональних систем.....	222
5.2.2. Моделювання впливу забрудненості абразивом біопально-	226

мастильних матеріалів на енергоємність поверхневих шарів металів вузлів і агрегатів.....	
5.3. Висновки до розділу 5.....	245
РОЗДІЛ 6. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ВУЗЛІВ І АГРЕГАТІВ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ СИСТЕМ ПРИ РОБОТІ НА БІОПАЛЬНО-МАСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛАХ.....	247
6.1. Дослідження зносу основних матеріалів деталей функціональних систем в середовищі біодизельного пального при постійному режимі роботи.....	247
6.2. Дослідження зносу основних матеріалів деталей функціональних систем в середовищі біодизельного пального при періодичному режимі роботи.....	253
6.3. Металографічні дослідження впливу метилового ефіру на поверхневу структуру металів і сплавів.....	262
6.4. Дослідження впливу меркаптанів біодизельного пального на водневе зношування поверхонь тертя.....	267
6.5. Дослідження впливу метилових ефірів на процес статичного зношування матеріалів трибоспряжень.....	274
6.6. Дослідження надійності плунжерних пар паливної апаратури дизелів на мінеральних і біологічних паливах.....	276
6.7. Підвищення надійності дизельних двигунів за рахунок підвищення повноти згорання біодизелю.....	288
6.8. Підвищення надійності паливної системи дизельних двигунів за рахунок удосконалення системи очищення дизельного біопального.....	292
6.9. Висновки до розділу 6.....	295
РОЗДІЛ 7. ВИРОБНИЧІ ВИПРОБУВАННЯ, ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ І НАУКОВО-ТЕХНІЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ВИКОРИСТАННЯ БІОПАЛЬНО-МАСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ ДЛЯ	

	34
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ.....	297
7.1. Експлуатаційні дослідження роботи МТА на біодизелі.....	297
7.2. Моделювання робочого процесу і визначення екологічних показників дизеля Д-245 на номінальному режимі за допомогою програмного комплексу ДИЗЕЛЬ-РК.....	303
7.3. Техніко-економічне обґрунтування доцільності використання біологічних ПММ для сільськогосподарської техніки.....	306
7.4. Науково-практичні рекомендації щодо використання біологічних ПММ для сільськогосподарської техніки.....	309
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	312
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	316
ДОДАТКИ.....	346
ДОДАТОК А. Фактичні ресурси функціональних систем сільськогосподарської техніки при роботі на різних видах ПММ.....	347
ДОДАТОК Б. Залежності коефіцієнтів тертя від контактного навантаження і сумарної швидкості руху трибоспряжень для мінеральних і біологічних олив.....	352
ДОДАТОК В. Гістограми кількості десорбованих частинок металів трибоспряжень в середовищі біодизеля.....	354
ДОДАТОК Д. Візуалізація робочого процесу роботи дизельного двигуна на мінеральних і біологічних пальних за допомогою програмного комплексу ДИЗЕЛЬ-РК	361
ДОДАТОК Е. Коефіцієнти середовища і режиму роботи функціональних систем при експлуатації на біопально-мастильних матеріалах	364
ДОДАТОК Ж. Структурна послідовність та результати прогнозування ресурсу трактора в залежності від режиму і середовища роботи.....	366
ДОДАТОК З. Механічні характеристики матеріалів трибоспряжень вузлів і агрегатів функціональних систем.....	369
ДОДАТОК И. Залежності коефіцієнтів тертя від кількості присадки в оливі, швидкості відносного переміщення трибоспряжень і контактного	372

навантаження.....	
ДОДАТОК К. Номограми прогнозування ресурсу функціональних систем	374
ДОДАТОК Л. Результати розрахунку ймовірностей безвідмовної роботи функціональних систем СГТ при роботі на мінеральних і біологічних ПММ.....	381
ДОДАТОК М. Акти впроваджень.....	387
ДОДАТОК Н. Патенти.....	408
ДОДАТОК П. Список публікацій здобувача та відомості про апробацію результатів дисертації.....	427

ВСТУП

Актуальність теми. Ефективність сільськогосподарського виробництва значною мірою залежить від працездатності сільськогосподарської техніки в різних умовах експлуатації. Сучасна сільськогосподарська техніка являє собою складні енергонасичені комплекси, працездатність яких залежить від надійності її функціональних систем.

Нині в Україні щорічно використовується більше 50 млн. тонн моторних паливних, вироблених з нафти, із них 5,5 млн. тонн припадає на дизельне паливо (ДП), з яких 1,9 млн. тонн застосовується в АПК.

Підвищення цін на пально-мастильні матеріали (ПММ) викликане, головним чином, зменшенням нафти у надрах Землі, і залежністю держави у нафтопродуктах за рахунок імпорту на 85...90%. Крім того, застосування мінеральних ПММ призводить до значної кількості шкідливих викидів, що забруднюють навколишнє середовище. Ці факти спонукають до впровадження альтернативних видів ПММ рослинного походження. В більшості своїй вони значно відрізняються від нафтових своїми фізико-хімічними властивостями, які впливають як на організацію робочого процесу, так і на екологічні та техніко-економічні показники сільськогосподарської техніки (СГТ), призводячи до збільшення відмов вузлів і агрегатів функціональних систем. Таким чином, існує **народно-господарська проблема** підвищення надійності СГТ при застосуванні альтернативних видів ПММ рослинного походження. Суть проблеми полягає у тому, що внаслідок застосування ПММ рослинного походження щорічно відмовляють додатково 15...20 % СГТ, які експлуатуються в Україні. Негативними наслідками вказаної проблеми є підвищення експлуатаційних витрат на утримання СГТ в працездатному стані, які сягають майже 1/3 її балансової вартості, та недоотримання сільськогосподарської продукції. Причиною існування цієї проблеми є наступне: конструкційні матеріали, які застосовують для виготовлення деталей вузлів і агрегатів функціональних систем СГТ, не призначені до роботи в середовищі біопально-

мастильних матеріалів (БПММ). Шляхами вирішення вказаної проблеми є адаптація вузлів і агрегатів функціональних систем СГТ до роботи в середовищі БПММ та раціональний підбір ПММ рослинного походження. Вирішення даної народногосподарської проблеми не можливе без вирішення **науково-технічної проблеми**. Сутність якої полягає в розробці методології підвищення надійності сільськогосподарської техніки при використанні БПММ. Усе це обумовлює необхідність проведення наукових досліджень.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана у відповідності з концепцією Державної цільової науково-технічної програми розвитку виробництва та використання біологічних видів палива, яка схвалена Розпорядженням Кабінету Міністрів України N 276-р від 12 лютого 2009 р.; згідно закону України «Про альтернативні види палива» № 1391-XIV від 14.01.2000, та «Енергетичною стратегією України на період до 2030 року», яка схвалена Розпорядженням Кабінету Міністрів України № 1071 від 24.07.2013; Наказом Мінфіна України № 631 від 04.07.2006 «Про визначення Пріоритетних напрямів енергозбереження»; постановою Кабінету Міністрів №1774 від 22.12.2006 р. «Програма розвитку біопалива». З комплексною програмою наукових досліджень Інституту механізації тваринництва Національної академії аграрних наук України 05.1-2/01 НТП «Біосировина», Підпрограма 05 «Промислова переробка джерел біосировини», розділ «Створити наукові основи глибокої переробки та використання біосировини для енергетичного і кормового забезпечення виробництва тваринницької продукції на період 2008...2010р.р»(№ держреєстрації 0108U005350). З комплексною програмою наукових досліджень НДІ Механізації землеробства півдня України Таврійського державного агротехнологічного університету, НТП «Розробка наукових основ, систем, технологій і технічних засобів для забезпечення продовольчої безпеки південного регіону України на період 2007...2010 р.р», підпрограма «Виробництво біосировини та раціональне використання паливо-мастильних матеріалів»(№ держреєстрації 0107U008952); НТП «Розробка технології створення та використання експериментальних зразків для переробки

рицини на енергетичну біосировину та раціональне використання продуктів її конверсії» (№ держреєстрації 0111 U 001950); НТП «Удосконалення організації, технології та засобів технічного сервісу складних сільськогосподарських енергетичних засобів в Запорізькій області на період 2010...2015р.р(на прикладі Мелітопольського району) (№ держреєстрації 0111U002560); НТП «Підвищення надійності технічних та зрошувальних систем та комплексів АПК», розділ «Розробка технологій та апаратів для очищення та контролю від забруднення поливної води, робочих та мастильних рідин на період 2016 – 2020 р. р»(№ держреєстрації 0116U002743).

Мета та задачі дослідження. Метою роботи є підвищення надійності сільськогосподарської техніки при застосуванні альтернативних видів ПММ рослинного походження за рахунок дотримання відповідних умов її експлуатації і раціонального підбору як пально-мастильних, так і конструкційних матеріалів деталей вузлів і агрегатів.

Задачі дослідження:

1. Встановити фактори, які впливають на надійність вузлів і агрегатів функціональних систем сільськогосподарської техніки при використанні біопально-мастильних матеріалів.

2. Дослідити хімотологічні і триботехнічні властивості біопально-мастильних матеріалів.

3. Розробити методику оцінки надійності функціональних систем сільськогосподарської техніки при використанні біопально-мастильних матеріалів.

4. Удосконалити методику прогнозування ресурсу вузлів і агрегатів функціональних систем сільськогосподарської техніки при використанні біопально-мастильних матеріалів.

5. Дослідити вплив біопально-мастильних матеріалів на надійність вузлів і агрегатів функціональних систем сільськогосподарської техніки.

6. Розробити науково-практичні рекомендації щодо забезпечення надійності вузлів і агрегатів функціональних систем сільськогосподарської

техніки при використанні біопально-мастильних матеріалів та провести техніко-економічну оцінку ефективності запропонованих наукових вирішень проблеми.

Об'єкт дослідження – хімотологічні і триботехнічні процеси, які впливають на надійність функціональних систем сільськогосподарської техніки при використанні біопально-мастильних матеріалів.

Предмет дослідження – закономірності впливу основних факторів на показники надійності функціональних систем сільськогосподарської техніки при використанні біопально-мастильних матеріалів.

Методи дослідження. Робота виконана теоретико-експериментальним методом із застосуванням елементів системного аналізу.

Для розробки математичних моделей і методів розрахунку використано основні положення вищої математики, хімотології, триботехніки, надійності багатоелементних систем і теорії ймовірностей, методи ідентифікації та імітаційного моделювання.

Ресурсна оцінка надійності функціональних систем сільськогосподарської техніки, при використанні біопально-мастильних матеріалів, проводилася в аграрних підприємствах при виконанні сільськогосподарських робіт.

Перевірка гіпотез і обробка експериментальних даних виконана за стандартними та розробленими програмами.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Вперше встановлено, що показники надійності функціональних систем при періодичному режимі роботи нижчі, ніж при постійному в процесі експлуатації сільськогосподарської техніки на біопально-мастильних матеріалах, що дозволило встановити чисельні значення цих показників та виявити основні фактори, які впливають на надійність окремих елементів вузлів і агрегатів.

2. Удосконалено методику покращення та контролю паливних і гліцеринових фракцій в біопально-мастильних матеріалах акустичним методом,

що дозволяє обґрунтовувати частоту, час та інтенсивність ультразвукової обробки з одночасним контролем якісних показників.

3. Удосконалено математичні моделі надійності функціональних систем сільськогосподарської техніки, які дозволяють виявляти їх "слабкі ланки" при експлуатації на біопально-мастильних матеріалах.

4. Вперше встановлено коефіцієнти середовища і режиму роботи, що дозволило моделювати процеси зношування вузлів і агрегатів функціональних систем сільськогосподарської техніки на біопально-мастильних матеріалах.

5. Удосконалено методику визначення ресурсу вузлів і агрегатів функціональних систем сільськогосподарської техніки за допомогою коефіцієнта зносу, що дає змогу враховувати силові, швидкісні та конструктивні параметри трибоспряжень.

6. Отримала подальший розвиток методика оцінки триботехнічних характеристик металів і сплавів в середовищі біопально-мастильних матеріалів, що дозволяє приймати оптимальні рішення у виборі матеріалів трибоспряжень вузлів і агрегатів функціональних систем сільськогосподарської техніки.

7. Удосконалено методику прогнозування ресурсу вузлів і агрегатів, що дозволило обґрунтувати міжремонтний ресурс функціональних систем сільськогосподарської техніки.

Практичне значення отриманих результатів.

1. Розроблено практичні рекомендації по забезпеченню надійності роботи сільськогосподарської техніки на біопально-мастильних матеріалах, які прийнято до впровадження: Департаментом агропромислового розвитку Запорізької ОДА, ННЦ «ІМЕСГ», ПМВКП «Ассоль», ТОВ ВТК «Юждизельмаш», ТОВ «Мелітопольська машинобудівна компанія», ПП «Калюжний», ПНВП «Кермек», ПП «Ниса-2010», ПП «Скробогатько».

2. Розроблено рекомендації по уточненню міжремонтних періодів сільськогосподарської техніки при експлуатації на біологічних ПММ з метою підвищення її експлуатаційної надійності і зниження витрат на пально-

мастильні матеріали. Рекомендовано фактичні терміни напрацювання функціональних систем сільськогосподарської техніки, які прийнято до впровадження ФГ «Лаванда» Гуляйпольського району Запорізької області.

3. Розроблено рекомендації по застосуванню матеріалів трибоспряжень сільськогосподарської техніки для кормовиробництва при експлуатації її на БПММ. Встановлено, що використання хромистих сталей в механізмах і агрегатах функціональних систем сільськогосподарської техніки, яка експлуатувалась на біологічних пально-мастильних матеріалах повинно бути обмежене із-за інтенсивності водневого зкрихчування, які прийнято до впровадження НДІ Механізації тваринництва НААН України.

4. Розроблено рекомендації по застосуванню фторкаучуку для ущільнюючих прокладок і кілець паливної апаратури сільськогосподарської техніки при експлуатації на біопальному. Встановлено, що ресурс вказаних ущільнюючих прокладок і кілець становить не менше 12000 мото-год., що відповідає нормованому ресурсу ПНВТ, які прийнято до впровадження ПП «Сократ» Приморського району Запорізької області.

5. Розроблено спосіб оцінки триботехнічних характеристик матеріалів через узагальнений показник зносу, що дозволяє враховувати силові, швидкісні, ресурсні характеристики, а також середовище і режим роботи трибоспряжень сільськогосподарської техніки (патент України на корисну модель № 70695).

6. Розроблено методику контролю якісних показників біодизеля акустичним методом (патент України на корисну модель № 98876).

7. Розроблено номограми та комп'ютерні програми для прогнозування ресурсу функціональних систем сільськогосподарської техніки на мінеральних і біологічних ПММ.

Особистий внесок здобувача. Основні результати, які відображають суть дисертаційної роботи, отримані автором самостійно. Постановка завдань, аналіз і трактування результатів виконано спільно з науковим консультантом.

У наукових працях, написаних у співавторстві, особистий внесок здобувача полягає в:

- визначенні комплексного показника оцінки зносостійкості матеріалів вузлів і агрегатів функціональних систем сільськогосподарської техніки техніки;
- визначенні критеріїв оцінки стійкості матеріалів трибоспряжень вузлів і агрегатів функціональних систем сільськогосподарської техніки до зношування;
- оцінці триботехнічних властивостей біопально-мастильних матеріалів для вузлів і агрегатів функціональних систем сільськогосподарської техніки і розробці методів та засобів їх контролю;
- визначенні експлуатаційних показників роботи сільськогосподарської техніки при використанні біопально-мастильних матеріалів;
- визначенні хімотологічних властивостей біопально-мастильних матеріалів;
- оцінці надійності вузлів і агрегатів функціональних систем сільськогосподарської техніки при експлуатації її на біопально-мастильних матеріалах.

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідались та обговорювались на міжнародних науково-практичних конференціях (м. Мелітополь, ТДАТУ (ТДАТА), 2003-2017 р.р.); міжнародній науково-практичній конференції «Технічний прогрес в АПК» (м. Харків, ХНТУСГ, 2008.р.); міжнародній науково-технічній конференції «Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві» (м. Запоріжжя, ІМТ НААНУ, 2010 р.); міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» пам'яті академіка П.М. Василенка (м. Луганськ, ЛДАУ, 2012 р.); международной научно-производственной конференции «Современные проблемы инновационного развития агроинженерии и информационных технологий» (г. Белгород, БелГСА им. В.Я. Горина (Россия), 2012 г.); международной научной конференции «Проблемы экономического развития аграрного сектора регионов». – г. Кишинёв (Молдова), 2012г; IX международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы научно-технического прогресса в АПК». –

ФГБОУ ВПО Ставропольский государственный аграрный университет. – г. Ставрополь (Россия), 2013г.; LXIX науковій конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів національного транспортного університету. – м. Київ, 2013р.; международной научно-технической конференции «Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве». – г. Минск (Беларусь), 2013г; VI міжнародній науково-технічній конференції присвяченій пам'яті академіка І.І. Мартиненка «Енергозабезпечення технологічних процесів в агропромисловому комплексі України». – м. Мелітополь, 2015 р.; XVII міжнародній науковій конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» присвяченій 116-й річниці з дня народження академіка Петра Мефодієвича Василенка. – м. Суми, 2016 р.; XIII міжнародній науковій конференції «Рациональное використання енергії в техніці. TechEnergy 2017» присвяченій 116-й річниці з дня народження Момотенка Миколи Петровича. – м. Київ, 2017 р; XI міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки». – м. Кропивницький, 2017 р.

Публікації. Основний зміст і результати дисертаційної роботи опубліковані в 59 наукових працях. Зокрема, 42 статті – у фахових виданнях, 8 статей – у міжнародних виданнях та у фахових виданнях України, включених до міжнародних наукометричних баз даних, 8 публікацій тез матеріалів міжнародних науково-практичних конференцій, отримано 9 патентів України, із яких 1 патент України на винахід та 8 патентів України на корисну модель.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота викладена на 438 сторінках машинописного тексту формату А4 і включає вступ, 7 розділів основної частини, загальні висновки, список використаних літературних джерел з 265 найменувань. Робота містить 17 таблиць, 134 рисунки та 13 додатків.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ФАКТОРІВ, ЯКІ ВПЛИВАЮТЬ НА НАДІЙНІСТЬ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

1.1. Аналіз основних показників біопально-мастильних матеріалів, які впливають на надійність сільськогосподарської техніки

Важливий вклад в підвищення експлуатаційної надійності вузлів і агрегатів сільськогосподарської техніки внесли такі вчені, як: В.Д. Войтюк, М.А. Григорьев, В.А. Дідур, В.П. Коваленко, А.Т. Лебедев, Р.М. Матвеевський, О.С. Проніков, В.Є. Черкун, Г.Є. Топілін, М.І. Черновол та багато інших.

Аналіз процесів, які відбуваються при використанні ПММ біологічного походження детально описано такими вченими, як: В.А. Войтов, Г.А.Голуб, С.М. Девянін, В.А. Дідур, Г.М. Калетник, Д.А. Коршунов, В.М. Кюрчев, П.А. Лебедев, В.А. Марков, В.Т. Надикто, В.В. Остріков, В.Г. Семенов та багато інших.

Однак аналіз опублікованих досліджень показав, що всі процеси, які проходять в трибоспряженнях вузлів і агрегатів сільськогосподарської техніки багатогранні і потребують подальших досліджень з врахуванням природи, як змащувальних так і конструкційних матеріалів.

Альтернативою змащувальним матеріалам на нафтовій основі можуть служити оливи (жири) рослинного і тваринного походження, біологічні мастильні матеріали (БММ). Вони нетоксичні, володіють високим (до 100%) біорозкладом і прекрасними змащувальними властивостями [1,8 9,16,21, 34-36,98,102,107,115,159,196, 220,242,254-265]. Ці продукти і відходи їх переробки можна використовувати для виробництва мастильних матеріалів практично всіх видів - олив, пластичних мастил, мастильно-охолоджуючих технологічних засобів (МОТЗ), технологічних мастил, а також присадок.

Одним із проблемних питань, пов'язаних з використанням БПММ є забезпечення надійності як функціональних систем СГТ так і експлуатаційних

показників МТА. Триботехнічний і хімотологічний аналіз процесів, які виникають в трибоспряженнях вузлів і агрегатів СГТ пояснює причину прискореного зношування поверхонь конструкційних матеріалів при використанні БПММ. Наявність вільних жирних кислот в сирій РО і присутність метанолу в біодизелі призводить до виділення водню і його поступовий перехід в поверхневий шар металу - процес насичення, що призводить до водневого зношування [131].

Підвищена густина і кінематична в'язкість РО в порівнянні з ДП сприяє деякому збільшенню далекобійності паливного факелу і діаметру розпиленого пального, що призводить до підвищеного попадання на стінки камери згоряння і гільзи циліндрів [209,210]. Застосування чистої РО в якості моторного пального неприпустимо в зв'язку з погіршенням як енергетичних і економічних показників, так і надійності дизелю в цілому. Це пояснюється фізико-хімічними властивостями і особливостями підготовчих процесів перед згорянням біопального в дизелі. Неповнота згоряння призводить до перевитрати пального, збільшенню димності відпрацьованих газів, зниженню потужності, підвищенню лако- і нагароутворенню. Частина пального в рідкому вигляді стікає по стінках циліндрів в масляний картер і підвищує знос деталей двигуна. Економічність і довговічність двигуна в даному випадку погіршується. На стінках камери згоряння, днищах поршнів і впускних клапанів утворюється щільний нагар темного кольору, а на розпилювачах і голках розпилювачів форсунок – м'який нагар жовтого кольору, іноді у вигляді світло-коричневої лакової плівки, що знижує якість розпилу пального. Слідую відмітити високу агресивність сирої РО до паливних систем дизеля, тому як, особливу важливість в числі основних експлуатаційних вимог до дизельного пального мають корозійні властивості. Причина підвищеної корозії і знос деталей двигуна, це наявність в пальному сірчистих з'єднань, вільних органічних кислот, водорозчинних кислот і лугів[104]. Підвищення кислотності пального призводить до збільшення корозійного зносу плунжерних пар ПНВТ, руйнуванню гумотехнічних виробів і збільшенню відкладень. Продукти згоряння пального, які включають сірчастий і

сірчаний ангідриди, проникають через нещільності циліндро-поршневої групи в картер, де утворюють з водою сірчану і сірчисту кислоти. Змішуючись з оливою, кислоти погіршують її якість, особливо антикорозійні властивості, що призводить до швидкого старіння. В результаті дії сірчистих продуктів на картерну оливу утворюються смолисті з'єднання, які потім утворюють нагар. Відкладення лаку в зоні поршневих кілець призводить до їх закоксування і заклинювання. Сірчисті з'єднання в пальному призводять також до збільшення відкладень на фільтрах тонкого і грубого очищення. З врахування хорошої змащувальної здатності БПММ, застосування їх в якості ПММ для СГТ може призводити до підвищення довговічності вузлів і агрегатів їх функціональних систем при зниженні агресивності, схильності до полімеризації і задоволенні інших експлуатаційних вимог. Дослідження показали, що найбільш оптимальна пропорція, яка не вимагає модернізації паливної системи двигуна для біодизеля складає: 25...30% МЕРО і 70...75% мінеральних[35].

Адаптація сільськогосподарських тракторів до використання біопального ведеться в напрямку покращення фізико-хімічних властивостей і зміни конструкції самого дизеля. Самий простий метод збільшення цетанового числа це введення необхідних присадок до пального [118]. Найбільш відомими є циклогексилнітрат $C_6H_{13}NO_3$, етилгексилнітрат $C_8H_{17}NO_3$, а також ізопропілнітрат і ізоамілнітрат. Введення присадок до пального підвищує цетанове число на 6...10 одиниць. Разом з тим їх застосування має ряд недоліків, а саме: підвищення ціни, нестабільність при довгому зберіганні, складність забезпечення необхідними присадками в процесі експлуатації, токсичність.

Одним із способів стабілізації процесу самозаймання є збільшення ступеню стиснення. Адаптація дизелів до роботи на багатопаливних композиціях може супроводжуватись збільшенням ступеня стиснення на 2...8 одиниць. Ефектним і доступним методом є попередній підігрів повітряного заряду на впуску, що досягається установкою електрофакельних підігрівачів[25,126]. Змішування РО або МЕРО з мінеральним паливом дозволяє

покращити самозаймання біопаливної композиції. Для забезпечення відповідності характеристик впорскування, пропонується збільшення прохідного перерізу розпилювача до 30% [28], підігрів пального в ПНВТ до 50⁰ С. Якість сумішоутворення можливо підвищити шляхом покращення розпилювання пального при збільшенні тиску на початку впорскування [52], а це необхідно робити на стадії проектування двигуна, оскільки збільшення тиску призведе до зміни характеристик паливоподачі. З метою зниження в'язкості і густини рослинних олив пропонується [94] додавати дизельне пальне (не більше 30% від об'єму) в оливу з одночасним підігрівом суміші до 60...70⁰ С. Найбільш ефективним способом зниження в'язкості оливи є нейтралізація жирних кислот ріпакової оливи з наступним змішуванням з дизельним паливом [97]. При адаптації системи живлення дизеля до роботи на біодизельному пальному застосовують двійне впорскування [25,138], збільшують трубопроводи низького тиску до 10 мм. Для покращення пускових властивостей дизеля на сумішевому пальному при низьких температурах пропонується встановлювати додатковий паливний бак для чистого дизельного пального [126]. Для забезпечення ефективної роботи дизеля необхідно попередньо підігрівати сумішеве пальне до температури 60...70⁰ С, що досягається встановленням підігрівача перед фільтром тонкого очищення [128]. Наявність лужного середовища МЕРО (внаслідок неповної етерифікації), окрім названих вище недоліків, призводить до корозії алюмінієвих деталей, а високе значення йодного числа вказує на наявність ненасичених вуглеводнів, які нестабільні і, внаслідок реакцій полімеризації та поліконденсації, призводить до утворення відкладень на деталях системи живлення (фільтри, форсунки, паливні насоси) та циліндро - поршневої групи [13]. Під час роботи двигуна на МЕРО встановлений для дизелів строк служби моторної оливи треба зменшувати вдвічі, бо його фракційний склад значно важчий, ніж у дизельного пального, і він, неповністю згоряє, при цьому потрапляючи в оливу погіршує її експлуатаційні властивості.

Можливі несправності вузлів і агрегатів СГТ при роботі на БПММ наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Можливі несправності вузлів і агрегатів СГТ при роботі на БПММ [211]

Складові БПММ	Негативний вплив	Несправність функціональних систем
Метиллові ефіри жирних кислот	Визиває висихання, загрубіння і руйнування гумових виробів, попадання в моторну оливу	Підтікання пального. Часта заміна моторної оливи
Вільний метанол	Водневе зкрихчування. Корозія алюмінію і цинку	Корозія деталей паливної апаратури
Вільна вода	Перетворення метилових ефірів рослинної оливи в жирні кислоти. Корозія. Збільшення електропровідності ПММ	Забруднення фільтрів. Корозія деталей паливної апаратури
Вільний гліцерин	Корозія кольорових металів. Утворення осаду на рухомих частинах і на лакофарбових покриттях	Забруднення фільтрів. Закоксовування соплових отворів розпилювачів форсунок паливних систем
Моно і дигліцериди	Утворення осаду на рухомих частинах і на лакофарбових покриттях. Корозія кольорових металів	Закоксовування соплових отворів розпилювачів форсунок паливних систем. Забруднення фільтрів
Вільні жирні кислоти	Утворення електроліту і прискорення корозії цинку. Утворення солей органічних кислот. Утворення органічних з'єднань	Корозія паливної апаратури. Забруднення фільтру. Відкладення осаду на деталях вузлів і агрегатів
Збільшена густина пального	Збільшення тиску впорскування системи живлення	Зменшення ресурсу паливної системи
Збільшена в'язкість при низькій температурі	Більш жорсткі умови роботи ПНВТ. Підвищений знос деталей вузлів і агрегатів функціональних систем	Підвищений знос деталей ПНВТ. Погіршення показників впорскування пального. Необхідність застосування депресорних присадок
Механічні домішки	Погіршення змащувальних властивостей БПММ	Зниження ресурсу паливної апаратури
Мурахова і оцтова кислоти	Корозія всіх металічних частин	Корозія паливної апаратури
Високомолекулярні органічні кислоти	Утворення електроліту і прискорення корозії цинку. Утворення солей органічних кислот. Утворення органічних з'єднань	Корозія паливної апаратури. Забруднення фільтрів. Відкладення осаду на деталях вузлів і агрегатів
Продукти полімеризації. Меркаптани	Відкладення осадів, особливо в сумішевих БПММ	Забруднення фільтрів
Фосфор	Отруєння нейтралізаторів і каталізаторів системи випуску дизеля	Зниження екологічних показників МСГТ

1.2. Аналіз конструктивних особливостей вузлів і агрегатів, які визначають надійність сільськогосподарської техніки

Практика застосування МЕРО свідчить, що через високу активність метилового ефіру на деталі, що перебувають у безпосередньому контакті з паливом, мають бути виготовлені зі стійких матеріалів.

Основна доля механічних втрат на тертя приходить на циліндропоршневу групу двигуна – 67%, на допоміжні агрегати – 16% і гідравлічні втрати, пов'язані з прокачкою оливи – 17% [7,30,46,108,124,125].

Тому із робочих поверхонь двигуна більше всього зношуються стінки циліндра і поршневі кільця і менше підшипники, клапани, направляючі клапанів, кільця, вкладиші і т.д. Умови, при яких зношуються стінки циліндра і поршневі кільця, сильно впливають також на знос інших деталей двигуна.

Одною із основних причин зносу деталей двигуна є корзія в результаті хімічної взаємодії вологи і кислот, які утворюються при згорянні пального.

Питання впливу біопалив на надійність і довговічність роботи системи живлення та двигунів у цілому потребує подальших досліджень.

В процесі експлуатації встановлено, що значна частина несправностей, які виникають в дизелях, приходить на паливну апаратуру [4,110,127].

Так в двигуні ЯМЗ-238 НБ на паливну апаратуру приходить більше 25% відмов, в двигуні Д-240 – 50%, а в двигуні СМД-60 – 30%, констатують автори [16,113,162].

Розподіл відмов по окремим вузлам паливної апаратури наступні: в двигунах Д-240 біля 60% приходить на форсунки, 20% на фільтри і 20% на порушення параметрів регулювання. В двигунах СМД-60 – майже половина відмов приходить на паливну апаратуру, 9-17% на форсунки, 14-31% на фільтри і до 17% на порушення параметрів регулювання[244,245]. В насосах розподільчого типу 28% дефектів приходить на знос і заїдання плунжерних пар, 15% - на заїдання і поломку приводу дозатора, біля 40% приходить на фільтр, а решта на порушення регулювань [20,113,114].

Найбільш частими дефектами паливних насосів високого тиску (ПНВТ) є заклинювання та знос плунжера, зависання голки розпилювача і розгерметизація напірного клапана по запірному конусу[22]. Отже до основних трибоспряжень, які впливають на надійність ПНВТ, дизельного двигуна і трактора або автомобіля в цілому відносяться прецизійні пари (втулка-плунжер, напірний клапан – сідло клапана, корпус розпилювача-голка). При виході із ладу однієї із прецизійних пар необхідно проводити позаплановий ремонт, що призводить до простоїв МТА і значних економічних втрат. По даним більшості досліджень ресурс дизельної паливної апаратури нижче нормативного.

Вибір раціонального способу підвищення ресурсу дизельної паливної апаратури повинен базуватися на даних про характер зношування і умов роботи деталей, вивченні фізико-механічних процесів при зношуванні, теоретичному обґрунтуванні явищ тертя і зношування в кожному конкретному випадку.

Основними факторами, які впливають на надійність паливної апаратури тракторних і комбайнових двигунів, при експлуатації їх в сільському господарстві, є підвищена забрудненість палив механічними домішками і водою [28, 31].

Механічними забрудненнями є тверді частки неорганічного і органічного походження. Джерелами механічних забруднень є: частки кварцу; атмосферний пил; продукти корозії заборної арматури, паливних баків і ємкостей; смолисті відкладення довкола твердих часток, що утворюються в результаті термоокислення нестабільних вуглеводнів; продукти зносу агрегатів системи паливоподачі, а також всілякі конгломерати, що виникають на поверхні мікрокрапель води [3,19,32,33,143].

В зв'язку із перерахованими причинами і складностями економічного характеру на сучасному етапі виникає необхідність пошуку найбільш ефективних способів підвищення зносостійкості прецизійних пар паливної апаратури. Плунжерні пари ПНВТ працюють в умовах високих навантажень і інтенсивного тертя. В процесі зворотно-поступального руху плунжера при

малих зазорах відбувається інтенсивне зношення як циліндричних поверхонь плунжера і гільзи, так і їх кромки і торців. Тому матеріали плунжерних пар повинні мати високу твердість і зносостійкість в умовах підвищеного тиску пального. Дані деталі виготовляються з високою точністю із дорогих легированих і інструментальних сталей (ХВГ, Р18, ШХ-15, 18Х2НЧВА, і 25Х5МА) [235]. Зносостійкість деталей прецизійних пар лімітує ресурс паливних насосів і форсунок, істотно впливає на паливну економічність і потужність дизелів[8].

На величину зношування прецизійних пар впливає багато факторів, врахувати які при проведенні досліджень практично не можливо. Основними видами зношування вказаних прецизійних пар є абразивний і гідро- абразивний. Поверхні плунжера і втулки зношуються нерівномірно. За перші 300 годин роботи у плунжера початковий зазор в 1...4 мкм може збільшитися на 3...5 мкм [8].

Таким чином, можна зробити висновок, що найбільш раціональним способом підвищення ресурсу прецизійних пар є зменшення зношування трибоспрямижень. Такого ефекту можна добитися декількома способами: збільшенням твердості пар тертя; покращенням якості фільтрації пального; покращенням змащувальних властивостей пального. Покращити змащувальні властивості пального можливо за рахунок використання альтернативних палив біологічного походження, які мають більші значення в'язкості і поверхневого натягу.

За літературними даними основними дефектами механічних трансмісій, що надходять в ремонт, є знос: підшипників, синхронізаторів, шліців валів, а також шестерень, а саме: вінця по ширині, зубів по зовнішньому діаметру і евольвенті. Робочі поверхні шестерень, в основному, піддаються гідроабразивному зношуванню, а підшипники - абразивному зношуванню[2,29].

В роботах [26,27] вказано, що зношення шестерень за евольвентним профілем незначне, профіль зубів по ширині вінця зношується рівномірно, а по висоті найбільшому зношенню піддаються ділянки ближче до вершин і впадин. Зношення шестерень по зовнішньому діаметру носить рівномірний характер і

відноситься до абразивного виду зношування. Наслідком зношення є зменшення зубів шестерень по зовнішньому діаметру і збільшення товщини зуба біля вершини. В результаті нерівномірного зношення зубів шестерень по ширині вінця, зуби шестерень по краям - скруглюються. Це приводить до збільшення втрат крізь зазори торців.

Характер зношення деталей трансмісії визначає багато в чому герметичність спряжень. Рівномірне зношення має на герметичність менший вплив, ніж нерівномірне. Зношення зубів шестерень по зовнішньому діаметру носить рівномірний характер, а зношення синхронізаторів і підшипників - нерівномірний. В результаті нерівномірного зношення зубів шестерень по ширині вінця, торці шестерень стають неплоскими. При цьому максимальне зношення спостерігається біля вершин зубів, що пояснюється збільшенням швидкості тертя.

Аналіз зношених поверхонь евольвентного профілю зубів шестерень свідчить, що найбільше зношення зубів по висоті знаходиться біля ніжки ведучої і біля вершини веденої шестерні. Такий характер зношення відповідає теоретичним положенням про коефіцієнт ковзання зубчатого зачеплення [44,45].

Аналіз літературних даних не дає чіткого уявлення про механізм зношення шестерень. Це пояснюється впливом цілого ряду факторів, які складно врахувати та різними умовами дослідження технічного стану шестерень.

Проведені дослідження мікрогеометрії робочих поверхонь шестерень для визначення провідного виду зношування показують, що виявлення провідного виду зношування основних сполучень трансмісії досить важливе для з'ясування суті і першопричини зношування. Це дає можливість розробити дієві заходи щодо підвищення зносостійкості сполучень та підвищити їх надійність. Для виявлення провідного виду зношування використовують загальні методики дослідження поверхонь: візуальний огляд, мікрофотографування, вивчення характеру розподілення мікротвердості по глибині та мікрогеометрії.

Важливою характеристикою технічного стану деталей є мікрогеометрія зношених поверхонь. Шорсткість поверхонь визначають профілографом-профілометром Talysurf - 5 фірми Taylor - Hobson. При цьому досліджують мікрогеометрію зношених цапф, вершин, торців та евольвентного профілю зубів.

В результаті досліджень встановлено, що поверхні підшипників мають місцеві руйнування у вигляді борозен і подряпин, розташованих по концентричним колам перпендикулярно твірній їх циліндричних поверхонь, що є підтвердженням абразивного виду зношування частинками, які впроваджені в поверхні втулок підшипників, що спрягаються валами. При цьому шорсткість втулок зростає, на порядок і більше[45].

Найхарактерніші подряпини відповідають довжині від 0,05...0,50 мм при глибині 0,010 мм і більше. Перенесення металу з однієї поверхні на іншу, його викидання, при огляді за допомогою мікроскопа з 16...500 кратним збільшенням не спостерігалось.

Зношення торцевих спряжень також відбувається в присутності абразиву, так як поверхня має подряпини і борозни у вигляді концентричних кіл. Шорсткість торців зубів шестерні істотно зростає, на порядок і більше. Спостерігається хвилястість зношених поверхонь торців, на відміну від підшипників. Найхарактерніші подряпини мають довжину від 0,05...0,50 мм і більше, глибина подряпин досягає 0,010...0,015 мм[95].

Абразивне зношування матеріалу відбувається в результаті механічної дії на нього твердих частинок, які знаходяться у вільному або впровадженому стані, і полягає у видаленні матеріалу з поверхні у вигляді тонкої стружки або фрагментів матеріалу, які крихко відділяються при однократній або багатократній дії[99].

Абразивні частинки, розмір яких перевищує величину зазору, все одно можуть потрапити до нього. Цьому сприяє пульсуюча зміна зазорів і обертання шестерень при роботі трансмісії. Частинки абразиву впроваджуються в більш м'які поверхні корпусу (втулки) і зношують тверді поверхні шестерень. Абразивна дія частинок визначається їх формою,

ступенем впровадженості, а також властивостями поверхонь, що піддаються зношуванню. Підвищення шорсткості веде до зменшення опорної поверхні, що у свою чергу викликає підвищення інтенсивності зношування цих поверхонь.

Вершини зубів шестерень піддаються абразивному зношуванню впровадженими в корпус абразивними частинками. Особливістю шорсткості зношених вершин зубів шестерень є незначна хвилястість, і порівняно незначне, в 2...3 рази, збільшення шорсткості у порівнянні з новою деталлю. Цим поверхням притаманні глибокі і широкі борозни, які сягають довжини до 2,5 мм і глибини до 0,015 мм. Крім цього, вершини зубів піддаються дії гідроабразивного потоку, який являє собою втрати робочої рідини[95,99].

Зношення евольвентного профілю шестерень супроводжується зниженням шорсткості цих поверхонь в процесі експлуатації з $Ra=2,5$ мкм, до $Ra=0,43$ мкм, що пояснюється їх взаємним припрацюванням.

Технічний рівень сучасної СГТ визначається вимогами, які пропонуються до якості виконання робіт, а також ефективності й надійності в експлуатації [44, 54, 105, 109].

У цей час у конструкціях СГТ широко застосовуються гідравлічні виконавчі механізми для приводу робочих органів, у системах керування, а також у якості приводу трансмісій об'ємні гідростатичні трансмісії енергетичних засобів (ОГТ ЕЗ) [120-122].

Гідростатичні трансмісії (ГСТ) використовують в основному для приведення в дію ведучих коліс самохідних кормо-, зерно-, і коренезбиральних машин, таких як КСК-100, РСМ-10 (Дон-1500), КТР-10 (Дон-Ротор), СК-10 (Ротор), «Єнісей-1200Н», КЗС-9-1, КС-6Б та інш. [122]. До 1980 р. успішно пройшли випробування колісних тракторів (МТЗ-80, Т40), самохідних шасі Т-16М і Ш-104М, а також різних марок самохідних комбайнів, обладнаних ГСТ для приведення в рух ходових систем машин.

На надійність ОГТ ЕЗ впливають різні фактори: особливості конструктив-

ного виконання гідроприводу (ступінь резервування, можливість регулювання, зручність обслуговування й заміни елементів і ін.); режими роботи (частота обертання, потужність, робочий тиск); параметри навколишнього середовища (температура, забруднення, вологість), стаціонарність і мобільність застосування; стан робочих рідин (РР) (забруднення, газовміст, наявність води, в'язкість, температура); організаційно-експлуатаційні умови, у тому числі прийнята стратегія технічного обслуговування й ремонту, кваліфікація обслуговуючого персоналу, наявність ефективних засобів діагностики та ін.

Основною причиною виходу з ладу в процесі експлуатації об'ємних гідроприводів трансмісії є зношування поверхонь їх тертя [121]. У гідравлічних системах зношування поверхонь залежить від трьох основних факторів: природи поверхні трибоспряження, змащувального матеріалу й режимів навантаження.

Найбільш інтенсивне зношування відбувається в період припрацювання. Далі зношування із припрацювання переходить в експлуатаційний і наступає період нормального зношування [253]. Установлюється однакова, так звана "рівноважна" шорсткість, характерна для певних матеріалів. Рівноважна шорсткість відтворюється в процесі зношування поверхонь і залишається в середньому постійною.

У процесі роботи збільшуються зазори в контакті, і при певних межах зношування наступає різке збільшення витоків, що приводить до падіння об'ємного коефіцієнта корисної дії (ККД) гідромашини [121]. Величина граничних зазорів визначається умовами роботи й службовими функціями сполучень. Гранично припустимі зношення, при яких подальша робота машин стає недоцільною, визначається нормативними технічними умовами на ремонт машин.

Критерієм гранично-припустимого технічного стану ГСТ- 90 є зниження коефіцієнта подачі (для насоса) або гідромеханічного ККД (для гідромотора) до 20%. Як свідчить аналіз дефектів, виконаний у роботі [122], основним процесом, що приводять гідромашину до втрати працездатності, слід вважати процеси зношування робочих поверхонь поршнів і втулок блоку циліндрів (поршнева пара), торцевих поверхонь сталевих, латунного розподільників (розподільна

пара), шарнірних з'єднаннях качаючого вузла і підшипників, що впливають безпосередньо на вихідні параметри аксіально-поршневого насоса (продуктивність насоса при заданому робочому тиску й коефіцієнт подачі).

Аналіз конструкцій елементів гідроприводу трансмісії показує, що зазори в прецизійних парах коливаються в межах від 5 до 40 мкм [145].

У таблиці 1.2 наведені основні конструктивні й технологічні параметри трибосистем аксіально-поршневих гідромашин, складені за даними заводів виробників (ОАО Гідросила).

Таблиця 1.2

Конструктивні й технологічні параметри аксіально-плунжерних гідромашин[122]

Найменування показника	Плунжер	Втулка блоку	Розподільник	Приставне дно
Матеріал	Сталь 40 ХФДА ТУ 14-143- 498-97	Латунь ЛМцСКА 58- 2-2-1-1 ТУ 48-21- 356-74	Сталь ШХ15СГ- ДСТУ 801-78	Латунь ЛМцЛНС 58- 3-1,5-1,5-1 ТУ 184570- 106-
Твердість	52-56 HRC	HRB>80	56-62 HRC	HRB>80
Геометричні параметри в сполученні, мм	Ø 20,607 ±0,0024	9 отв. Ø 20,632 ^{+0,016}	Ø 90-0,1	Ø 90-0,1
Шорсткість поверхні тертя при виготов-	Ra 0,125	9 отв. Ra 0,8	Ra 0,25	Ra 0,25

Зношування трибосистем у значній мірі визначається протизношувальними властивостями РР і видом змащення.

Найнебезпечнішим з погляду зношування є тертя в режимі граничного змащення [154]. Відповідно до міжнародного стандарту ISO4378-3-99 під граничною розуміється таке змащення, якому не можуть бути приписані об'ємні властивості і яка визначається наявністю граничних шарів, що виникають при

фізичній або хімічній адсорбції поверхово-активних речовин (ПАР), що втримуються в РР. У режимі граничного змащення існує більша ймовірність виникнення металевого контакту, при якому відбувається безпосередня взаємодія мікронерівностей поверхонь тертя, що приводить до зношення деталей [50,137]. РР ОГТ ЕЗ працюють у широкому температурному діапазоні: від -30°C до $+40^{\circ}\text{C}$ при запуску машини, і від 60°C до 80°C при режимі роботи, що встановився [51,177]. Температура РР аксіально-поршневих гідромашин може короткочасно підвищуватися до $90...115^{\circ}\text{C}$ і навіть до 135°C [117,122].

Така зміна температури РР задає значний вплив на її в'язкість, а, отже, на вид змащення трибосполучень. У реальних трибосистемах гідроагрегатів тиск у контакті досягає 40 МПа . Лінійні швидкості руху поверхонь, що труться одне об одне досягають значень $V = 8\text{ м/с}$ [150].

Багаточисельними дослідженнями [137] встановлено, що в режимі граничного змащення захисні функції виконує мастильна плівка, що перешкоджає контакту деталей. За структурою вона являє собою моно- і полімолекулярні шари молекул ПАР, адсорбовані на поверхнях трибоспряжень.

Закономірність зношування трибосистем аксіально-поршневих гідромашин, за інших рівних умов, визначається протизношувальними властивості РР. Найбільш інтенсивне зношування поверхонь сполучень аксіально-поршневих гідромашин ОГТ СГТ в експлуатації відбувається в режимі граничного змащення. Отже, одним із завдань є проведення дослідження взаємодії рухомих поверхонь сполучень трансмісійних систем у процесі експлуатації СГТ з урахуванням особливостей змащувальних матеріалів біологічного походження.

Що стосується гідравлічної системи тракторів, то вона являє собою складну гідромеханічну систему, яка має високу функційну значимість для забезпечення працездатності трактора в цілому. В процесі роботи гідросистеми із-за зношування її деталей та порушення герметичності ущільнень, змінюються параметри, які характеризують роботу насосу, розподільника, гідроциліндрів.

Втрата роботоздатності гідропередачі може бути по причині виходу любого параметру за межі допустимої величини, або внаслідок порушення

функціонування гідропередач, або їх агрегатів(вигин штоку гідроциліндра, розрив манжети, заклинювання перепускного клапана розподільника). Функційні відкази гідросистеми складають 60% від загального числа відмов, параметричні 40%.

Порівняльний аналіз показав, що 42% відмов обумовлені зовнішньою негерметичністю, 16% невідповідністю параметрів нормованих технічною документацією рівням, 13% відсутністю функціонування агрегату або його елементів, 12% порушенням динамічної рівноваги, 10% порушенням і пошкодженням деталей гідравлічної передачі, 4% пошкодженням фільтрів [142].

Корпус насосу типу НШ-У виготовлений із алюмінієвого сплаву АК9 або АК7М2 (ГОСТ 1583-89).

По даним [44,144] колодязі корпусу зношуються зі сторони камери усмоктування по поверхні в спряженні з втулками і шестернями, так як весь качаючий вузол тиском робочої рідини піджимається при роботі насосу до цієї сторони корпусу.

Зношується також опорна поверхня під втулки і поверхня під ущільнюючу манжету.

Після зношування поверхні колодязів корпусу стають конусними з розширення в сторону привалочної площини. По образуючим знос ступінчатий.

Втулки виготовлені із бронзи марок БрОС 5-25, БрОЦС 5-5-5 або спеціального алюмінієвого сплаву. Вони зношуються по поверхні торця, який працює в з'єднанні з шестернею, в результаті чого зменшується висота втулки. Зношується також внутрішня циліндрична поверхня в з'єднанні з цапфою шестерні[121].

В з'єднанні з корпусом і ущільнюючою манжетою зношується мала циліндрична поверхня хвостовика втулки, велика циліндрична поверхня і поверхня малого торця.

Стикові поверхні в місцях контакту втулки зминаються. Поверхні втулок зі сторони всмоктування зношуються на 1...1,5 мм.

Характер зносу наружних циліндричних поверхонь втулок і колодязів корпуса аналогічний. Зовнішні малі циліндричні поверхні втулок зношуються в місцях контакту з ущільнюючою манжетою. Внутрішні поверхні втулок більше зношуються в нижній частині зі сторони нагнітання, а в верхній зі сторони усмоктування.

Шестерні ведуча і ведома виготовлені із легованої сталі 18ХГТ, цементовані на глибину 0,9...1,5 мм і закалені до твердості HRC 58...62. У шестерні зношуються цапфи, торцеві поверхні і головки зубів шестерень по зовнішньому діаметру, які вимірюються ричажною скобою або ричажним мікрометром. Цапфа і поверхні головок зубів шестерень по колу зношуються рівномірно. На торцевих поверхнях і на цапфах видно кільцеві риски, про що свідчить наявність в робочій рідині абразивних забруднень[91,95,99].

Кришка насоса виготовлена зі сплаву АК9, твердістю HB 76...107. Зношується торцева поверхня кришки зі сторони корпуса, можливі забиття і задири, а також зрив буртика в гнізді сальника, який утримує стопорне кільце.

Алюмінієві і бронзові деталі зношуються також за рахунок кавітаційного пливу. Каркасний сальник зношується по місцю контакту, а його манжети з шийкою валу. В результаті чого втрачається його вакуумна стійкість і в усмоктуючу камеру насоса починає поступати повітря. При значному зносі він втрачає свої ущільнюючі властивості і починає пропускати робочу рідину[99].

Ущільнюючу резинову манжет виготовляють із вулканізованої резинової суміші 7-В-14-1 (або іншої марки), яка володіє підвищеною оливо і теплостійкістю. При заміні її необхідно звертати увагу на особливу чистоту поверхонь контакту з манжетою.

В гідроциліндрах поршень зношується в місцях дотику з корпусом. Корпус і поршень гідроциліндра більше зношується в площині дії зовнішнього навантаження.

Розміщення зони найбільшого зносу по довжині корпуса циліндра різне і не співпадає з місцем прикладення максимальної сили. Це пояснюється тим, що при виконанні трактором різних сільськогосподарських робіт хід поршня

змінюється. Крім того, знос залежить не тільки від сили, а і від кратності її дії. Зміна ходу поршня призводить до нерівномірного зносу по довжині корпусу гідроциліндра.

Шток виготовляється зі сталі – Сталь 45Х (твердість HRC 30...35), вилки – Сталь 45 (HB 170...229). Поверхню штока хромують, товщина слою не менше 0,021 мм. Допускається при виготовленні закалка токами високої частоти (ТВЧ) до HRC 35...45 на глибину 3...5 мм[45,121].

В штоці зношується зовнішня поверхня, отвори вилки під палець, зрив різьби, прогин. Допускається прогин не більше 0,15 мм.

Забрудненість робочої рідини – одна із основних причин, яка впливає на такі якісні показники гідроприводів, як ресурс і безвідказність. Ресурс гідророзподільника в експлуатаційних умовах, де забрудненість робочої рідини на один – два порядки вище, в ряді випадків сягає менше 2000 мото-годин, при нормативній 6000 мото-годин. На відкази, які визвані забрудненнями робочої рідини приходиться 28...42% від загальних відмов. Причому вони призводять до заклинювань прецизійних з'єднань[161].

На технічні характеристики гідроприводів, особливо на ресурс і безвідказність гідроагрегатів впливають не тільки механічні забруднення, а і наявність води, як врозчиненому так і вільному виді. Кількість нерозчиненої води в баках гідросистем в літніх умовах складає 0,001...0,54 % по масі, зимою може досягати 1%[224].

Робочі рідини в гідравлічних системах передають енергію, виконують функції змащування і охолодження, захищають деталі від корозії і виносять продукти зносу. В зв'язку з цим працездатність гідроприводів, їх надійність і довговічність залежить в значній мірі від типу робочої рідини і її стану в процесі експлуатації [121,158].

Із усіх проблемних питань, пов'язаних з використанням БПММ, найменш вивчені ті, які визначають надійність сільськогосподарської техніки і експлуатаційні показники МТА. Їх вирішення можливо шляхом дослідження хімімотологічних і триботехнічних властивостей БПММ, а також знаходження кількис-

ного співвідношення біологічних і мінеральних ПММ, при яких досягаються найкращі експлуатаційні і техніко – економічні показники МТА.

В зв'язку з цим актуальним являється пошук шляхів та проведення всебічних досліджень по забезпеченню надійності вузлів і агрегатів сільськогосподарської техніки в середовищі ПММ біологічного походження.

1.3. Аналіз методів надійності вузлів і агрегатів сільськогосподарської техніки

Надійність функціональних систем може розглядатися на певному відрізку часу. На практиці це означає, що система має шанс (вірогідність) функціонувати цей час без відмов. Характеристики (показники) надійності гарантують, що компоненти і матеріали відповідатимуть вимогам на заданому відрізку часу. Тому іноді надійність в широкому значенні слова означає властивість "гарантоспроможності". У загальному випадку надійність відноситься до поняття "напрацювання", яке залежно від призначення функціональної системи і умов її застосування і визначає тривалість або об'єм роботи. Напрацювання може бути як безперервною величиною, так і цілочисельною величиною.

Згідно з визначенням, надійність розглядається відносно заданих режимів і умов застосування[5,6,11,100,156,157,197,203,204,218,236-241]. Це обмеження потрібне, оскільки неможливо створити систему, яка здатна працювати у будь-яких умовах. Зовнішні умови функціонування функціональної системи мають бути відомі на етапі проектування.

Для досягнення необхідної надійності можуть бути використані різні методи і засоби. Кожна функціональна система припускає свій рівень допустимої надійності, оскільки наслідки відмов різних систем можуть значно розрізнятися. Визначення надійності (reliability assessment) полягає у визначенні чисельних значень показників надійності елементу системи. Контроль надійності (reliability verification) полягає в перевірці відповідності елементу

заданим вимогам по надійності [ГОСТ 27.002-89]. Розрізняють розрахунковий, розрахунково-експериментальний і експериментальний методи визначення і контролю надійності.

У розрахунковому методі визначення надійності, розрахунок надійності базується на використанні показників надійності за довідковими даними про надійність елементів, за даними про надійність виробів-аналогів і іншої інформації, наявну до моменту оцінки надійності. Розрахунково-експериментальний метод визначення надійності (Analytical - experimental reliability assessment) базується на процедурі визначення показників надійності елементів експериментальним методом, а показників надійності функціональної системи в цілому - з використанням математичної моделі. Експериментальний метод визначення надійності (Experimental reliability assessment) базується на статистичній обробці даних, що отримуються при випробуваннях або експлуатації функціональної системи або її складових частин і елементів[54].

Для будь-якої функціональної системи однією з перших інженерних задач надійності є адекватне нормування показників надійності, наприклад, в термінах необхідної готовності. Нормування надійності - це встановлення в проектній або іншій документації кількісних і якісних вимог до надійності. Вимоги до надійності відносяться як до самої функціональної системи і її складових частин, так і до планів випробувань, до точності і достовірності початкових даних, формулювання критеріїв відмов, пошкоджень і граничних станів, до методів контролю надійності на усіх етапах життєвого циклу функціональної системи. Наприклад, вимоги по ремонтпридатності можуть включати показники вартості і часу відновлення. Оцінювання ефективності процесів технічного обслуговування і ремонту є частиною процесу FRACAS (failure reporting, analysis and corrective action system - система звітів про відмови, аналізу і корекції дій) [157].

При аналізі параметрів системної надійності враховується структура функціональної системи, склад і взаємодія елементів, що входять в неї,

можливість перебудови структури і алгоритмів її функціонування при відмовах окремих елементів.

По можливості відновлення і обслуговування, функціональні системи підрозділяються на відновлювані і невідновні, обслуговувані і такі, що не обслуговуються. По режиму застосування (функціонування) - на системи безперервного, багатократного (циклічного) і одноразового застосування.

Моделювання надійності - це процес прогнозування або дослідження надійності компонента або функціональної системи до її введення в експлуатацію. Найчастіше для моделювання надійності функціональних систем використовуються методи аналізу несправностей і структурних схем надійності. Вхідні параметри для моделювання надійності функціональних систем можуть бути отримані з різних джерел, тобто з довідників, звітів про випробування і експлуатацію і тому подібне. У будь-якому разі, дані мають бути використані з великою обережністю, оскільки прогнози вірні тільки тоді, коли дані отримані за тих же умов, при яких компоненти застосовуватимуться в функціональній системі[54].

Частина даних про прогнозування може бути отримана за результатами досліджень двох основних видів :

- аналізу фізики відмов, при якому досліджуються механізми виникнення відмов, наприклад, механізм втомного руйнування або деградації від хімічної корозії;

- аналізу результатів стрес - випробувань, емпіричного методу, при якому підраховується число компонентів функціональних систем, що відмовили при різних рівнях зовнішньої дії.

Для функціональних систем, в яких точно можна визначити час відмов (що не дано для систем з плаваючими параметрами), може бути визначена емпірична функція розподілу часу відмов. Це робиться найчастіше при проведенні випробувань з підвищеним рівнем стресу (прискорені випробування). Ці випробування діляться на дві основні категорії[54]:

1. Визначення розподілу відмов ранньої стадії експлуатації при спостереженні зниження інтенсивності відмов, що є першою частиною ванноподібної кривої інтенсивності відмов. Тут зазвичай використовують помірний рівень навантажень. Вони прикладаються на обмеженому відрізку часу, який називають часом цензурування. Саме тому тут визначається тільки частина функції розподілу.

2. Безвідмовні спостереження (нульові експерименти), які дають можливість отримати лише обмежену інформацію про розподіл відмов. В цьому випадку випробування проводяться на короткому відрізку часу на малій за об'ємом вибірці, що дозволяє отримати тільки верхню межу оцінки інтенсивності відмов. В усякому разі, це зручно для замовника.

Інженерні дослідження проводяться для визначення оптимального балансу між надійністю і іншими вимогами та обмеженнями. Істотну допомогу при інженерному аналізі надійності можуть зробити програмні комплекси для розрахунку надійності. Випробування на надійність проводяться для того, щоб на більше ранніх етапах життєвого циклу виробу виявити потенційні проблеми, забезпечити упевненість, що функціональна система відповідатиме заданим вимогам[95].

Випробування на надійність можуть проводитися на різних рівнях. Складні функціональні системи можуть випробовуватися на рівні компонентів, пристроїв, підфункціональних систем і усієї системи в цілому. Відмітимо, що сьогодні все частіше і частіше застосовуються так звані прискорені випробування в середовищі, що динамічно міняється, для оцінювання якості і надійності високоякісної і високонадійної продукції, у тому числі і структурно-складних функціональних систем з урахуванням їх старіння, втоми, зносу і деградації в ході їх експлуатації. Для цього за останні двадцять років в статистиці прискорених випробувань розроблені спеціальні моделі прискорення життя (наприклад, Nelson (1990), спостережуваних як при стресах (навантаженнях, коваріантах), що міняються в часі, так і за наявності деградаційних процесів, які також можуть залежати від цих стресів.

Надійність в інженерній практиці відрізняється від безпеки відношенням до видів небезпек, з якими вона має справу. Надійність в техніці головним чином пов'язана з визначенням вартісних показників. Вони відносяться до тих небезпек в сенсі надійності, які можуть перерости в аварії з частковою втратою доходів для компанії або замовника. Це може статися із-за втрати унаслідок неготовності функціональної системи, несподівано високих витрат на запасні частини і ремонт, перерив в нормальній роботі і тому подібне. Безпека відноситься до тих випадків прояву небезпеки, які можуть привести до потенційно важких аварій. Вимоги по безпеці функціонально пов'язані з вимогами по надійності, але характеризуються більш високою відповідальністю. Безпека має справу з небажаними небезпечними подіями для життя людей і довкілля в тому ж сенсі, що і надійність, але не пов'язана безпосередньо з вартісними показниками і не відноситься до дій з відновлення після відмов та аварій. У безпеці інший рівень важливості відмов в суспільстві і контролю з боку держави[54,100].

Надійність може бути збільшена при використанні резервування "2 з 2" на рівні компоненту або функціональної системи, але це може привести до зниження безпеки за рахунок збільшення вірогідності неправдивої тривоги (наприклад, неправдиве спрацювання гальмівної системи). Відмовостійкі мажоритарні системи можуть збільшити як надійність, так і безпеку на системному рівні. Після того, як функціональна система виготовлена, здійснюється моніторинг її надійності, оцінюються і коригуються недоробки і недоліки. Моніторинг включає електронне і візуальне спостереження за критичними параметрами, виявленими на стадії проектування при розробці системи несправностей. Для забезпечення заданої надійності функціональних систем дані постійно аналізуються, використовуючи статистичні методи, такі як Вейбулл - аналіз і лінійна регресія. Дані про надійність і оцінки параметрів є ключовими входами для моделі системної логістики[233].

Одним з найбільш загальних методів для оцінювання надійності техніки при експлуатації є системи звітів, аналізу і корекції дій (FRACAS).

Систематичний підхід до оцінювання надійності, безпеки і логістики базується на звітах про відмови і аварії, менеджмент, аналіз застережливих дій, що коригують.

Для виявлення повної сукупності факторів необхідно розглянути систему «механізм – оператор - зовнішнє середовище - режим роботи - експлуатаційні впливи».

Явище зносу елементів машин являє собою сукупність взаємозв'язаних процесів і обумовлено різними по своїй природі факторами. Під механізмів в даному випадку мається на увазі машина у цілому, складальна одиниця або пара тертя в залежності від мети дослідження. Систему, що розглядається можна представити у вигляді функціонального виразу:

$$U = \varphi(E, K, T, O), \quad (1.1)$$

де E, K, T – символи, що об'єднують групу факторів відповідно до експлуатаційних, конструктивних, технологічних взаємодій; O – враховує вплив суб'єктивних особливостей оператора.

У результаті аналізу явища зносу елементів машин як системи виділені наступні основні фактори, що визначають їх довговічність[54]:

- експлуатаційні – характер виконуваних робіт; режими використання механізма; види і періодичність технічних керуючих впливів; кліматичні умови роботи механізма; стан змащувальних матеріалів та робочих рідин; стан фільтруючих та ущільнюючих елементів;

- конструктивні – вид тертя робочих поверхонь; характер навантаження; концентрація напружень; наявність захисних покриттів; наявність компенсаторів зносу; кінематика і динаміка роботи механізма; співвідношення матеріалів деталей трибоспряження;

- технологічні – структура поверхневого шару металу; методи обробки поверхні; наявність залишкових напружень; якість зборки спряжень; наявність технологічних забруднень (стружки, окалини та ін.) у картерах та ємностях машин; показники мікрогеометрії поверхонь тертя;

- суб'єктивні особливості оператора – рівень професійної підготовки (кваліфікація); антропометричні та психофізичні дані (зусилля, що прикладаються до важелів керування, частота вмикання механізмів; швидкість реакції, стомлюваність та ін.).

Із експлуатаційних факторів найбільш важливими є характер робіт, що виконуються, та режими використання машини[54,100,105]. Від цих факторів залежать температурний, навантажувальний та швидкісний режими роботи спряжень, що визначають умови тертя та зносу деталей. Керуючі впливи: регулювальні, кріпильні та змащувальні операції, - що проводяться у процесі технічного обслуговування, дозволяють у значній мірі зменшити негативний вплив агресивних компонентів зовнішнього середовища та внутрішніх процесів, що проходять в елементах спряжень, на довговічність машини. Тому від змісту та періодичності проведення технічного обслуговування у більшості залежить інтенсивність зносу деталей машини. Це особливо важливо для машин, що працюють у складних кліматичних умовах; при підвищеній вологості або запиленості оточуючого середовища, при низькій або підвищеній температурі оточуючого повітря. Умови тертя та зносу елементів спряжень машин в значній мірі визначається відповідністю змащувальних матеріалів та робочих рідин конструкції складальних одиниць і умовам експлуатації.

Тому при проведенні технічного обслуговування велике значення має стан палив, змащувальних матеріалів та робочих рідин, що застосовуються у відповідних системах машин. При виході показників стану за встановлені межі необхідно замінити змащувальний матеріал або робочу рідину.

Найважливішими конструктивними факторами, що визначають характер та інтенсивність зносу елементів машин, являється кінематика та динаміка роботи механізма[228].

Від кінематики відносного переміщення робочих поверхонь деталей трибоспряження залежать вид тертя та умови зносу.

Динаміка роботи механізма обумовлює характер навантаження та формування полів внутрішніх напружень в матеріалах деталей. Співвідношення

матеріалів деталей трибоспряження чинить вирішальний вплив на їх фрикційну взаємодію і, таким чином, на довговічність машини.

Із технологічних факторів основними є методи обробки поверхонь та якість зборки спряжень. Метод обробки робочих поверхонь деталей визначає структуру матеріалів та їх фізико-хімічні властивості, наявність залишкових напружень, мікрогеометрію поверхонь тертя. Від якості зборки спряжень залежить розмірна точність механізму, а також кількість технологічних забруднень в картерах двигунів, коробок перемикачів передач, балансірів, редукторів, в баках гідросистем. Частинки стружки і окалини, потрапляючи в зони тертя деталей, викликають абразивний знос поверхонь і значно скорочують термін служби трибоспряження[240].

Від суб'єктивних особливостей оператора суттєво залежить інтенсивність зносу елементів машин. Від кваліфікації оператора залежать не тільки зусилля, що прикладаються до важелів керування механічними передачами, частота і тривалість вмикання механізмів, але і технічний стан машини. Своєчасне і якісне проведення заходів щозмінного обслуговування машини кваліфікованим оператором являється необхідною умовою найбільш повної реалізації рівня надійності, що закладений у конструкцію машини при її проектуванні та виробництві[229].

Кожен із перелічених вище факторів може бути у кількісній формі оцінений за допомогою декількох показників. Для того, щоб представити залежність зносу від визначаючих факторів у аналітичній формі вираз (1.1) можна представити в розвернутому вигляді:

$$U = \varphi \left[\underbrace{v; p; T_{cp}; W_3; W; \varepsilon; x; y; z; f; a; \lambda; h; S; T; C; S_n}_{\mathcal{E}}; \underbrace{S_\phi; R; \theta; HB; m; \tau}_{\mathcal{O}} \right], \quad (1.2)$$

де v - швидкість відносного переміщення поверхонь тертя; P - тиск на поверхню тертя; T_{cp} - температура оточуючого середовища; W_3 - запиленість, наявність абразивних часток; W - вологість середовища; ε - зазор; x, y, z -

основні лінійні розміри деталей трибоспряження; f - коефіцієнт тертя; a - температуропровідність; S_n, S_ϕ - номінальна і фактична площі контакту робочих поверхонь; λ - коефіцієнт теплопровідності; S - поверхня тепловіддачі; T - температура поверхонь, що труться; C - середня теплоємність матеріалів трибоспряження; h - товщина окисної плівки; R - висота мікронерівностей; θ - кут нахилу мікронерівностей; HB - твердість плівки; m, τ - частота і тривалість ввімкнення механізму.

При цьому аналітичний опис явищ представляє собою, або рівняння типу:

$$U = \varphi(p, v, t, \dots, \tau), \quad (1.3)$$

або систему рівнянь

$$\begin{cases} U = \varphi(p, \tau) \\ U = \varphi(v, t) \\ U = \varphi(t, \tau). \end{cases} \quad (1.4)$$

Методи другої групи засновані на макропідході до аналізу системи. При цьому фізична сутність явищ не розглядається («чорний ящик»). Залежність встановлюють на основі статистичних даних про зміну зносу у часі. Ці методи простіші, але можуть призвести до невірних результатів внаслідок неврахованого впливу зовнішніх чинників або режимів роботи механізму.

Для отримання математичного опису явища зносу з урахуванням «механізму» його розвитку необхідно проведення великого об'єму складних експериментальних досліджень впливу визначальних факторів на знос та характер протікання процесу.

Загальна кількість факторів, що чинять вплив на характер зносу елементів машин, складає більше сорока в залежності від рівня складності механізму та глибини дослідження процесу зносу.

Однак при роботі механізму змінюються та чинять вирішальний вплив на інтенсивність зносу не всі фактори. Для виявлення найбільш значущих,

визначальних факторів проводять різні дослідження: експлуатаційні, полігонні, лабораторні, експертні.

Вплив кожного фактора на інтенсивність зносу у різних умовах нерівнозначний. Так, кисень повітря чинить вирішальний вплив на інтенсивність руйнування поверхонь металічних деталей в умовах окислювального зносу, але в умовах тертя у абразивному середовищі до числа значущих факторів не відноситься[237].

Однак із загальної сукупності можна виділити ряд факторів, вплив яких проявляється достатньо яскраво при будь-якому зносі.

Повного математичного опису зносу як складного явища, що включає в себе всю сукупність процесів, у теперішній час не існує. Це, можливо, пояснюється тим, що процеси, що супроводжують явище зносу, різні за своєю природою та не можуть бути описані на основі будь-якого одного фізичного закону. Тому виникає необхідність дослідити знос за допомогою різних фізичних законів[54].

Існуючі методи математичного опису зносу деталей та спряжень машин можна умовно поділити на дві групи:

перша – заснована на фізичних закономірностях зносу, що враховують вплив різних факторів на знос;

друга – заснована на аналізі кількісних змін зносу без врахування фізичних процесів.

В процесі експлуатації мобільної сільськогосподарської техніки, згідно ДСТ23002-78, встановлено наступні основні види зносу вузлів і агрегатів: механічний (М), водневий(В), корозійно-механічний (КМ), фізико-хімічний (ФХ), абразивний (А), гідро- і газоабразивний (ГА), кавітаційний (К), окислювальний (О), електроерозійний (Е), знос при заїданні (З), фреттінг-знос (Ф), піттінг-знос (П), циклічний знос (Ц) та ін[234].

В різноманітних спряженнях вузлів і агрегатів сільськогосподарської технікиодні види зносу можуть протікати послідовно або паралельно, один вид може переходити в інший, причому вони призводять до значного

синергетичного (негативного) ефекту.

Згідно ДСТ 5272-68 встановлені два типи корозії – хімічна і електрохімічна, та біля сорока видів корозії: атмосферна (АК), газова (ГК), кислотна (КК), контактна (КО), корозійне розтріскування (КР), корозія при терті (КТ), міжкристалічна (МК), хімічна (ХК), щілинна (ЩК), електрохімічна (ЕХ) та ін. Так, електрохімічна корозія при зберіганні сільськогосподарської техніки, навіть коли не викликає втрату ваги металу, в будь-якому випадку негативно впливає на функціональні властивості поверхневих шарів тертя і призводить в подальшому до інтенсивного деформаційно-адгезійного, водневого, корозійно-механічного та інших видів зносу при терті і вібрації. В загальному вигляді це можна записати так:

$$\begin{aligned}
 U &= \sum \Delta U = \Delta M + \Delta B + \Delta XK + \Delta \Phi X + \Delta EX = \\
 &= \Delta A + \Delta E + \Delta K + \Delta GA + \Delta O + \Delta Z + \Delta \Phi + \\
 &+ \Delta GK + \Delta Ц + \Delta П + \Delta KT + \Delta KP + \Delta KK + \Delta AK + \Delta KO + \Delta EX + \Delta MK
 \end{aligned}
 \tag{1.5}$$

Розвиток системного підходу до тертя, корозії і зносу стало можливим при вивченні основ механо- та електрохімії, теорії контактних та фазових взаємодій, механізму дії поверхнево активних речовин в системі “метал - електроліт – ПММ – поверхнево - активні речовини - повітря”.

Враховуючи дані Національної асоціації інженерів - корозіоністів США і Британського комітету по корозії і захисту металів, можна вважати, що загальні втрати від корозії складають 250...300 млрд.дол. в рік.

Найбільша доля втрат від корозії приходить на двигун внутрішнього згорання (20...25%) і на внутрішню і зовнішню корозію транспортних засобів (20...25% всіх втрат) [93,123,151,152,202,205-207]. Втрати на ремонт і ТО одного енергетичного засобу в шість раз перевищує його початкову вартість.

На виготовлення нової сільськогосподарської техніки приходить 1,4%, на технічне обслуговування 45,4% і на ремонт 53,2% від загальних витрат [155,160,199,12,124,212-216].

На сьогоднішній день багато сільськогосподарської техніки від 30 до 40% календарного часу систематично простоює із-за технічних неполадок по вині зносу тих чи інших агрегатів або вузлів.

На долю заводів, які виготовляють нові трактори, приходиться 25%, які виготовляють запасні частини – до 35% і на долю ремонтних підприємств до 40% потужностей. По даним В.Бартца, приблизно 62% від загальної енергії, що одержує ДВЗ від спалювання пального втрачається на термічні, аеродинамічні і гідродинамічні втрати – 6%, втрати від тертя – 7% і корисні втрати – 25% [212, 226-231, 233].

Основна доля механічних втрат на тертя приходиться циліндро - поршневу групу двигуна – 67%, на допоміжні агрегати – 16% і гідродинамічні втрати, пов'язані з прокачуванням масла до 17%. Використовуючи методи першої групи, аналізують знос, як систему, на макрорівні. У нашій країні та за кордоном різними дослідниками отримані аналітичні вирази, що описують процес зносу [14,192,237]:

І. В. Крагельський - $J = iA_r / A_c$ - втомний знос; $J = \frac{tg\Theta}{2(v_{uu} + 1)} \frac{P_n}{H}$ - абразивний знос; М. М. Хрущов - $J = CPA\psi / (HS)$ - абразивний знос; А. В. Чинчинадзе - $J = \frac{h}{d} \frac{1}{n(v_{uu} + 1)} \frac{A_r}{A_c}$ - абразивний знос; Т. Малхерн, Л. Самуельс - $J = \rho\psi eP / (P_{cp} K\phi)$ - абразивний знос; Д. Хольм - $J = zP / H$ - абразивний знос; Д. Арчард - $J = kA_r$ - абразивний знос; Д. Етімото, Т. Цукідзо - $J = \frac{1}{6} \frac{tg\Theta}{[P_\gamma]} P$ -

механічний знос; С. Б. Ратнер - $J = J_0 \exp\left[-\frac{U_0 - \lambda fP}{RT}\right]$ - механічний знос;

де A_r і A_c – фактична і контурні площі контакту деталей; P – навантаження; $tg \Theta$ – параметр шорсткості поверхні; H – твердість; ρ – устина; p_{cp} , p_n – середній і номінальний тиск; f – коефіцієнт тертя; R – газова постійна; T – абсолютна температура; $v_\phi, n, z, K, \psi, \lambda$ - емпіричні коефіцієнти.

Приведені математичні моделі є варіантами аналітичного опису механізму зносу. Їх використовують у дослідницьких цілях.

Кожна із цих моделей справедлива для особливо вказаних автором умов та обмежень. Тому жоден з приведених виразів не можна прийняти в якості універсального повного математичного опису, справедливого для будь-якого трибоспряження та в різних умовах тертя.

Якщо математичний опис явища зносу проводять по результатам обробки даних, отриманих у експлуатації, то будують статистичну модель зносу. Статистичні моделі зносу представляють собою спрощені залежності, максимально наближені до дійсної та призначені для інженерних розрахунків. Як правило, статистична модель відображає закономірність зносу суворо визначеного трибоспряження в установлених умовах експлуатації та не може бути використана в якості узагальненого математичного опису.

Основним недоліком статистичних моделей є те, що вони не дозволяють розкрити механізм процесу і характеризують вплив визначаючих факторів на знос у неявному вигляді[54].

При вирішенні інженерних задач частіше за усе використовують лінійні експоненціальні залежності, а також рівняння другого і третього ступеня. У найбільш загальному випадку швидкість зносу трибоспряження можна представити у вигляді нескінченного ступеневого ряду:

$$\frac{dU}{d\tau} = C + KU + K_1U^2 + \dots + K_{n-1}U^n, \quad (1.6)$$

де C – вільний член;

K, K_1, K_{n-1} – коефіцієнти.

В залежності від того, скільки членів ряду використовують в математичному описі, можна отримати лінійне, квадратичне, кубічне рівняння або більш складний ступеневий вираз.

Якщо швидкість зносу залишається постійною на протязі всього періоду нормальної експлуатації, то достатньо обмежитися одним першим членом у рівнянні зносу. Однак у більшості випадків закономірності зносу реальних спряжень краще апроксимуються за допомогою многочлена першого порядку:

$$\frac{dU}{d\tau} = C + KU. \quad (1.7)$$

Після перетворення цього виразу та інтегрування за часом отримаємо:

$$\tau - \tau_1 = \frac{1}{K} \ln \frac{C + K\bar{U}}{C + K\bar{U}_1}, \quad (1.8)$$

де τ_1 - деякий момент часу, в який середнє значення зносу трибоспряження складе U_1 .

Переходячи до десяткових логарифмів, останній вираз можна переписати наступним чином:

$$\tau - \tau_1 = \frac{1}{K \lg e} \lg \frac{\frac{C}{K} + \bar{U}}{\frac{C}{K} + \bar{U}_1}. \quad (1.9)$$

Якщо вирішувати це рівняння відносно середнього зносу, то отримаємо:

$$\bar{U} = (\bar{U}_1 + h) 10^{\frac{\tau - \tau_1}{A}} - h, \quad (1.10)$$

де A – коефіцієнт, що визначає форму кривої зносу і вимірюється в одиницях наробітку, $A = \frac{1}{K \lg e}$;

h – коефіцієнт зміщення, що визначає положення кривої відносно початку координат.

Коефіцієнт зміщення h вимірюється в одиницях наробітку і дорівнює відстані від початку координат до асимптоти кривої, взятої зі зворотнім знаком, $h = C/K$.

В таблиці 1.3 показані основні види зносу вузлів і агрегатів функціональних систем сільськогосподарської техніки.

Таблиця 1.3

Основні види зносу вузлів і агрегатів функціональних систем сільськогосподарської техніки

Вузли і агрегати	Матеріал поверхні	Вид зносу і корозії
1	2	3
Циліндро - поршнева група: циліндри, поршні, кільця	Чавун, алюмінієвий сплав, добавки міді і кремнію	Зноси: механічний, гідро- і газоабразивний, водневий, корозійний, від втомлення металу. Корозії: газова, при терті, електрохімічна, кислотна, лужна, зольна
Газорозподільна система: клапани, розподільний вал, штовхачі, втулки, пружини	Чавун, вуглеводнева або легована сталі, алюмінована або хромована сталі, сплави алюмінію	Зноси: від стомлення металу, пітінг, фреттінг, водневий, фізико-хімічний. Корозії: газова, зольна, при терті, міжкристалічна, фреттінг-корозія, хімічна, щілинна, електрохімічна
Система живлення: паливний насос, форсунки, трубопроводи, ємності	Сталь, сплави (міді, алюмінію, цинку), мідь, свинцеві покриття	Зноси: гідро- і газоабразивний, окислювальний, водневий, корозійно-стомлений. Корозії: хімічна, електрохімічна, контактна, щілинна, фреттінг-корозія, корозійне розтріскування.
Гідравлічна система: шестерні, золотники, клапани, трубопроводи	Сталь, сплави (міді, алюмінію, цинку), мідь, свинцеві покриття, леговані і вуглеводневі сталі, латунь	Зноси: гідро- і газоабразивний, окислювальний, водневий, корозійно-стомлений, при заїданні, пітінг, фреттінг. Корозії: хімічна, електрохімічна, контактна, щілинна, фреттінг-корозія, корозійне розтріскування, міжкристалічна

Для нормального закону розподілу зносу довірчі межі можна визначити з виразу:

$$U_{в.н.} = (\bar{U}_1 \pm \tau_{\beta} \sigma_1 + h) 10^{\frac{\tau - \tau_1}{A}} - h, \quad (1.11)$$

де $U_{в.н.}$ – поточне верхнє (знак «+») або нижнє (знак «-») граничне значення зносу;

τ_{β} - коефіцієнт Стюдента, визначається по статистичним таблицям у відповідності з прийнятим рівнем довірчої ймовірності β ;

U_1 і σ_1 - знос та його середнє квадратичне відхилення при тривалості роботи трибоспряження τ_1 .

Значення коефіцієнтів A і h для кривих, обмежувачих довірчий інтервал, можна визначити з виразу (1.11), підставивши значення $U_в$ і $U_н$, визначені в деякий момент часу τ_2 та вирішивши сумісно отримані рівняння:

$$A = \frac{\tau_2 - \tau_1}{\lg \frac{\sigma_2}{\sigma_1}}; \quad h = \frac{U_2 - U_1(\sigma_2 / \sigma_1)}{\sigma_2 / \sigma_1 - 1}, \quad (1.12)$$

де U_2 і σ_2 - середній знос та його середнє квадратичне відхилення в момент часу τ_2 .

Для визначення закономірності зміни швидкості зносу необхідно продиференціювати вираз (1.10) за часом:

$$v_n = \frac{dU}{dt} = \frac{\bar{U}_1 + h}{A \lg C} 10^{\frac{\tau - \tau_1}{A}}. \quad (1.13)$$

Рівняння (1.9 - 1.11) дозволяють по статистичним даним зносу деталей за наробіток τ_1 і τ_2 побудувати математичну модель зносу.

Якщо є статистичні дані про зноси при великій кількості фіксованих наробітків, то для отримання закономірності зносу також можна використовувати описаний метод. При цьому зростає точність апроксимації кривої.

Для визначення коефіцієнтів A і h при числі фіксованих наробітків більш двох використовують середнє значення зносів. Формула (1.11) для визначення коефіцієнтів у зв'язку з цим дещо змінюється.

Наприклад при трьох фіксованих наробітках τ_1 , τ_2 і τ_3 і відповідних їм середнім значенням зносів U_1 , U_2 і U_3 , рівняння (1.9) можна представити у вигляді системи

$$\begin{aligned}\tau_2 - \tau_1 &= A \lg \frac{\bar{U}_2 + h}{\bar{U}_1 + h}; \\ \tau_3 - \tau_1 &= A \lg \frac{\bar{U}_3 + h}{\bar{U}_1 + h}.\end{aligned}\tag{1.14}$$

Із співвідношення цих рівнянь отримаємо

$$\frac{\tau_3 - \tau_1}{\tau_2 - \tau_1} = \frac{\lg \frac{\bar{U}_3 + h}{\bar{U}_1 + h}}{\lg \frac{\bar{U}_2 + h}{\bar{U}_1 + h}}.\tag{1.15}$$

Якщо позначити $(\tau_3 - \tau_1)/(\tau_2 - \tau_1) = m$, то останній вираз після перетворення можна записати наступним чином:

$$(\bar{U}_2 + h)^m = (\bar{U}_3 + h)(\bar{U}_1 + h)^{m-1}\tag{1.16}$$

Із виразу (1.16) при відомому співвідношенні наробітків досить просто визначити коефіцієнт h кривої зносу. Коефіцієнт A визначають із умови:

$$A = \frac{\tau_2 - \tau_1}{\lg \frac{\bar{U}_2 + h}{\bar{U}_1 + h}} = \frac{\tau_3 - \tau_1}{\lg \frac{\bar{U}_3 + h}{\bar{U}_1 + h}}.\tag{1.17}$$

Описаний метод використовується для побудови експоненціальних кривих зносу елементів машин по результатам випробувань, або випробувань в експлуатації невеликого числа однотипних спряжень від 5 до 15 одиниць.

Точність математичного опису залежить від об'єму вибірки – кількості отриманих значень зносу при певному напрацюванні. Для того щоб врахувати можливу випадкову похибку моделі, що викликана недостатнім об'ємом інформації, введемо у вираз (1.11) для визначення меж довірчого інтервалу величину n_c - число спряжень, за якими ведеться спостереження:

$$U_{в.н.} = (\bar{U}_1 \pm \tau_\beta \frac{\sigma_1}{\sqrt{n_c}} + h) 10^{\frac{\tau - \tau_1}{A}} - h. \quad (1.18)$$

Останній вираз доцільно використовувати для визначення меж довірчого інтервалу кривої зносу при числі експериментальних точок для кожного наробітку не менше 10. При цьому забезпечується точність апроксимації кривої зносу, достатня для вирішення практичних інженерних задач.

У результаті впливу на вузли і агрегати сільськогосподарської техніки процесів різної швидкості (швидко, з середньою швидкістю і які повільно протікають) в останніх має місце такі небажані явища, як знос, змінання, втомні та інші руйнування.

Знос трибоспряжень і механізмів є основною причиною виникнення відмов агрегатів по точності і тому визначає, в основному, терміни наробітку останніх. Так як позбутися зносів та інших небажаних проявів неможливо, то, створюючи надійні і довговічні вузли і агрегати СГТ, необхідно, в першу чергу, розробити методи, що забезпечують скорочення інтенсивності їх прояву[157].

При дослідженні зношування матеріалів завдання підвищення термінів служби деталей, зводиться або до вибору зносостійких матеріалів пари тертя, або зміни окремих розмірів даного триботрибоспряження, або ж вирішуються завдання про характер взаємодії поверхонь, вивчаються закономірності процесів руйнування матеріалу і відділення його частинок при різних тисках, швидкостях і умовах змащувальних матеріалів, досліджуються структурні зміни в поверхневих шарах і т.д. Однак знання таких закономірностей ще не дає можливості вирішити питання, пов'язані з характером зносу поверхонь тертя різних конструктивних форм[234].

Тому для розрахунку на надійність і довговічність вузлів і агрегатів сільськогосподарської техніки необхідно мати аналітичні залежності між законами зношування матеріалів пари тертя і параметрами, що характеризують знос всього триботрибоспряження даної конструктивної схеми .

Зношування зазвичай включає два різних процеси: власне зношування (стирання), коли з поверхні тертя відокремлюються частки металу, і зминання, коли відбувається пластична деформація поверхневого шару без відділення частинок металу. Основною характеристикою зносу деталі є лінійний знос i , який вимірюється в напрямку, перпендикулярному до поверхні тертя. Але, в силу ряду причин (різних значень питомих тисків і швидкості відносного переміщення поверхонь тертя, неоднаковою концентрації абразиву на поверхні тертя і т.д.), знос деталі може бути нерівномірним.

В даний час є велика кількість робіт з питань зношування деталей вузлів і агрегатів СГТ. Але при аналізі стійкості деталей трибоспрямижень до зношування у всіх роботах дається відносний показник зносостійкості матеріалів. Відсутність же абсолютного показника зносостійкості, або зносу матеріалів в конкретних умовах зношування, значно ускладнює аналітичний розрахунок довговічності деталей трибоспрямижень по зносу.

Таким абсолютним показником може бути коефіцієнт зносу матеріалів деталей трибоспрямижень, що враховує зносостійкість матеріалів і умови зношування. Останній залежить від розподілу питомого тиску по поверхні контакту, швидкості відносного переміщення деталей трибоспрямижень і часу напрацювання. Зв'язок між цими факторами дається в багатьох роботах.

На підставі робіт М. М. Хрущова і М. А. Бабічева [234] можна зробити висновок, що в умовах абразивного зношування величина зносу при постійних умовах тертя прямо пропорційна шляху тертя і величині питомого навантаження, не залежить від швидкості тертя. Це положення підтверджується також у роботі Р.М. Матвієвського [129], який встановив, що для різних сталей спостерігається майже лінійна залежність зносу від тиску.

У роботах Крагельського І. В. [112] зв'язок між навантаженням і зносом має експонентний характер, але при відносно невеликих навантаженнях на спряжувальні тіла зв'язок між навантаженням і зносом має лінійний характер. Степеновий же характер залежності між навантаженням і зносом є загальним для всіх різновидів абразивного зношування.

$$U = K_u \cdot q^n, \text{ мкм} \quad (1.19)$$

З цієї залежності видно, що знос (U) збільшується пропорційно навантаженню (q) в ступені (n) більше одиниці.

І. В. Крагельський пояснює це тим, що знос визначається не тільки числом контактів, а й характером процесів, що протікають на контактах, причому характер цих процесів суттєво залежить від тиску. У міру збільшення навантаження показник ступеня при q зменшується прагнучи до одиниці, а множник K_u - збільшується, тобто найбільш чутливим до навантаження є знос при пружному контакті в області малих тисків.

У загальному вигляді зв'язок між питомим навантаженням, швидкістю відносного переміщення V і часом роботи трибоспряження можна описати залежністю.

$$U = K_u \cdot q^n \cdot V \cdot t, \text{ мкм} \quad (1.20)$$

де K_u - коефіцієнт зносу матеріалів деталей трибоспряжень.

Відомі спроби отримання подібного коефіцієнта зносу. Для пластичного контакту коефіцієнт зносу був запропонований Арчардом, Барвеллом і Стронгом [253], який виражається рівнянням:

$$\frac{V}{S} = K_u \cdot \frac{P}{P_m}, \quad (1.21)$$

Де V - об'єм зношеного матеріалу, мм^3 ;

K_u - коефіцієнт зносу;

P - навантаження, Н ;

S - шлях тертя, мм;

P_m - тиск, що відповідає текучості матеріалу, кгс/мм^2 .

Аналогічний коефіцієнт зносу отриманий і Рабиновичем для абразивного зношування [240].

Коефіцієнти зносу, запропоновані Арчардом, Барвеллом, Стронгом і Рабиновичем, мають різні значення в залежності від гостроти граней абразиву, тобто залежно від того, має місце різання, пластичне або пружне деформування

матеріалу, крім того, вони отримані експериментально для обмеженого силового, швидкісного параметрів і умов зношування (середовища) і враховують далеко не всі параметри, що впливають на процес зношування[14].

При дослідженні зносів кулачкових механізмів розглядаючи швидкість зношування, ввели коефіцієнт зношування:

$$U = K_u \cdot \frac{P \cdot n}{3 \cdot \delta_m} \cdot 60 \quad (1.22)$$

де P - робоче навантаження, Н;

n - число оборотів кулачка, хв^{-1} ;

δ_m - межа плинності даного матеріалу, Н/м^2 .

Коефіцієнт зношування по Міцу і Бойко залежить від умов змащення (частими оливами) і однородності матеріалів трибоспряжень.

Чисельні значення цих коефіцієнтів для сталей коливаються в межах $5 \cdot (10^{-3} \div 10^{-6}) \text{ хв} / \text{мм} \cdot \text{об}$. Професор Хрущов М.М і Пружанський Л.Ю [234] при розробці методу інтегральної оцінки мікротопографії обробленої сталеві поверхні застосували розмірний коефіцієнт C , що характеризує стираючі властивості поверхні.

$$\frac{dh}{dS} = C(q - q_k) \quad (1.23)$$

Цей розмірний коефіцієнт зв'язує інтенсивність зношування $\frac{dh}{dS}$ з тиском q при

постійному навантаженні і має розмірність $\frac{\text{мм} \cdot \text{мм}^2}{\text{м} \cdot \text{Н}}$, яка відповідає розмірності

коефіцієнта зносу K_u . Але автори застосовують цей коефіцієнт тільки для характеристики мікрогеометрії поверхні деталей.

Професор О.С. Проніков, розглядаючи роботу тертя при зношуванні [192,193], розробив методику визначення коефіцієнтів зносу матеріалів деталей трибоспряжень з умови рівності робіт тертя A_1 і зношування A_2 ($A_1 = A_2$). Цей коефіцієнт визначається виразом:

$$K_u = \frac{F_u \cdot L}{S \cdot P}, \quad (1.24)$$

де F_u – площа поперечного перерізу зносу, м^2 ;
 L – ширина деталі трибоспряження, м;
 P – реакція навантаження вузла тертя, Н;
 S – шлях тертя, км.

Відповідно до видів порушення фрикційних зв'язків, розрізняють три основних види зносу при: мікрорізанні, пластичному контакті і пружному контакті.

В практиці навряд чи зустрічаються вузли тертя, в яких би реалізувався якийсь один з видів зносу. Однак переважання того чи іншого виду зносу є цілком очевидним фактором, тому кажучи "вузол працює в умовах пружного контакту", ми маємо на увазі, що пружний контакт є домінуючим в даному трибоспряженні, і при цьому переважає знос, викликаний втомним руйнуванням в умовах пружного контакту. У зв'язку з тим, що вузли і агрегати сільськогосподарської техніки піддаються впливу навколишнього середовища, насиченого абразивним пилом, то в зношуванні трибоспряжень домінуючу роль відіграє абразивне зношування.

Під абразивним зносом найчастіше розуміють руйнування поверхні металу в результаті дряпання абразивними частинками. Найбільш широко цим поняттям користується В. І. Костецький [111], який вважає, що всякий процес зносу буде абразивним, тому що в будь-якому випадку продукти зносу є абразивними частинками, що сприяють процесу зносу. Він вказує, що сутність абразивного зносу принципово не змінюється: чи потрапляють абразивні частки в трибоспряження з навколишнього середовища, чи утворюються в процесі тертя.

Вивченню процесів абразивного зношування металів присвячено чимало робіт в нашій країні і за кордоном. Різними дослідниками даються різні пояснення механізму абразивного зносу. Найбільш поширене з них зводиться до результату дряпання металу абразивними частинками, що викликає мікрорізання поверхні металу.

Подібного трактування дотримується ряд відомих дослідників. Так, В. Д. Кузнецов вказує, що механізм абразивного зносу є гранично простим і зводиться до суми великого числа елементарних процесів дряпання, А.К.Зайцев вважає, що знос від дряпання і шліфування [253] представляє знос різанням, але з мікростружкою - для в'язких матеріалів або стружкою сколювання - для крихких матеріалів.

Наряду з викладеною точкою зору, з'явилася принципово нова гіпотеза про механізм абразивного зносу. І.В. Крагельський [112], відзначаючи, що при впровадженні абразивної частинки на достатню глибину може спостерігатися мікрорізання матеріалу, вважає в реальних умовах це явище досить рідкісним, так як абразивні частки в основному заокруглені. Він розрізняє три основні види зносу:

- 1) при пружному контакті;
- 2) при пластичному відтискуванні;
- 3) при мікрорізанні.

При цьому інтенсивність зносу він пов'язує з фактичною і номінальною площею металу, і основне рівняння зносу виражає в наступному вигляді:

$$J_h = i_h \cdot \frac{A_r}{A_a} = i_h \cdot \frac{q_a}{q_r}, \quad (1.25)$$

де J_h, i_h – загальний лінійний і питомий лінійний зноси;

A_r, A_a – фактична і номінальна площі контакту;

q_r, q_a – фактичний і номінальний тиск.

По І.В. Крагельському перехід до мікрорізання залежить не тільки від глибини відносного впровадження, але і від тангенціальної міцності адгезійного зв'язку (коефіцієнта тертя). Аналогічної думки дотримується І.Т.Ковалев [106], але додає що, поряд з пластичною деформацією металу при дряпанні абразивної часткою, відбувається "виламування" крихких структурних складових навколо ізольованого карбідного зерна. На думку І.Т. Ковалева, зносостійкість металу визначається зносостійкістю пластичної основи.

Дослідження процесу зносу структурно неоднорідних сплавів приділено значну увагу в роботах М. М. Хрущова і М. А. Бабічева [234]. Проведені ними експерименти показали, що відносна зносостійкість при абразивному зносі структурно неоднорідного металу дорівнює сумі добутків відносного об'єму, зайнятого структурним елементом, на відносну зносостійкість цих елементів,

$$\varepsilon = \sum a_i \cdot \varepsilon_i, \quad (1.26)$$

де a_i - частка номінального об'єму, зайнятого структурним i -тим елементом;

ε_i - відносна зносостійкість структурного i -того елемента.

Для багатофазних сплавів вплив окремих структурних елементів на зносостійкість встановити значно складніше. Про це свідчать дані багатьох вчених. Однак у більшості робіт [7,14,15,26,27,99], що відносяться до дослідження зносостійкості сталей і чавунів, показано, що зносостійкість цих матеріалів визначається вмістом карбідів. Форма карбідів незначно впливає на зносостійкість залізовуглецевих сплавів [193].

При вивченні механізму абразивного зносу важливо знати вплив розміру абразивних частинок. На думку С.І. Розенберга, знос починається при розмірі абразивної частинки близько 1 мкм, при меншому розмірі частинок зносу немає [253]. Він вважає, що зі збільшенням розміру абразивних зерен знос збільшується.

Розглядаючи фактори абразивного зносу необхідно зупинитися на впливі швидкості тертя і питомого навантаження на величину зносу. Більшість дослідників не чіпають цього питання, вважаючи, що швидкість тертя в певному діапазоні значень не робить істотного впливу на інтенсивність зносу. Наприклад, Веллінгер і Уетц вказують на те, що величина зносу при швидкостях 1,35...5,00 м/с практично не змінюється. За даними Б.І. Костецького [111], із збільшенням швидкості руху знос металу в деяких випадках збільшується через підвищення температури на поверхнях тертя.

С.А. Яковлева [234] вважає, що з підвищенням швидкості руху абразивних частинок знос збільшується, так як робота деформації залежить від кінетичної енергії зерна.

Х. Такеяма і С. Міядзава [240] дали кількісний аналіз абразивного зносу в припущенні, що він складається з деформації металу під дією різання і його руйнування в результаті пластичної втоми згідно теорії Коффіна. Величина зносу по Х. Такеяма і С. Міядзава виражається співвідношенням.

$$V = \frac{P \cdot L}{\rho} \cdot \left[0,64(1 - \alpha)cdt\theta + \frac{0,55\left(\frac{P}{\rho}\right)^{\frac{1}{2}} \operatorname{ctg} \theta}{K^2 \cdot a \cdot \varepsilon_f^2} \right], \quad (1.27)$$

де V - сумарний об'єм зносу на одиницю;

P - повне навантаження;

P - опір пластичній текучості матеріалу;

θ - половина кута при вершині конічних виступів ;

α - відносна шорсткість;

a - відстань між суміжними виступами;

ε_f - відносні деформації при руйнуванні.

Всі розглянуті аналітичні визначення зносів при абразивному зношуванні враховує геометрію абразивного зерна, але не враховує кількість зерен, які беруть участь у процесі зношування, вид абразиву, властивості матеріалів. Крім того, всі вирази мають безрозмірні або розмірні коефіцієнти.

В процесі даного аналізу встановлено, що для комплексного підходу до розгляду питання впливу хімотологічних і триботехнічних процесів на надійність вузлів і агрегатів сільськогосподарської техніки в середовищі БПММ необхідно розробити такий узагальнений показник, який би дав змогу описати дані процеси з метою прогнозування ресурсу вузлів і агрегатів СГТ.

Водневе зношування, як один з процесів руйнування поверхонь при терті ковзання, встановлене всього лише десятки років тому, проте з цього питання

вже опубліковано багато наукових праць [2,92,236,246] і сотні журнальних статей. За кордоном явище водневого зношування при терті ковзання знаходиться в початковій стадії вивчення.

Із всіх видів руйнування поверхонь при терті ковзання, відомо, що водневе зношування найважче піддається вивченню, не дивлячись на те, що воно проявляється у вузлах тертя машин різних галузей техніки і по широті прояву може бути порівнянне з абразивним зношуванням. Процеси, що відбуваються при водневому зношуванні, знаходяться на стику таких областей науки, як електрохімія, органічна хімія, каталіз, хімія полімерів і змащувальних матеріалів, механохімія та ін.

Водневе зношування залежить від концентрації водню в поверхневих шарах деталей, що труться. Він виділяється з матеріалів трибоспряження або з навколишнього середовища (змащувального матеріалу, пального, води та ін.) і прискорює зношування. Водневе зношування обумовлене наступними процесами, що відбуваються в зоні тертя[243]:

- інтенсивним виділенням водню при терті в результаті трибодеструкції водневомісних матеріалів, що створює джерело безперервного проникнення водню в поверхневий шар сталі або чавуну:
 - адсорбцією водню на поверхнях тертя;
 - дифузією водню в шар, що деформується, сталі, швидкість якої визначається градієнтами температур і напруги, що створює ефект накопичення водню в процесі тертя;
- особливим видом руйнування поверхні, пов'язаного з одночасним розвитком великого числа зародків тріщин по всій зоні деформації і афектом накопичення водню, характерним для руйнування, є миттєве утворення дрібнодисперсного порошку матеріалу.

У технічній літературі протягом багатьох років публікуються результати численних досліджень по впливу водню на зниження об'ємної міцності матеріалів, особливо при дії циклічних навантажень[240].

Область прояву водневого зношування вельми обширна. Практично всі поверхні сталевих і чавунних деталей, що труться, містять підвищену кількість водню і, отже, схильні до підвищеного зношування. Наявність в повітрі пари води створює сприятливі умови для водневого зношування, не говорячи вже про розкладання в зоні контакту змащувального матеріалу, пального або пластмаси.

Водневе зношування може бути викликане не тільки воднем, який утворюється при терті, але і воднем, який може утворитися при різних технологічних процесах. При виплавці чавуну в доменному процесі з вологи дуття утворюється водень, який і потрапляє в метал (такий водень називають біографічним). При термічній обробці, наприклад в результаті азотування (при дисоціації аміаку), водень, що виділяється, дифундує в сталь. Наводнювання сталевих виробів відбувається при електроосажденні кадмію, цинку, хрому і нікелю. Одним із способів усунення водню при гальванічних покриттях є термообробка виробів при температурі 200 °С[51].

Для видалення окалини, продуктів корозії сталеві вироби піддають витримці в кислоті. Занурення сталі в розчин кислоти приводить до розчинення заліза на анодних ділянках і виділення водню на катодних ділянках з одночасним проникненням водню в сталь[216].

Ступінь наводнювання залежить від багатьох чинників: стани сталі і особливо наявність в розчині навіть нікчемних кількостей (слідів) сірки, фосфору, миш'яку, селену (званих «отруйниками»), які здатні уповільнювати реакції хімічної десорбції і, таким чином, збільшувати площу покриття воднем і власне адсорбцію. Тому на практиці вибір інгібітору повинен бути ретельно продуманий, інакше можливе підвищення абсорбції водню. При фосфатуванні водень проникає в сталь. Необхідно регулювати у ванні зміст вільної кислоти і певних окислювальних агентів і тим самим знижувати кількість абсорбованого водню. Атмосферна корозія металу може викликати абсорбцію водню в тому випадку, якщо вона протікає в промисловій атмосфері, що містить сірчистий ангідрид і кислу сірчанокислу сіль. Водень, що проник в сталь, при терті поступово дифундуватиме в поверхню і викликати її зношування.

Встановлено, що різні технологічні операції обробки поверхневих кілець різною мірою впливають на процеси їх наводнювання. В роботі [246] вперше були опубліковані результати вивчення водневого зношування поршневих кілець двигунів внутрішнього згорання. Проведені дослідження показали, що поршневі кільця двигунів СМД-14, Д-240, ПД-10УД та ін. значній мірі схильні як технологічного, так і експлуатаційного наводнювання. Автори роботи [246] відзначають, що в поршневих кільцях двигуна Raba-Mann («Ікарус», Угорщина) в процесі експлуатації концентрація дифузійно-активного водню збільшується майже на порядок (з $1,30 \cdot 10^{-5}$ до $12,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{кг}$).

Проведені ресурсні випробування двигунів ПД-10УД з зневоднювальними кільцями показали збільшення зносостійкості цих кілець на всіх етапах експлуатації, включаючи заводське припрацювання (для нижніх кілець близько 15%, а для верхніх - в 1,7 рази, а також зниження питомої витрати пального до 2% [246]).

На думку авторів [246], видалення водню з поршневих кілець знижує неоднорідність структури, залишкові напруги і нерівномірність фізико-хімічних властивостей при поверхневих шарів, що усуває ймовірність вихідних вогнищ концентрації напружень і, як наслідок цього, поліпшення експлуатаційних характеристик поверхневих шарів деталей, що труться.

Перші відомості про наводнювання поверхневих шарів при терті кочення з'явилися в 1963 р, коли були проведені дослідження впливу присутності води в мінеральній оліві на руйнування шарикопідшипників, виготовлених із звичайних сталей [51,243].

Був виявлений механізм прискореного руйнування шарикопідшипників, заснований на реалізації дифузії водню по вакансіях в високонапруженій сталі і її зкрихчування. Цю гіпотезу перевіряли на чотирьохшариковій машині з мастильним матеріалом, що містить 6% тритієвої води високої активності. Експеримент показав, що в присутності води водень впроваджується в метал, що піддається поверхневому втомленому впливу. Непрямим підтвердженням впливу наводнювання на контактну втому є експерименти по з'ясуванню впливу

поверхневої корозії на контактну міцність сталі ШХ15 [243]. У таблицях 1.4 і 1.5 наведені дані, що ілюструють зміст дифузійно-активного водню в поршневих кільцях двигунів вітчизняного та зарубіжного виробництва в стані поставки.

Таблиця 1.4

Концентрація водню в поршневих кільцях ДВЗ

Кільце	Марка двигуна і покриття			
	ПД-10УД	СМД-14	Д-240	ЗМЗ-24
	пористий хром	пористий хром	твердий хром	молібден
Концентрація водню $C_H, \times 10^{-5} \text{ м}^3/\text{кг}$				
Верхнє	34	14,3	7,55	16,2
Нижнє (лужене)	2,4	2,09	1,74	4,56

Таблиця 1.5

Концентрація водню в поршневих кільцях зарубіжного виробництва

Фірма виробник	Кільце	$C_H, \times 10^{-5} \text{ м}^3/\text{кг}$	Покриття
«Рікен» (Японія)	Верхнє	5,87	Твердий хром
	Нижнє	1,6	Фосфатування
«Ніпшон» (Японія)	Верхнє	9,6	Твердий хром
	Нижнє	2,4	Феррокс
«Тэйкоку» (Японія)	Нижнє	0,56	Фосфатування
«Гетце» (ФРГ)	Верхнє	14,76	Пористий хром
	Нижнє	2,64	Фосфатування

Досліджували три партії кульок: без ознак корозії; з початковою корозією, що виникла при зануренні їх на 72 год в 3%-вий розчин кухонної солі; зі

значною корозією, що з'явилася в результаті перебування кульок у корозійній камері 15 діб при 100% -вої вологості і присутності в атмосфері камери домішок сірчанокислового газу (0,01 мг/л). В якості змащувального матеріалу використовували пластичне мастило 1 - 13, що мало початкову температуру 18 ... 20 ° С, потім воно нагрівалося до 50 ... 70 ° С.

В результаті дослідів виявлено (Таблиця 1.6), що наявність навіть невеликої корозії на металевих поверхнях, які працювали в умовах тертя кочення при високих навантаженнях, різко прискорює появу втомних руйнувань. При значній корозії руйнування прискорюється в десятки разів. Аналіз результатів експериментів дозволяє припускати, що в даному випадку мають значення два основних фактори: фактор наводнювання, в результаті якого підвищуються напруги в поверхневому шарі, і фактор підвищення шорсткості поверхні, що тягне за собою збільшення контактних напружень. Ступінь участі цих факторів не ясна. У зв'язку з цим в роботі [246] зазначається, що для вузлів тертя сучасної техніки (особливо для важконавантажених підшипників авіаційних двигунів) особливе значення мають дослідження з виявлення причин зниження опору втоми при коченні, обумовленого присутністю води в змащувальному матеріалі або пальному при експлуатації машин і механізмів.

Кількісна оцінка впливу води на контактну втому виконана на чотирьохкульковій машині [243]. Верхній зразок обертався з частотою 1730 хв^{-1} , а нижні три кульки були розділені сепараторами і вільно рухалися в кільці. Змащувальним матеріалом служив очищений парафін з кінематичною в'язкістю $13 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при температурі 50°C.

Кульки діаметром 12,7 мм були виготовлені з дегазованої у вакуумі сталі К.52100 Американського інституту чорної металургії, твердість HRC 63. Кільця були з тієї ж сталі і мали твердість HRC 59. Змащування - циркуляційне, витрата парафіну 70 мл/хв. Воду в змащувальному матеріалі суворо дозували. Випробування проводили до появи на поверхні металу невеликої виразки або відколу. Отримані дані показують вплив вмісту води в мастильних матеріалах

на довговічність. Мастильний матеріал в даному експерименті можна розглядати як нейтральний, він виконував функцію тільки носія води.

Встановлено також, що розчинена в змащувальному матеріалі вода значно підвищує інтенсивність зношування тіл кочення. Досліди, проведені при порівняно низькій максимальній контактній нарузі по Герцу (3240 МПа) показали, що присутність в змащувальному матеріалі 120 мг / л води призвело до шестикратного збільшення кількості зношеного матеріалу в порівнянні з тертям в умовах відсутності води в маслі.

Таблиця 1.6

Характеристика контактної втоми

Корозія на верхньому шаріку	Час до появи викришування на кульках, хв, при навантаженні	
	4 кН	6 кН
Відсутня	275	70
Початкова	360	40
Значна	-	3

Частинки зносу були піддані рентгенівському аналізу. У них виявлені окис заліза Fe_2O_3 і моногідрат окису $Fe_2O_3 + H_2O$, який виявлявся тільки в тому випадку, якщо в змащувальному матеріалі знаходилася вода[51]. На жаль, при дослідженні не було проведено аналіз вмісту в продуктах зносу вільного водню. Аналіз літературних даних дозволяє висловити уявлення про механізм впливу водню на зниження контактної втоми. Поверхневі мікротріщини, утворені в умовах контакту при коченні, діють як тонкі капіляри. Мастильний матеріал заповнює ці капіляри, а розчинена в ньому вода, конденсуючись в вершинах тріщин, утворює багату водою фазу. Циклічні напруги, сконцентровані у вершини тріщини, водна корозія і водневе зкрихчування діють спільно,

збільшуючи швидкість росту тріщини. Водень може призвести до утворення невеликих корозійних пошкоджень, які стають концентраторами напружень.

Таким чином встановлено, що для зменшення наводнювання деталей вузлів і агрегатів при експлуатації СГТ можна досягти методом вибіркового переносу. У цьому випадку утворення на контактній поверхні трибоспряжень тонкої мідної плівки запобігає проникненню водню в мікротріщини і може в значній мірі підвищити контактну їх міцність.

1.4. Аналіз методів прогнозування технічного стану вузлів і агрегатів сільськогосподарської техніки

Найбільш часто методами, що застосовують для прогнозування технічного стану функціональних систем СГТ є методи прогнозування зміни параметрів стану, які можуть бути розділені на методи прогнозування по середній статистичній зміні параметра технічного стану декількох однотипних виробів і методи прогнозування по реалізації параметра одного конкретного виробу [12, 23, 53, 91, 95, 101, 103, 114,].

Прогнозування по середній статистичній зміні параметра застосовується в тому випадку, якщо відсутня інформація про зміну параметра технічного стану агрегату в попередній період. При реалізації цього методу використовують функцію середньої зміни параметра, її середнє квадратичне відхилення й середні дані по граничному стану, визначені для групи однотипних агрегатів[54].

Прогнозування по реалізації зміни параметра враховує індивідуальні зміни параметра агрегату в попередній період, а також характер зміни параметрів сукупності однотипних агрегатів (їх окремих вузлів або сполучень) [116]. Прогнозування по реалізації зміни параметра застосовується у випадках, коли в процесі експлуатації агрегату передбачається регулярний періодичний контроль його діагностичних параметрів. Розроблено чимало методів прогнозування стану технічних засобів, під яким розуміють «науково- обґрунтоване судження про

можливі стани об'єкту у майбутньому та про альтернативні шляхи та терміни їх існування» [132].

Всі способи індивідуального прогнозування поділяють на детерміновані та імовірнісні.

Для описання процесу зміни діагностичних параметрів у залежності від наробітку застосовують різні типи функцій: лінійну, ступеневу, експоненціальну, логарифмічну, дробово-лінійну та інш. Порівняння їх придатності для цілей прогнозування показало, що за критерієм середньої квадратичної погрішності вони приблизно рівноцінні, але ступенева функція обумовлює мінімальне значення коефіцієнту варіації ресурсу [139,140].

Базою для формування імітаційної моделі процесу технічної експлуатації машин є метод теорії моделювання складних систем. При обробці експериментальних даних використовувались методи математичної статистики, зокрема статистики випадкових процесів та часових рядів. Для побудови математичного опису процесу зміни параметрів і уточнення методу прогнозування залишкового ресурсу керуються теорією випадкових функцій та теорією ймовірностей, враховуючи принципи системного підходу та використовуючи теорії надійності.

Для встановлення точності існуючих методів індивідуального прогнозування технічного стану агрегатів машин і обладнання необхідно мати потужний статистичний матеріал у вигляді ансамблів реалізацій діагностичних параметрів. Така інформація збирається експериментальним шляхом та за літературними джерелами [173-176].

Для апроксимації математичного очікування процесу зміни параметра згідно [221,222] найбільш прийнятною є функція виду:

$$U(t) = V \cdot t^{\alpha}, \quad (1.28)$$

де $U(t)$ – зміна параметра за час t : $U(t) = \Pi(t) - \Pi_n - \Delta\Pi$; V – показник швидкості зміни параметра; α – показник ступеня, який характеризує процес на-

копичення зносу; Π_n – номінальне значення діагностичного параметра; $\Delta\Pi$ – показник, який відображає зміну параметра в період припрацювання.

У найбільш загальному вигляді стохастичний характер процесу зміни технічного стану агрегатів машин можливо представити у вигляді суми трьох складових :

$$U(t) = A(t) + B(t) + C(t) \quad (1.29)$$

де $A(t)$ – випадкова функція, яка описує монотонний процес накопичення зі збільшенням наробітку незворотних змін об'єкту, так званий тренд процесу; $B(t)$ – випадкова функція, яка описує зміну параметра під впливом великого числа стохастичних зовнішніх факторів; $C(t)$ – випадковий процес, який обумовлюється наявністю погрішності діагностичних засобів та методів (майже завжди його можна рахувати випадковою величиною).

Другу та третю складові важко розділити, тому їх часто об'єднують. Загальний вид процесу $U(t)$ та методи його прогнозування залежать від того, яка складова домінує та які її статистичні характеристики.

Для індивідуального прогнозування найбільш «зручні» процеси переважання тільки монотонної складової $A(t)$ або її повне домінування – ансамбль плавних гладких кривих, які отримують при лабораторних випробуваннях або ж при спостереженні за працюючими в постійних умовах і в одному й тому ж режимі машинами (практично не зустрічається на практиці) . Відмінність між об'єктами в цій ситуації пояснюється тільки розсіюванням їх внутрішніх конструктивних характеристик[54,100].

Його реалізація може бути задана формулою (1.28), де випадковою величиною є показник швидкості V . Якщо в результаті діагностування отримана точка з координатами (t_k, u_k) , то залишковий ресурс складальної його частини легко визначити з системи двох рівнянь:

$$U_k = Vt_k^\alpha, \quad U_n = V(t_k + t_{зал})^\alpha \quad (1.30)$$

де U_n – гранична зміна параметру, $U_n = \Pi_n - \Pi - \Delta\Pi$.

Вирішивши її знаходять величину залишкового ресурсу:

$$t_{зал} = \left[\left(\frac{U_n}{U_k} \right)^{1/\alpha} - 1 \right] t_k \quad (1.31)$$

З цієї формули видно, що гранична зміна параметра U_n суттєво впливає на ресурс складової частини. Правильне визначення величин U_n (або Π_n) для кожного ресурсного параметра є самостійною вельми складною задачею, як і встановлення критеріїв граничного стану. У даний момент такі критерії для основних агрегатів тракторів розроблені, затверджені та використовуються для вирішення інженерних задач. Згідно [76] будемо вважати, що U_n є постійною величиною кожного діагностичного параметра, хоча доцільно враховувати випадковий характер граничних значень параметрів.

Отже, методи, засновані на описанні процесів такого типу, не можуть бути використані для прогнозування технічного стану машин, так як зумовлюють велику погрішність визначення ресурсу конкретних складових частин.

Розглянувши методи прогнозування ресурсу, засновані на вивченні процесів, що мають наявність усіх трьох складових у відносно рівному ступені, причому автокореляційна функція процесу $B(t)$ спадає досить повільно – набір ламаних переплетених кривих, які отримують в процесі реальної експлуатації ми прийшли до висновку, що найбільш близьким до вирішення поставленої задачі слід признати підхід, запропонований В.М. Міхліним та надалі розвинутий у роботах його учнів [139,140]. Така «поведінка» характерна для процесів зношування та зміни ресурсних параметрів технічного стану агрегатів і вузлів механічних систем. У роботах [76,139] вказується, що вони використовують ідею методу канонічних розкладень для представлення випадкового процесу зміни параметра у вигляді суми:

$$U(t) = V \cdot t^\alpha + Z(t), \quad (1.32)$$

де $Z(t)$ – випадковий процес відхилення фактичних значень параметра від гладкої апроксимуючої кривої.

Насправді це описання еквівалентно виразу (1.29) він реалізує спосіб прогнозування, який називається екстраполяцією часових рядів. Випадковий процес задається формулою:

$$Z(t_k + t_{зал}) = V' [V(t_k + t_{зал})^\alpha - Vt_k^\alpha] \quad (1.33)$$

Враховуючи, що випадкова величина відносної швидкості зміни похибки прогнозування V має нормальний розподіл, нульове математичне очікування та постійну дисперсію σ_n^2 , авторами [139] отримано розподілення залишкового ресурсу $t_{зал}$:

$$Q(t_{зал}) = 1 - \int_{-\infty}^B \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{x^2}{2}\right) dx; \quad B = \frac{u_n/u_k - (1 + t_{зал}/t_k)^\alpha}{[(1 + t_{зал}/t_k)^\alpha - 1] \sigma_n} \quad (1.34)$$

Цей вираз по суті задає умовне розподілення $t_{зал}$, причому ця умова полягає в тому, що при наробітку t_k зміна діагностичного параметра складає величину $u_k = u(t_k)$. При цьому середній залишковий ресурс визначається за формулою (1.34), а оптимальний та граничний економічно доцільний $t_{зал}$ можна знайти за техніко-економічним критерієм згідно [4,139,140].

Найбільш достовірну перевірку даного методу прогнозування $t_{зал}$, заснованого на моделі (1.35), який дозволяє визначити функцію розподілу залишкового ресурсу (1.36), можна здійснити на основі відомих статистичних критеріїв згоди теоретичних і емпіричних розподілів.

Таким чином, даний метод прогнозування оптимального залишкового ресурсу обумовлює середню квадратичну погрішність не менше 350...430 мото-год., що призводить до підвищення середніх питомих витрат на ремонт на 16%. Існує другий метод визначення залишкового ресурсу складової частини[55,139].

Якщо величина V конкретної складової частини відома (так можна вважати за наявності не менше трьох результатів її діагностування), то її середній остаточний залишковий ресурс знайти вельми просто:

$$t_{зал}^{cp} = \left(\frac{U_n}{V} \right)^{1/\alpha} - t_k. \quad (1.35)$$

Для визначення умовної вірогідності відмови врахується монотонний характер процесу зміни ресурсного параметра, оскільки в цьому випадку умовні функції розподілу ресурсу $F(t_{ocm}/u)$ та параметра $F(u/t_{ocm})$ пов'язані співвідношенням [4,140]:

$$F(t_{зал}/u) = 1 - F(u/t_{зал}). \quad (1.36)$$

Враховуючи це можна записати для випадкової величини залишкового ресурсу θ і випадкової величини зміни параметра ψ такий вираз:

$$P\{\theta \leq t_{зал}/u(t_k) = u_k\} = 1 - P\{\psi \leq u_n / \theta(u_k) = t_{зал}\}. \quad (1.37)$$

Звідки за формулами теорії ймовірності з урахуванням математичної моделі (1.37) процесу $u(t)$ отримаємо:

$$P\{\theta \leq t_{зал}/u(t_k) = u_k\} = P\{Z_{t_k} + t_{зал} \geq u_n - V(t_k + t_{зал})^\alpha / Z_{t_k} = u_k - Vt_k^\alpha\} \quad (1.38)$$

У правій частині останнього рівняння стоїть вираз умовної ймовірності, яку можна визначити за допомогою формули умовного нормального розподілу [4,5], оскільки випадкові величини $Z(t_k)$ і $Z(t_k + t_{зал})$ розподілені нормально. Остаточо матимемо:

$$\begin{aligned} Q(t_{зал}/u_k) &= P\{Z(t_k + t_{зал}) \geq u_n - V \cdot (t_k + t_{зал})^\alpha / u_k\} = \\ &= \Phi \left[\frac{V \cdot (t_k + t_{зал})^\alpha + \rho_z \cdot (u_k - Vt_k^\alpha) - u_n}{\sigma_z \sqrt{1 - \rho_z^2(t_{зал})}} \right], \end{aligned} \quad (1.39)$$

де $\Phi(x)$ - табульований інтеграл вірогідності, тобто:

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-y^2/2} dy. \quad (1.40)$$

Аналіз виду автокореляційної функції $\rho_z(\tau)$ випадкового процесу $z(t)$ різних діагностичних параметрів, яка входить в цю формулу, свідчить про те, що в першому наближенні її можна апроксимувати кусочно-лінійною залежністю:

$$\begin{aligned}\rho_Z(\tau) &= 1 - \tau/\tau_{кор} \quad \text{при } \tau \leq \tau_{кор}; \\ \rho_Z(\tau) &= 0 \quad \text{при } \tau > \tau_{кор},\end{aligned}\quad (1.41)$$

де $\tau_{кор}$ - час кореляції, тобто наробіток, після закінчення якого стохастичним зв'язком між значеннями процесу $z(t)$ можна знехтувати.

Дослідження показали, що форма функції $\rho_z(\tau)$ практично не впливає суттєво на величину залишкового ресурсу.

Для визначення часу кореляції $\tau_{кор}$ слід обчислити середнє арифметичне визначених за формулою (1.41) коефіцієнтів кореляції, що стоять на діагоналі, паралельній головній діагоналі кореляційної матриці r_{cp} і потім здійснити зворотне перетворення Фішера:

$$\rho_Z(t_M) = thr_{cp} = \frac{\exp(-r_{cp}) + \exp(r_{cp})}{\exp(-r_{cp}) - \exp(r_{cp})}. \quad (1.42)$$

Повторивши аналогічні дії для інших діагоналей матриці кореляцій, можна розрахувати значення автокореляційної функції при $\tau = 2t_M, 3t_M, \dots, mt_M$. Після чого побудувати графік функції $\rho_Z(\tau)$ і визначити абсцису його перетину з віссю $Q\tau$. Це і буде час кореляції $\tau_{кор}$.

Зрозуміло, що такий шлях обчислення показника $\tau_{кор}$ вельми складний, а при обмеженому обсязі вихідних даних може дати велику похибку. Пропонуємо інший спосіб [139], який дозволяє оцінити мінімальне можливе значення $\tau_{кор}$. Як уже відмічалось, процес зміни ресурсного параметра є монотонним. Для визначеності розглянемо монотонно не убуваючий процес $u(t)$. Якщо при t_k процес мав значення u_k , то через деякий інтервал часу τ значення процесу $u(t_k + \tau)$ повинно бути не менше u_k , тобто $u(t_k + \tau) \geq u_k$. Згідно моделі кореляція між $Z(t_k)$ і $Z(t_k + \tau)$ повинна бути такою, щоб забезпечити виконання нерівності:

$$V(t_k + \tau)^\alpha + Z(t_k + \tau) \geq Vt_k^\alpha + Z(t_k). \quad (1.43)$$

Використавши наближені формули розкладання в ряди [139,140] і ряд допущень, а також врахувавши відомі діапазони можливої зміни параметрів V , t_k , α , τ , отримаємо у результаті наближену оцінку часу кореляції:

$$\tau_{кор} = \frac{2,3T_{cp}(1+V)\sigma_Z}{\alpha u_n}, \quad (1.44)$$

де T_{cp} і V – середній ресурс елемента та його коефіцієнт варіації.

Однак на практиці типовою є ситуація, коли відоме тільки одне значення діагностичного параметра вузла або агрегату. В цьому випадку скористаємося функцією щільності розподілу $f_V(V)$ випадкової для множини елементів величини V , яку можна визначити, наприклад, виходячи з функції розподілу ресурсу елемента по параметру. Вважаючи, що ресурс має трьохпараметричний розподіл Вейбулла з параметрами форми b , масштабу a та зміщення c отримаємо:

$$f_V(V) = \frac{b}{\alpha a^b} V^{\frac{-1+\alpha}{\alpha}} (V^{1/\alpha} - c)^{b-1} \exp\left[-\frac{(V^{1/\alpha} - c)^b}{a^b}\right]. \quad (1.45)$$

Враховуючи, що у момент контролю $Z(t_k) = U_k - Vt_k^\alpha$ ми могли б визначити умовну вірогідність відмови при наробітку $t = t_k + t_{зад}$ за формулою, але тепер величина V нам не відома. Тому застосуємо відому формулу повної вірогідності безперервних випадкових величин для визначення безумовної двомірної щільності розподілу випадкового процесу $Z(t)$:

$$f(Z_1, Z_2) = \int_0^\infty f_V(V) f(Z_1, Z_2/V) dV. \quad (1.46)$$

Де $f(Z_1, Z_2/V)$ - умовний двомірний нормальний розподіл у якому $Z_1 = u_1 - Vt_1^\alpha$, $Z_2 = u_2 - Vt_2^\alpha$, тобто:

$$f(Z_1, Z_2/V) = \frac{1}{2\pi\sigma_z^2 \sqrt{1 - \rho_z^2(\tau)}} \exp\left\{ \frac{Z_1^2 + Z_2^2 - 2\rho_z(\tau)Z_1 \cdot Z_2}{2\sigma_z^2 [1 - \rho_z^2(\tau)]} \right\}. \quad (1.47)$$

За формулою умовної вірогідності аналогічно попередньому отримаємо:

$$f(Z_2/Z_1) = \frac{f(Z_1, Z_2)}{f(Z_1)} = \frac{\int_0^{\infty} f_V(V) \cdot f(Z_1, Z_2/V) dV}{\int_0^{\infty} f(Z_1/V) f_V(V) dV}, \quad (1.48)$$

де $f(Z_1/V) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma_Z}} \cdot \exp\left\{-\frac{(u_1 - Vt_1)^2}{2\sigma_Z^2}\right\}$ - нормальний розподіл випадкового

процесу $Z(t)$ в перерізі $t = t_1$ за умови, що показник швидкості дорівнює V .

Врахувавши $Z_1 = Z_k = U_k - Vt_k^\alpha$, $Z_2 = U_n - V(t_k + t_{зал})^\alpha$, запишемо умовну вірогідність відмови $Q(t_{зал}/u_k)$, яка задана виразом (1.39) з використанням отриманої залежності (1.48):

$$Q(t_{зал}/u_k) = \int_{U_n - V(t_k + t_{зал})^\alpha}^{\infty} f(Z_2/Z_1) dZ_2 = \int_{U_n - V(t_k + t_{зал})^\alpha}^{\infty} \frac{\int_0^{\infty} f(Z_1, Z_2/V) f_V(V) dV}{\int_0^{\infty} f(Z_1/V) f_V(V) dV} dZ_2 \quad (1.49)$$

Враховуючи, що інтеграл в знаменнику (1.48) не залежить від Z_2 і помінявши порядок інтегрування в чисельнику отримаємо:

$$Q(t_{зал}/u_k) = \frac{\int_0^{\infty} f_V(V) \left\{ \int_{-\infty}^{V(t_k + t_{зал})^\alpha \cdot U_n} \frac{1}{\sigma_Z \sqrt{2\pi(1-\rho_Z^2)}} \exp\left[-\frac{(u_k - Vt_k)^\alpha + Z_2^2 - 2\rho_Z(u_k - Vt_k)^\alpha \cdot Z_2}{2\sigma_Z^2(1-\rho_Z^2)}\right] dZ_2 \right\} dV}{\int_0^{\infty} \exp\left[-\frac{(u_k - Vt_k)^\alpha}{2\sigma_Z^2}\right] f_V(V) dV} \quad (1.50)$$

Виконавши інтегрування, остаточно маємо формулу:

$$Q(t_{зал}/u_n) = \frac{\int_0^{\infty} \exp\left[-\frac{(u_k - Vt_k)^\alpha}{2\sigma_Z^2}\right] \Phi\left[\frac{V(t_k + t_{зал})^\alpha + \rho_Z(u_k - Vt_k)^\alpha - u_n}{\sigma_Z \sqrt{1-\rho_Z^2}}\right] f_V dV}{\int_0^{\infty} \exp\left[-\frac{(u_k - Vt_k)^\alpha}{2\sigma_Z^2}\right] f_V(V) dV}. \quad (1.51)$$

Отриманий вираз для $Q(t_{зал}/u_k)$ по суті є умовною функцією розподілу залишкового ресурсу, яка, як показали багаточисленні розрахунки дуже добре узгоджується з трьохпараметричним розподілом Вейбулла. Це опосередковано підтверджує правильність виконаних перетворень, оскільки відомо, що розподіл

ресурсу складових частин найточніше описується саме цим законом. Сенс отриманої залежності полягає в тому, що вона дозволяє спочатку вибрати для кожної конкретної точки найбільш вірогідні значення V і Z_k у відповідності до закону розподілу випадкових величин V і $Z_k(t_k)$, а потім знайти ймовірність відмови з урахуванням кореляційного зв'язку між перетинами процесу $Z(t)$ при $t_1 = t_k$ і $t_2 = t_k + t_{зал}$. Умовне математичне очікування і середнє квадратичне відхилення залишкового ресурсу можуть бути знайдені за стандартними формулами [139], наприклад:

$$t_{зал}^{cp} = \int_0^{\infty} Q[t_{зал}/u(t_k) = u_k] dt_{зал} . \quad (1.52)$$

Так, порівняння середнього залишкового ресурсу, визначеного за останньою формулою, з відповідними фактичними значеннями по трактору [7], показує їх достатньо близьку відповідність. Практично всі значення $t_{зал}^{cp}$ знаходяться в межах встановленого за експериментальними даними довірчого інтервалу. Наступним етапом передбачається визначення погрішності даного методу прогнозування остаточного ресурсу складових частин за експериментальними даними та порівняти їх з теоретичними.

Аналіз показав, що при визначенні характеристик ресурсу вважається, що апріорна вірогідність «попадання» фактичних значень діагностичних параметрів в різні точки (t_k, u_k) площини tOU розподілена рівномірно, хоча насправді це зовсім не так. У пропонованому методі нерівномірність враховується шляхом використання функції розподілу ресурсу по параметру. За рахунок використання функцій розподілу як показника середньої швидкості V , так і перерізів випадкового процесу $Z(t)$ вдається врахувати можливість того, що величина Z_k у момент контролю не дорівнює 0 (перший метод прогнозування заснований на протилежному твердженні). Знаменник функції (1.51) якраз і виражає умовну середню величину $Z(t_k)$ за умови, що $u(t_k) = u_k$. У фізичному плані суть відмінності другого методу від першого, полягає в тому, що перший забезпечує врахування взаємозалежності між сусідніми значеннями складових

процесу зношування конкретного об'єкту і його взаємозв'язку з характеристиками процесу зміни параметра сукупності однорідних об'єктів.

Численні розрахунки середнього і оптимального ресурсів обома методами дозволили встановити, що у ряді випадків їх результати виявляються близькими.

Дослідження отриманих значень показало, що вказаний алгоритм забезпечує відносну погрішність визначення середнього залишкового ресурсу порядку 10...12 % і оптимального залишкового ресурсу не більше 20 % (це цілком прийнятно для вирішення практичних завдань) при виконанні хоч би однієї з наступних умов:

1. Величина V функції зміни параметра конкретної складової частини не більше ніж на $\pm 15\%$ відрізняється від генерального середнього значення V_0 .

2. Прогнозування здійснюється не на весь можливий діапазон зміни залишкового ресурсу від 0 до t_m , а на вузький інтервал, який охоплює ту величину міжконтрольного напрацювання, на основі якого розрахована відносна погрішність прогнозування σ_n .

Коротко кажучи, перший метод має задовільну точність тільки для «середніх» елементів, тобто приблизно в 42...55 % всіх можливих випадків, в решті ситуацій рекомендується використовувати другий метод. З цією метою розроблена спеціальна програма, за допомогою якої розраховані універсальні і спеціальні таблиці оптимального ресурсу і залишкового ресурсу із заданою ймовірністю безвідмовної роботи.

Входами універсальних таблиць [139] є показники σ_z , A_0 , T_{cp} , V , а також нормовані величини t_k , u_k . Крок дискретизації по кожній з цих характеристик вибирається з таким розрахунком, щоб, з урахуванням можливої інтерполяції, максимальна погрішність вихідної величини не перевищувала 10%.

Для агрегатів найбільш поширених тракторів, по яких були встановлені всі вказані показники, розраховані таблиці оптимального залишкового ресурсу в абсолютних одиницях [4,140].

Ці таблиці призначені для безпосереднього використання в умовах експлуатації машин.

Отримана функція розподілу залишкового ресурсу (1.51) добре узгоджується трьохпараметричним законом Вейбулла.

Враховуючи це, в програму, призначену для обчислення характеристик, введений блок для визначення параметрів розподілу Вейбулла, який апроксимує фактичну функцію (1.51).

На основі аналізу розрахунків, проведених за допомогою цієї програми, за допомогою відомих формул розкладання в ступеневі ряди і з урахуванням висловлених вище якісних міркувань про відмінність двох методів, були отримані наближені формули для визначення середнього залишкового ресурсу, його коефіцієнта варіації і параметра зсуву його функції розподілу:

$$t_{зал}^{cp} = t_k \left[\left(\frac{u_n}{u_k} \right)^{1/\alpha} - 1 \right] \cdot K_t; \quad K_t = 1 + t_m^\alpha \left(\frac{u_k}{u_n t_k^\alpha} - \frac{1}{\sqrt{\alpha \cdot T_{cp}^\alpha}} \right) \sqrt{1 - \frac{u_k}{u_n}} \left(4\delta \frac{\sigma_z}{u_n} - 0,5 \right); \quad (1.53)$$

$$V_{зал} = \frac{3,3\sqrt[3]{\sigma_z^2} \cdot u_k}{\sqrt[4]{\alpha} \sqrt[3]{u_n^5}} \text{ при } t_k \leq T_{cp}; \quad V_{зал} = \frac{3,3\sqrt[3]{\sigma_z^2} \cdot u_k}{\sqrt[4]{\alpha} \sqrt[3]{u_n^5}} \cdot \sqrt{\frac{t_k}{T_{cp}}} \text{ при } t_k > T_{cp}; \quad (1.54)$$

$$C_{зал} = \left(a_2 - \sqrt{a_2^2 - a_1(u_n - u_k)^2} \right) a_1, \quad (1.55)$$

$$\text{де } a_1 = \left[\frac{\alpha(u_k + 2,5\sigma_z)}{t_k} + 2,5\sigma_z \right]^2 + 6,25\sigma_z^2; \quad (1.56)$$

$$a_2 = \frac{\alpha(u_k + 2,5\sigma_z)}{t_k} (u_n - u_k) + 2,5\sigma_z(u_n - u_k + 2,5\sigma_z). \quad (1.57)$$

Порівняння розрахованих на основі цих формул значень функції розподілу Вейбулла з відповідними точними величинами, визначеними за формулою (1.30) за критерієм згоди χ^2 згідно [4,139] показало, що з довірчою вірогідністю $\beta = 0,99$ наближені формули (1.53,1.54,1.55) можуть бути використані замість точної. При цьому відносна погрішність не перевищує 2,5%. Як видно, запропонована формула розрахунку середнього залишкового ресурсу (1.35)

відрізняється поправочним коефіцієнтом K_t , (1.53) який дозволяє врахувати вплив середнього ресурсу T_{cp} і середнього квадратичного відхилення σ_z . Зміна величини $\tau_{кор}$ від $0,8 t_m$ до $1,6 t_m$ (тобто для найбільш широко поширених значень) практично не впливає на середнє залишкове $t_{зал}^{cp}$ і середнє оптимальне $t_{зал}^{onm}$ значення. Наближені формули (1.35 і 1.36) отримані за умови, що $\tau_{кор} = t_m$ і коефіцієнт варіації ресурсу $V = 0,3 \dots 0,7$. Визначивши за цими формулами $t_{зал}^{cp}$, $V_{зал}$, $C_{зал}$, та відомими таблицями [139,140] можна легко знайти параметри форми і масштабу функції розподілу Вейбулла, а потім і самі значення цієї функції.

Таким чином, в результаті проведеного аналізу існуючих методів прогнозування зроблено наступні висновки:

1. Шляхом статистичного аналізу великого числа ансамблів реалізацій ресурсних діагностичних параметрів встановлено, що перший метод прогнозування має велику погрішність визначення оптимального ресурсу порядку 350...430 мото-год та високу вірогідність помилки середнього залишкового ресурсу – до 0,5 при довірчій вірогідності $\beta = 0,8$.

2. Дослідження багатьох реальних процесів зміни ресурсних параметрів дозволило побудувати їх математичну модель, яка описує ці процеси більш адекватно, ніж існуючі моделі за рахунок урахування автокореляційної функції $\rho_z(\tau)$ процесу $z(t)$.

3. На основі теорії випадкових процесів отриманий метод більш точного визначення умовної вірогідності відмови, середнього та оптимального залишкового ресурсу складових частин машин, який базується на даних про фактичний стан кожного об'єкту та на інформації про надійність сукупності однорідних об'єктів та отримані досить прості для практичного використання залежності характеристик залишкового ресурсу $t_{зал}^{cp}$, $V_{зал}$, $C_{зал}$.

4. Для прогнозування технічного стану елементів машин найбільш прийнятним є метод В.М. Міхліна та його учнів, який закріплений в ГОСТ 21571-92. Однак необхідно проводити дуже ретельний статистичний аналіз

випадкового процесу $z(t)$ для встановлення обґрунтованості ряду припущень, на яких цей метод базується для визначення доцільності його використання. Необхідно розробити такий метод прогнозування, який при істотному зменшенні похибки можливо було б широко використовувати в умовах реальної експлуатації сільськогосподарської техніки.

5. При обробці експериментальних даних планується використовувати методи математичної статистики, зокрема статистики випадкових процесів і часових рядів. Для побудови математичного опису процесу зміни параметра і уточнення методу прогнозування залишкового ресурсу доцільно керуватися теорією випадкових функцій (теоремою Байєса) та теорією ймовірності, з огляду на принципи системного підходу і використовуючи досягнення теорії надійності. Методи теорії моделювання складних систем є базою для формування імітаційної моделі процесу технічної експлуатації машин.

1.5. Висновки до розділу 1

Аналіз стану питання в теорії і практиці надійності сільськогосподарської техніки при використанні біопально-мастильних матеріалів дозволяє зробити наступні висновки:

1. Аналіз основних показників БПММ, які визначають надійність сільськогосподарської техніки показав, що вони значно відрізняються від нафтових своїми фізико-хімічними властивостями, які впливають, як на організацію робочого процесу, екологічні та техніко-економічні показники МТА так і на ресурс вузлів і агрегатів функціональних систем. Для підвищення надійності необхідно покращити основні властивості ПММ та провести деяку заміну матеріалів трибоспряжень.
2. Аналіз існуючих методів прогнозування технічного стану вузлів і агрегатів показав, що при обробці експериментальних даних необхідно використовувати методи математичної статистики, зокрема статистики випадкових процесів і часових рядів. Для побудови математичного опису процесу зміни параметра і

уточнення методу прогнозування залишкового ресурсу доцільно керуватися теорією випадкових функцій (теореомою Байєса) та теорією ймовірності, з огляду на принципи системного підходу і використовуючи досягнення теорії надійності. Методи теорії моделювання складних систем є базою для формування імітаційної моделі процесу технічної експлуатації машин.

3. Встановлено, що для комплексного підходу до розгляду питання впливу хімотологічних і триботехнічних процесів на надійність вузлів і агрегатів сільськогосподарської техніки в середовищі БПММ необхідно розробити такий узагальнений показник, який би дав змогу описати дані процеси з метою прогнозування ресурсу вузлів і агрегатів СГТ.

4. Встановлено, що для зменшення водневого зношування деталей вузлів і агрегатів СГТ в середовищі БПММ необхідно вводити в них багатофункціональні добавки і присадки для забезпечення метолоплакувального і антифрикційного ефекту.

РОЗДІЛ 2

ХІММОТОЛОГІЧНІ І ТРИБОТЕХНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ БІОПА- ЛЬНО-МАСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ

2.1. Дослідження хімотологічних і триботехнічних властивостей біодизельних палив

Як відомо, сам по собі метиловий ефір жирних кислот не є моторним паливом, тому біодобавку, яку отримують з рослинних олив змішують з мінеральним ДП. Для змішування метилового ефіру карбонових кислот з необхідною кількістю мінерального ДП застосовують технологію, розроблену нами спільно з фахівцями ООО “Севол” Мелітопольського району і ООО “Кавітек” Харківського району. Біодобавка, що випускається ООО “Севол” повністю відповідає вимогам і технічним умовам ТУ 24.1.-31250301-001, зареєстрованих в державному реєстрі від 03.08.2006 р [198, 200].

Метою даних досліджень є дослідження раціонального складу БПММ, який би забезпечував надійну і ефективну роботу функціональних систем сільськогосподарської техніки.

Нами були проведені дослідження основних хімотологічних властивостей біоолив і метилових ефірів отриманих з ріпакової оливи (МЕРО) і соняшникової олії (МЕСО), а також сумішевих, тобто дизельного пального і МЕРО в різних пропорціях, які отримали найбільше використання в якості біопалив при експлуатації сільськогосподарської техніки. Дослідження проводили згідно діючих стандартів [18, 146-149, 153, 182-191, 225]. Основними хімотологічними властивостями дизельних палив, які визначають надійність роботи вузлів і агрегатів функціональних систем є: густина, в'язкість, кислотне число, температура помутніння і замерзання, температура спалаху, а також механічні домішки і вода. Густина ефірів (біопалив), отриманих з ріпакової і соняшникової олив, близька. Молекули ефірів в три рази менше молекул

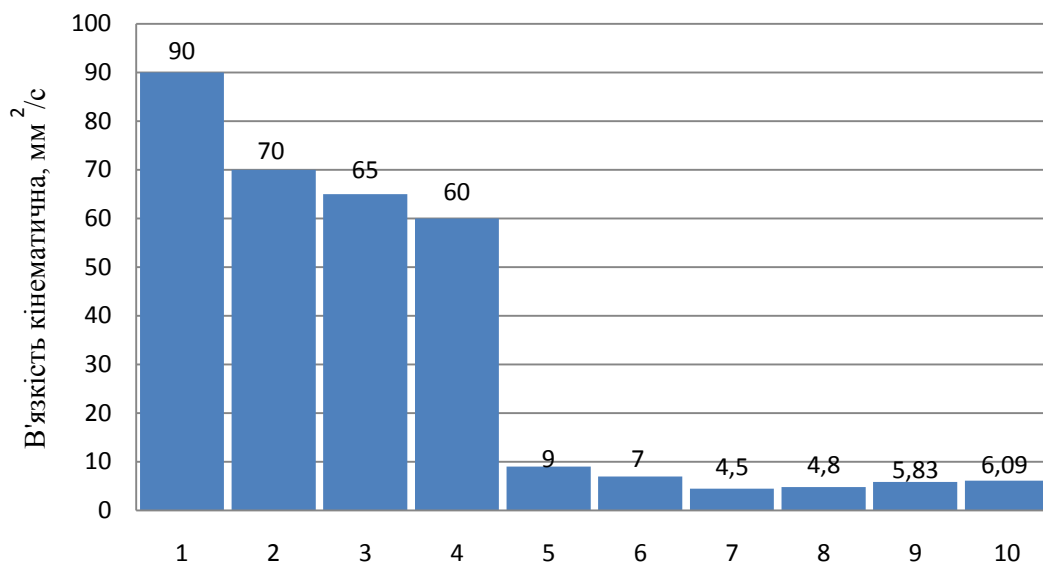
тригліцеридів, але все таки досить великі в порівнянні з молекулами вуглеводнів, що входять до складу нафтових палив.

Густина паливних композицій (біодизеля) найбільш близька до густини дизельного пального, що не суперечить правилу адитивності.

Якщо густина впливає на масову циклову подачу, практично не змінюючи об'ємної, то величина в'язкості і стисливості пального змінюють об'ємну циклову подачу.

В'язкість пального в істотному ступені впливає на роботу паливної системи, вона визначає внутрішнє тертя паливного потоку і, тим самим, гідравлічні втрати енергії в паливній системі. Від величини в'язкості залежить, зокрема, режим дроселювання пального в наповнювальних і відсічних вікнах втулки плунжера при їх відкритті і закритті плунжером.

Гістограма кінематичної в'язкості олив, МЕРО, біодизеля і ДП наведена на рис.2.1.



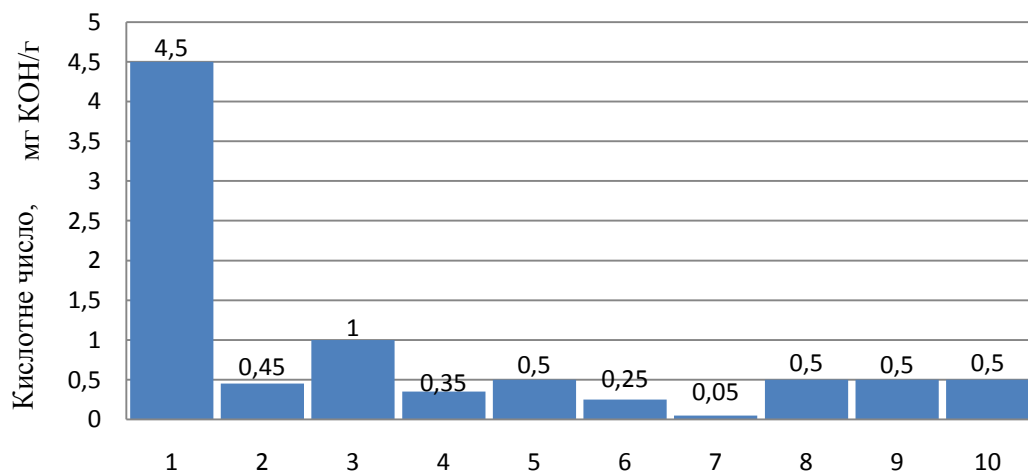
1-ріпакова нерафінована олива; 2-ріпакова рафінована олива; 3-соняшникова нерафінована олива; 4-соняшникова рафінована олива ; 5-МЕРО ; 6-МЕСО ; 7-ДП ; 8-біодизель (25% МЕРО: 75% ДП) ; 9-біодизель (50% МЕРО: 50% ДП) ; 10 - біодизель (75% МЕРО: 25% ДП).

Рис.2.1. Гістограма в'язкості олив, МЕРО, біодизеля і ДП

Проте основний чинник впливу в'язкості на циклову подачу - витік пального через зазори прецизійних деталей паливної системи. При номінальному режимі роботи дизеля сумарні витоки пального незначні і складають 0,3...0,5 % від циклової подачі при роботі на товарному дизельному пальному.

Як видно із гістограми найбільш близькі значення по відношенню до мінерального ДП відповідають біодизелю (25% МЕРО: 75% мінерального дизпального), хоча біодизель (50% МЕРО: 50% дизпаливо) також знаходиться в допустимих межах.

Кислотність нафтопродуктів залежить від вмісту в них нафтових, карбонових і оксикарбонових кислот, фенолів і інших з'єднань кислотного характеру. З перерахованих з'єднань нафтові кислоти грають домінуючу роль. Виходячи з цього, кислотність нафтопродуктів прийнято виражати не у вмісті тих або інших кислих речовин, а в масовій кількості лугу, що йде на нейтралізацію усіх кислих органічних сполук і віднесеному до одиниці маси або об'єму аналізованого нафтопродукту. Гістограма кислотного числа олив, МЕРО, біодизеля і ДП наведена на (рис.2.2).



1-ріпакова нерафінована олива; 2-ріпакова рафінована олива; 3-соняшникова нерафінована олива; 4-соняшникова рафінована олива ; 5-МЕРО ; 6-МЕСО ; 7 - ДП ; 8-біодизель (25% МЕРО: 75% ДП) ; 9-біодизель (50% МЕРО: 50% ДП) ; 10- біодизель (75% МЕРО: 25% ДП).

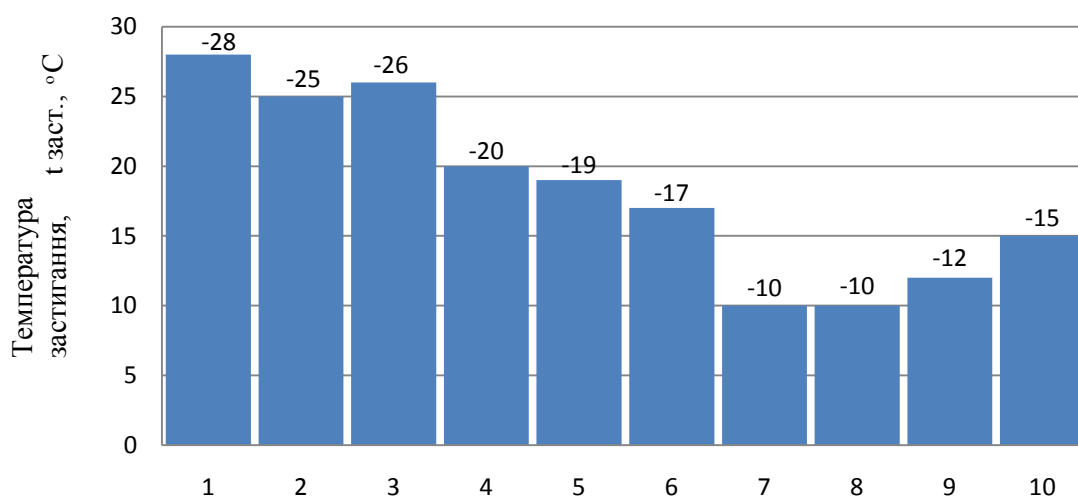
Рис.2.2. Гістограма кислотного числа олив, МЕРО, біодизеля і ДП

Присутність органічних кислот в нафтопродуктах у край небажана. Особливо це відноситься до низькомолекулярних жирних кислот, що мають велику корозійну активність. Тому кислотність палив і олив строго нормується в тих, що відповідають вимогам стандартів. Згідно вимогам стандартів кислотне число в середньому (залежно від сортності) не повинне перевищувати значення 0,9 мг КОН/г.

В нашому випадку соняшникова рафінована і нерафінована олива, ріпакова рафінована олива проходять за цим показником. У нерафінованої ріпакової оливи кислотне число в десятки разів перевищує максимальне значення. Це можна пояснити, по-перше, кількісним і якісним хімічним складом, по-друге, технологією отримання, якістю початкової сировини і терміном реалізації оливи. Ефір, отриманий з такої оливи, має низьке кислотне число. Можливо, в процесі технології отримання ефірів частина вільних кислот нейтралізується, а частина виводиться разом з гліцерином. У сумішевих композиціях кислотне число відповідає значенню метилового ефіру. Ні механічних домішок, ні води виявлено не було. При промиванні нафтопродуктів водою водорозчинні кислоти і луки (ВКЛ) переходять в розчин, в якому вони виявляються при дії на розчин відповідних індикаторів. Визначення ВКЛ особливо важливе для ефірів, оскільки в технології використовуються лужні каталізатори, надалі їх виводять з реакційної маси неорганічними кислотами. У кінцевих продуктах водорозчинних кислот і лугів не виявлено.

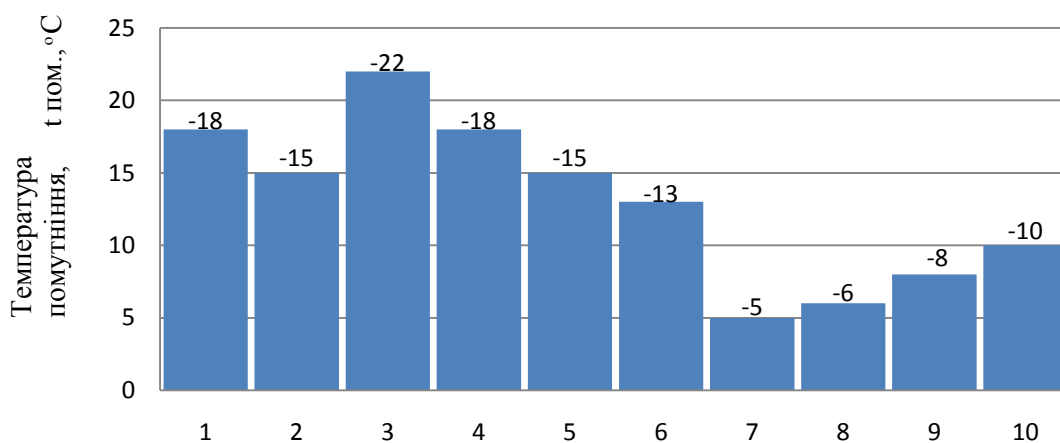
У міру охолодження або нагрівання індивідуальної хімічної сполуки відбувається його перехід з рідкого стану в твердий або з твердого в рідкий. Цей перехід протікає при постійній температурі, що називається температурою затвердіння, температурою плавлення. Нафтопродукти не мають певної температури переходу з одного агрегатного стану в інший. При пониженні температури деякі окремі компоненти стають поступово в'язкішими і малорухомими, а деякі виділяються у вигляді осадів або кристалів. Температура застигання нафтопродукту має велике практичне значення при усіх товаротранспортних операціях при низьких температурах, а також при

використанні нафтопродуктів в зимових умовах. Це пояснює високі значення температури помутніння і застигання ефірів (рис.2.3 і 2.4).



1-ріпакова нерафінована олива ; 2- ріпакова рафінована олива ; 3- соняшникова нерафінована олива ; 4-соняшникова рафінована олива ; 5-МЕРО ; 6-МЕСО ; 7-ДП ; 8-біодизель (25% МЕРО: 75% ДП) ; 9-біодизель (50% МЕРО: 50% ДП) ; 10- біодизель (75% МЕРО: 25% ДП).

Рис.2.3. Гістограма температури застигання, МЕРО, біодизеля і ДП



1-ріпакова нерафінована олива; 2 - ріпакова рафінована олива; 3- соняшникова нерафінована олива ; 4-соняшникова рафінована олива ; 5-МЕРО ; 6-МЕСО ; 7-ДП ; 8-біодизель (25% МЕРО: 75% ДП) ; 9-біодизель (50% МЕРО: 50% ДП) ; 10- біодизель (75% МЕРО: 25% ДП).

Рис.2.4. Гістограма температури помутніння, МЕРО, біодизеля і ДП

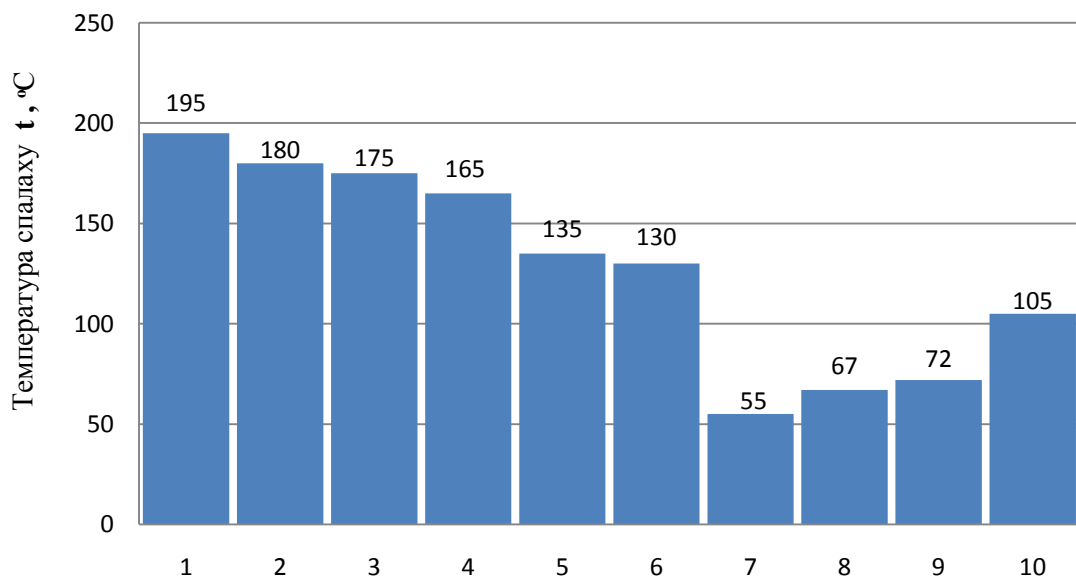
По температурі помутніння судять про гігроскопічність палив, і про можливість випадання кристалів льоду, що засмічують паливоподаючу систему, що надзвичайно небезпечно при експлуатації двигунів. Отримані ефіри в основі своїй містять кислотні залишки від молекули тригліцеридів, що складає основну частину олів, що впливає на властивості отримуваних продуктів.

Оскільки оливи є складною системою, що складається з 98 % тригліцеридів, а інші: віск, фосфоліпіди, фарбувальні речовини, вітаміни, і так далі; у усіх цих речовин низькі температури замерзання і помутніння, тому у нерафінованих олів температурні характеристики низькі. При рафінуванні з олів видаляється частина супутніх з'єднань і відповідно температурні властивості змінюються. При отриманні сумішевих композицій картина різко міняється. Числові значення температурних характеристик підвищуються зі збільшенням концентрації введення дизельного пального.

Температура спалаху характеризує вогнебезпечність будь-яких нафтопродуктів. Температура спалаху є нормованим показником дизельних палив. У зв'язку з вогнебезпечністю оливи по температурі спалаху можна скласти уявлення про характер вуглеводнів, що входять до його складу, а також про наявність домішок летючих компонентів (рис. 2.5). Температура спалаху дуже важливий показник для палив. У отримуваних ефірів температура спалаху понад 150 °С, це говорить про те, що ефіри можуть спалахнути при нагріві їх до такої температури при піднесенні полум'я. У сумішевих палив температура варіює в межах від 100 до 130 °С, залежно від того, який відсоток внесеного дизельного пального.

Фракційний розгін нафтопродуктів грає особливу роль при контролі їх якості і їх управлінні. Встановлений зв'язок параметрів фракційного розгону з такими характеристиками нафтопродуктів, як в'язкість, температура застигання, температура спалаху і так далі. У стандартах на паливо для промисловотехнічних цілей в розділі "технічні вимоги" одним з показників є фракційний склад, який визначається в стандартних апаратах.

Температури початку кипіння у МЕСО і МЕРО дуже високі - 280...300 °С, 10 % кипить при 300...330 °С, що вказує на відсутність легколетучих з'єднань і затруднить запуск двигуна при знижених температурах. У сумішевих композицій тенденція інша: початок розгону однаковий і тільки починаючи з 10 % спостерігається розділення. Температура википання 50 % паливних відіграє вирішальний вплив на швидкість прогрівання працюючого двигуна і на витрату пального. У МЕСО і МЕРО починаючи з 20 до 80 % температура розгону практично постійна. Гістограма температури спалаху олив, МЕРО, біодизеля і ДП наведена на (рис.2.5).



1-ріпакова нерафінована олива ; 2-ріпакова рафінована олива ; 3-соняшникова нерафінована олива ; 4-соняшникова рафінована олива ; 5-МЕРО ; 6-МЕСО ; 7-ДП ; 8-біодизель (25% МЕРО: 75% ДП) ; 9-біодизель (50% МЕРО: 50% ДП) ; 10- біодизель (75% МЕРО: 25% ДП).

Рис. 2.5. Гістограма температури спалаху, МЕРО, біодизеля і ДП

Сумішеві паливні поведуться як дизельне паливо незалежно від концентрацій складових. Не менше значення має і повнота випару пального, яка за даними стандартного розгону характеризується температурами википання. При підвищенні цих температур зменшується повнота випару пального, що спричиняє за

собою нерівномірність його розподілу по циліндрах двигуна, розрідження оливи, збільшення витрати пального і оливи.

Усі ефіри і суміші мають максимально наближені значення кінця перегонки. Термоокислювальна стабільність пального при підвищених температурах визначає його схильність до відкладень на деталях двигуна і форсунках. Ця важлива експлуатаційна характеристика товарних дизельних пальних досі мало вивчена, а роботи по дослідженню термоокислювальної стабільності біопального практично відсутні.

Експериментально отримані результати свідчать про збільшення термоокислювальної стабільності дизельного пального при введенні в нього метилових ефірів ріпакової оливи. Проте не можна підібрати оптимальне відношення біодизеля, виходячи тільки з результатів визначення його термоокислювальної стабільності. Необхідні усебічні комплексні дослідження, включаючи випробування на повнорозмірному дизелі.

Одним із основних недоліків біодизеля є малий, термін його зберігання, не більше трьох місяців.

Для збільшення терміну зберігання біодизелю та покращення якісних показників є багато різних методів та способів. Найбільш ефективним є метод обробки його в полі ультразвукових коливань [10].

Для більшості палив амплітуда змінного тиску, при якому виникає кавітація, змінюється в межах 0,02 ... 1,4 МПа. Ефективність ультразвукової обробки визначається як властивостями середовища, в якому поширюються ультразвукові коливання, так і характеристиками ультразвукового поля. Найважливішою характеристикою цього поля є частота коливань. При цьому збільшення частоти коливань впливає на формування кавітаційних бульбашок за рахунок зміни часу їх росту, а також збільшується кавітаційна міцність пального. Встановлено, що найменша кавітаційна міцність рідини знаходиться в діапазоні частот 1×10^3 ... 1×10^6 Гц. Динаміка ультразвукової обробки палив, тривалість озвучування впливають на якість середовища, а інші чинники - тиск

поля, частота коливань його, температура - впливають на виникнення кавітації в середовищі. Це створює умови для утворення дрібнодисперсного середовища

Ультразвукова обробка біопалив проводилась на розробленій нами лабораторній установці при частоті 22 кГц (рис. 2.6)[86].



1 – ємність з біодизелем; 2 – магнітострикційний випромінювач;
3 – генератор імпульсів

Рис. 2.6. Лабораторна установка для обробки біодизеля ультразвуком

Фізична сутність даного процесу, при впливі на біопаливо ультразвуковими коливаннями, відбувається диспергування (дроблення) частинок, які знаходяться в ньому. При цьому збільшується кількість полярно - активних частинок а також збільшується питома поверхня дотику частинок з поверхнею металу пар тертя. В результаті такого явища полярно-активні сполуки часто вступають в реакцію з металом і утворюють при цьому міцний захисний граничний шар [18].

Основним параметром, що впливає на даний процес, є час впливу ультразвуку на середовище.

На рис 2.7 показано ємність з біодизелем після трьох місяці зберігання, а на рис. 2.8 ємність з біодизелем оброблений ультразвуком після шести місяців зберігання.

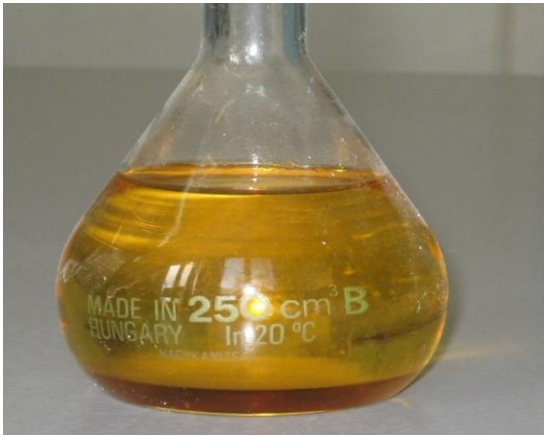


Рис 2.7 Ємність з біодизелем після трьох місяців зберігання



Рис. 2.8 Ємність з біодизелем обробленим ультразвуком після шести місяців зберігання

Із рис. 2.7 видно, що після трьох місяців зберігання на дні ємності спостерігається осад, а на рис 2.8 в біодизелі обробленого ультразвуком після шести місяців зберігання осаду не спостерігається. Таким чином можна стверджувати, що даний метод є ефективним.

Нами було встановлено, що оптимальний час обробки біодизеля (50 % ДП і 50 % МЕРО) ультразвуком повинен становити 10...12 хв при інтенсивності 0,8...1,2 Вт/см², при цьому в'язкість рідини зменшилась з 5,8 мм²/с до 5,6 мм²/с.

Залежність впливу часу обробки біодизеля ультразвуком на кінематичну в'язкість наведена на рис. 2.9.



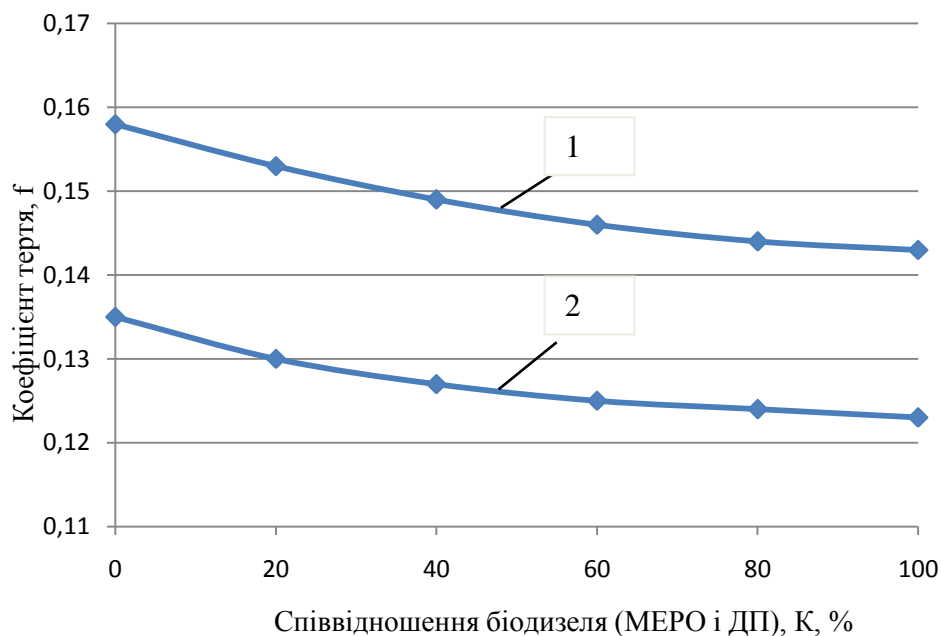
Рис. 2.9. Залежність впливу часу обробки біодизеля ультразвуком на кінематичну в'язкість

При збільшенні часу впливу ультразвуку діаметр частинок збільшується, що пояснюється тим, що в рідині поряд з процесами диспергування частинок відбувається і їх коагуляція (об'єднання).

Для підтвердження ефективності даного процесу нами були проведені триботехнічні дослідження на спеціально розробеній машині тертя по схемі «ролик – колодка».

Залежність коефіцієнту тертя від співвідношення біодизеля (метилових ефірів (МЕРО) і нафтового пального (ДП)) наведена на рисунку 2.10.

Отримані залежності свідчать про те, що тільки при певному часі обробки ПММ можна досягти найбільшої питомої поверхні біопального [18].



1 – без обробки ультразвуком; 2 – з обробкою ультразвуком

Рис.2.10. Залежність коефіцієнту тертя від співвідношення біодизеля (МЕРО і ДП)

Таким чином, встановлено, що в результаті обробки біопального ультразвуком коефіцієнт тертя в трибоспряженні зменшився з 0,16 до 0,13, тобто на 19%, а термін зберігання біодизеля збільшився з трьох місяців до шести, тобто в двічі.

2.2. Дослідження хімотологічних і триботехнічних властивостей біоолив

Для покращення експлуатаційних властивостей олив забезпечення надійної роботи механізмів в більшість змащувальних олив вводять спеціальні речовини[49]. Органічні оливоорозчинні продукти (понад 100 з'єднань) називають присадками, а тверді нерозчинні речовини неорганічного походження - антифрикційними добавками.

Температура поверхонь тертя є одним із важливих факторів, які впливають на коефіцієнт тертя. При цьому встановлюється взаємозв'язок між температурою і коефіцієнтом тертя. Температура поверхонь тертя має також суттєвий вплив і на їх фізико-механічні властивості.

Зміну температури поверхонь тертя оцінювали по температурі різних робочих рідин за допомогою інфрачервоного пірометра моделі «Салют С-210» з межами вимірювання 20...600⁰ С. В перший період відбувається активна взаємодія мікронерівностей, що призводить до росту температури.

Зміна температури на оліві М-10В₂ проходить поступово і стабілізації температури за час випробовування не відбувається.

Однак біооливи в чистому виді, в процесі роботи, при зміні силових, швидкісних і температурних режимів нестабільні.

Тому для покращення триботехнічних властивостей необхідно провести легування їх металоплакувальними добавками[71].

Триботехнічні дослідження оптимального складу металоплакувальної добавки до рослинних олив проводили на чотирьохкульковій машині тертя МАСТ-1 (рис.2.11) по методиці, яка відповідає ГОСТ 9490-75. Частота обертання верхньої кулі 1460 хв⁻¹, тривалість кожного випробування 10 с. Кулі виготовлені із сталі ШХ 9, твердістю 60-62 НRC. Температура оливи 292...294⁰К. Оціночними показниками протизносних властивостей олив служили величини діаметрів плям зношування – $d_{зн.ср}$, які були заміряні після закінчення випробувань. В кінці кожного експерименту вимірювали силу тертя, що

виникає в зоні контакту куль (за допомогою тензометричного динамометра, закріпленого з нижньою чашкою машини тертя), підсилювача ТА-5 і стрілочного мікроамперметра М-266М. Силу тертя перераховували у величину коефіцієнта тертя – f , що служив оцінним показником антифрикційних властивостей олив[81, 82, 85].



Рис. 2.11. Загальний вид машини тертя МАСТ – 1

На рис. 2.12 наведена залежність коефіцієнта тертя від концентрації багатofункціональної добавки МК «МКФ-18» в рослинній оліві.

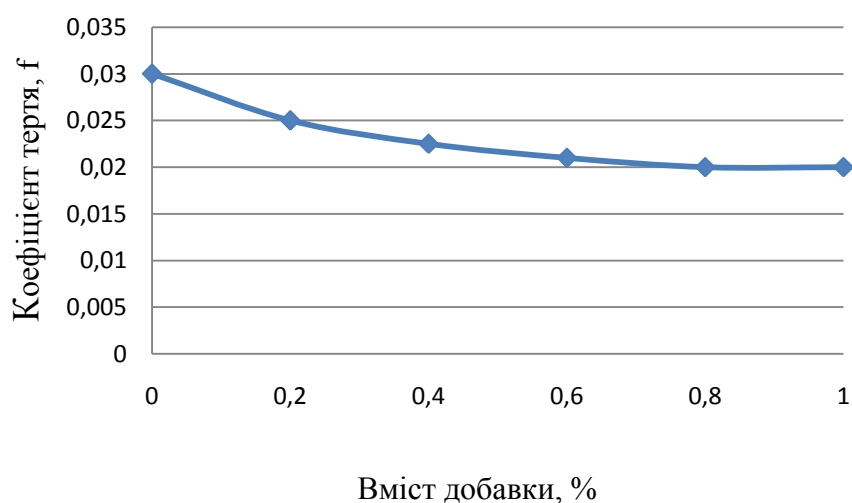
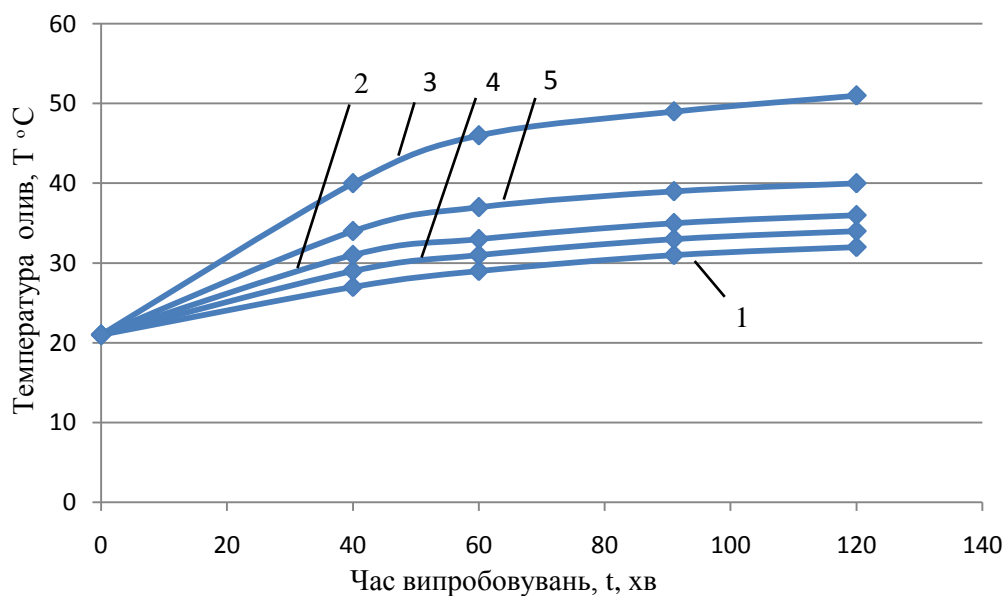


Рис. 2.12. Залежність коефіцієнта тертя від концентрації багатofункціональної добавки МК «МКФ-18» в рослинній оліві

Із залежності видно, що стабілізація значень коефіцієнта тертя відбувається при концентрації добавки МК «МКФ-18» для рослинної ріпакової оливи в межах 0,8...1,0%.

Отже, для забезпечення металоплакувального ефекту необхідно вводити в РО 0,8...1,0 % багатofункціональної добавки типу МК «МКФ-18».

Дослідження показали, що при введенні металоплакувальної 1,0 % добавки МК «МКФ-18» на поверхнях тертя утворюється металічна плівка міді, яка має високу теплопровідність, і забезпечує відвід теплоти від поверхонь тертя, а, відповідно і зниження температури (рис. 2.13). При використанні в якості змащувального середовища біологічних рідин на основі ріпакової і соняшникової оливи відбувається більш плавне підвищення температури і швидкий перехід до постійного температурного режиму: для ріпакової оливи 30...31⁰ С; для соняшникової оливи 34...35⁰ С. Пов'язано це з тим, що в основу біологічних олив входять різного роду карбонові кислоти, які взаємодіють з поверхнею металу, утворюючи при цьому сервовітну плівку, яка призводить до зниження температури.



1 - ріпакова олива; 2 - ріпакова олива + 1,0% МК «МКФ-18»; 3 - мінеральна олива М-10В₂; 4 - соняшникова олива; 5 - соняшникова олива + 1,0% МК «МКФ-18»;

Рис.2.13. Залежності температури олив від часу випробувань

Робочі рідини на основі біологічної оливи включають в себе багатоконпонентні складові, як неорганічного так і органічного походження тому необхідно дослідити корозійний вплив їх на деталі гідросистеми.

Оцінка корозійності біологічних робочих рідин проводилась у відповідності з методикою, яка регламентована ГОСТ 20502-75. Суть метода полягає в зміні маси металічних пластин, які зазнали періодичного впливу продукту і повітря нагрітих до температури $(90 \pm 1)^{\circ} \text{C}$. Для проведення досліджень застосовували пристрій ДК-НАМИ; ваги лабораторні з погрішністю не більше 0,0002 г; пластини із свинцю марки С1 або С2 діаметром 24,5 мм і товщиною 1 мм з отвором в центрі пластини діаметром 4,5 мм; термометр скляний типу ТН 7 або ТН1-2.

Корозійність мінеральної оливи склала $3,0 \text{ г/м}^2$. Корозійність робочої рідини на основі ріпакової оливи склала $6,5 \text{ г/м}^2$, що на 54% або в 2,3 рази більше ніж для мінеральної нафтової оливи, а на основі ріпакової оливи + 1,0% МК «МКФ-18» склала $3,3 \text{ г/м}^2$, що на 9,1% або в 1,1 раз більше ніж для мінеральної нафтової оливи. Таким чином показники корозійності нижче максимально допустимого значення $10,0 \text{ г/м}^2$ згідно ГОСТ 8581-78.

Підвищені значення корозійності біологічних рідин пояснюються наявністю в її складі компонентів органічного походження, які більш агресивні по відношенні до металів агрегатів гідросистем, тому необхідне введення антикорозійних або багатофункційних присадок.

Для оцінки температури спалаху в відкритому тиглі використовували апарат ТВО (ТВ-2) та інше необхідне устаткування і матеріали. В результаті проведених досліджень встановлено, що для робочої рідини на основі ріпакової оливи була встановлена температура спалаху на рівні 210°C ; а для робочої рідини на основі ріпакової оливи + 1% МК «МКФ-18» на рівні 220°C , що на 5°C і 15°C відповідно вище ніж для мінеральної нафтової оливи М-10В₂.

Таким чином, базуючись на результатах експериментів, можна зробити висновок, що робочі рідини на основі біологічних олив не тільки задовольняють вимогам пожежонебезпеки так як мають більш високу температуру спалаху

біля 10 %, а і є менш пожежобезпечні в порівнянні з мінеральною нафтовою оливою М-10В₂.

Температура застигання – це температура, при якій робоча рідина повністю втрачає рухливість. Одним із не достатків гідросистем, це залежність працездатності їх від температури навколишнього середовища.

Саме температура навколишнього середовища істотно впливає на працездатність і безвідказність машин з гідроприводом. Це визвано передусім підвищенням в'язкості холодної робочої рідини, наслідком чого є збільшення втрат тиску сил тертя в трибоспряженнях.

Тобто для забезпечення нормальної роботи гідросистеми в умовах широкого діапазону температур навколишнього середовища, необхідно застосовувати робочу рідину як з найбільш низькою температурою застигання. У рослинних олив застигання відбувається із-за наявності в них жирних кислот з подальшим утворенням кристаликів, які в свою чергу запобігають рухливості робочих рідин.

В результаті проведення експериментів по методиці ГОСТ 20287-91, температура застигання робочої рідини на основі ріпакової оливи становила - 25⁰С, а на основі ріпакової оливи + 1% МК «МКФ-18» -17⁰С.

Для оцінки в'язкості використовували скляний калібрований капілярний віскозиметр типу Пінкевича ВПЖТ-4. В результаті проведених досліджень отримали значення кінематичної в'язкості для різних робочих рідин при температурі(0⁰С, 40⁰С і 100⁰С).

Отримані результати досліджень дають змогу стверджувати, що робочі рідини біологічного походження з добавкою багатофункціональної добавки мають нижчі значення кінематичної в'язкості: при температурі 100⁰ С на 30%; при температурі 40⁰ С на 32% і при температурі 0⁰ С більш ніж на 85%, а це в свою чергу буде позитивно впливати при роботі гідросистем на механічний ККД.

Експериментальні дослідження елементів гідросистем проводили на спеціально розробленій нами установці (рис.2.14).



Рис. 2.14. Загальний вид експериментальної установки для випробування елементів гідросистем

В результаті проведення досліджень встановлено, що знос зразків для трибоспряження «золотник – корпус гідророзподільника» зменшився на 75%, а трибоспряження «торець шестерні –платик шестерневого гідронасосу» - на 66 % в порівнянні мінеральною нафтовою оливою М-10В₂.

Для покращення антифрикційних властивостей РО в умовах граничного тертя були проведені дослідження по кількості антифрикційної присадки типу SMT 2514 в ріпакову оливу до стабілізації коефіцієнта тертя (рис.2.15).

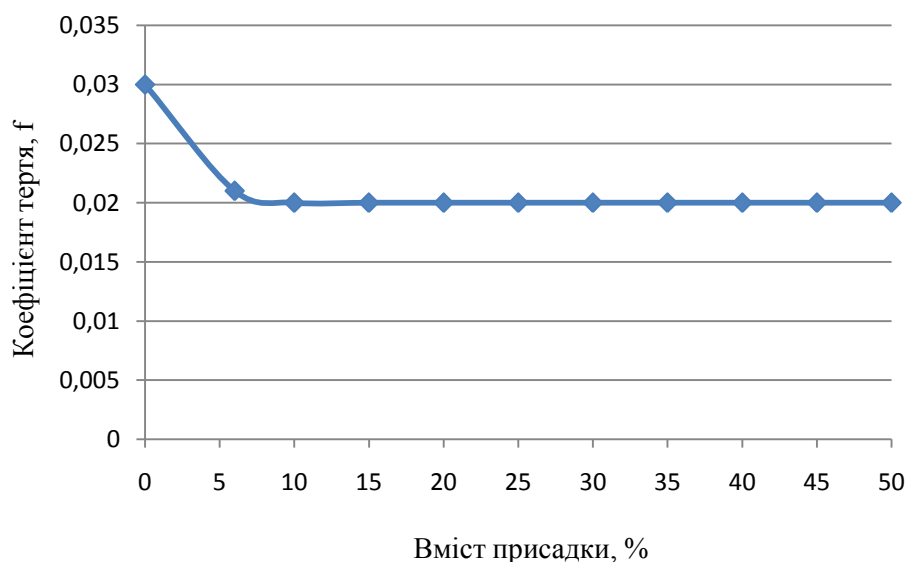


Рис. 2.15. Вплив кількості присадки типу SMT 2514 на коефіцієнти тертя в середовищі ріпакової оливи

Таким чином, було встановлено, що для покращення антифрикційних властивостей РО в умовах граничного тертя необхідно вводити 6...8 % антифрикційної присадки типу SMT 2514.

Залежності коефіцієнтів тертя від кількості присадки SMT 2514 в оливі, швидкості відносного переміщення трибоспряжень і контактного навантаження наведені в додатку И (рис. И.1- И.4).

Номограма визначення коефіцієнтів тертя в оливі в залежності від співвідношення присадки SMT 2514 наведена в додатку К (рис. К. 1).

Для забезпечення надійності вузлів і агрегатів функціональних систем необхідно та кож вводити в біооливи цілий ряд інших присадок, для чого необхідне спеціальне обладнання. Окрі цього не всі присадки сумісні між собою, що може призвести в одному випадку до ефекту – синергізму, а іншому до ефекту – антагонізму. Виходячи із літературних джерел, відомо, що мінеральні і біологічні оливи добре змішуються. Тому нами були проведені триботехнічні дослідження на машині МАСТ–1, згідно вищевказаної методики, по встановленні відсоткового співвідношення біологічної РО і мінеральної М-10В₂.

Залежність коефіцієнту тертя від концентрації РО в мінеральній нафтовій М-10В₂ наведена на рис.2.16.

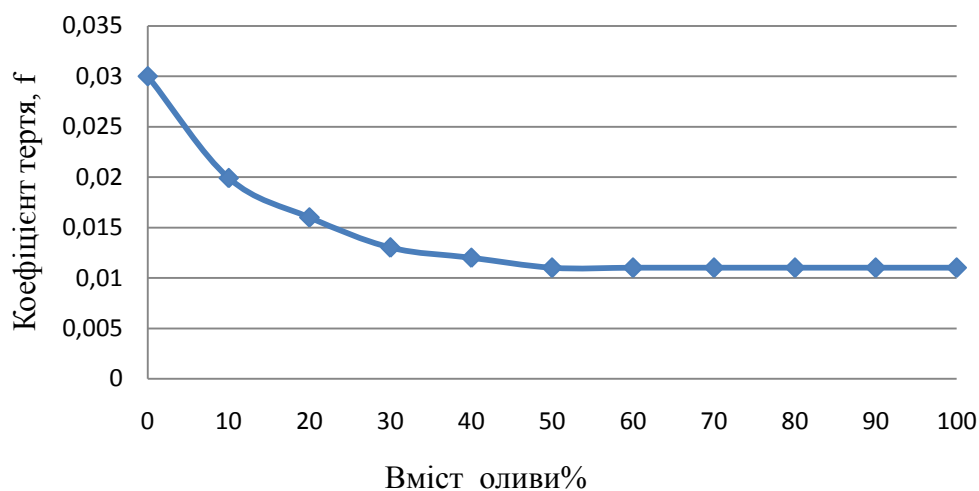


Рис.2.16. Залежність коефіцієнту тертя від концентрації РО в мінеральній нафтовій М-10В₂

Встановлено, що найбільш оптимальним співвідношенням є: 40... 45 % РО і 55...60 % мінеральної нафтової М-10В₂. Залежності коефіцієнтів тертя від контактного навантаження, сумарної швидкості руху трибоспряжень і температури для сумішевих мінеральних і біологічних олів наведені в додатках Б.1 – Б.3.

Таким чином в результаті проведених досліджень встановлено, що хімотологічні і триботехнічні властивості нафтових та біологічних олів істотно відрізняються, тому з метою забезпечення їх оптимального складу необхідно проводити їх змішування в певних пропорціях; триботехнічні властивості біологічних олів мають кращі властивості, ніж мінеральні, але поступаються по стійкості до окислення, тому для покращення їх властивостей доцільно вводити до їх складу необхідні багатофункціональні добавки і присадки.

2.3 Контроль якісних показників біопально-мастильних матеріалів акустичним методом

Згідно з фізико-хімічними показниками біодизеля наявність гліцерину в ньому повинна бути не більше 0,3%. В випадку більшої наявності гліцерину в процесі згорання пального утворюються нагар і сажа, фільтри і моторну оливу необхідно замінювати частіше, що істотно впливає на надійність функціональних систем сільськогосподарської техніки в цілому. Тому контроль даного показника має велике значення[37, 75, 169].

Аналіз методів, які застосовують для контролю гліцеринових фракцій в біодизелі показує, що вони мають ряд серйозних недоліків. Основні з них наступні: тривалість проведення експерименту може складати до двох годин, велика похибка при вимірюваннях, необхідність в висококваліфікованих фахівцях.

Створення нового методу контролю, а на його базі приладу, підвищить продуктивність, зменшить час на проведення дослідів.

Для вимірювання швидкості і коефіцієнта поглинання ультразвуку

використано відомий імпульсний метод „прямого відрахунку”, по часу проходження ультразвукового імпульсу в дослідному середовищі, який відрізняється від інших методів високою точністю, простотою реалізації в умовах нормального і високого тиску в автоматичному режимі вимірювання.

Нами розроблена акустична установка [201], яка дозволяє проводити вимірювання швидкості і коефіцієнта поглинання ультразвуку в біологічних ПММ при нормальному тиску в інтервалі температур 20...90⁰С і інтервалі ультразвукових частот 800...5000 кГц. Структурна схема установки і епюри сигналів наведені на рис. 2.17.

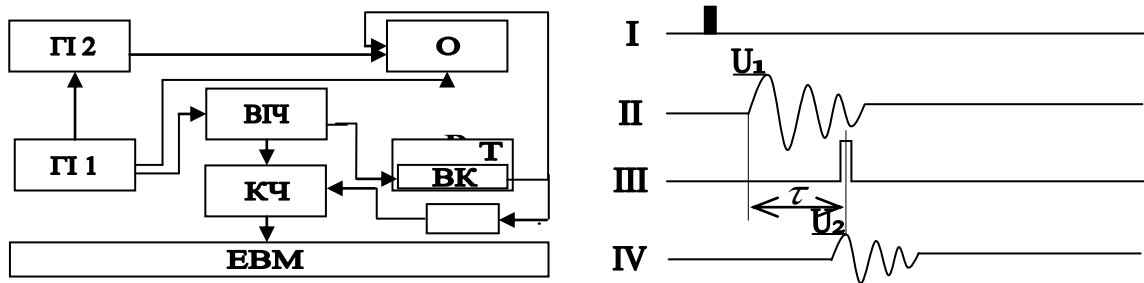


Рис. 2.17. Блок-схема і епюри сигналів експериментальної установки

Установка складається із двох генераторів імпульсів Г1 і Г2 (Г5-56 і Г5-54), вимірювача інтервалів часу ВІЧ (ЧЗ-34), осцилографа О (С1-96), водяного термостата Т (УН-8), імпульсного вольтметра В (В7-30), контролера часу КЧ (SH2000/1), ЕВМ і вимірювальної камери ВК. Загальний вид експериментальної установки наведено на рис. 2.18.



Рис. 2.18. Загальний вид експериментальної установки

На рис. 2.19 наведена структурна схема вимірювальної камери, загальний вид якої представлено на рис. 2.20. Корпуси камер виготовлено із бронзи і складаються із двох стикових симетричних частин 6 і 7, які призначені для вимірювання швидкості і коефіцієнта поглинання ультразвуку на різних фіксованих відстанях. В торцях камери встановлено випромінюючий 4 і приймальний 10 електроакустичні перетворювачі ЦТС 19, які працюють в вимірювальних камерах на УЗ частотах 1, 3 і 5 МГц, відповідно. В вимірювальній камері електроакустичні перетворювачі закріплені фторопластовими прокладками 11 і гайками 8. Перетворювачі через латунні вставки 9 з'єднані з електронною системою за допомогою високочастотних кабелів, які проходять через канали 3. Порожнини, в яких знаходяться перетворювачі, герметезовано фторопластовими прокладками 2 і гайками 1. Дослідний зразок моторного масла заливається через отвір 5.

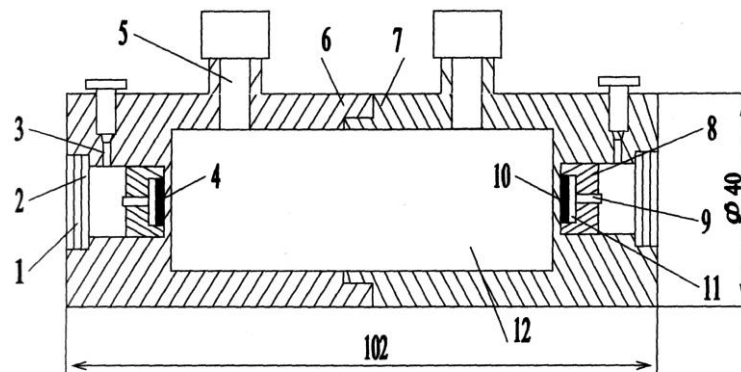


Рис. 2.19. Схема вимірювальної камери

Робочий об'єм камери 12 складає 70 і 140 мл, акустична база L зібраної камери складає 102 і 205 мм відповідно. Камера з дослідним зразком розміщувалась в водяному термостаті УН-8 і термостатувалась з точністю до $0,05\text{ }^{\circ}\text{C}$.

При вимірюванні швидкості ультразвуку генератор імпульсів ГІ1 виробляє синхроімпульси І (рис. 2.17). Яким запускається розвертка осцилографа О. Цим же генератором через вимірювач інтервалів часу ВІЧ

створюється ударне збудження п'єзоприймача, який змонтовано в вимірювальній камері ВК.



Рис. 2.20. Загальний вид вимірювальних камер

Цей п'єзоприймач випромінює ультразвукові імпульси в дослідне середовище, які приймаються іншим п'єзоприймачем. Сигнал 4 з виходу п'єзоприймача з затримкою часу τ відносно зондуючого сигналу 2 поступає на один із входів осцилографа О.

Час проходження ультразвуку в акустичній камері визначається вимірювачем інтервалу часу ВІЧ і через контролер КЧ вводиться в ЕВМ. На другий вхід осцилографа О від другого генератора імпульсів ГІ2 поступає сигнал-мітка з регульованою затримкою часу. Час τ відносно зондуючого сигналу вимірюється вимірювачем інтервалів часу ВІЧ, який спрацьовує по деяким рівням напруги u_1 і u_2 .

Цими рівнями можна визначити амплітуду випромінюючого і прийнятого сигналів.

На рис. 2.21 наведені залежності коефіцієнту поглинання ультразвуку α від часу τ з різною концентрацією глицерину в біодизелі при температурі 20^0 С. З часом значення α зменшується до деякого встановленого показника, що пояснюється виділенням повітряних бульбашок, які утворилися при перемішуванні, а це у свою чергу істотно впливає на величину коефіцієнта поглинання, при чо-

му, чим більше в пробі знаходиться гліцерину, тим більше необхідно часу, до початку відрахування коефіцієнту поглинання.

При температурах 40 і 60⁰С характер кривих аналогічний, проте час проведення досліду зі збільшенням температури зменшується.

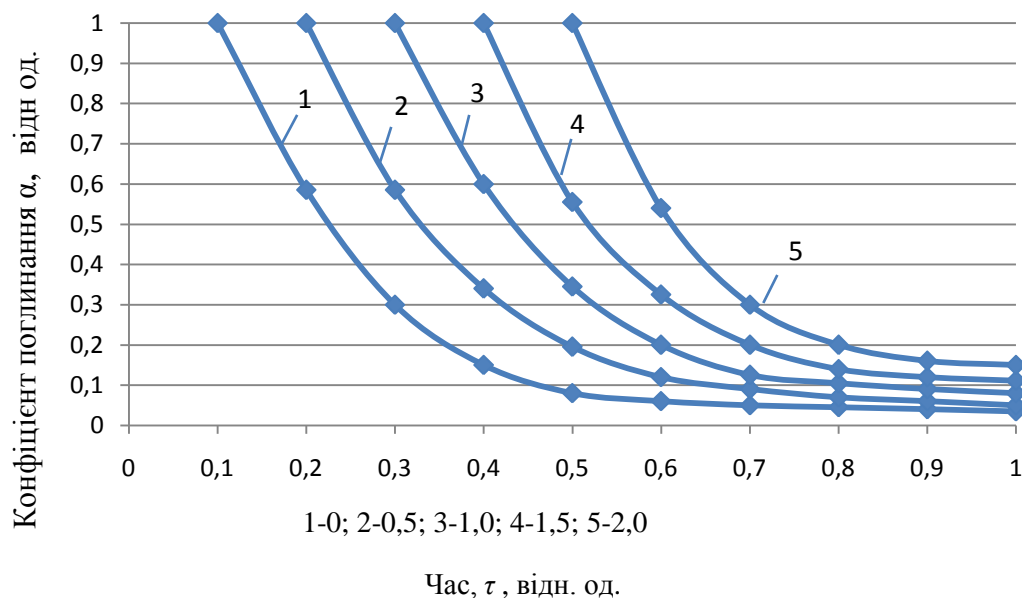


Рис.2.21. Залежність коефіцієнту поглинання ультразвуку α від часу τ при різній концентрації гліцерину у біодизелі

На рис. 2.22 наведені залежності встановленого значення коефіцієнту поглинання ультразвуку α від наявності гліцерину у біодизелі при температурах зразків 20,40 і 60⁰С.

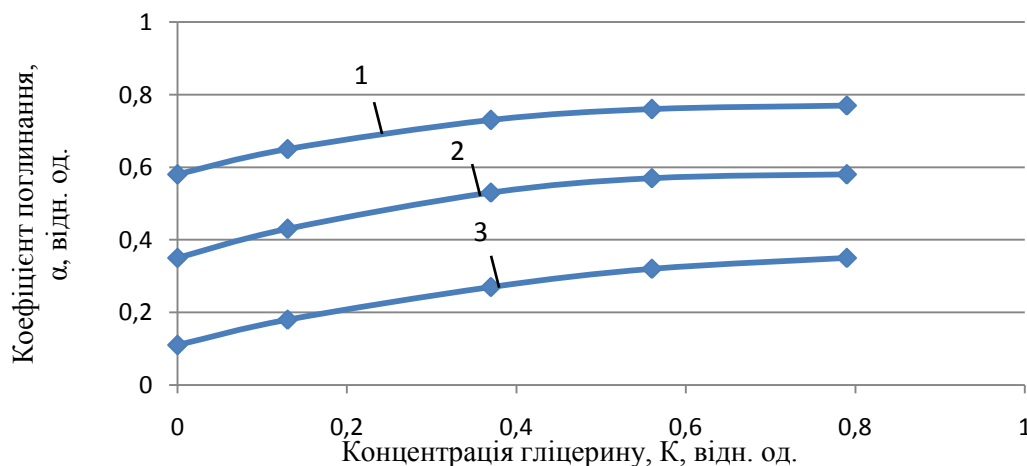


Рис. 2.22. Залежність коефіцієнту поглинання ультразвуку від концентрації гліцерину у біодизелі при температурах зразків 20, 40, 60⁰С

Спостерігається збільшення встановленого значення із зростанням гліцерину в інтервалі концентрацій 0...2,0 мас.%. Зі збільшенням температури зразків коефіцієнт поглинання зменшується.

Швидкість ультразвуку C з малою концентрацією гліцерину у біодизелі була менш чутливим параметром. При різній концентрації гліцерину впродовж часу цей показник практично залишався постійним значенням, а якщо і мінявся то в незначних межах.

Таким чином, в результаті експериментальних досліджень встановлено, що при певній концентрації гліцерину в дослідному зразку коефіцієнт поглинання ультразвуку зменшується до деякого значення, причому, зі збільшенням концентрації гліцерину в дослідних зразках час від початку відрахування коефіцієнта поглинання збільшується, це дає передумови про доцільність застосування даного експрес-методу для контролю гліцеринових фракцій у біодизелі.

Одним із недоліків біодизеля це неповне його згорання, в результаті чого частина паливних паливних фракцій попадає в моторну оливу, контроль цього показника має також велике значення. Було проведено експериментальні дослідження моторної оливи з концентраціями пального 0, 1, 2, 3, 4, 5 мас.% при температурах 20⁰С, 40⁰С, 60⁰С при частоті ультразвуку 3 МГц. По результатам досліджень були побудовані залежності коефіцієнта поглинання ультразвуку від концентрації пального рис. 2.23.

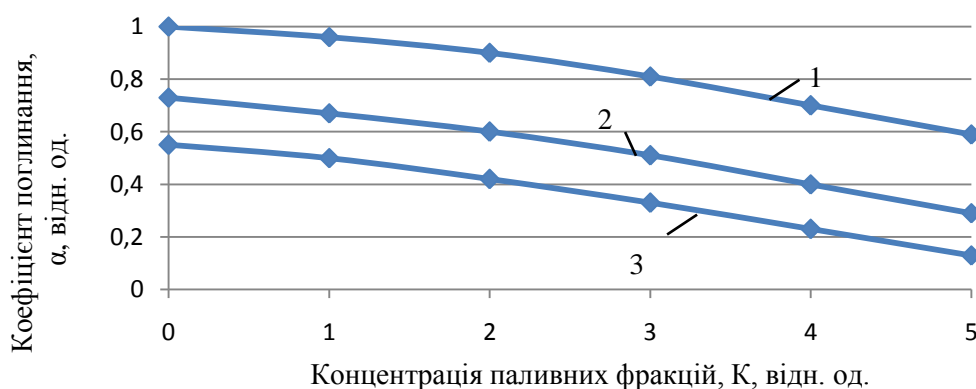


Рис. 2.23. Залежність коефіцієнта поглинання ультразвуку від концентрації паливних фракцій в біооливі

Таким чином, експериментальна установка дозволяє контролювати гліцеринові фракції в біодизелі та паливні фракції в моторній оливі при різних концентраціях забруднювачів в діапазоні 0...5%, при нормальному тиску в інтервалі температур 20...90⁰С і інтервалі ультразвукових частот 500...5000 кГц. Із збільшенням концентрації пального в оливі при фіксованих частоті і температурі коефіцієнт поглинання ультразвуку зменшується.

2.4. Висновки до розділу 2

В результаті проведення досліджень хімотологічних та триботехнічних властивостей біологічних і мінеральних ПММ встановлено:

1) Енергозберігаючі оливи на змішаній основі, що містять олию нафтову М-10В₂ (55 ... 60%), рослинну ріпакову (40 ... 45%), антифрикційну присадку SMT2514 (6...8%) і багатофункціональну добавку МК «МКФ-18» (0,8...1,0 %) дозволяють знизити коефіцієнт тертя більше ніж в три рази при використанні їх в гідравлічних системах СГТ, тим самим збільшити ресурс вузла чи агрегату в цілому.

2) Оливи біологічного походження з вводом багатофункціональної добавки МК «МКФ-18» мають нижчі значення кінематичної в'язкості: при температурі 100⁰ С на 28%; при температурі 40⁰ С на 30% і при температурі 0⁰ С більше ніж на 80%, а це в свою чергу буде позитивно впливати на механічний ККД при роботі функціональних систем при низьких температурах. Температура спалаху мінеральної нафтової оливи М-10В₂ становить - 210⁰С, а ріпакової з добавкою МК «МКФ-18» - 225⁰С, що на 15⁰С відповідно вище, тобто біологічні оливи є менш пожежобезпечні. Корозійність мінеральної оливи склала 3,0 г/м². Корозійність робочої рідини на основі ріпакової оливи склала 6,5 г/м², що на 54% або в 2,3 рази більше ніж для мінеральної нафтової оливи, а на основі ріпакової оливи + 1,0% МК «МКФ-18» склала 3,3 г/м², що на 9,1% або в 1,1 раз більше ніж для мінеральної нафтової оливи. Температура застигання ріпакової оливи з добавкою МК «МКФ-18» - на 10⁰С нижче мінеральної нафтової оливи

M-10B₂, що дозволяє стверджувати про можливість експлуатації сільськогосподарської техніки при більш низьких температурах навколишнього середовища без заміни.

3) Для забезпечення надійності вузлів і агрегатів СГТ шляхом контролю якісних показників ПММ, розроблено електроакустичний комплекс, який дає змогу контролювати гліцеринові фракції в біодизелі та паливні фракції в моторній оливі при різних концентраціях забруднювачів в діапазоні 0...5%, при нормальному тиску в інтервалі температур 20...90⁰С та інтервалі ультразвукових частот 500...5000 кГц в процесі експлуатації.

4) Для забезпечення надійності вузлів і агрегатів СГТ шляхом покращення якісних показників біодизеля необхідно проводити обробку його в полі ультразвукових коливань. Оптимальний час обробки повинен становити протягом 10...12 хв. при частоті ультразвуку 22 к Гц і інтенсивності 0,8...1,2 Вт/см². В результаті обробки коефіцієнт тертя в трибоспряженні зменшився на 19%, в'язкість рідини зменшилась на 3,5 %, при цьому термін зберігання біодизеля збільшився більше ніж в двічі.

РОЗДІЛ 3

МОДЕЛЮВАННЯ НАДІЙНОСТІ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ СИСТЕМ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ ПРИ ВИКОРИСТАННІ БІОПАЛЬНО-МАСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ

3.1. Методологія оцінювання надійності функціональних систем

Метою досліджень є розробка методології оцінювання надійності СГТ для забезпечення рівної безвідмовності елементів її функціональних систем шляхом виявлення і усунення «слабкої ланки».

На працездатність функціональних систем впливає багато різноманітних факторів, які заздалегідь передбачити і врахувати не можливо. Основні фактори, які впливають на надійність функціональних систем сільськогосподарської техніки можна зобразити у вигляді блок-схеми (рис. 3.1).



Рис. 3.1. Блок-схема основних факторів, які впливають на надійність функціональних систем сільськогосподарської техніки

Усі приведені фактори є причиною одного наслідку – поява в певний проміжок часу відмови або несправності, частота і трудомісткість усунення яких і характеризує надійність вузлів і агрегатів СГТ[41, 192].

Можливі несправності функціональних систем СГТ розділяють на несправності, які характеризуються неприпустимі кількісні зміни будь-якого параметру вузла або агрегату, і інші, які оцінюються зміною структурних взаємозв'язків в системі.

В процесі експлуатації СГТ із-за зношування її деталей і порушення герметичності змінюються параметри, які характеризують працездатність вузла або агрегату в цілому.

Втрата працездатності вузлів агрегатів може відбуватися по причині виходу любого параметру за межі допустимої величини, або внаслідок порушення їх функціональних властивостей.

Поступові відмови виникають в результаті протікання того чи іншого процесу старіння, який погіршує початкові параметри елементів функціональної системи.

Основною ознакою поступової відмови є те, що ймовірність його виникнення $P(t)$ протягом заданого періоду часу від t_1 до t_2 , залежить від тривалості попередньої роботи елементу t_1 . Чим довше використовувався елемент, тим вища ймовірність виникнення відмови, тобто $P_2(\Delta t) > P_1(\Delta t)$, якщо $t_2 > t_1$. До цього виду належить більшість відмов, вони пов'язані зі зношуванням, корозією, втомою, повзучістю і іншими процесами старіння матеріалів, з яких створені елементи. Прикладами таких відмов можуть служити теплові тріщини, що виникли в деталі внаслідок припинення подачі оливи; поломки деталі через неправильні методи експлуатації машини або виникнення перевантажень; деформація або поломка деталей, які потрапили в непередбачені умови роботи. Відмова при цьому відбувається, як правило, раптово, без попередніх симптомів руйнування і не залежить від ступеня зношеності. Ймовірність його виникнення однакова як для нових деталей, так і для зношених. Розподіл на поступові і раптові відмови визначається природою їх виникнення. Для поступової відмови процес втрати

працездатності починається відразу при експлуатації елементів системи. Для раптової відмови час його виникнення є випадковою величиною. Швидкість процесу виникнення протікає досить швидко. Може бути, і третій вид відмов, який включає особливості двох попередніх і називається складною відмовою. Тут час початку виникнення відмови – випадкова величина, яка не залежить від стану деталі, а швидкість процесу втрати її працездатності залежить від фізики процесу старіння. Наприклад, зовнішні ударні впливи на машину від сторонніх предметів (рідкісна випадкова подія) можуть бути джерелом виникнення втомної тріщини через первинне пошкодження поверхні деталі.

Функціональні відмови вузлів і агрегатів складають 60% від загального числа відмов, параметричні – 40% [90].

Для моделювання надійності необхідно встановити, який закон розподілу описує ту чи іншу відмову функціональної системи мобільної техніки.

Встановлено, що експоненціальний закон розподілу досить добре описує відмову наступних параметрів: наробіток на відмову невідновлювальних елементів електрообладнання; наробіток між сусідніми відмовами при простому потоці відмов (після закінчення періоду припрацювання); час відновлення після відмов і т.д.

Експоненціальний закон використовується частіше всього при описанні раптових відмов, тривалість різноманітних ремонтних дій і у ряді інших випадків.

Нормальний закон розподілу випадкової величини X виникає всякий раз, коли X залежить від великого числа однорідних по своєму впливу випадкових чинників, причому вплив кожного з цих чинників в порівнянні з сукупністю усіх інших незначний. Ця умова характерна для часу виникнення відмови, викликані старінням, тобто цей закон використовується для оцінки надійності виробів за наявності поступових (зносних) відмов. Більше 40 % різних випадкових явищ, пов'язаних з експлуатацією сільськогосподарської техніки, описуються нормальним законом: зазори в підшипниках, обумовлені зносом; зазори в зачепленні головної передачі; зазори між гальмівним барабаном і

колодками; періодичність перших відмов ресор і двигуна; періодичність ТО-1 і ТО-2, а також час виконання різних операцій.

Розподіл Вейбулла-Гніденко має місце для відмов, що виникають унаслідок втоми матеріалу деталі або поверхневих шарів (підшипники, зубчасті передачі). Цей випадок пов'язаний з розвитком втомної тріщини в зоні місцевої концентрації напруги, технологічного дефекту або початкового ушкодження. Період часу до зародження мікротріщини характеризується ознаками раптової відмови, а процес руйнування-ознаками відмови зносу. Цей закон застосовується при відмовах пристроїв, що складаються з послідовно сполучених дубльованих елементів і інших подібних випадків.

Закон розподілу Вейбулла описує відмови багатьох вузлів і деталей мобільної техніки: підшипників кочення; шарнірів рульового приводу, карданної передачі; руйнування півосей.

Прикладом використання розподілу Вейбулла-Гніденко є розподіл ресурсу або інтенсивності зміни параметра технічного стану трактора, які складаються з декількох елементів, що становлять ланцюг. Наприклад, ресурс підшипника кочення обмежується одним із елементів (кулька або ролик, конкретна ділянка сепаратора і т. д.) і описується вказаним розподілом. За аналогічною схемою відбувається регулювання зазорів клапанного механізму газу - розподільного механізму; деякі вироби при аналізі моделі відмови можуть бути розглянуті як складові з декількох елементів (ділянок): прокладки, ущільнення, гідравлічні рукава високого тиску, трубопроводи, приводні ремні і т. д. Руйнування вказаних виробів відбувається в різних місцях і при різному напрацюванні, проте ресурс виробу в цілому визначається найбільш слабкою його ділянкою. Для цього закону в практичних завданнях технічної експлуатації сільськогосподарської техніки коефіцієнт варіації становить 0,4... 0,6. Якщо на протікання досліджуваного процесу і його результат впливає порівняно велике число випадкових і незалежних чинників, інтенсивність дії яких залежить від досягнутого випадковою величиною стану, то виникають умови для логарифмічно нормального закону. Ця так звана модель пропорційного ефекту,

яка розглядає деяку випадкову величину, що має початковий стан, кінцевий і граничний стан.

Цей закон, при коефіцієнті варіації 0,3...0,5, характерний для описання процесів втомних руйнувань, корозії, напрацювання до послаблення кріпильних з'єднань і у ряді інших випадків[192].

При моделюванні надійності розрізняють:нерезеровані відновлювальні системи і резервовані відновлювані системи.

Критеріями надійності нерезерованих відновлюваних систем є:

$K_G(t)$ – функція готовності (ймовірність того, що система готова до роботи в довільний момент часу t).

K_G – функція готовності (фінальна ймовірність того, що система справна в довільний момент часу t).

T – наробіток на відмову (середній час між відмовами).

T_B – середній час відновлення системи.

$\varpi(t)$ – параметр потоку відмов.

Між цими показниками існує залежність виду:

$$\begin{aligned} K_G &= \frac{T}{T + T_B}, \\ K_G &= \lim_{t \rightarrow \infty} K_G(t) \end{aligned} \quad (3.1)$$

Показники надійності відновлювальних і невідновлювальних систем пов'язані між собою інтегральним рівнянням:

$$\varpi(t) = f(t) = \int_0^t \varpi(\tau) \cdot f(t - \tau) d\tau, \quad (3.2)$$

де $f(t)$ – щільність розподілу часу до відмови невідновлювальної системи.

Рішення інтегрального рівняння (3.2) не дозволяє в явному вигляді отримати залежність функції готовності від показників надійності системи: ймовірність безвідмовної роботи, інтенсивність відмов, наробіток на відмову, середній час відновлення системи та інші.

Тому розглядають надійність [138,141,156,176] відновлюваної системи, як одного елемента.

Нехай $f(t)$ – щільність розподілу часу до відмови, $P(t)$ – ймовірність безвідмовної системи, T – математичне очікування часу до відмови (наробіток на відмову – середній час між відмовами), $g(t)$ – щільність розподілу часу відновлення системи, T_g – математичне очікування часу відновлення (середній час відновлення системи). Складність розрахунку показників надійності полягає в обчисленні функції готовності $K_T(t)$ – ймовірність того, що система готова до роботи в довільний момент часу t .

Функція готовності відповідає інтегральному рівнянню (формули включають згортки функцій які позначені символом $*$). Вираз $f^{*(i)}(t) = \underbrace{f * f * \dots * f}_i(t)$ відображає i -кратну згортку функції $f(t)$.

$$K_T(t) = f * g * K_T(t) + P(t), \quad (3.3)$$

Рішенням рівняння (3.3) є функція:

$$K_T(t) = P(t) + \sum_{k=1}^{\infty} f^{*(k)} * g^{*(k)} * P(t) \quad (3.4)$$

Згортка функції $f * g(t)$ для постійної інтенсивності розраховується за формулою:

$$f * g(t) = \int_0^{b(t)} f(t-x) \mu \cdot e^{-\mu x} dx, \quad (3.5)$$

де $b(t) = \min(t, a) = \min\left(t; -\frac{1}{\mu} \ln\left(\frac{\varepsilon}{\mu}\right)\right)$, ε – точність обчислень,

μ – інтенсивність відновлення системи.

Функція $K_T(t)$ наведена в аналітичному вигляді, проте не дає можливості обчислень в інженерних розрахунках. Передбачені окремі випадки, що допускають чисельне і аналітичне вирішення.

Основні закони розподілу ймовірностей та щільності розподілу до відмови елементів наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Закони розподілу ймовірностей та щільності розподілу до відмови елементів функціональних систем[176]

Розподіл	$f(t)$	$P(t)$
Експоненціальний	$\lambda \cdot e^{-\lambda t}$	$e^{-\lambda t}$
Рівномірний	$\begin{cases} \frac{1}{b-a}, & a \leq t \leq b \\ 0, & t < a, t > b \end{cases}$	$\begin{cases} 1, & t < a \\ \frac{b-t}{b-a}, & a \leq t \leq b \\ 0, & t > b \end{cases}$
Гамма $\Gamma(\alpha, \beta)$	$\frac{t^{\alpha-1}}{\beta^\alpha \Gamma(\alpha)}$	$1 - \Gamma(\alpha, \frac{t}{\beta})$
Усічений нормальний $TN(m_0, \sigma_0)$, $m \geq 1,33\sigma$	$\frac{C}{\sigma_0 \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(t-m_0)^2}{2\sigma_0^2}}$ $C = \frac{1}{0,5 + \Phi_0\left(\frac{m_0}{\sigma_0}\right)}$	$C = 0,5 - \Phi_0\left(\frac{t-m_0}{\sigma_0}\right)$
Релея $R(\lambda)$	$2\lambda t e^{-\lambda t^2}$	$e^{-\lambda t^2}$
Вейбулла $W(\alpha, \beta)$	$\frac{\alpha t^{\alpha-1}}{\beta^\alpha} e^{-\left(\frac{t}{\beta}\right)^\alpha}$	$e^{-\left(\frac{t}{\beta}\right)^\alpha}$
Нормальний $N(m, \sigma), m > 3\sigma$	$\frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(t-m)^2}{2\sigma^2}}$	$0,5 - \Phi_0\left(\frac{t-m}{\sigma}\right)$

Стосовно нормального розподілу випадкових величин наробітку на відмову функція імовірності безвідмовної роботи машини приймає вид[138]:

$$P(t)_M = \left[1 - \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_0^t e^{-\frac{(t_u - \bar{t}_u)^2}{2\sigma^2}} dt \right] \cdot \prod_{j=2}^m P(t)_j^{1/m} \quad (3.6)$$

де t_H – наробіток на відмову найслабшого вузла;

\bar{t}_u – середнє значення наробітку на відмову;

$\bar{\sigma}$ – середнє квадратичне відхилення наробітку;

j – інші складові машини від $j = 2$ до $j = m$.

$$P(t)_j = \left[1 - \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_0^t e^{-\frac{(t_j - \bar{t}_j)^2}{2\sigma^2}} dt \right] \quad (3.7)$$

Якщо випадкові величини наробіток на відмову підпорядковуються закону розподілу Вейбулла, то наведені показники визначаються:

$$P(t)_M = \left(e^{-\frac{t^k}{\bar{t}^k}} \right) \cdot \prod_{j=2}^m P(t)_j^{1/m} \quad (3.8)$$

де k – параметр розподілу закону,

$$P(t)_j = e^{-\frac{t^k}{\bar{t}^k}} \quad (3.9)$$

Функція готовності нерезервованої системи, що складається з елементів має загальний вигляд:

$$K_{\Gamma}(t) = \sum_{t_1=0}^{\infty} \sum_{t_2=0}^{\infty} \dots \sum_{t_n=0}^{\infty} \left(f_1^{*(t_1)} * P_1 \cdot f_2^{*(t_2)} * P_2 \cdot \dots \cdot f_n^{*(t_n)} * P_n \right) \cdot \left(t - \sum_{k=1}^n i_k \cdot T_{Bi_k} \right) \quad (3.10)$$

де $f_j(t)$ – щільність розподілу безвідмовної роботи;

$P_j(t)$ – ймовірність безвідмовної роботи j – го елемента;

$g_j(t)$ – щільність розподілу часу відновлення j – го елемента,
 $j = 1, 2, \dots, n$.

$$T_{B_j} = \frac{\sum_{j=1}^k \lambda_j \mu_j}{\sum_{j=1}^k \lambda_j} \text{ – середній час відновлення системи;}$$

$$T_i = \frac{1}{\sum_{i=1}^k \lambda_i} \text{ – середнє значення наробітку на відмову.}$$

На підставі формули 3.4 отримані формули для практичного застосування, зокрема для випадків:

1) час безвідмовної роботи j – го елемента, має нормальний розподіл ймовірностей з параметрами (T_j, σ_j) , тоді:

$$f_j^{*(t_j)} * P_j(t) = \Phi_0 \left(\frac{t - i_j T_j}{\sqrt{k} \cdot \sigma_j} \right) - \Phi_0 \left(\frac{t - (i_j + 1) T_j}{\sqrt{k+1} \cdot \sigma_j} \right), \quad (3.11)$$

де $\Phi_0(t)$ – функція Лапласа. Відповідно формули (3.10) коефіцієнт готовності системи дорівнює:

$$K_G(t) = \sum_{t_1=0}^{\infty} \sum_{t_2=0}^{\infty} \dots \sum_{t_n=0}^{\infty} \prod_{j=1}^n \left(\Phi_0 \left(\frac{t - i_j T_j - \sum_{k=1}^n i_k \cdot T_{Bi_k}}{\sqrt{t_j} \cdot \sigma_j} \right) - \Phi_0 \left(\frac{t - (i_j + 1) T_j - \sum_{k=1}^n i_k \cdot T_{Bi_k}}{\sqrt{t_j + 1} \cdot \sigma_j} \right) \right) \quad (3.12)$$

Передбачається, що час відновлення елементів системи постійний $g_j(t) = \delta_{T_{Bj}}(t)$, [149].

2) час безвідмовної роботи j – го елемента, має гамма-розподіл ймовірностей з параметрами (α_j, β_j) , тоді:

$$f_j^{*(i_j)} * P_j(t) = \Gamma \left(i_j \alpha_j, \frac{1}{\beta_j} \right) - \Gamma \left((i_j + 1) \alpha_j, \frac{1}{\beta_j} \right), \quad (3.13)$$

відповідно коефіцієнт готовності системи дорівнює:

$$K_G(t) = \sum_{t_1=0}^{\infty} \sum_{t_2=0}^{\infty} \dots \sum_{t_n=0}^{\infty} \prod_{j=1}^n \left(\Gamma \left(i_j \alpha_j, \frac{1 - \sum_{k=1}^n i_k \cdot T_{Bi_k}}{\beta_j} \right) - \Gamma \left((i_j + 1) \alpha_j, \frac{1 - \sum_{k=1}^n i_k \cdot T_{Bi_k}}{\beta_j} \right) \right), \quad (3.14)$$

де $\Gamma(k, t)$ – неповна гамма-функція.

Істотним недоліком отриманих коефіцієнтів є відсутність спільності законів розподілу і використання для систем з числом елементів, що не перевищують кілька десятків. Функція готовності нерезерованої системи з великим числом елементів, підлеглих не експоненціальним законами розподілу часу до відмови, може бути отримано тільки наближено за формулою:

$$K_{\Gamma}(t) = \frac{1}{1 + \sum_{i=1}^n \frac{K_{ni}(t)}{K_{\Gamma_i}(t)}} \quad (3.15)$$

де $K_{ni}(t)$ – функція простою, $K_{\Gamma_i}(t)$ – функція готовності i – го елемента.

Методи розрахунку показників надійності резервованих відновлюваних систем, як правило є складними в інженерному застосуванні, що можна уникнути при деяких припущеннях, виділяючи системи в класи з простими алгоритмами для обчислення показників надійності. До них відносяться: спрощення структурної схеми розрахунку надійності; незалежність елементів по відмовах і відновленню; експоненціальні закони розподілу часу безвідмовної роботи і часу відновлення елементів; певні правила обслуговування відмови елементів; стаціонарний характер показників надійності системи.

При оцінці надійності стаціонарних і нестаціонарних показників надійності відновлюваних систем найчастіше використовують методи одновимірних і багатовимірних марковських випадкових процесів. Значення показників надійності є наближеними і розраховуються наближеними методами.

Коефіцієнт готовності, наробіток на відмову, середній час відновлення і середній час безвідмовної роботи обчислюються за формулами:

$$K_{\Gamma}(t) = \frac{1 + \sum_{k=1}^{n-1} p_1 \dots p_k}{1 + \sum_{k=1}^n p_1 \dots p_k}, \quad T = \frac{1 + \sum_{k=1}^{n-1} p_1 \dots p_k}{\lambda_n p_1 \dots p_{n-1}}, \quad T_B = \frac{1}{\mu_n},$$

$$T_1 = \sum_{k=1}^n \frac{1 + \gamma_{k-1} + \gamma_{k-1}\gamma_{k-2} + \dots + \gamma_{k-1}\dots\gamma_1}{\lambda_k} \quad (3.16)$$

де $\rho_i = \frac{\lambda_i}{\mu_i}$, $\gamma_i = \frac{\mu_i}{\lambda_i}$, λ_i – інтенсивність переходів, відповідні відмови

елементів системи;

μ_i – інтенсивності переходів, відповідні відновленню елементів системи; $n+1$ – загальне число станів.

Математичною моделлю функціонування системи є система звичайних диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} p'_0(t) = -\lambda_c p_0(t) - \sum_{i=1}^n \mu_i \cdot p_i(t) \\ p'_i(t) = \lambda_i p_0(t) - \mu_i \cdot p_i(t), & i = 1, 2, \dots, n \end{cases} \quad (3.17)$$

де λ_i – інтенсивність відмови i -го елемента, відповідні відмовам елементів системи; μ_i – інтенсивності відновлення i -го елемента, $\lambda_c = \sum_{i=1}^n \lambda_i$ – інтенсивність відмови системи, $p_0(t) = K_T(t)$ – ймовірність того, що в момент t система справна, $p_i(t)$ – ймовірність того, що в момент t система знаходиться в несправному стані внаслідок відмови \bar{z} – го елемента.

Систему (3.17) лінійних диференціальних рівнянь з постійними коефіцієнтами можливо вирішувати аналітично (для обмеженого числа елементів при фіксованому значенні інтенсивностей відмови і відновлення) і чисельним (наближенням, зокрема Рунге - Кутта).

3.2. Надійність функціональних систем сільськогосподарської техніки при роботі на мінеральних і біологічних ПММ

Розглянемо функціональні системи вузлів і агрегатів сільськогосподарської техніки при експлуатації на мінеральних і біологічних ПММ (рис.3.2) [43, 52, 88].

При зборі інформації по надійності сільськогосподарської техніки нами були використані такі плани спостережень, як NUN, NUT і NRT [208].

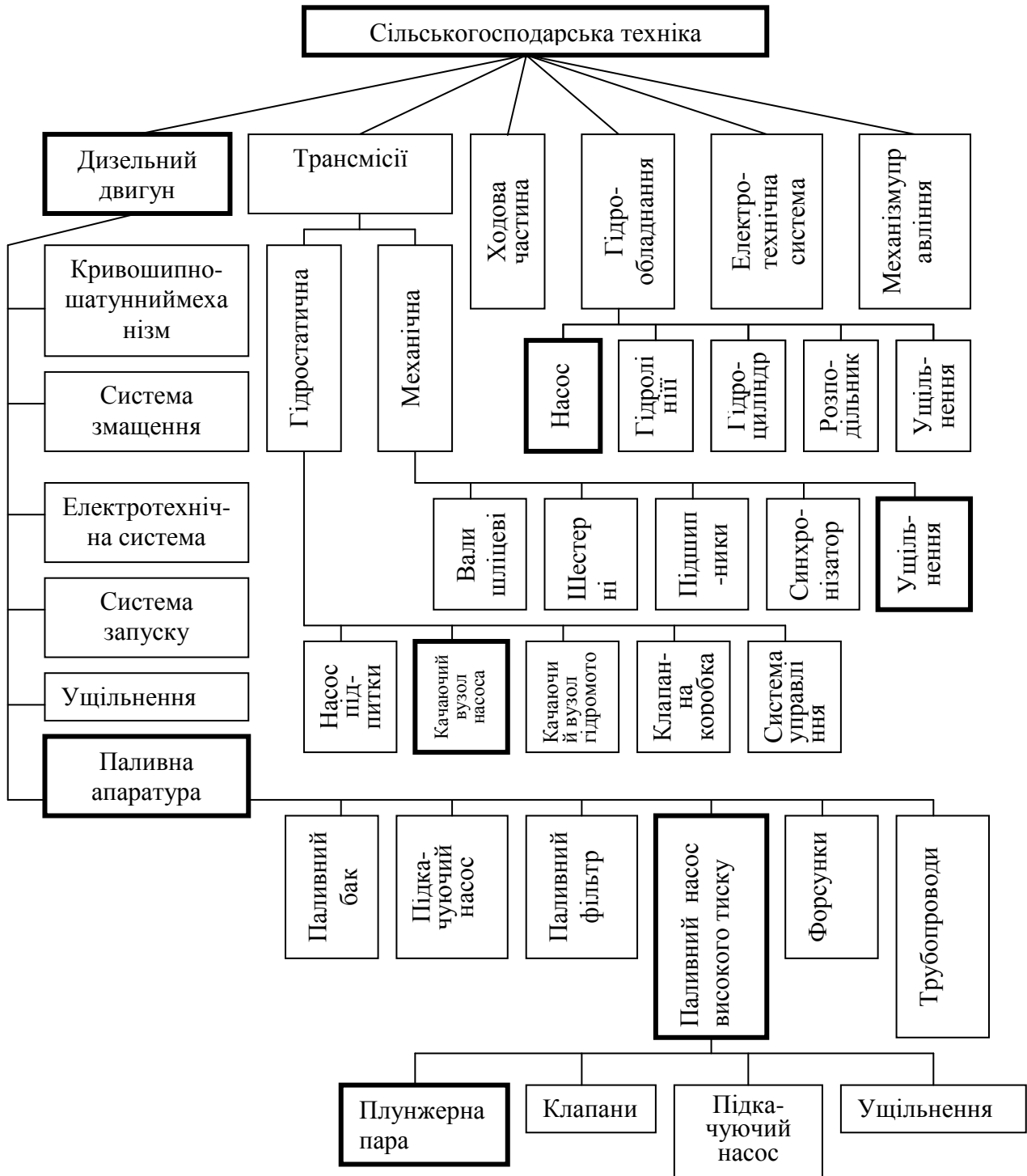


Рис. 3.2. Структурна схема вузлів і агрегатів функціональних систем сільськогосподарської техніки

Опис вузлів і агрегатів функціональних систем сільськогосподарської техніки можна показати у вигляді граф стану (рис. 3.3).

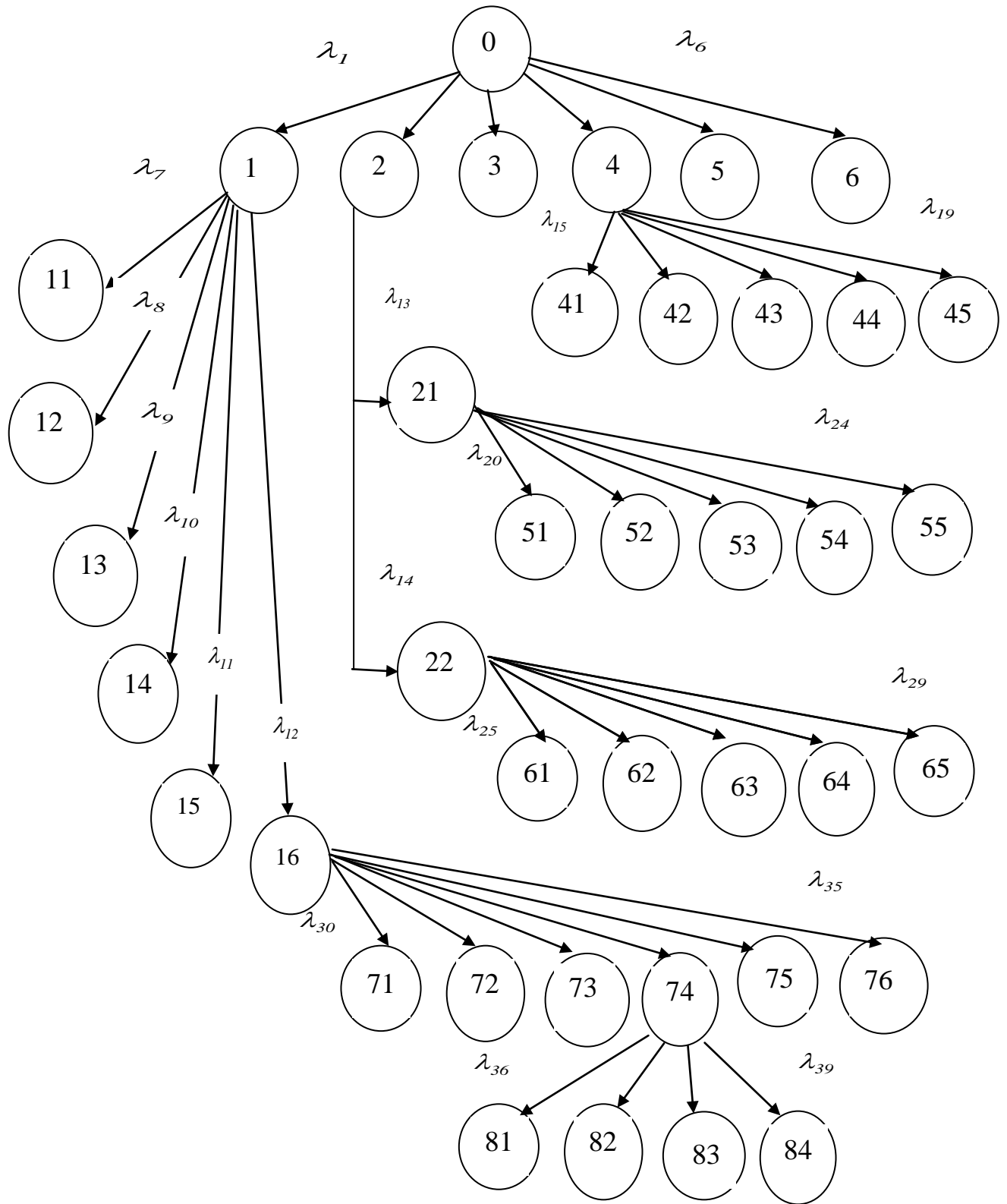


Рис. 3.3. Граф стану вузлів і агрегатів функціональних систем сільськогосподарської техніки

Статистичний аналіз наробітку функціональних систем СГТ, що поступають в ремонт, дозволив встановити середні значення наробітку до відмови та їх 80% ресурс, що відповідає нормованим середнім ресурсам, встановлених ГОСТ 10579-82 (СЭВ 2405-80).

В якості функціональних системи сільськогосподарської техніки взяті: дизельний двигун, трансмісія, ходова частина, гідروобладнання, електрообладнання, механізм управління.

Відмови цих елементів статистично незалежні.

Вузли і агрегати функціонувальних систем сільськогосподарської техніки наведені наступними технологічними операціями: 0 – мобільна техніка; 1 – дизельний двигун; 2 – трансмісія; 3 - ходова частина; 4 – гідрообладнання; 5 – електрообладнання; 6 - механізм управління; 11 – кривошипно-шатунний механізм; 12 – система змащення; 13 – електротехнічна система; 14 – система запуску; 15 – ущільнення двигуна; 16 – паливна апаратура; 41 – насос; 42 – гідролінії; 43 – гідроциліндр; 44 – розподільник; 45 – ущільнення гідравлічної системи; 21 – механічна трансмісія; 51 - вали шліцеві; 52 – шестерні; 53 – підшипники; 54 – синхронізатори; 55 – ущільнення трансмісійної системи; 22 – гідростатична трансмісія; 61 - насос підпитки; 62 - качаючий вузол насоса; 63 - качаючий вузол гідромотора; 64 - клапанна коробка; 65 - система управління; 71 - паливний бак; 72 - підкачуючий насос; 73 - паливний фільтр ; 74 - паливний насос високого тиску; 75 - форсунка; 76 – трубопроводи; 81 - плунжерна пара; 82 – клапан; 83 - підкачуючий насос; 84 – ущільнення паливної системи.

Система лінійних диференціальних рівнянь сталими коефіцієнтами, яка описує процес функціонування систем сільськогосподарської техніки має наступний вид:

$$\begin{aligned}
& p'_0(t) = -(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4 + \lambda_5 + \lambda_6)p_0(t) + \\
& \quad + \mu_1 p_1(t) + \mu_2 p_2(t) + \mu_3 p_3(t) + \mu_4 p_4(t) + \mu_5 p_5(t) + \mu_6 p_6(t) \\
& p'_1(t) = \lambda_1 p_0(t) - (\lambda_7 + \lambda_8 + \lambda_9 + \lambda_{10} + \lambda_{11} + \lambda_{12})p_1(t) + \\
& \quad + \mu_7 p_{11}(t) + \mu_8 p_{12}(t) + \mu_9 p_{13}(t) + \mu_{10} p_{14}(t) + \mu_{11} p_{15}(t) + \mu_{12} p_{16}(t) \\
& p'_{11}(t) = \lambda_7 p_1(t) \\
& p'_{12}(t) = \lambda_8 p_1(t) \\
& p'_{13}(t) = \lambda_9 p_1(t) \\
& p'_{14}(t) = \lambda_{10} p_1(t) \\
& p'_{15}(t) = \lambda_{11} p_1(t) \\
& p'_{16}(t) = \lambda_{12} p_1(t) - (\lambda_{30} + \lambda_{31} + \lambda_{32} + \lambda_{33} + \lambda_{34} + \lambda_{35})p_{16}(t) + \\
& \quad + \mu_{30} p_{71}(t) + \mu_{31} p_{72}(t) + \mu_{32} p_{73}(t) + \mu_{33} p_{74}(t) + \mu_{34} p_{75}(t) + \mu_{35} p_{76}(t) \\
\#1 = & \left\{ \begin{aligned}
& p'_2(t) = \lambda_2 p_0(t) - \lambda_{13} p_2(t) - \lambda_8 p_2(t) + \mu_{14} p_{22}(t) + \mu_{13} p_{21}(t) \\
& p'_3(t) = \lambda_3 p_0(t) \\
& p'_4(t) = \lambda_4 p_0(t) - (\lambda_{15} + \lambda_{16} + \lambda_{17} + \lambda_{18} + \lambda_{19})p_4(t) + \\
& \quad + \mu_{15} p_{41}(t) + \mu_{16} p_{42}(t) + \mu_{17} p_{43}(t) + \mu_{18} p_{44}(t) + \mu_{19} p_{45}(t) \\
& p'_{21}(t) = \lambda_{13} p_2(t) - (\lambda_{20} + \lambda_{21} + \lambda_{22} + \lambda_{23} + \lambda_{24})p_{21}(t) \\
& \quad + \mu_{20} p_{51}(t) + \mu_{21} p_{52}(t) + \mu_{22} p_{53}(t) + \mu_{23} p_{54}(t) + \mu_{24} p_{55}(t) \\
& p'_{22}(t) = \lambda_{14} p_2(t) - (\lambda_{25} + \lambda_{26} + \lambda_{27} + \lambda_{28} + \lambda_{29})p_{22}(t) + \\
& \quad + \mu_{25} p_{61}(t) + \mu_{26} p_{62}(t) + \mu_{27} p_{63}(t) + \mu_{28} p_{64}(t) + \mu_{29} p_{65}(t) \\
& p'_{41}(t) = \lambda_{15} p_4(t) \\
& p'_{42}(t) = \lambda_{16} p_4(t) \\
& p'_{43}(t) = \lambda_{17} p_4(t) \\
& p'_{44}(t) = \lambda_{18} p_4(t) \\
& p'_{45}(t) = \lambda_{19} p_4(t)
\end{aligned} \right.
\end{aligned}$$

$$\#2 = \left\{ \begin{array}{l} p'_{51}(t) = \lambda_{20} p_{21}(t) \\ p'_{52}(t) = \lambda_{21} p_{21}(t) \\ p'_{53}(t) = \lambda_{22} p_{21}(t) \\ p'_{54}(t) = \lambda_{23} p_{21}(t) \\ p'_{55}(t) = \lambda_{24} p_{21}(t) \\ p'_5(t) = \lambda_5 p_0(t) \\ p'_6(t) = \lambda_6 p_0(t) \\ p'_{61}(t) = \lambda_{25} p_{22}(t) \\ p'_{62}(t) = \lambda_{26} p_{22}(t) \\ p'_{63}(t) = \lambda_{27} p_{22}(t) \\ p'_{64}(t) = \lambda_{28} p_{22}(t) \\ p'_{65}(t) = \lambda_{29} p_{22}(t) \\ p'_{71}(t) = \lambda_{30} p_{16}(t) \\ p'_{72}(t) = \lambda_{31} p_{16}(t) \\ p'_{73}(t) = \lambda_{32} p_{16}(t) \\ p'_{74}(t) = \lambda_{33} p_{16}(t) - (\lambda_{36} + \lambda_{37} + \lambda_{38} + \lambda_{39}) p_{74}(t) + \\ \quad + \mu_{36} p_{81}(t) + \mu_{37} p_{82}(t) + \mu_{38} p_{83}(t) + \mu_{39} p_{84}(t) \\ p'_{75}(t) = \lambda_{34} p_{16}(t) \\ p'_{76}(t) = \lambda_{35} p_{16}(t) \\ p'_{81}(t) = \lambda_{36} p_{74}(t) \\ p'_{82}(t) = \lambda_{37} p_{74}(t) \\ p'_{83}(t) = \lambda_{38} p_{74}(t) \\ p'_{84}(t) = \lambda_{39} p_{74}(t) \\ \sum_{i=1,..k} p_i(t) = 1 \end{array} \right.$$

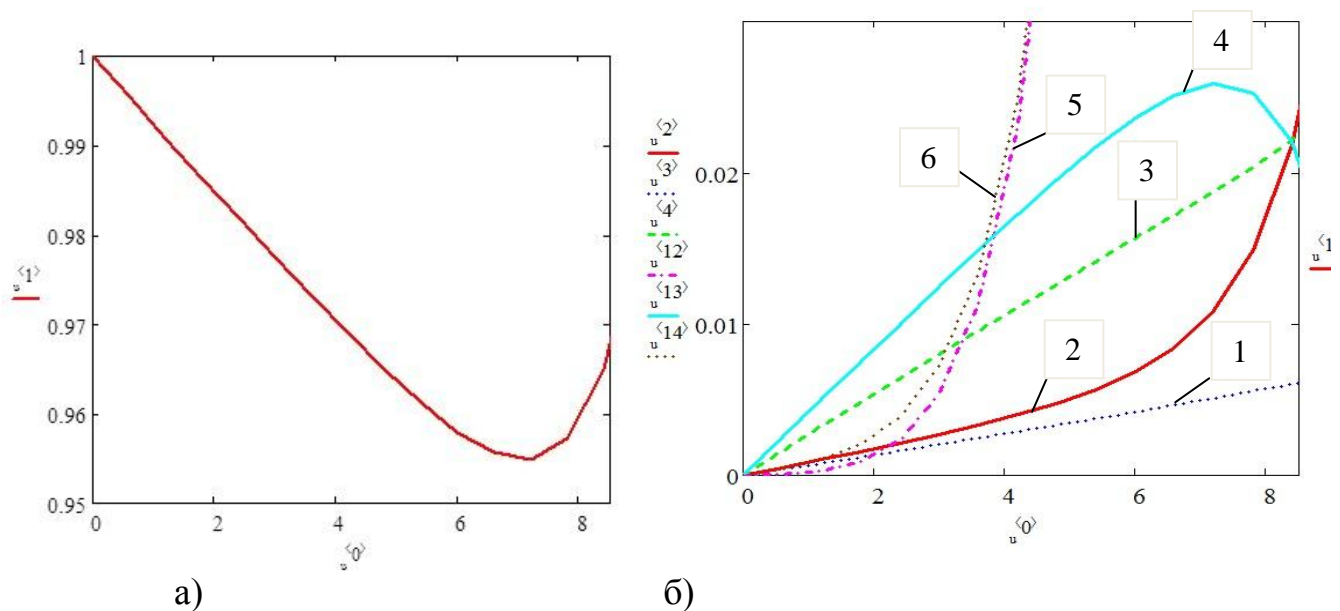
де $\lambda_{i,j}$ – інтенсивність переходу із стану \vec{i} в стан j ,

$\mu_{i,j}$ - інтенсивність відновлення переходу із стану i в стан j .

Для $t = 0$ всі елементи системи вважаються справними, при початкових умовах: $p_0(0) = 1, p_i(0) = 0, i = 1, 2, \dots, k$ знаходиться частний розрахунок рівняння. Система розраховується чисельним методом Рунге-Кутта.

В результаті розрахунку в пакеті MathCad, отримана матриця ймовірностей безвідмовної роботи для стану вузлів і агрегатів функціональних систем СГТ, додаток Л (табл.Л1).

Залежності ймовірностей безвідмовної роботи СГТ і її функціональних систем від часу t наведена на графіках(рис.3.4).



а) сільськогосподарська
техніка

1- дизельний двигун; 2 – трансмісія;
3- електроболаднання; 4 – ходова
часина; 5 – гідрообладнання; 6 –
механізм управління
б) функціональні системи СГТ

Рис. 3.4. Залежності ймовірностей безвідмовної роботи сільськогосподарської техніки і її функціональних систем від часу t

Сільськогосподарська техніка складається з комплексу вузлів агрегатів, від яких залежить надійність і ресурс її роботи в цілому. Результати розрахунків часу $t_{н}$, впродовж якого ймовірність виходу параметра за фіксовані межі допуску буде не більша $P_T \leq 0,5$ (визначення середнього ресурсу $R(t)$), дозволили виявити дуже істотну негативну тенденцію, суть якої полягає в тому, що функціональні системи сільськогосподарської техніки мають різні ресурси.

Статистичний аналіз по функціональним системам сільськогосподарської техніки дозволив визначити розподіл їх відмов (Рис.3.5-3.9).

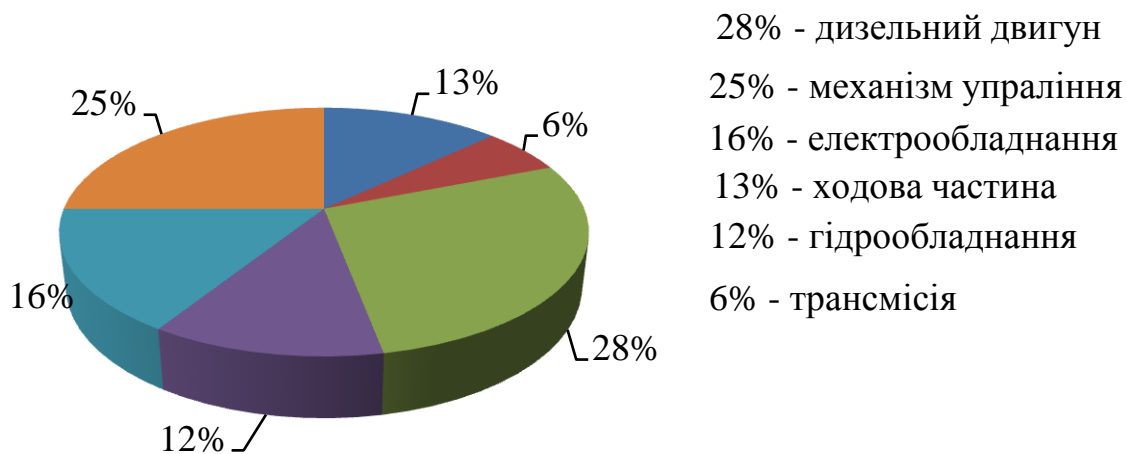


Рис.3.5. Розподіл відмов по функціональним системам сільськогосподарської техніки



Рис. 3.6. Розподіл відмов по системам дизельного двигуна

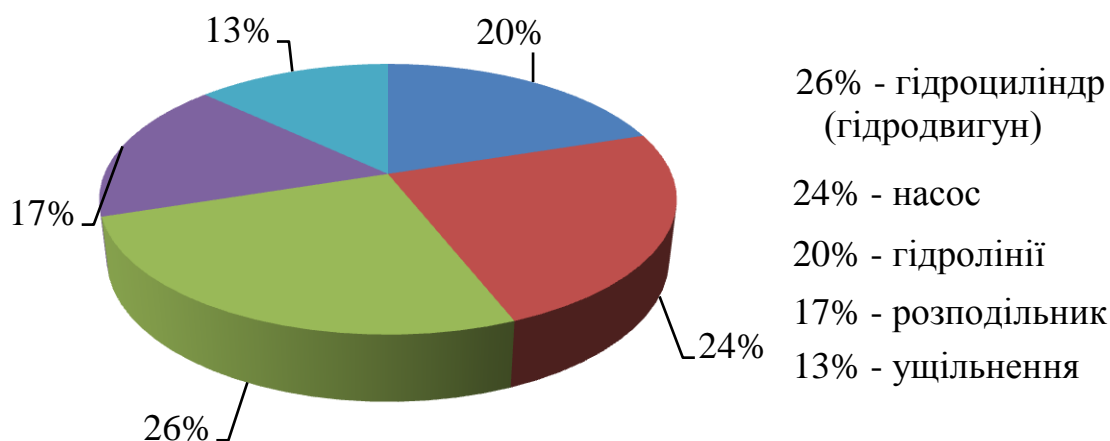


Рис. 3.7. Розподіл відмов по елементам гідросистем

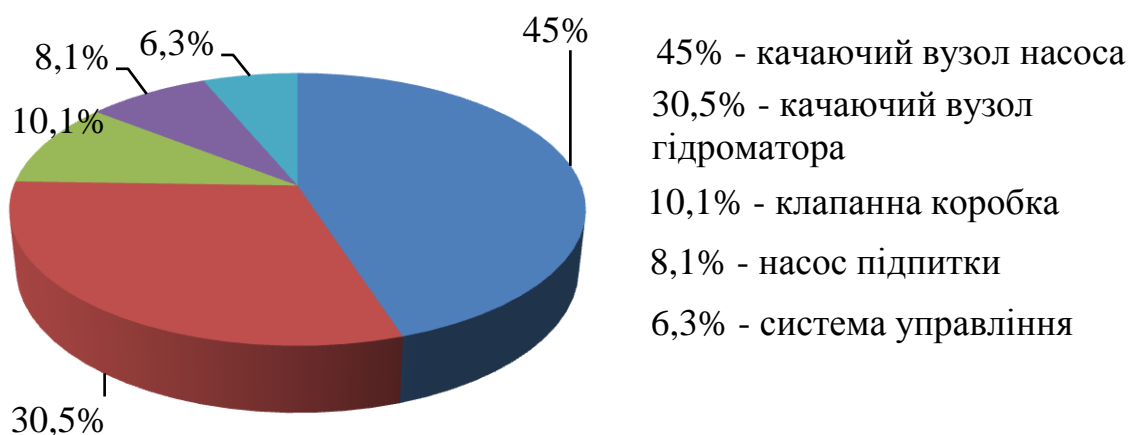


Рис. 3.8. Розподіл відмов по елементам гідростатичної трансмісії

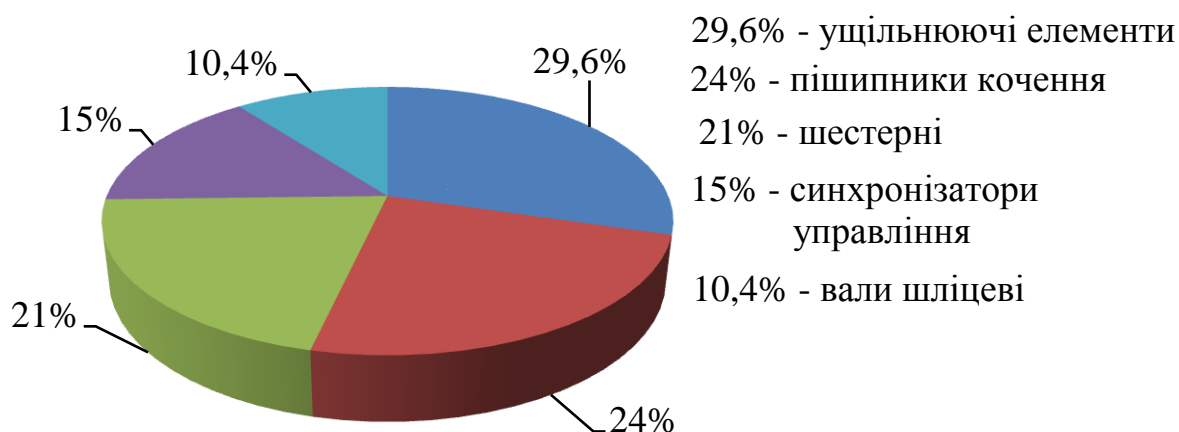
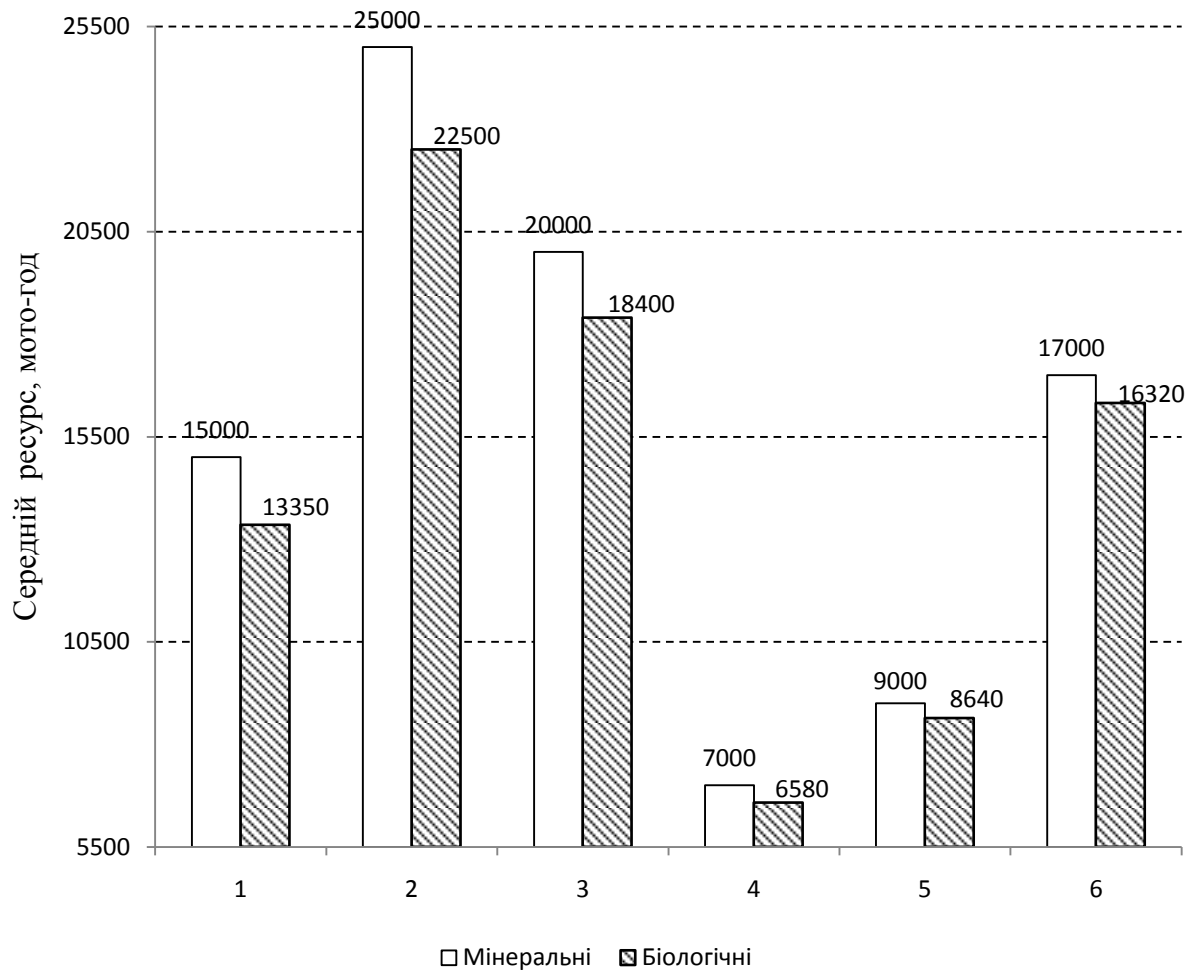


Рис. 3.9. Розподіл відмов по елементам механічної трансмісії

В результаті проведення необхідних розрахунків отримали середні ресурси та ймовірності безвідмовної роботи функціональних систем сільськогосподарської техніки при роботі на мінеральних і біологічних ПММ.

Середні ресурси функціональних систем сільськогосподарської техніки при роботі на мінеральних і біологічних ПММ наведені на рис.3.10.



1 – дизельний двигун, 2 – трансмісія, 3-ходова частина, 4 – гідрообладнання, 5 – електрообладнання, 6 - механізм управління

Рис.3.10.Середні ресурси функціональних систем сільськогосподарської техніки при роботі на мінеральних і біологічних ПММ, мото-год

Фактичні ресурси функціональних систем сільськогосподарської техніки при роботі на мінеральних і біологічних ПММ наведені в додатку А(Таблица А1).

Ймовірності безвідмовної роботи функціональних систем сільськогосподарської техніки при роботі на мінеральних і біологічних ПММ наведені на рис.3.11.

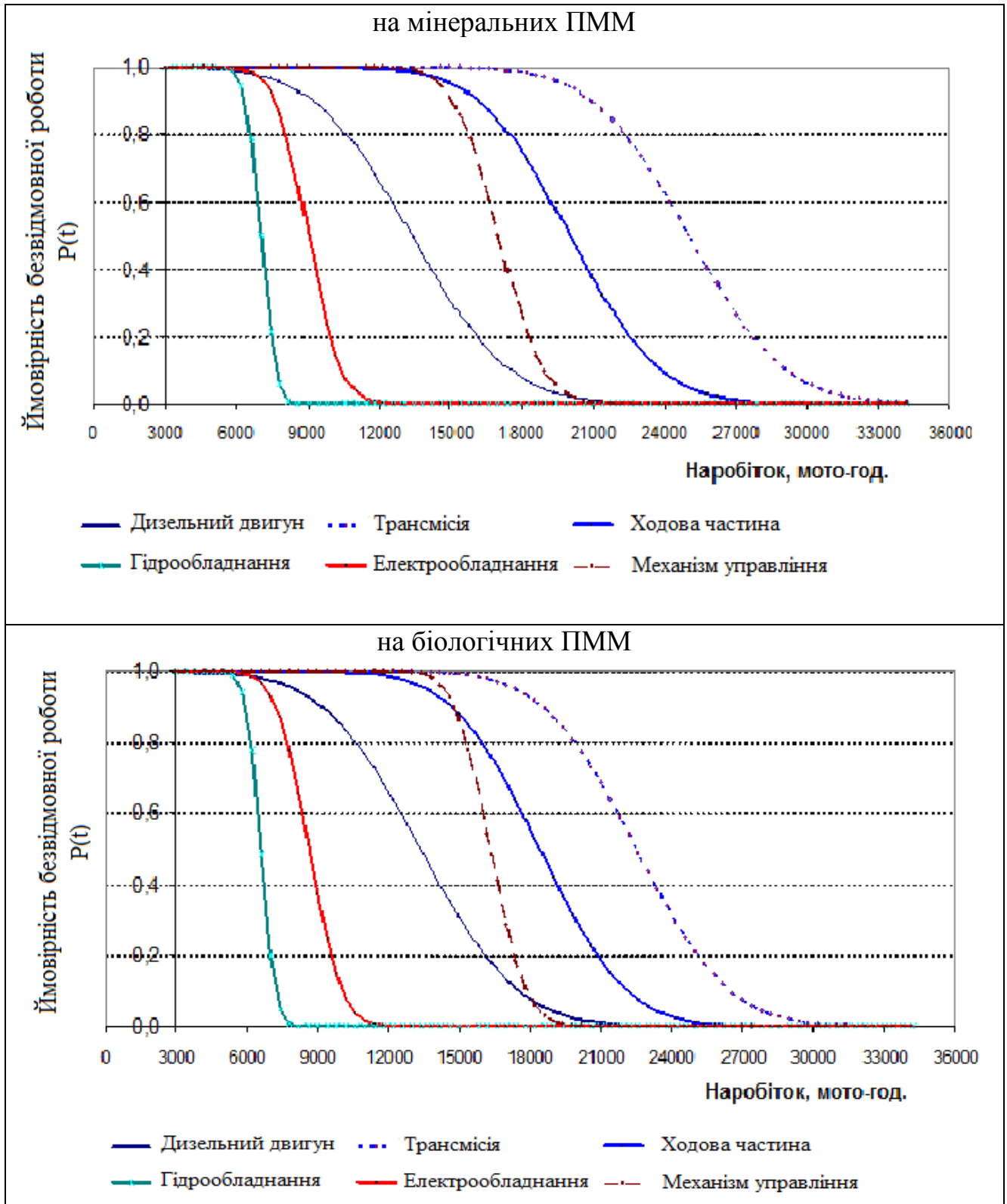


Рис.3.11. Ймовірності безвідмовної роботи функціональних систем сільськогосподарської техніки при роботі на мінеральних і біологічних ПММ

Як видно з рис.3.11 найменш надійними функціональними системами сільськогосподарської техніки є електро- і гідрообладнання.

Таке зниження ресурсу функціональних систем сільськогосподарської техніки при роботі на біологічних ПММ пояснюється активною дією метанолів біологічних ПММ на матеріали усіх елементів функціональних систем СГТ, що призводить до руйнування поверхонь і збільшення зносу пар тертя.

Ймовірності безвідмовної роботи сільськогосподарської техніки при роботі на мінеральних і біологічних ПММ наведені на рис.3.12.

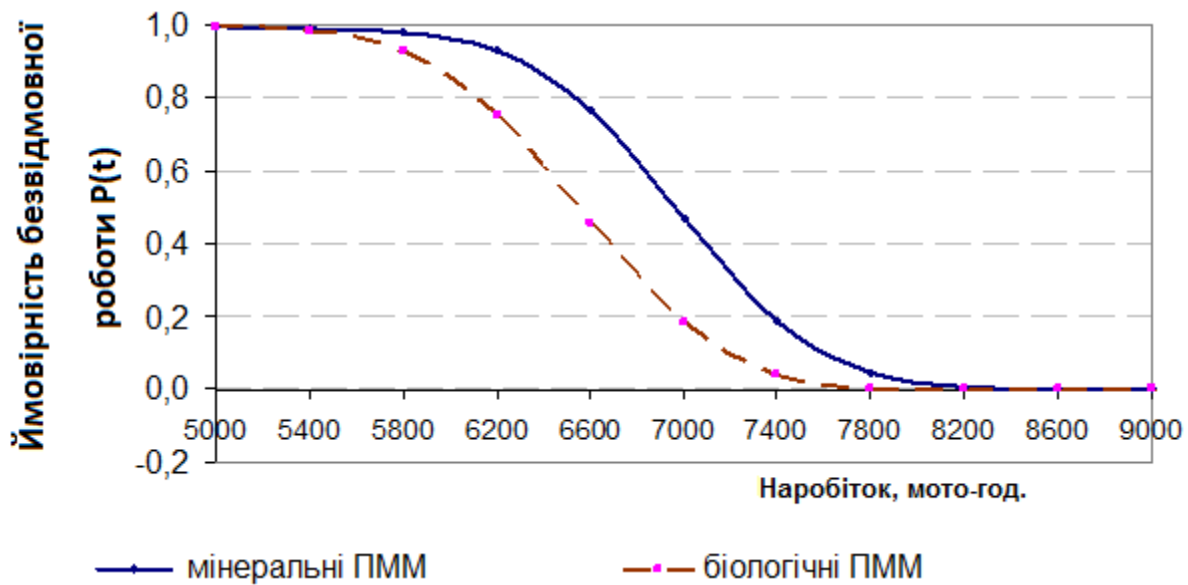


Рис. 3.12. Ймовірності безвідмовної роботи сільськогосподарської техніки при роботі на мінеральних і біологічних ПММ

Середній ресурс наробітку функціональних систем сільськогосподарської техніки при роботі на мінеральних ПММ складає 15667 мото-годин.

Середній ресурс наробітку функціональних систем сільськогосподарської техніки при роботі на біологічних ПММ, складає 14465 мото-год., що дає зниження загального середнього ресурсу, в порівнянні з роботою на мінеральних ПММ, на 7,67%.

Опис основних функціональних систем сільськогосподарської техніки наведений у вигляді граф стану (рис. 3.13): 0 – мобільна техніка; 1 –дизельний

двигун; 2 – трансмісія; 3 - ходова частина; 4 – гідрообладнання; 5 – електрообладнання; 6 - механізм управління.

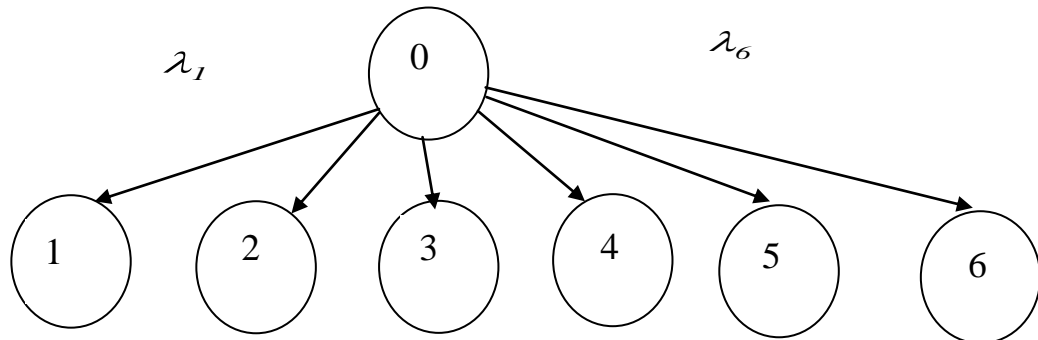


Рис. 3.13. Граф стану основних функціональних систем сільськогосподарської техніки

Система лінійних диференціальних рівнянь, яка сталими коефіцієнтами описує процес функціонування основних систем сільськогосподарської техніки має вид:

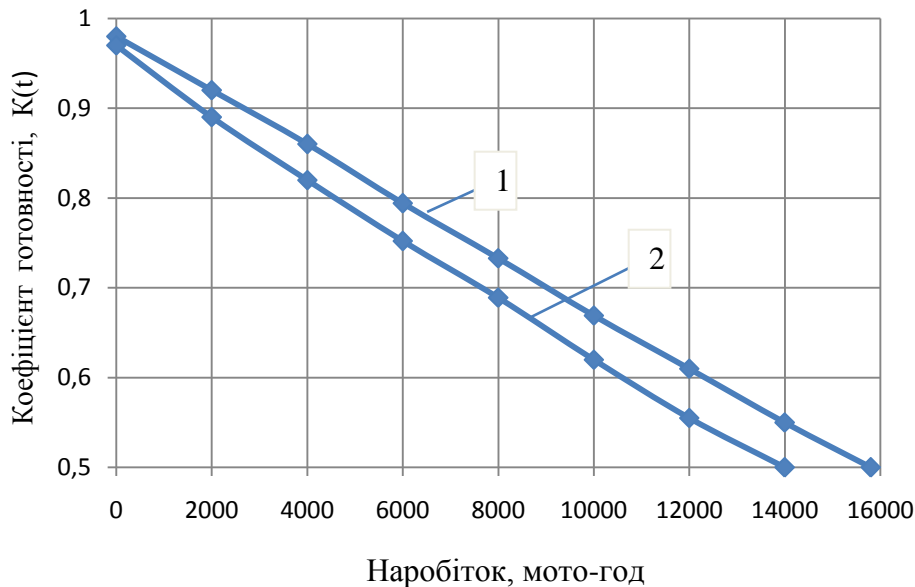
$$\left\{ \begin{array}{l} p'_0(t) = -(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4 + \lambda_5 + \lambda_6)p_0(t) + \\ \quad + \mu_1 p_1(t) + \mu_2 p_2(t) + \mu_3 p_3(t) + \mu_4 p_4(t) + \mu_5 p_5(t) + \mu_6 p_6(t) \\ p'_1(t) = \lambda_1 p_0(t) \\ p'_2(t) = \lambda_2 p_0(t) \\ p'_3(t) = \lambda_3 p_0(t) \\ p'_4(t) = \lambda_4 p_0(t) \\ p'_5(t) = \lambda_5 p_0(t) \\ p'_6(t) = \lambda_6 p_0(t) \\ p_0(t) + p_1(t) + p_2(t) + p_3(t) + p_4(t) + p_5(t) + p_6(t) = 1 \end{array} \right.$$

Вирішення системи рівнянь є матриця ймовірностей безвідмовної роботи функціональних систем сільськогосподарської техніки при роботі на мінеральних і біологічних ПММ. Результати розрахунків наведені в додатку Н(Таблиця Л2 і Л3).

Коефіцієнт готовності системи сільськогосподарської техніки дорівнює сумі ймовірностей всіх справних її станів:

$$K_r(t) = \sum_{i=1}^n p_i(t) \quad (3.6)$$

Коефіцієнти готовності функціональних систем сільськогосподарської техніки при роботі на мінеральних і біологічних ПММ наведені на рис.3.14.



1-мінеральні ПММ; 2-біологічні ПММ

Рис.3.14. Коефіцієнти готовності функціональних систем сільськогосподарської техніки при роботі на мінеральних і біологічних ПММ

Таким чином встановлено, що коефіцієнт готовності функціональних систем СГТ при роботі на мінеральних ПММ вище чим при роботі на біологічних ПММ. При досягненні числового значення $K_r(t)=0,5$, при якому подальша експлуатація СГТ не доцільна, наробіток її становить: на БПММ – 14000 мото-год., а на мінеральних майже 16000 мото-годин. Для збільшення $K_r(t)$, необхідно підвищити надійність спряжень вузлів і агрегатів СГТ шляхом виявлення і усунення «слабкої ланки».

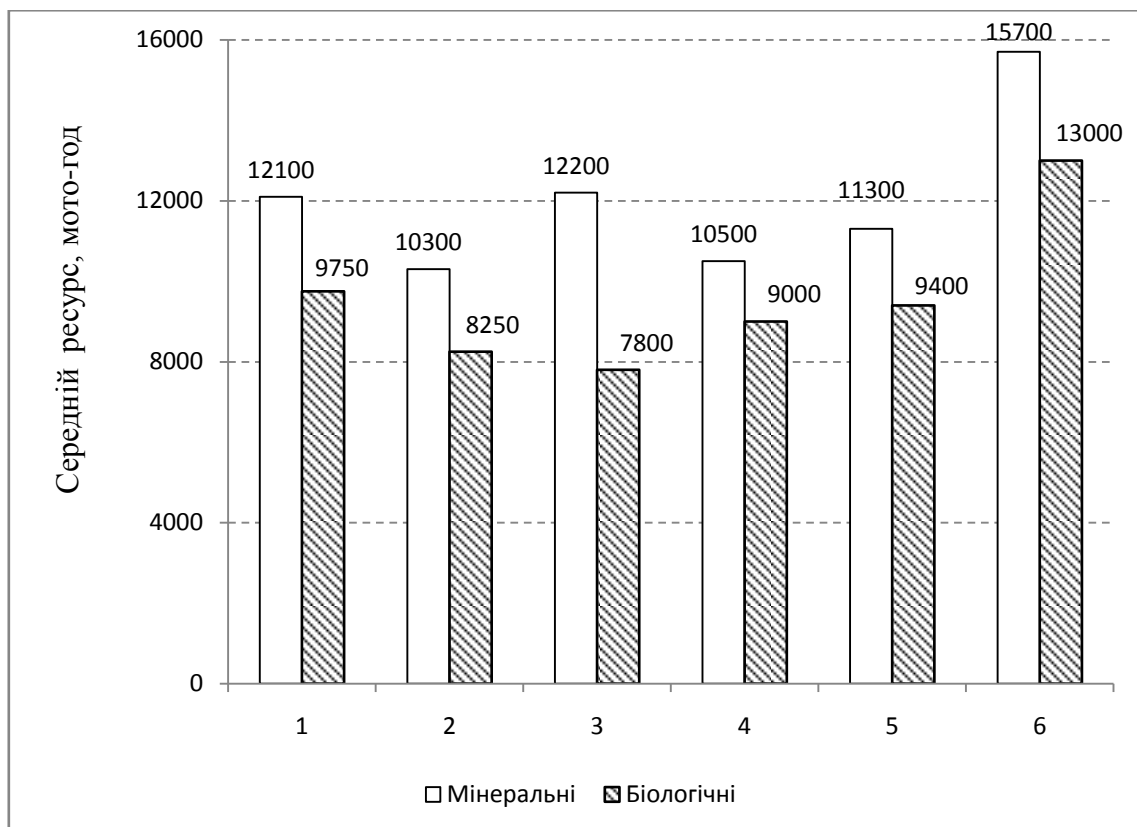
Основним агрегатом сільськогосподарської техніки з максимальною трудомісткістю ремонту являється дизельний двигун, тому розглянемо

надійність елементів і його функціональних систем при роботі на мінеральних і біологічних ПММ.

3.2.1. Надійність функціональних систем дизельного двигуна

Дизельний двигун можна подати, як комплекс функціональних систем, що мають самостійні ресурси, тобто: кривошипно-шатунний механізм, система змащення, паливна система, електрообладнання, система запуску газорозподільний механізм, що впливають на працездатність двигуна.

Середні ресурси систем дизельного двигуна при роботі на різних видах ПММ наведені рис 3.15., а фактичні ресурси в додатку А (Таблиця А 2).



1 - кривошипно-шатунний механізм; 2 - система змащення; 3 - паливна система; 4 – електротехнічна система; 5 - система запуску; 6-газорозподільний механізм

Рис.3.15.Середні ресурси систем дизельного двигуна при роботі на мінеральних і біологічних ПММ, мото-год

Ймовірності безвідмовної роботи систем дизельного двигуна при роботі на мінеральних та біологічних ПММ наведені на рис 3.16.

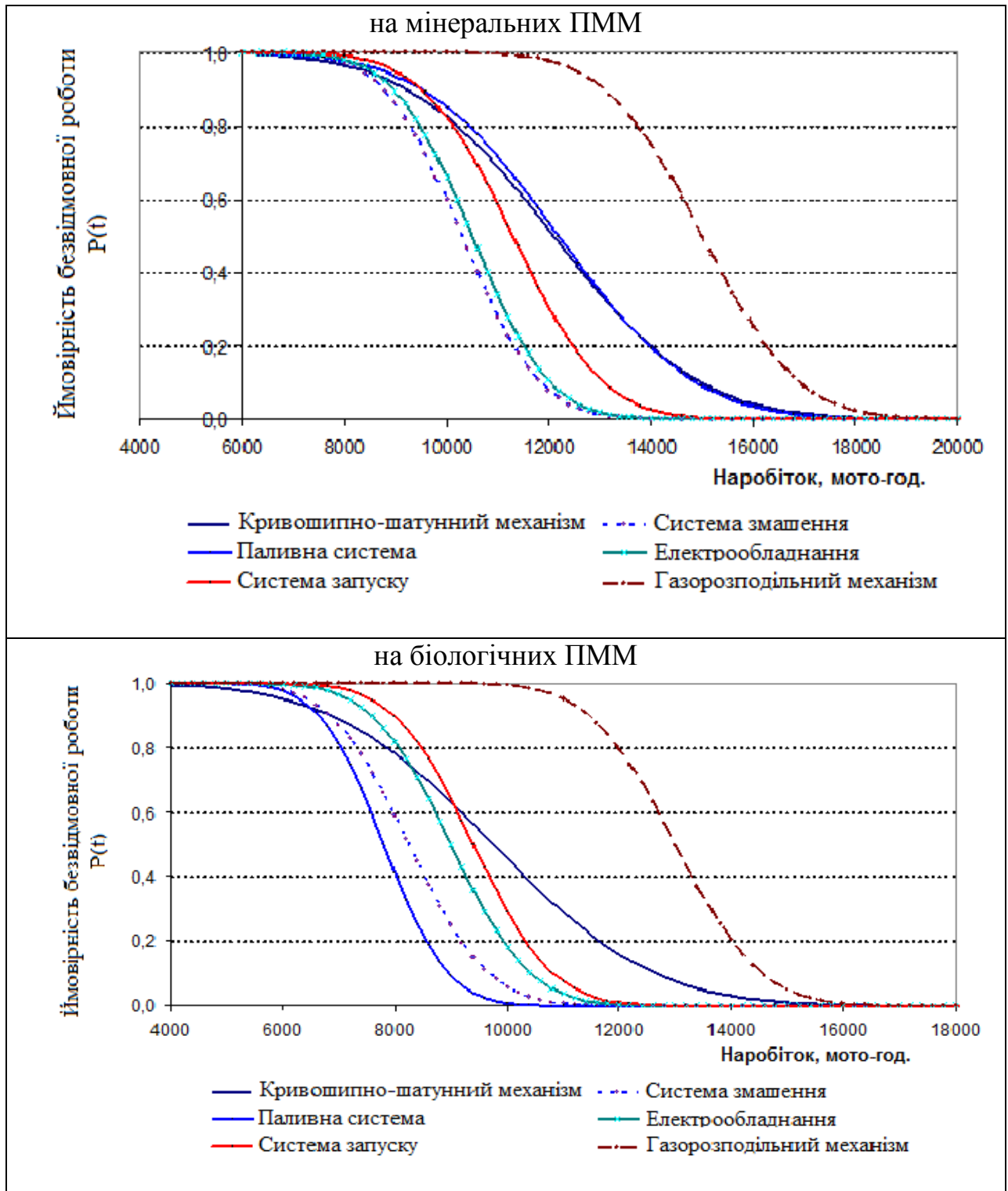


Рис 3.16. Ймовірності безвідмовної роботи дизельного двигуна при роботі на мінеральних та біологічних ПММ

Ймовірності безвідмовної роботи двигуна при роботі на мінеральних та біологічних ПММ наведені на рис.3.17.

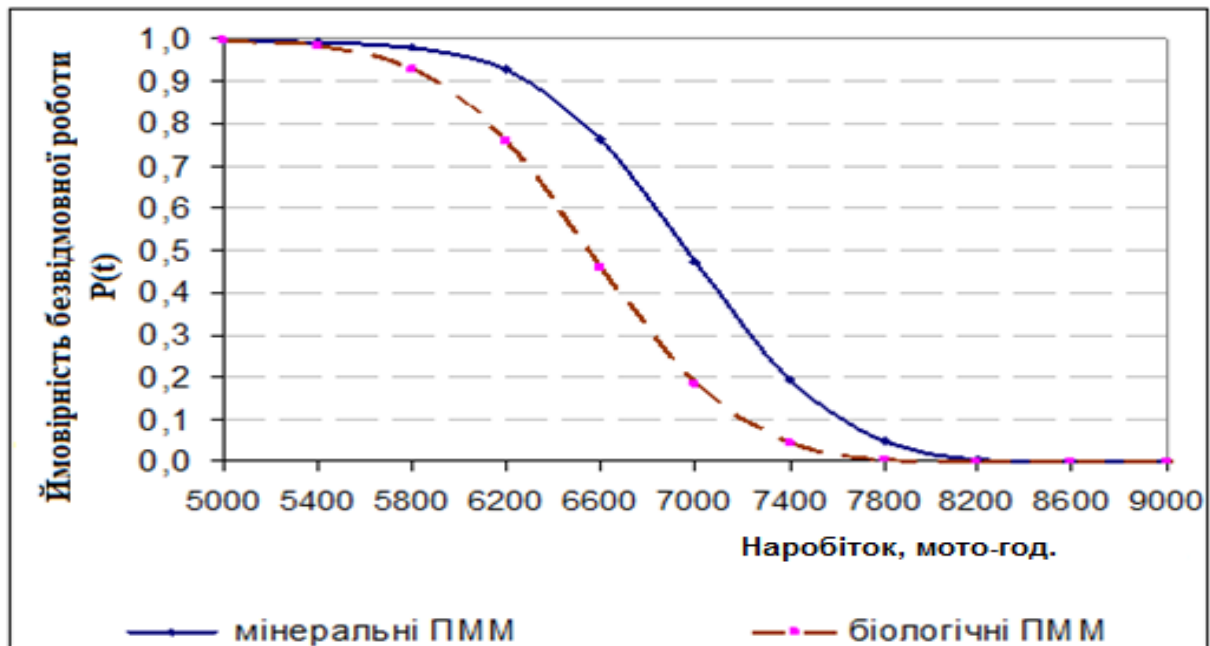


Рис. 3.17. Ймовірності безвідмовної роботи дизельного двигуна при роботі на мінеральних та біологічних ПММ

Перехід сільськогосподарської техніки на біологічні ПММ впливає на зниження середнього ресурсу наробітку елементів дизельного двигуна.

Середній статистичний наробіток дизельного двигуна при роботі на мінеральних ПММ складає 15000 мото-годин, а на біологічних ПММ 13350 мото-годин.

З аналізу видно, що найбільш слабкими елементами дизельного двигуна, є паливна система і система змащення. Застосування біологічних ПММ знижують ресурси усіх елементів, але особливо паливної апаратури.

Опис вузлів і агрегатів систем дизельного двигуна можна показати у вигляді граф стану (рис. 3.18):

де 11 – кривошипно-шатунний механізм; 12 – система змащення; 13 – електрообладнання; 14 – система запуску; 15 – газорозподільний механізм; 16 – паливна апаратура.

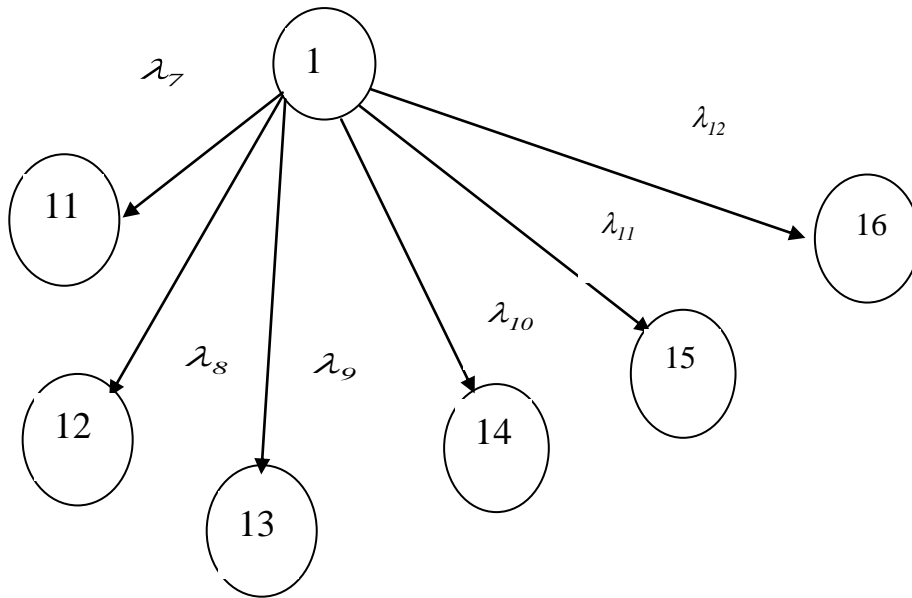


Рис. 3.18. Граф стану вузлів і агрегатів функціональних систем дизельного двигуна

Система лінійних диференціальних рівнянь, яка сталими коефіцієнтами описує процес роботи систем дизельного двигуна, має вид:

$$\#1 = \left\{ \begin{array}{l} p_1'(t) = -(\lambda_7 + \lambda_8 + \lambda_9 + \lambda_{10} + \lambda_{11} + \lambda_{12})p_1(t) + \\ + \mu_7 p_{11}(t) + \mu_8 p_{12}(t) + \mu_9 p_{13}(t) + \mu_{10} p_{14}(t) + \mu_{11} p_{15}(t) + \mu_{12} p_{16}(t) \\ p_{11}'(t) = \lambda_7 p_1(t) \\ p_{12}'(t) = \lambda_8 p_1(t) \\ p_{13}'(t) = \lambda_9 p_1(t) \\ p_{14}'(t) = \lambda_{10} p_1(t) \\ p_{15}'(t) = \lambda_{11} p_1(t) \\ p_{16}'(t) = \lambda_{12} p_1(t) \\ \sum_{i=1..k} p_i(t) = 1 \end{array} \right.$$

Розв'язанням системи рівнянь є матриця ймовірностей безвідмовної роботи систем дизельного двигуна на мінеральних і біологічних ПММ. Результати розрахунків наведені в додатку Н (Таблиця Л4 і Л5).

Зниження ймовірностей безвідмовної роботи дизельного двигуна на біологічних ПММ складає 10,6% по відношенню до роботи на мінеральних ПММ.

Таке зниження ресурсу елементів і функціональних систем дизельного двигуна при роботі на біологічних ПММ, пояснюється активною дією метанолів біологічних ПММ на матеріали усіх елементів паливної системи і системи змащення, що призводить до руйнування поверхонь і збільшення зносу деталей сполучень.

3.2.2. Надійність паливної системи дизельного двигуна

Основним функціональним завданням паливних систем двигунів є подача точної кількості пального у відповідний циліндр і в точно певний проміжок часу.

Для полегшення пуску дизеля в холодну пору часто застосовуються свічки накалювання, які відрізняються від іскрових свічок запалювання тим, що вони є просто електричними нагрівачами і підігрівають холодне повітря перед подачею його в циліндри двигуна в процесі пуску. Паливний бак повинен задовольняти вимогам безпеки. Паливо з бака надходить в нагнітальний трубопровід, а потім до паливного фільтру, за допомогою підкачуючого насоса. Паливний фільтр повинен очистити паливо від механічних забруднень, щоб механічні домішки не потрапили в паливний насос високого тиску (ПНВТ). До паливного баку приєднується також зливний трубопровід, по якому в бак зливаються надлишки пального з ПНВТ і форсунок.

Найскладнішим і дорогим пристроєм системи живлення дизеля є ПНВТ, який не тільки створює тиск пального, але і розподіляє його по форсункам відповідних циліндрів в залежності від порядку роботи двигуна. Форсунки з'єднуються з ПНВТ трубопроводами високого тиску. Форсунки входять своєю нижньою частиною - розпилювачами - в камери згорання. Розпилювачі мають

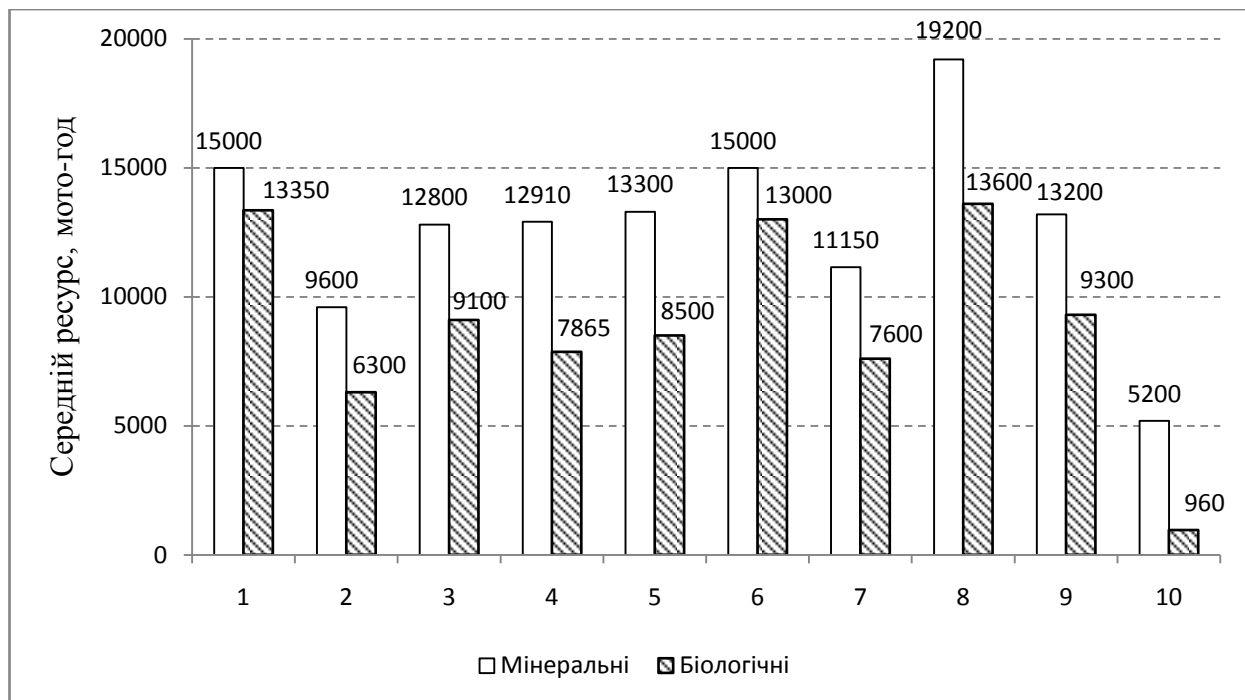
дуже маленькі отвори, необхідні для того, щоб паливо надходило в камеру згоряння в дрібно розпиленому вигляді і легко спалахувало.

Повітряний фільтр встановлюється на впускному трубопроводі двигуна і очищає повітря, яке надходить в циліндри. Випускна система містить трубопроводи, глушник і часто обладнується каталітичними нейтралізаторами і іншими пристроями для зниження кількості шкідливих речовин у відпрацьованих газах.

За основні елементи взяті: паливний бак, підкачуючий насос, паливний фільтр, ПНВТ, форсунка і трубопроводи. Відкази цих елементів статистично незалежні.

Фактичні середні і гама ресурси паливної системи дизельного двигуна при роботі на різних видах ПММ наведені в додатку А (Таблиця А.3).

Середні ресурси паливної системи дизельного двигуна наведені на рис.3.19.



1 - паливний бак; 2 - підкачуючий насос; 3 - фільтр; 4 - ПНВТ; 5-форсунка; 6-трубопроводи; 7 - плунжерна пара; 8 – клапан; 9 - підкачуючий насос; 10 – ущільнення

Рис. 3.19. Середні ресурси паливної системи при роботі на різних видах пального, мото-год

Ймовірності безвідмовної роботи елементів паливної системи при роботі на різних видах ПММ наведено на рис. 3.20.

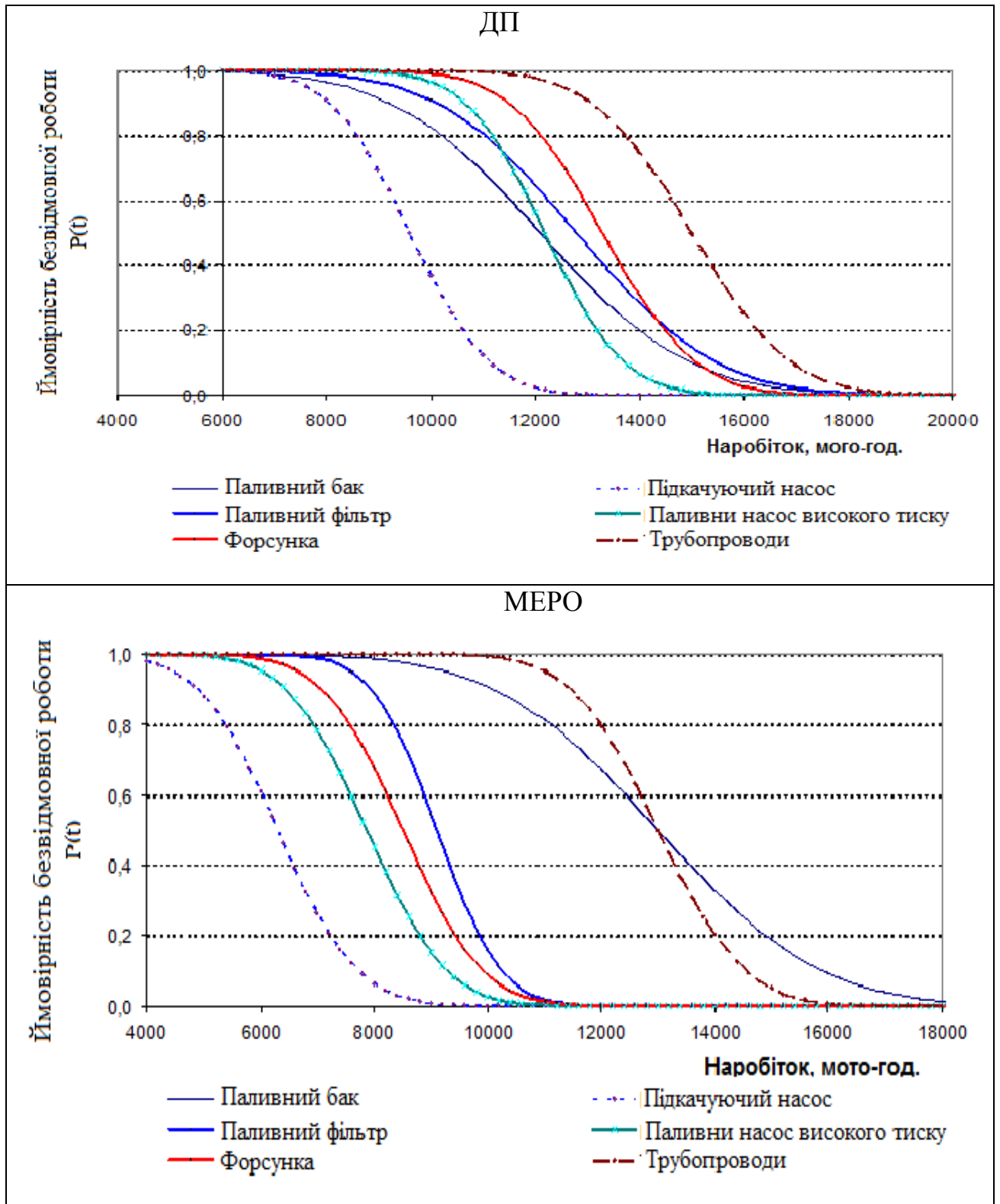


Рис. 3.20. Ймовірності безвідмовної роботи елементів паливної системи при роботі на мінеральних і біологічних ПММ

При роботі на МЕРО ресурси нижчі. Тут явно виділяється "слабка ланка", якою є паливний насос високого тиску і підкачуючий насос.

Як видно, найменш надійним елементів паливної системи дизельного двигуна є паливний насос високого тиску і підкачуючий насос.

Загальне падіння ресурсу паливної системи можна пояснити дією метанолів біопального на матеріали усіх елементів, призводячи до руйнування поверхонь і збільшення зносу пар тертя.

Як видно з додатку А (Таблиця А.3) середній ресурс паливної системи дизеля, при роботі на ДП складає 12980 мото-годин, а на МЕРО - 9630 мото-годин, що складає 24%.

В основному, це падіння ресурсу відбувається із-за низької стійкості матеріалів плунжерних пар паливних насосів, нагнітального клапана і форсунок паливного насоса до метанолів біодизельного пального.

Ймовірності безвідмовної роботи паливних систем дизелів при роботі на різних видах пального, наведені на рисунку 3.21.

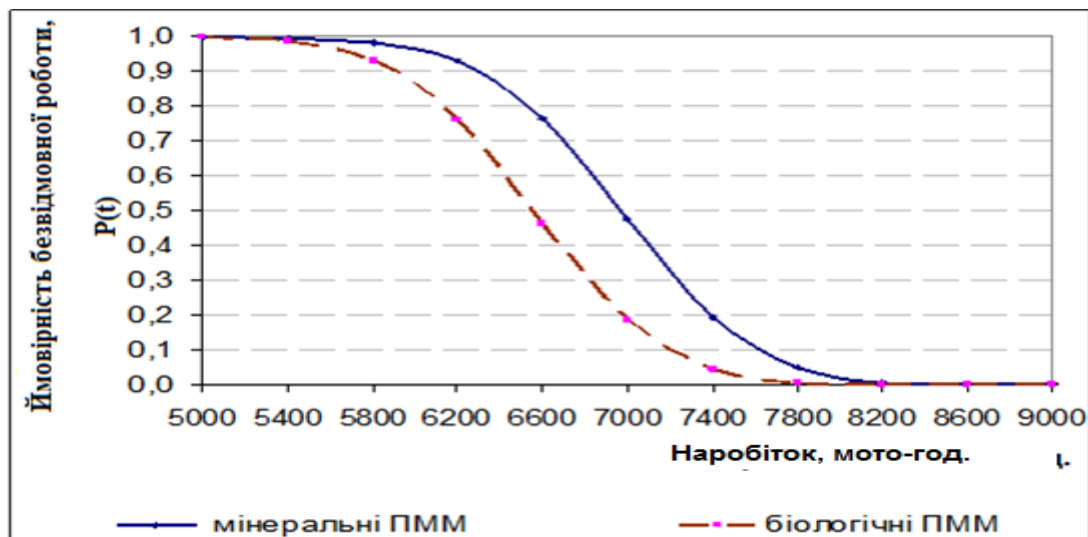


Рис. 3.21. Ймовірності безвідмовної роботи паливних систем дизелів при роботі на мінеральних і біологічних ПММ

Аналіз приведених даних показує, що починаючи приблизно після 8000 мото-год. роботи на ДП, настає безперервний потік ресурсних відмов. При

роботі на біологічному пальному, безперервний потік ресурсних відмов настає після 7500 мото-год. роботи.

Це пов'язано з тим, що за відсутності засобів діагностики із-за відмов одного з елементів, незалежно від групи складності, на практиці вимагається робити капітальний ремонт усіх елементів паливної системи.

Опис: вузлів і агрегатів паливних систем показано у вигляді граф стану:(рис.3.22):

де 16 – паливна апаратура; 71 - паливний бак; 72 - підкачуючий насос; 73 - паливний фільтр ; 74 - паливний насос високого тиску; 75 - форсунка; 76 – трубопроводи; 81 - плунжерна пара; 82 – клапан; 83 - підкачуючий насос; 84 – ущільнення.

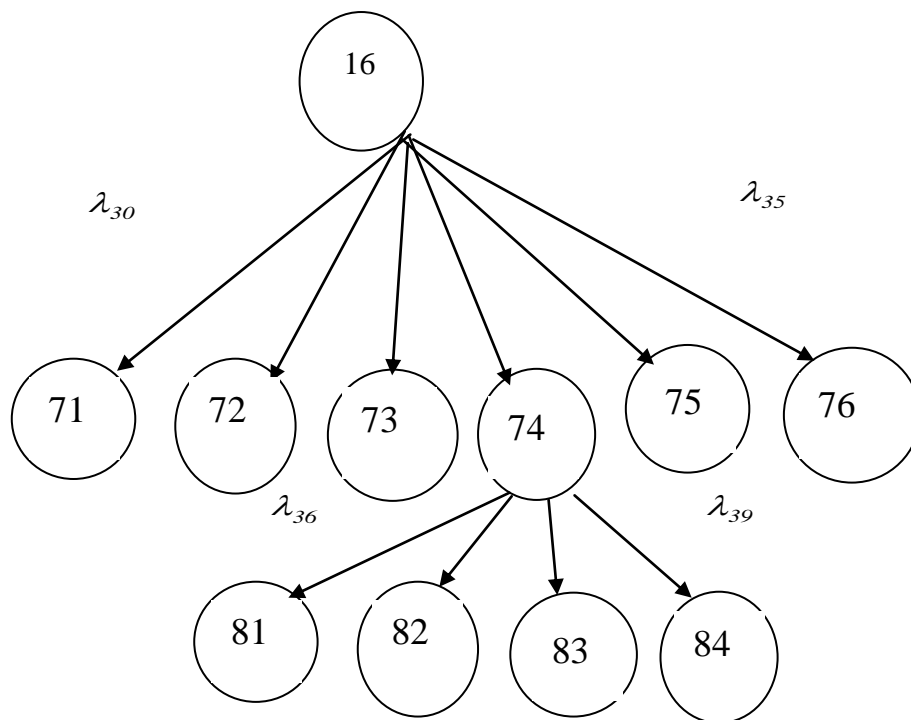


Рис. 3.22. Граф стану вузлів і агрегатів паливних систем

Система лінійних дифференціальних рівнянь, яка сталими коефіцієнтами, описує процес функціонування паливної системимає вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} p'_{16}(t) = -(\lambda_{30} + \lambda_{31} + \lambda_{32} + \lambda_{33} + \lambda_{34} + \lambda_{35})p_{16}(t) + \\ + \mu_{30}p_{71}(t) + \mu_{31}p_{72}(t) + \mu_{32}p_{73}(t) + \mu_{33}p_{74}(t) + \mu_{34}p_{75}(t) + \mu_{35}p_{76}(t) \\ p'_{71}(t) = \lambda_{30}p_{16}(t) \\ p'_{72}(t) = \lambda_{31}p_{16}(t) \\ p'_{73}(t) = \lambda_{32}p_{16}(t) \\ p'_{74}(t) = \lambda_{33}p_{16}(t) - (\lambda_{36} + \lambda_{37} + \lambda_{38} + \lambda_{39})p_{74}(t) + \\ + \mu_{36}p_{81}(t) + \mu_{37}p_{82}(t) + \mu_{38}p_{83}(t) + \mu_{39}p_{84}(t) \\ p'_{75}(t) = \lambda_{34}p_{16}(t) \\ p'_{76}(t) = \lambda_{35}p_{16}(t) \\ p'_{81}(t) = \lambda_{36}p_{74}(t) \\ p'_{82}(t) = \lambda_{37}p_{74}(t) \\ p'_{83}(t) = \lambda_{38}p_{74}(t) \\ p'_{84}(t) = \lambda_{39}p_{74}(t) \\ \sum_{i=1..k} p_i(t) = 1 \end{array} \right.$$

В результаті вирішення системи рівнянь отримана матриця ймовірностей безвідмовної роботи паливної системи на мінеральних і біологічних ПМ. Результати розрахунків наведені в додатку Н (Таблиця Л6 і Л7). Таким чином, в результаті проведеного аналізу параметричної надійності елементів паливної системи дизелів при роботі на різних видах пального, було виявлено "слабку ланку" функціональної системи, якою є паливний насос високого тиску, середній ресурс якого складає 12190 мото-годин при роботі на ДП і 7865 мото-годин при роботі на МЕРО.

У зв'язку з цим, для підвищення надійності паливної системи дизеля, необхідно підвищити ресурс ПНВТ.

3.2.3. Надійність гідравлічної системи

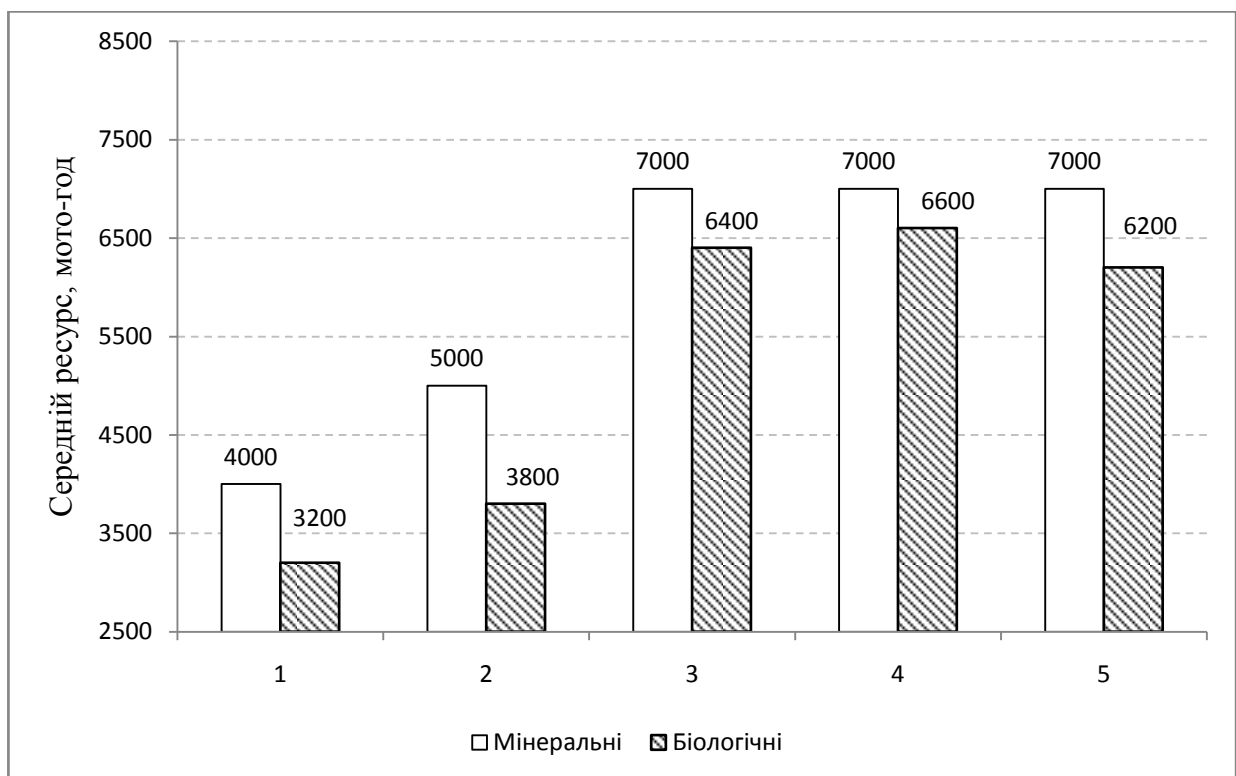
Проведений статистичний аналіз гідросистем СГТ, що поступають в ремонт, дозволив визначити середні ресурси елементів гідросистем при роботі на мінеральних оливах, які складають : гідронасос - 4000 мото-год.; гідролінії -

5000 мото-год.; гідроциліндр (гідродвигун) - 7000 мото-год.; розподільник - 7000 мото-год., ущільнення - 7000 мото-год.

Фактичні ресурси елементів гідросистем при роботі на мінеральних і біологічних оливах наведені в додатку А(Таблиця А.7).

Результати розрахунків часу t_n , впродовж якого ймовірність виходу параметра за фіксовані межі допуску буде не більша $P_t \leq 0,5$ (визначення середнього ресурсу $R(t)$) дозволили виявити дуже істотну негативну тенденцію, суть якої полягає в тому, що різні елементи цього агрегату мають ресурси, що істотно відрізняються.

Середні ресурси елементів гідросистем наведені на рис.3.23.



1 – гідронасос; 2 - гідролінії; 3 - гідроциліндр (гідродвигун); 4 – розподільник, 5 – ущільнення

Рис.3.23. Середні ресурси елементів гідросистем при роботі на мінеральних і біологічних оливах, мото-год

Ймовірності безвідмовної роботи елементів гідросистем при роботі на мінеральних і біологічних оливах наведені на рис.3.24.

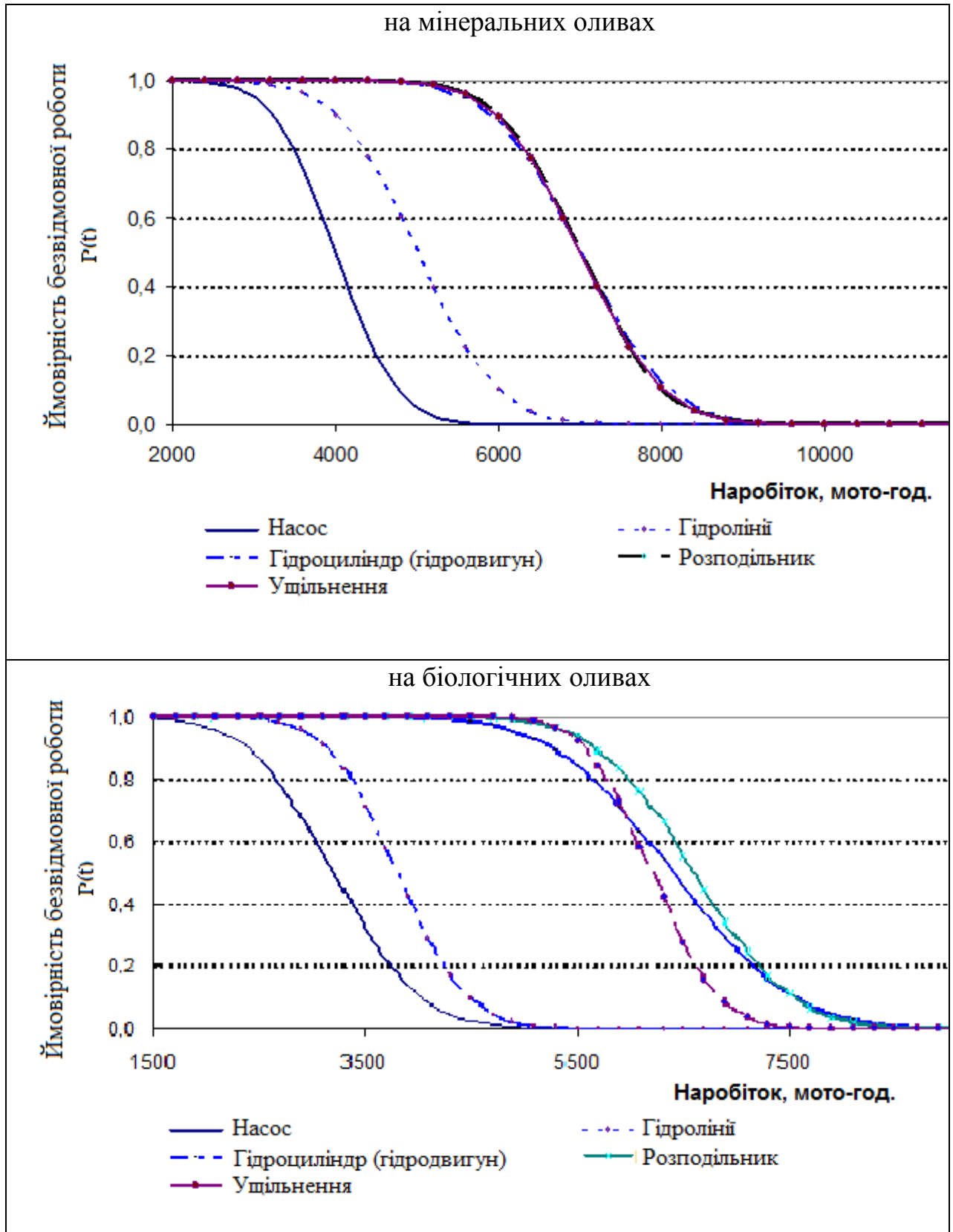


Рис.3.24. Ймовірності безвідмовної роботи елементів гідросистем при роботі на мінеральних і біологічних оливах

Як видно з рис. 3.23 і 3.24 середній ресурс гідросистеми сільськогосподарської техніки при роботі на мінеральних оливах складає 6000 мото-годин, а на біологічних оливах - 5050 мото-годин, що нижче на 16 %.

В основному, це падіння ресурсу відбувається із-за низької стійкості ущільнюючих елементів, виготовлених з синтетичних каучуків, які дуже активно вступають в реакцію з легкими фракціями біологічних олив. Аналогічно поведуться і ущільнення гідроциліндрів і шланги високого тиску. А також низькій стійкості деяких металів елементів гідросистеми до легких фракцій біологічної оливи, насичених воднем. Ймовірність безвідмовної роботи елементів гідросистем при роботі на різних видах олив наведено на рис. 3.25.

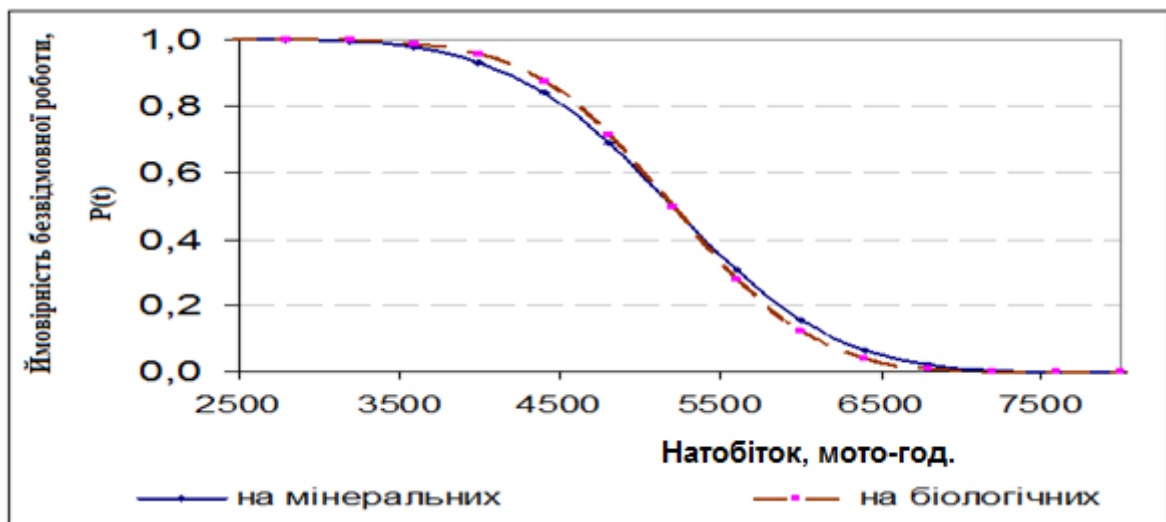


Рис. 3.25. Ймовірності безвідмовної роботи елементів гідросистем при роботі на мінеральних і біологічних оливах

Аналіз приведених даних показує, що починаючи приблизно після 7100 мото-годин роботи з мінеральною олією, настає безперервний потік ресурсних відмов. При роботі з біологічною олією, безперервний потік ресурсних відмов настає після 6400 мото-годин роботи. Це ще і пов'язано з тим, що за відсутності засобів діагностики через відмови одного з елементів, незалежно від групи складності, на практиці вимагається робити капітальний ремонт гідросистеми мобільного засобу в цілому. Зниження ймовірностей безвідмовної роботи

гідросистем на біологічних ПММ, складає 9,5 % по відношенню до гідросистем при роботі на мінеральних ПММ.

Опис вузлів і агрегатів гідравлічних систем показано у вигляді граф станів (рис.3.26):

де 0 – мобільна техніка; 4 - гідрообладнання; 41 - насос; 42 - гідролінії; 43 - гідроциліндр; 44 - розподільник; 45 – ущільнення.

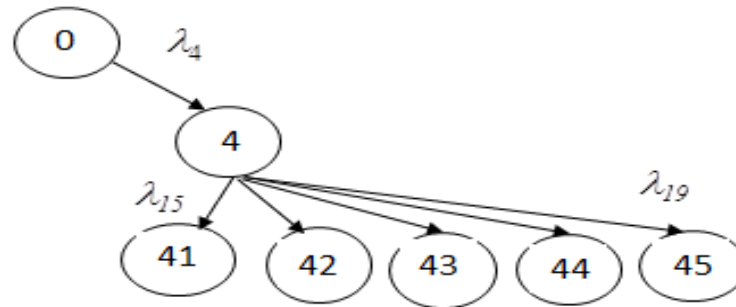


Рис. 3.26. Граф стану вузлів і агрегатів гідросистем

Система лінійних диференціальних рівнянь, яка сталими коефіцієнтами описує процес функціонування гідравлічної системи має вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} p'_0(t) = -\lambda_4 p_0(t) + \mu_4 p_4(t) \\ p'_4(t) = -\lambda_4 p_4(t) + \\ + \mu_{41} p_{41}(t) + \mu_{42} p_{42}(t) + \mu_{43} p_{43}(t) + \mu_{44} p_{44}(t) + \mu_{45} p_{45}(t) \\ p'_{41}(t) = \lambda_{15} p_4(t) \\ p'_{42}(t) = \lambda_{16} p_4(t) \\ p'_{43}(t) = \lambda_{17} p_4(t) \\ p'_{44}(t) = \lambda_{18} p_4(t) \\ p'_{45}(t) = \lambda_{19} p_4(t) \\ p_0(t) + p_4(t) + p_{41}(t) + p_{42}(t) + p_{43}(t) + p_{44}(t) + p_{45}(t) = 1 \end{array} \right.$$

В результаті вирішення системи рівнянь отримана матриця ймовірностей безвідмовної роботи гідросистем на мінеральних і біологічних оливах. Результати розрахунків наведені в додатку Н (Таблиця Л8 і Л9).

Таким чином, в результаті проведеного аналізу параметричної надійності гідросистем при роботі на різних видах олив, було виявлено "слабку ланку"

функціональної системи, якою є насос, середній ресурс якого складає 4000 мото-год. при роботі на на мінеральних оливах і 3200 мото-год. при роботі на на біологічних оливах.

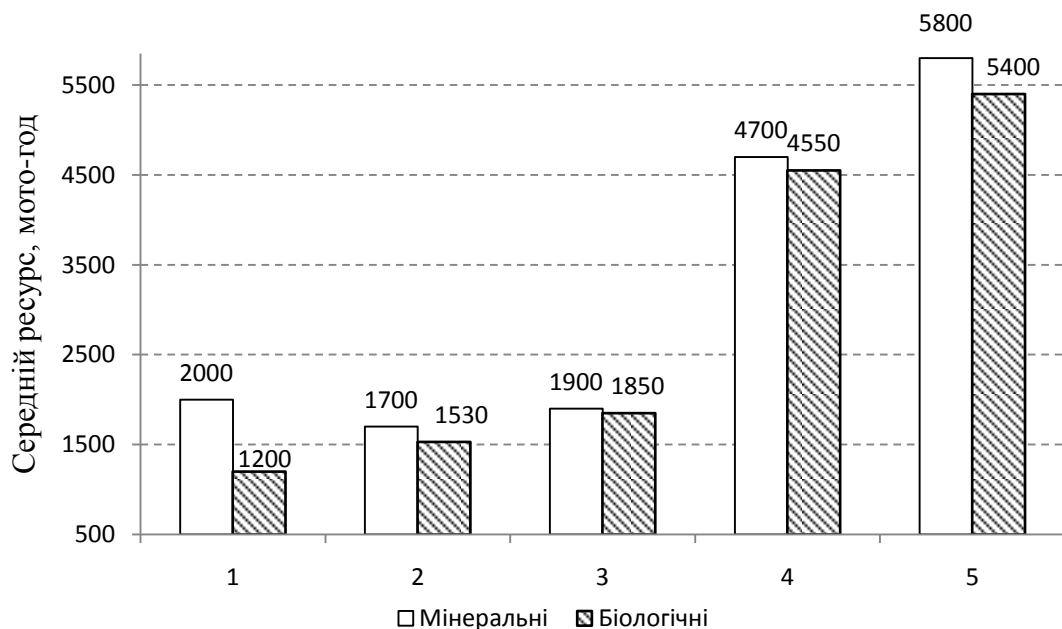
У зв'язку з цим, для підвищення надійності гідросистеми, необхідно підвищити ресурс насосу.

3.2.4. Надійність гідростатичної трансмісії

Проведений статистичний аналіз гідростатичної трансмісії СГТ, що поступає в ремонт, дозволив визначити середні ресурси елементів гідростатичної трансмісії при роботі на мінеральних і біологічних оливах.

Фактичні ресурси елементів гідростатичної трансмісії наведені в додатку А(Таблиця А. 5).

Середні ресурси елементів гідростатичної трансмісії при роботі на мінеральних і біологічних оливах наведені на рис.3.27.



1- насос підпитки; 2- качаючий вузол насоса; 3- качаючий вузол гідромотора; 4- клапанна коробка; 5- система управління

Рис.3.27. Середні ресурси елементів гідростатичної трансмісії при роботі на мінеральних і біологічних оливах, мото-год

Ймовірності безвідмовної роботи елементів гідростатичної трансмісії при роботі на різних видах олив наведені на рис.3.28.

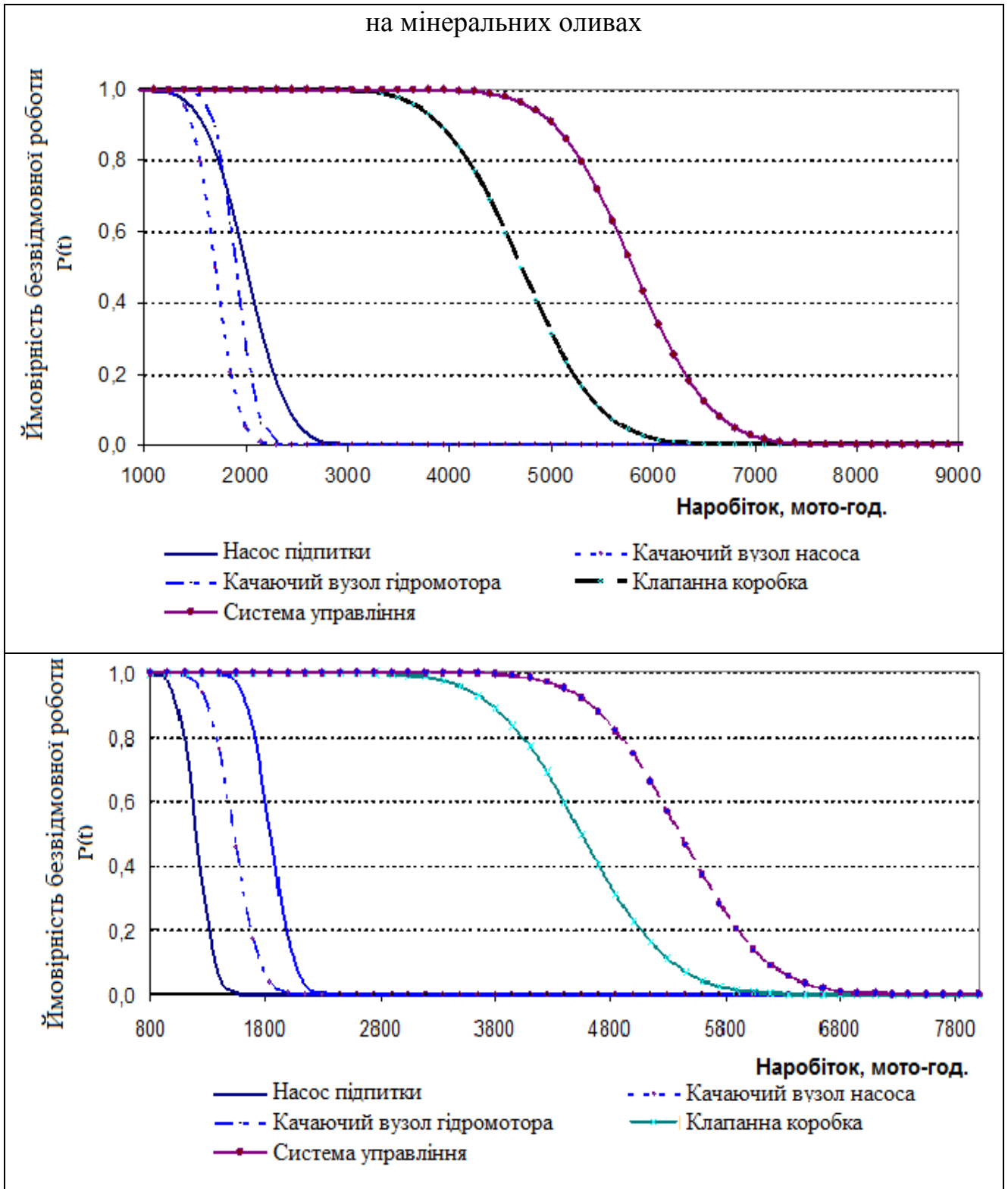


Рис.3.28. Ймовірності безвідмовної роботи елементів гідростатичної трансмісії при роботі на мінеральних і біологічних оливах

Як видно з рис. 3.27 середній ресурс гідростатичної трансмісії сільськогосподарської техніки при роботі на мінеральних оливах складає 3220 мото-год., а на біологічних оливах - 2930 мото-год., що нижче на 8%.

В основному, це падіння ресурсу відбувається із-за низької стійкості елементів вузлів насоса і гідромотора, через активну дію легких фракцій біологічних олив, насичених воднем, на матеріали цих вузлів. Ймовірності безвідмовної роботи гідростатичної трансмісії сільськогосподарської техніки при роботі на різних видах олив наведено на рис.3.29.

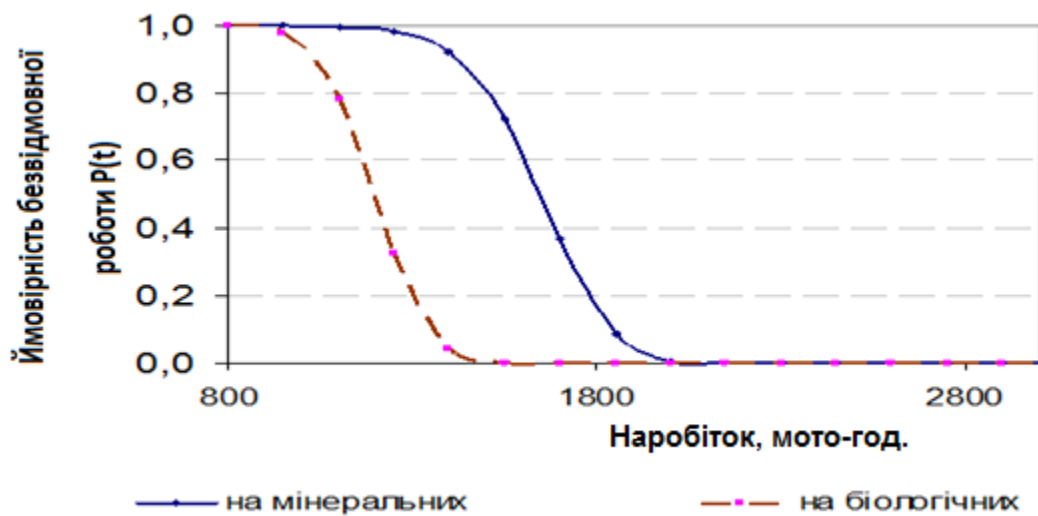


Рис. 3.29. Ймовірності безвідмовної роботи гідростатичної трансмісії при роботі на мінеральних і біологічних оливах

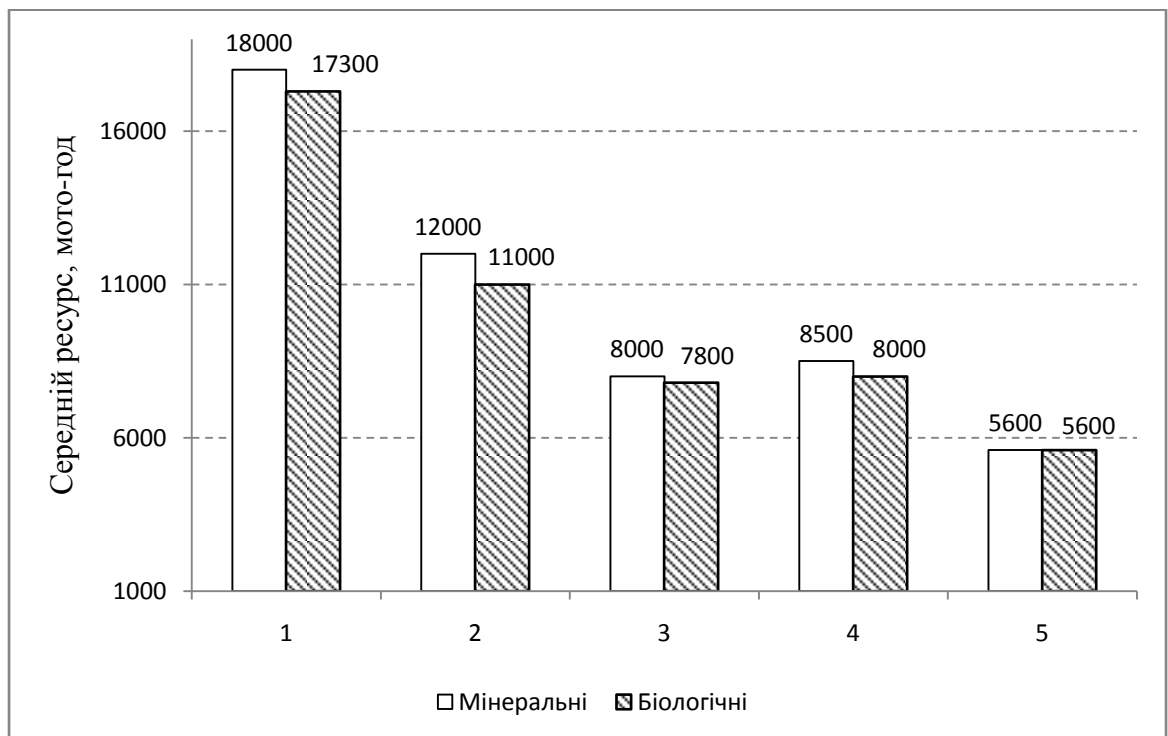
Аналіз приведених даних показує, що починаючи приблизно після 2000 мото-год. роботи з мінеральною оливою, настає безперервний потік ресурсних відмов. При роботі з біологічною оливою, безперервний потік ресурсних відмов настає після 1600 мото-год. роботи. Це ще пов'язано з тим, що за відсутності засобів діагностики через відмови одного з елементів, незалежно від групи складності, на практиці вимагається робити капітальний ремонт гідростатичної трансмісії мобільного засобу. Зниження ймовірностей безвідмовної роботи гідростатичної трансмісії сільськогосподарської техніки при роботі на біологічних ПММ, складає 5,5 % по відношенню до роботи її на мінеральних ПММ.

3.2.5. Надійність механічної трансмісії

Проведений статистичний аналіз механічної трансмісії сільськогосподарської техніки, що поступає в ремонт, дозволив визначити фактичні ресурси елементів механічної трансмісії при роботі на мінеральних оливах складають: шліцеві вали – 18000 мото-год.; шестерні – 12000 мото-год.; підшипники кочення – 8000 мото-год.; синхронізатори управління 8500 мото-год.; ущільнюючі елементи-5600 мото-год.

Фактичні ресурси елементів механічної трансмісії при роботі на мінеральних і біологічних оливах наведені в додатку А (Таблиця А 6).

Середні ресурси елементів гідростатичної трансмісії при роботі на мінеральних і біологічних оливах наведені на рис.3.30.



1 - шліцеві вали; 2 - шестерні; 3 - підшипники кочення; 4 - синхронізатори; 5 - ущільнюючі елементи

Рис. 3.30. Середні ресурси елементів механічної трансмісії при роботі на мінеральних і біологічних оливах, мото-год

Ймовірності безвідмовної роботи елементів механічної трансмісії сільськогосподарської техніки на різних видах олив наведені на рис.3.31.

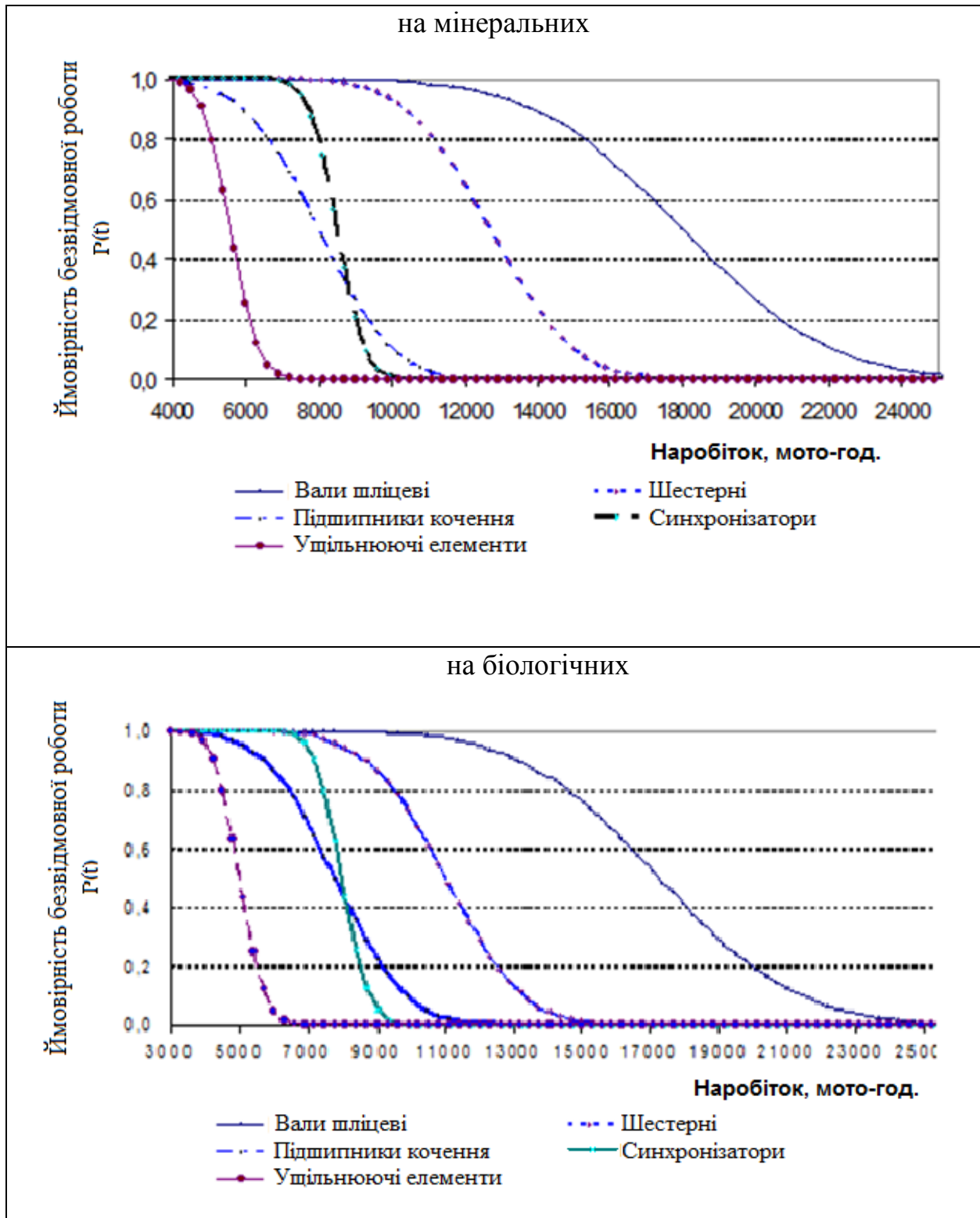


Рис.3.31. Ймовірності безвідмовної роботи елементів механічної трансмісії при роботі на мінеральних і біологічних олівах

Як видно з рис. 3.30, середній ресурс механічної трансмісії сільськогосподарської техніки при роботі на мінеральних оливах складає 10400 мото-годин, а на біологічних оливах – 9800 мото-годин, що нижче на 6%. В основному падіння ресурсу відбувається через низькі стійкості ущільнюючих елементів і підшипників кочення, через активну дію легких фракцій біологічних олив, насичених воднем, на матеріали цих вузлів. Аналіз приведених даних показує, що починаючи приблизно після 7500 мото-годин роботи з мінеральною олією, настає безперервний потік ресурсних відмов. Ймовірність безвідмовної роботи механічної трансмісії сільськогосподарської техніки на різних видах олив наведена на рис.3.32.

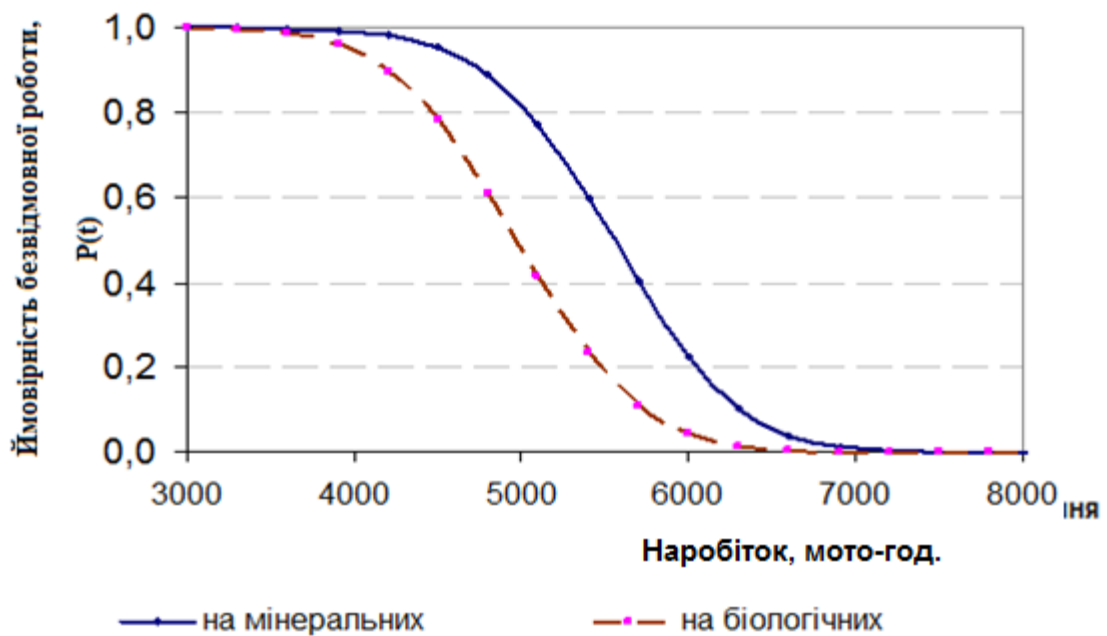


Рис. 3.32. Ймовірності безвідмовної роботи механічної трансмісії на мінеральних і біологічних оливах

При роботі на біологічній оліві, безперервний потік ресурсних відмов настає після 6500 мото-годин роботи. Це ще і зв'язано з тим, що за відсутності засобів діагностики із-за відмови одного з елементів, незалежно від групи складності, вимагається робити ремонт механічної трансмісії мобільного засобу в цілому.

Зниження ймовірностей безвідмовної роботи механічної трансмісії сільськогосподарської техніки на біологічних ПММ, складає 14% по відношенню до роботи на мінеральних ПММ.

Опис: вузлів і агрегатів функціональних систем трансмісії показано у вигляді граф стану (рис. 3.33):

де 2 – трансмісії; 21 – механічна трансмісія; 51 - вали шліцеві; 52 – шестерні; 53 – підшипники; 54 – синхронізатори; 55 – ущільнення; 22 – гідростатична трансмісія; 61 - насос підпитки; 62 - качаючий вузол насоса; 63 - качаючий вузол гідромотора; 64 - клапанна коробка; 65 - система управління.

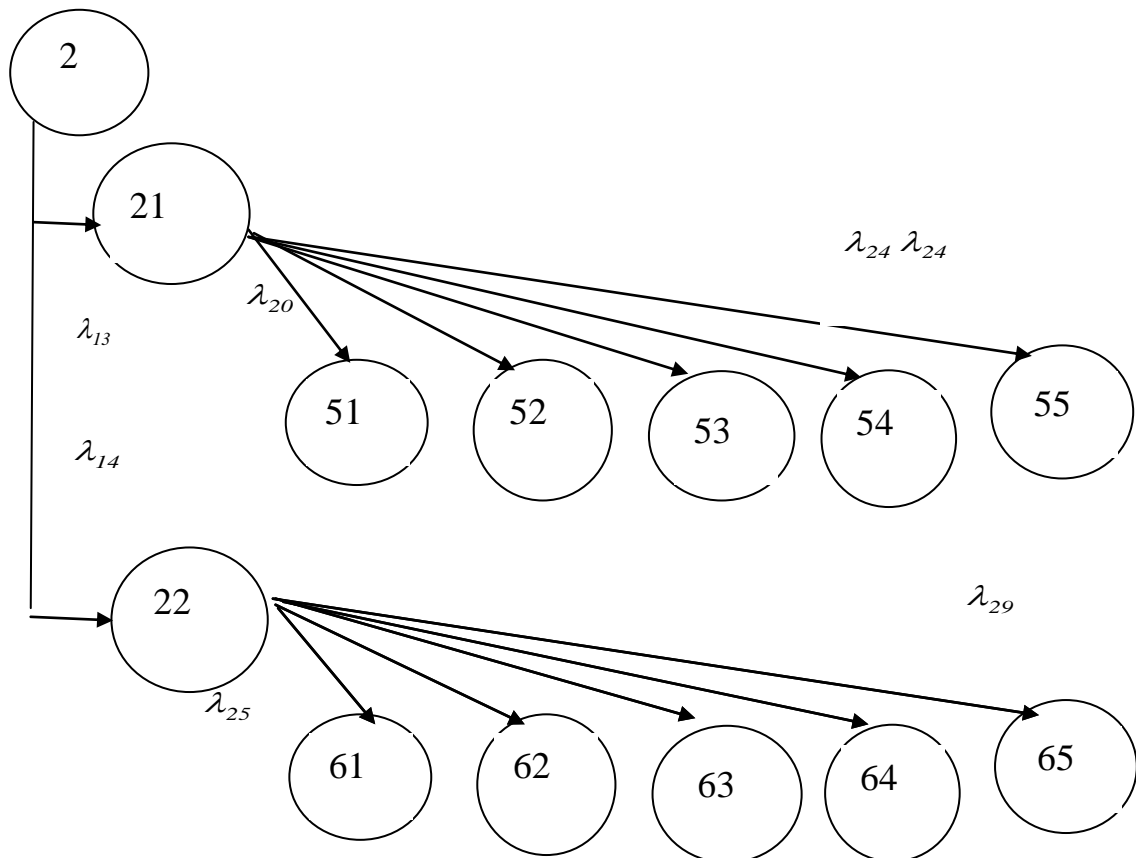


Рис. 3.33. Граф стану вузлів і агрегатів функціональних системи трансмісій

Система лінійних диференціальних рівнянь, яка сталими коефіцієнтами описує процес функціонування систем трансмісії має вид:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 p_2'(t) = -\lambda_{13} p_2(t) - \lambda_8 p_2(t) + \mu_{14} p_{22}(t) + \mu_{13} p_{21}(t) \\
 p_{21}'(t) = \lambda_{13} p_2(t) - (\lambda_{20} + \lambda_{21} + \lambda_{22} + \lambda_{23} + \lambda_{24}) p_{21}(t) \\
 \quad + \mu_{20} p_{51}(t) + \mu_{21} p_{52}(t) + \mu_{22} p_{53}(t) + \mu_{23} p_{54}(t) + \mu_{24} p_{55}(t) \\
 p_{22}'(t) = \lambda_{14} p_2(t) - (\lambda_{25} + \lambda_{26} + \lambda_{27} + \lambda_{28} + \lambda_{29}) p_{22}(t) + \\
 \quad + \mu_{25} p_{61}(t) + \mu_{26} p_{62}(t) + \mu_{27} p_{63}(t) + \mu_{28} p_{64}(t) + \mu_{29} p_{65}(t) \\
 p_{51}'(t) = \lambda_{20} p_{21}(t) \\
 p_{52}'(t) = \lambda_{21} p_{21}(t) \\
 p_{53}'(t) = \lambda_{22} p_{21}(t) \\
 p_{54}'(t) = \lambda_{23} p_{21}(t) \\
 p_{55}'(t) = \lambda_{24} p_{21}(t) \\
 p_{61}'(t) = \lambda_{25} p_{22}(t) \\
 p_{62}'(t) = \lambda_{26} p_{22}(t) \\
 p_{63}'(t) = \lambda_{27} p_{22}(t) \\
 p_{64}'(t) = \lambda_{28} p_{22}(t) \\
 p_{65}'(t) = \lambda_{29} p_{22}(t) \\
 \sum_{i=1..k} p_i(t) = 1
 \end{array} \right.$$

В результаті вирішення системи рівнянь отримана матриця ймовірностей безвідмовної роботи трансмісії на мінеральних і біологічних оливах. Результати розрахунку наведені в додатку Н (Таблиця Л10 і Л11).

В результаті моделювання надійності функціональних систем сільськогосподарської техніки при використанні БПММ нами були отримані результати, які дозволили розробити алгоритм та комп'ютерну програму для оцінки залишкового ресурсу трактора в залежності від режиму і середовища роботи, які наведені в додатку З (рис. 3.1-3.3).

На рис. 3.34 наведені прогнози і експериментальні залежності ймовірностей безвідмовної роботи із-за поступових відмов функціональних систем СГТ від наробітку, на різних видах ПММ.



1,2 - $P(t)$ – прогнозні і експериментальні залежності ймовірностей безвідмовної роботи із-за поступових відмов на мінеральних ПММ;

3,4 - $P(t)$ – прогнозні і експериментальні залежності ймовірностей безвідмовної роботи із-за поступових відмов на біологічних ПММ.

Рис. 3.34. Залежності ймовірностей безвідмовної роботи із-за поступових відмов функціональних систем СГТ від наробітку, на різних видах ПММ

Метод Рунге-Кутта реалізований при заданій точності 10^{-5} з автоматичним вибором кроку.

За допомогою критерію Пірсона здійснена перевірка на нормальний закон розподілу.

На підставі критерію Фішера встановлено, що прогнозні результати досліджень адекватні експериментальним даним ($1,08 < 1,96$; для $\alpha = 0,05$).

3.3. Висновки до розділу 3

1. Запропонована ймовірнісна модель надійності сільськогосподарської техніки дозволила виявити "слабкі ланки" функціональних систем СГТ, при роботі на біопально - мастильних матеріалах. «Слабкими ланками» з точки зору надійності є для: дизельного двигуна – паливна система; гідросистеми –

гідронасос; гідростатичної трансмісії – насос підпитки; механічної трансмісії - ущільнення, відмови яких складають в сукупності більше 50% від загальних. Описання функціонування систем здійснювалось за допомогою граф стану і системи лінійних алгебраїчних і диференціальних рівнянь, в результаті чого отримано лістинг програм в пакеті MathCad – вирішення систем рівнянь методом Рунге – Кутта і знаходження ймовірностей функціонування системи. Це дозволило обґрунтувати основні фактори, які впливають на надійність вузлів і агрегатів при експлуатації СГТ як на мінеральних так і біологічних ПММ.

2. Встановлено середні ресурси наробітку сільськогосподарської техніки і її функціональних систем, а саме для: - трактора, при роботі на мінеральних ПММ - 15667 мото-годин, а на біологічних - 14465 мото-годин, що нижче на 8 %; - дизельного двигуна, при роботі на мінеральних ПММ - 15000 мото - годин, а на біологічних-13350 мото-годин, що нижче на 11%; - гідросистем, при роботі на мінеральних оливах - 6000 мото - годин, а на біологічних-5050 мото-годин, що нижче на 16%; трансмісійних систем: - гідростатичної, при роботі на мінеральних оливах- 3220 мото-годин, а на біологічних - 2930 мото-годин, що нижче на 8%; - механічної, при роботі на мінеральних оливах - 10400 мото-годин, а на біологічних - 9800 мото-годин, що нижче на 6%. Таке зниження ресурсів відбувається за рахунок активного впливу метанолу біодизельного пального і вільних кислот біооливи, які впливають на зносні характеристики матеріалів пар тертя вузлів і агрегатів функціональних систем СГТ.

РОЗДІЛ 4

ВПЛИВ ТРИБОТЕХНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ БІОПАЛЬНО- МАСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ НА ЗНОСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВУЗЛІВ І АГРЕГАТІВ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ СИСТЕМ

4.1. Обґрунтування узагальненого показника зносу матеріалів деталей вузлів і агрегатів функціональних систем

Професор О. С. Проніков, розглядаючи роботу тертя при зношуванні напрямних станин, розробив методику визначення коефіцієнтів зносу матеріалів спряження типу плаваючі станини - напрямні каретки [193]. Так як процес зношування матеріалів в малих об'ємах і на малих площах контакту не залежить від конструктивної форми трибоспряжень, то запропоновану методику можна представити в загальному вигляді, що дозволяє визначати коефіцієнти зносів для матеріалів деталей вузлів і агрегатів сільськогосподарської техніки.

Основною умовою процесу зношування прийнято рівність роботи тертя і роботи, що витрачається на зношування $A_1=A_2$.

Робота тертя являє собою добуток коефіцієнта тертя K_T , функції шляху тертя $S(x)$ і навантаження $P(y)$.

$$A_1=K_T \cdot S(x) \cdot P(y) \quad (4.1)$$

де x і y - змінні параметри, що характеризують конструктивні особливості пар тертя і умов навантаження.

Робота, яка витрачається на зношування деталей трибоспряжень є відношення добутку коефіцієнта тертя K_T і функції зношування $U(x)$ до коефіцієнту зносу K_u .

$$A_2 = \frac{K_T \cdot U(x)}{K_u(x,y)} \quad (4.2)$$

Відношення $\left[\frac{K_u(x,y)}{K_T} \right]$ показує, на скільки *мкм* зноситься даний елемент поверхні при витраті одиниці роботи тертя.

Із рівності робіт отримуємо коефіцієнти зносу K_u матеріалів деталей спряжень вузлів і агрегатів функціональних систем СГТ в середовищі мінеральних ПММ.

$$K_u(x, y) = \frac{U(x)}{S(x) \cdot P(y)}, \quad \frac{MKM}{Pa \cdot km} \quad (4.3)$$

де (x, y) - змінні параметри коефіцієнта зносу, які показують відношення коефіцієнта зносу до певного типу спряження.

Це рівняння можна використовувати для отримання залежностей коефіцієнта зносу для будь-якого конкретного спряження.

Коефіцієнт зносу - це характеристика властивостей матеріалів деталей трибоспряжень і умов зношування. Він залежить від розподілу тисків по поверхні контакту елементів трибоспряжень, шляху тертя і конструктивної їх форми, що визначає його приналежність до окремих груп трибоспряжень, що відрізняються між собою умовами тертя і зношування та умовами тертя і середовища роботи.

При оцінці триботехнічних характеристик матеріалів через узагальнений показник зносу, який полягає в знаходженні величини зносу трибоспряжень через коефіцієнт зносу, в залежності від тиску і шляху тертя, застосувавши метод математичного моделювання, як для процесів, що протікають при великому різноманітті зовнішніх умов, процес зношування можна виразити у вигляді математичної моделі через функцію коефіцієнта зносу з врахуванням особливостей середовища БПММ[55, 165].

$$K_u(x, y) = \frac{U(x_2)}{V(x_1) \cdot T(x_1) \cdot P(y_1)} \cdot K(\xi) \cdot K(t) \quad (4.4)$$

де $U(x_2)$ - функція зносу; $V(x_1)$ - функція швидкості; $P(y_1)$ - функція навантаження; $T(x_1)$ - функція ресурсу; $K(\xi)$ - функція середовища; $K(t)$ - функція режиму роботи.

Використовуючи функціональну залежність коефіцієнта зносу і вирішуючи функції $U(x_2)$, $V(x_1)$, $P(y_1)$, $T(x_1)$, які характеризуються властивостями і умовами зношення, можна отримати основні залежності для аналітичного і екс-

периментального знаходження коефіцієнтів зносу деталей основних трибоспряжень вузлів і агрегатів сільськогосподарської техніки.

Функція середовища $K(\xi)$ враховує умови зношування при роботі в середовищі БПММ, основу якого становлять карбонові кислоти, а функція режиму роботи вузла або агрегату $K(t)$ враховує періодичний режим експлуатації, при якому окрім динамічного зношування, здійснюється і руйнування поверхонь тертя при статичному зношуванні.

Дане рівняння можна використовувати для одержання коефіцієнту зносу для любых трибоспряжень з метою прогнозування ресурсу СГТ, як на ранній стадії проектування, так і в процесі експлуатації.

Усі види зносу деталей вузлів і агрегатів можна розділити на 4 види:

- у процесі зносу деталі не відбувається ніяких змін зовнішніх умов, або ці зміни не виявляються при вимірюваних зносах;
- при досягненні певного ступеня зносу U_0 відбувається різка зміна зовнішніх факторів, які призводять до інтенсивного зносу;
- зовнішні фактори, що інтенсифікують процес зносу, проявляються поступово і крива зносу характеризується зростаючою швидкістю зносу;
- контактна поверхня деталі руйнується від втоми поверхневих шарів, після чого починається знос поверхні.

Проведені багаточисельні лабораторні дослідження показали, що коефіцієнт зносу є функцією багатьох характеристик матеріалу трибоспряжень: твердості, модуля пружності, коефіцієнтів Пуассона і границі міцності матеріалів. Але, оскільки матеріали деталей трибоспряження найчастіше бувають різноманітні, то великий інтерес представляють залежності не чистих характеристик матеріалів деталей пар тертя, а їх відношення.

Механічні характеристики матеріалів трибоспряжень функціональних систем наведені в додатку 3 (рис.3.1-3.4).

Будучи функцією багатьох перемінних, функція коефіцієнта зносу матеріалів дозволяє більш точно прогнозувати надійність вузлів і агрегатів при зношуванні в середовищі біопаливо-мастильних матеріалів, чим функція зносу.

На рисунку 4.1 наведена функція коефіцієнта зносу, а також перша і друга частні похідні її в часі.

Загальний процес зносу через функцію коефіцієнта зносу матеріалів можна представити у вигляді суми частних похідних, що виражаються швидкістю і прискоренням зміни функції коефіцієнта в часі:

$$\frac{\partial K_U}{\partial t} = \frac{\partial K_U}{\partial t_m} U \frac{\partial K_U}{\partial t_x} U \frac{\partial K_U}{\partial t_y} U \frac{\partial K_U}{\partial t_z} U \quad (4.5)$$

$$\frac{\partial^2 K_U}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 K_U}{\partial t_m^2} U \frac{\partial^2 K_U}{\partial t_x^2} U \frac{\partial^2 K_U}{\partial t_y^2} U \frac{\partial^2 K_U}{\partial t_z^2} U \quad (4.6)$$

при наступних значеннях періодів зносу:

$$0 < t_m < t_1; t_1 < t_x < t_2; t_2 < t_y < t_3; t_3 < t_z < T$$

Для найбільш загального зносу, на рисунку 4.1 наведена функція лінійного зносу, а також перша і друга частні похідні, швидкості і прискорення зміни її в часі [247].

Швидкість і прискорення зміни величини лінійного зносу деталей для всіх видів зносу можна записати у вигляді суми часток похідних зносу в часі, де кожен доданок відображає визначений період процесу зносу.

$$\frac{\partial U}{\partial t} = \frac{\partial U}{\partial t_x} U \frac{\partial U}{\partial t_y} U \frac{\partial U}{\partial t_z} U \quad (4.7)$$

$$\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 U}{\partial t_x^2} U \frac{\partial^2 U}{\partial t_y^2} U \frac{\partial^2 U}{\partial t_z^2} U \quad (4.8)$$

при наступних значеннях існування функції

$$0 < t_x < t_1; t_1 < t_y < t_2; t_2 < t_z < T .$$

Згідно з кривими зносу, зміни швидкості і прискорення зносу, весь процес зносу можна розділити на три періоди (рис.4.1):

t_x — період припрацювання;

t_y — період нормального зносу;

t_z — період прискореного чи аварійного зносу.

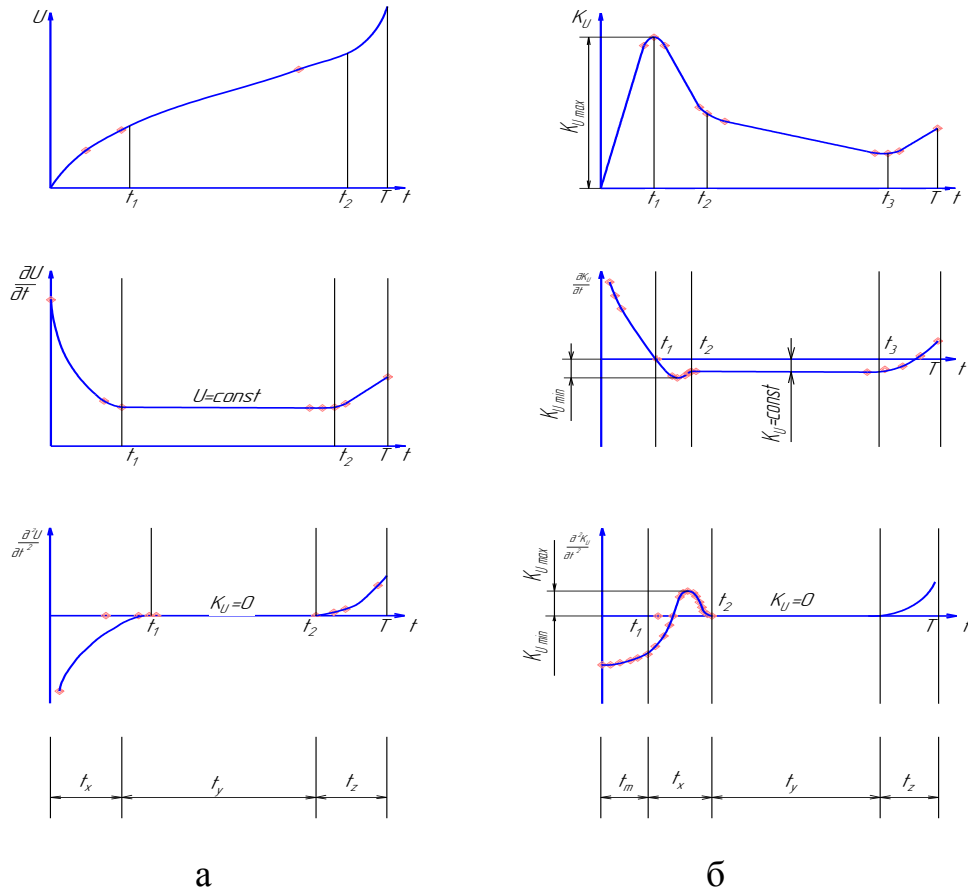


Рис. 4.1. Графіки функцій: а) зміни лінійного зносу U ; б) коефіцієнту зносу K_U у часі, а також швидкості і прискорення змін цих функцій

На відміну від частних похідних функції зносу, частні похідні функції коефіцієнта зносу дозволяють визначити не три, а чотири періоди зносу:

$\frac{\partial K_U}{\partial t_m}$ (при $t_m|_0^1$) – період деформації поверхневого шару і схильність поверхневого шару до прискореного припрацювання;

$\frac{\partial K_U}{\partial t_x}$ (при $t_x|_1^2$) – період припрацювання сполучених поверхонь;

$\frac{\partial K_U}{\partial t_y}$ (при $t_y|_2^3$) – період нормального зносу;

$\frac{\partial K_U}{\partial t_z}$ (при $t_z|_3^r$) – період прискореного чи аварійного зносу деталей трибосп-

ряження.

Границі цих періодів можна визначити умовами існування кожного з чотирьох періодів зносу:

1. Період деформації поверхневого шару характеризується різким падінням швидкості зміни функції коефіцієнта зносу матеріалів до нуля.

$$\left(\frac{\partial K_U}{\partial t}\right)_{\max} \geq \frac{\partial K_U}{\partial t} \geq 0; \frac{\partial^2 K_U}{\partial t^2} \cong const \cong \left(\frac{\partial^2 K_U}{\partial t^2}\right)_{\min} \quad (4.9)$$

2. Період припрацювання характеризується інерційною стабілізацією зміни функції коефіцієнта зносу

$$0 \geq \frac{\partial K_U}{\partial t} \geq \left(\frac{\partial K_U}{\partial t}\right)_{\min}; \left(\frac{\partial^2 K_U}{\partial t^2}\right)_{\min} \geq \frac{\partial^2 K_U}{\partial t^2} \geq \left(\frac{\partial^2 K_U}{\partial t^2}\right)_{\max} \quad (4.10)$$

3. Період нормального зносу характеризується стабілізацією всього процесу

$$\frac{\partial K_U}{\partial t} = const; \frac{\partial^2 K_U}{\partial t^2} = 0 \quad (4.11)$$

4. Період прискореного чи аварійного зносу характеризуються різким зростанням швидкості зносу

$$\frac{\partial K_U}{\partial t} \rightarrow +\infty; \frac{\partial^2 K_U}{\partial t^2} \rightarrow +\infty \quad (4.12)$$

Отже, основною умовою існування періоду нормального зносу, як основного періоду при прогнозуванні надійності і довговічності роботи пар тертя, є рівність другої похідної по зносу і функції коефіцієнта зносу нулю, а також і сталість швидкості зміни функції зносу і функції коефіцієнта зносу.

$$\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = 0; \frac{\partial U}{\partial t_y} = const; \frac{\partial^2 K_U}{\partial t^2} = 0; \frac{\partial K_U}{\partial t_y} = const \quad (4.13)$$

Звідси випливає тотожність перших похідних зносу і коефіцієнта зносу в період нормального зношування

$$\frac{\partial U}{\partial t_y} \equiv \frac{\partial K_U}{\partial t_y} = const \quad (4.14)$$

що можна записати як рівність

$$\frac{\partial K_U}{\partial t_y} = n \frac{\partial U}{\partial t}, \quad (4.15)$$

де n – масштабний і розмірний множник.

Останнє доводить правомочність функції коефіцієнта зносу матеріалів деталей сполучень для характеристики процесу зносу.

Таким чином функція коефіцієнта зносу матеріалів K_U (T) змінює швидкісні характеристики в основному в період припрацювання. Причому, якщо в перший період процесу прискорення зміна функції $\left(\frac{\partial^2 K_U}{\partial t^2 m}\right)$ майже постійна, то в другому періоді процесу прискорення зміна функцій коефіцієнта зносу $\frac{\partial^2 K_U}{\partial t^2 x}$ змінюється не тільки по величині, а і по знаку, що характеризує зміну якості поверхні в період припрацювання деталей трибо спряження.

Зношування основних сполучень сільськогосподарської техніки впливає на працездатність основних вузлів і агрегатів функціональних систем СГТ, які працюють в середовищі біопального. В даний час є велика кількість робіт пов'язаних питанням впливу біопального на знос деталей сполучень вузлів і агрегатів сільськогосподарської техніки. Але при аналізі стійкості деталей трибоспряження до зношування в усіх роботах наводиться відносний показник зносостійкості матеріалів. Відсутність же абсолютного показника зносостійкості або зносу матеріалів в конкретних умовах зношування значно ускладнює аналітичний розрахунок довговічності деталей сполучень по зносу, особливо при прогнозуванні ресурсу трибоспряження, вузла або агрегату на ранніх стадіях проектування.

Таким абсолютним показником може бути коефіцієнт зносу матеріалів деталей сполучень, що враховує зносостійкість матеріалів і умови зношування і залежить від розподілу тиску по поверхні контакту, швидкості відносного переміщення деталей сполучень і часу наробітку.

В той же час на процес зношування деталей сполучень впливає не лише матеріали і конструктивні особливості спряжень, але і умови, режим та

середовище роботи, особливо якщо це пов'язано з контактом в БПММ, яке активно впливає на метали, що перебувають в статичному стані[208].

Коефіцієнт зносу, як показник стійкості матеріалів трибоспряжень, до зносу є інтегральною характеристикою зношування спряжень, об'єднуючи різні види зношування, що існують в даному спряженні, а також конструктивні їх особливості, умови, режим і середовище роботи. Будучи випадковою функцією часу, коефіцієнт зносу характеризує процес зношування, що дозволяє визначати період припрацювання спряжень і його граничний стан по зносу.

Не претендуючи на охоплення всіх факторів, що змінюють коефіцієнт зносу, як випадкову величину, вплив деяких основних факторів на чисельні значення коефіцієнтів зносу, можна представити схемою (рис. 4.2)[70].

Теоретичні і експериментальні дослідження показали, що основну роль відіграє тип трибоспряження, що визначається конструктивними особливостями, силовими і швидкісними параметрами. Чисельні значення коефіцієнтів зносу, залежно від типа трибоспряження, коливаються в межах від $0,003 \times 10^{-5}$ мкм/Па·км для трибоспряження вал-втулка до $20 \dots 25 \times 10^{-5}$ мкм/Па·км для спряжень плоских пар. Коливання числових значень коефіцієнтів зносу пояснюється розподілом тиску по поверхні контакту сполучень, а також діапазоном швидкісних характеристик. Але якщо трибоспряження працюють в активних середовищах, які активно впливають на статичне руйнування, то ці значення зростають. Особливо це спостерігається за наявності великих періодів простою в агресивному середовищі біопального.

Значну роль відіграє і сам матеріал деталей трибоспряження, вірніше його здатність чинити опір зношуванню, тобто енергоємністю поверхневих шарів, здатних чинити опір руйнуванню від зовнішніх впливів енергій. Числові значення коефіцієнтів зносу різних матеріалів залежать від твердості матеріалів і змінюються від $0,004 \times 10^{-5}$ мкм/Па·км для бронзи БР ОСЦ 5-5-5, а для Сталі 45 загартованої (трибоспряження вал-втулка до $0,0002 \times 10^{-5}$ мкм/Па·км).

Різний вплив на коефіцієнт зносу чинять середовище, абразивні, окисні і наводнювальні властивості середовища та їх активність.

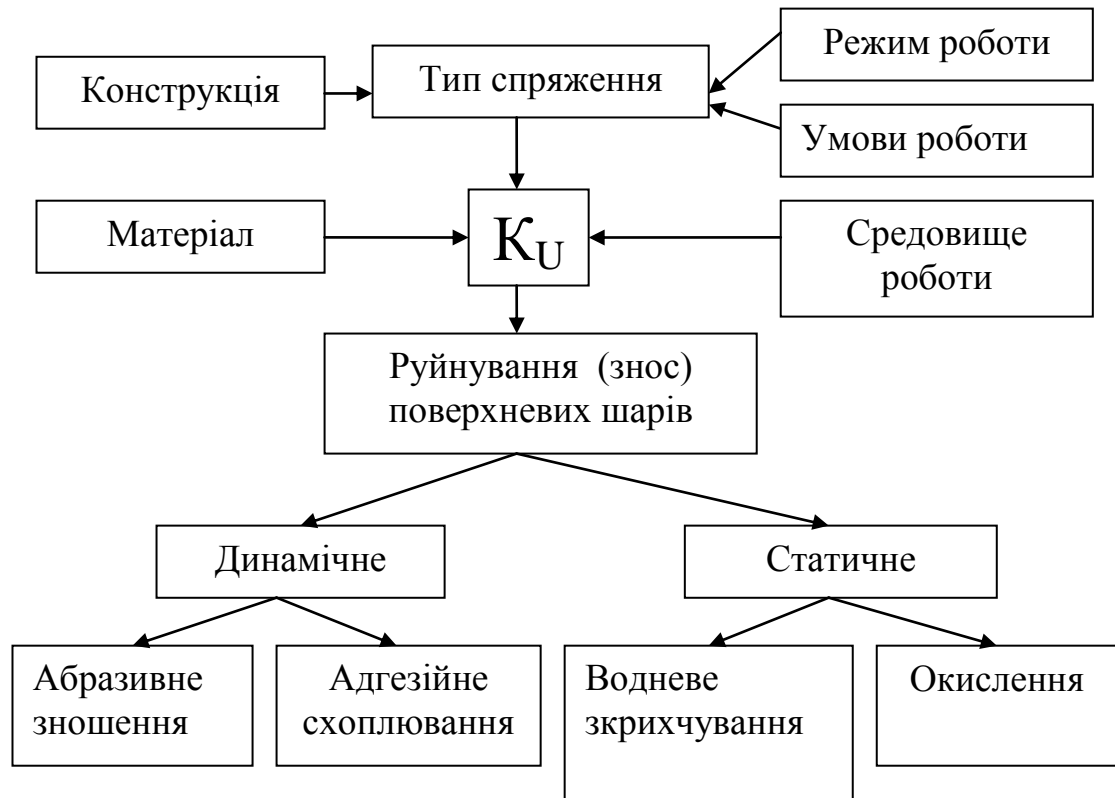


Рис. 4.2. Фактори, які впливають на коефіцієнт зносу

Виробничі випробування трибоспряжень показали, що інтенсивність абразиву в середовищі їх роботи збільшує коефіцієнти зносу матеріалів з $3 \cdot 10^{-5}$ до $25 \cdot 10^{-5}$ мкм/Па·км. Крім того, середовище роботи або зношування деталей трибоспряження визначає і домінуючий вид зношування, тобто вид руйнування поверхневих шарів деталей.

Приймаючи до уваги, що основним видом зношування деталей спряжень є абразивне, то вплив матеріалу трибоспряження і середовища роботи конкретного трибоспряження при цьому на чисельні значення коефіцієнтів зносу може бути наведені схемою (рис. 4.3). Перераховані вище чинники побічно впливають на коефіцієнт зносу, але не визначають його основну роль, як показника надійності трибоспряження по зносу. Основна функція коефіцієнта зносу протистояти зношуванню або руйнуванню поверхневих шарів при контактному прикладенні навантаження.

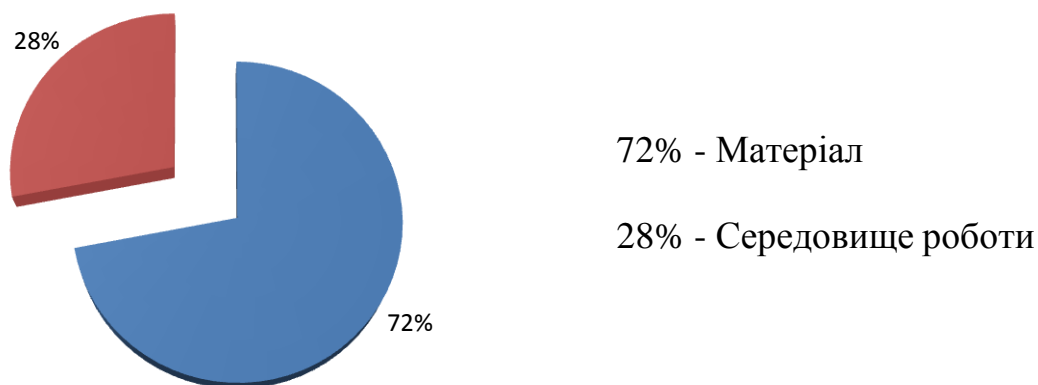


Рис. 4.3. Ступінь впливу матеріалів і середовища роботи трибоспряжень на коефіцієнт зносу

Значний вплив на процес зношування має активність середовища. Ступінь впливу параметрів трибоспряжень на чисельні значення коефіцієнтів зносу наведено на рисунку 4.4.

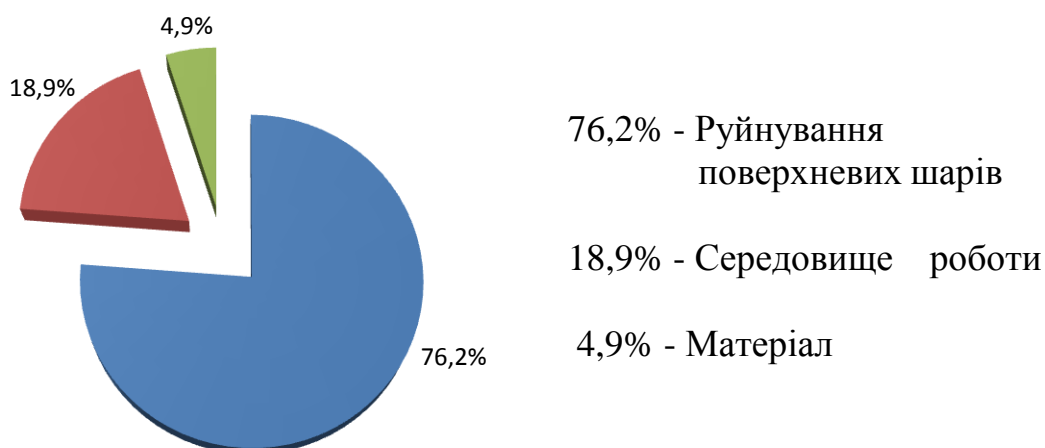


Рис.4.4. Ступінь впливу параметрів трибоспряжень на коефіцієнт зносу

Руйнування поверхневих шарів деталей трибоспряжень, що піддаються зношуванню, може бути як динамічним, так і статичним. Динамічне руйнування поверхневих шарів – це руйнування в процесі відносного переміщення деталей трибоспряжень і є головним видом руйнування в процесі зношування. Статичне руйнування поверхневих шарів деталей трибоспряжень або руйнування спокою – це руйнування при швидкості відносного переміщення рівне або близьке нулю, коли найактивніше позначається вплив активного середовища.

Активність середовища можлива із-за наявності меркаптанів, які найбільш активні в статичному стані трибоспряження.

Ступінь впливу різних факторів на чисельні значення коефіцієнтів зносу в середовищі біологічних ПММ наведені на рисунку 4.5

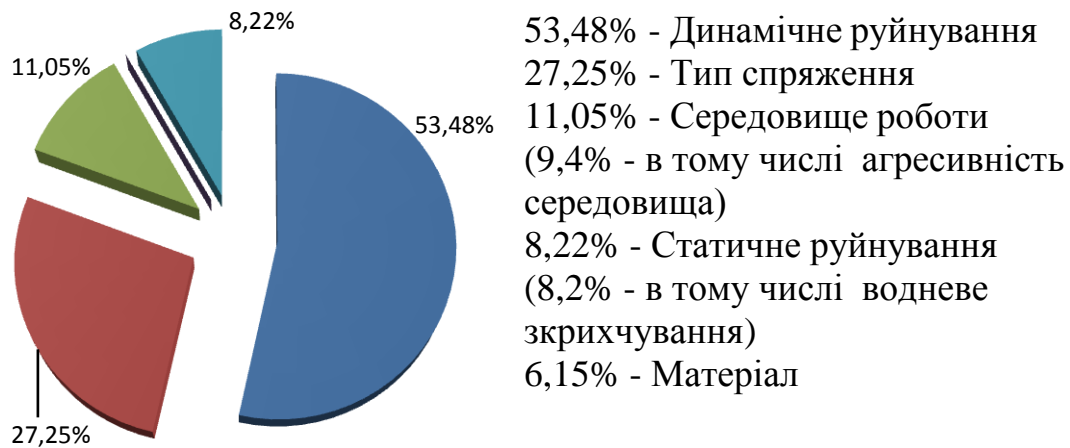


Рис.4.5. Ступінь впливу різних факторів на коефіцієнт зносу в середовищі біологічних ПММ

Динамічне руйнування поверхневих шарів металів по домінуючим процесам буває абразивним зношуванням при малих і середніх навантаженнях в спряженні і адгезійним схоплюванням при великих питомих навантаженнях в спряженні. Причому, при абразивному зношуванні, характеристикою процесу є величина абразивного зерна і його кількість в зоні контакту тіл сполучень.

Статичне руйнування поверхневих шарів відбувається або за рахунок імпульсного навантаження спряжень і втомлювального руйнування ділянок поверхні, або за рахунок окисних і наводнювальних процесів, що відбуваються на контактуючих поверхнях. Як показали експерименти, чисельні значення коефіцієнта зносу статичного руйнування коливаються в межах $(1...3) \times 10^{-8}$ мкм/Па·км, що складає 0,1% всього руйнування поверхневих шарів деталей трибоспряження. Особливо сильно позначаються прості деталі сполучень в агресивних середовищах, які руйнують їх поверхні, що сприяє прискореному зносу.

Як видно з цієї схеми, значний вплив на зношування деталей спряжень має динамічне руйнування і тип трибоспряження.

На величину динамічного руйнування значний вплив має матеріал трибоспряжень, середовище і режим роботи.

Великий вплив має і агресивність середовища, яка особливо впливає на процес зношування в статичному стані деталей вузлів і агрегатів.

Таким чином при певному виді зношування, для конкретного трибоспряження, основним параметром, що дозволяє регулювати чисельні значення коефіцієнтів зносу, є матеріал пар тертя і активність середовища його роботи. Великий вплив на значення коефіцієнта зносу має активність середовища (кількість меркаптанів), а також режим роботи (час простоїв), збільшуючи вплив активності середовища в статичному стані.

4.2. Еквівалентні коефіцієнти зносу і критерії припрацювання деталей вузлів і агрегатів

Метою досліджень є обґрунтування еквівалентних коефіцієнтів в період нормального зношування та критерій припрацювання для прогнозування величини зносу деталей вузлів і агрегатів.

Існуючі функції зносу і коефіцієнти зносів показують правомочність застосування їх для аналізу процесу зношування деталей сполучень [248]. Однак, застосування функцій зносу в практиці затрудняє процес розрахунку ресурсів.

Практичне застосування функцій коефіцієнта зносу при прогнозуванні в вигляді перемінної функції в часі дуже незручно. Тому з метою практичного застосування зосередимо значення функції коефіцієнта зносу і виразимо її через еквівалентні коефіцієнти (рис.4.6).

Еквівалентний коефіцієнт зносу є відношення інтеграла функції по досліджуваному періоду до часу існування цього періоду:

$$K_{U_{np}}^{екв} = \int_0^{t_2} K_U(T) dt / t_2, \quad (4.16)$$

а для періоду нормального зношування він буде дорівнювати:

$$K_{U_{н.зн}}^{екв} = \int_{t_2}^{t_3} K_U(T) dt / t_3 - t_2 . \quad (4.17)$$

Тоді, зрівнюючи повний період припрацювання з періодом нормального зношування можна одержати критерій припрацювання:

$$K_{np} = \frac{K_{U_{np}}^{екв}}{K_{U_{н.зн}}^{екв}} = \frac{\int_0^{t_2} K_U(T) dt}{\int_{t_2}^{t_3} K_U(T) dt} \cdot \left(\frac{t_3}{t_2} - 1 \right), \quad (4.18)$$

Таким чином, для прогнозування величини зносу деталей, трибоспряження які піддаються зношуванню в процесі експлуатації, необхідно знати числові значення еквівалентного коефіцієнту зносу. В період нормального зношування, критерій припрацювання, час існування періоду повного припрацювання і загальний час наробітку трибоспряження.

Еквівалентні швидкості зміни процесу зношування мають такий вигляд:

$$\frac{d}{dt} (K_{U_i}^{екв}) = \frac{1}{t_{i+1} - t_i} \cdot \int_{t_i}^{t_{i+1}} \frac{dK_U}{dt} . \quad (4.20)$$

Причому, еквівалентні швидкості зміни функцій у коефіцієнтів зносу першого і другого періодів міняють не тільки числові значення а і знак.

Ще більш наглядним стає процес зношування при розгляді другої частки похідної коефіцієнта зносу в часі, яка виражена в еквівалентних одиницях:

$$\frac{d^2}{dt^2} (K_U^{екв}) = \frac{1}{t_{i+1} - t_i} \cdot \int_{t_i}^{t_{i+1}} \frac{d^2 K_U}{dt^2} . \quad (4.21)$$

Період припрацювання характеризується позитивним падінням еквівалентного прискорення функції коефіцієнту зносу, а в період прискореного або аварійного зношування — еквівалентні прискорення процесу змінюють знак на протилежний. Як і еквівалентні коефіцієнти зносу, еквівалентні швидкості і прискорення процесу зношування дають характеристику періодом, розподіляючи весь процес зношування на чотири періоди (рис.4.7).

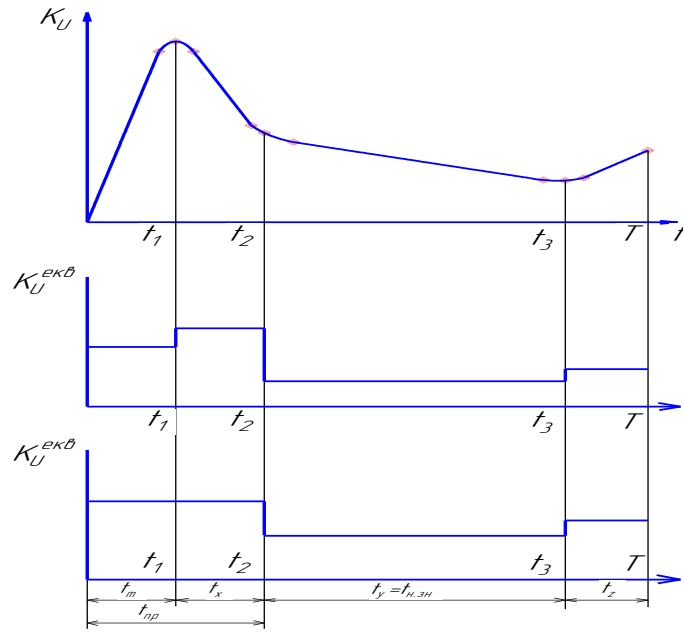


Рис. 4.6. Графіки еквівалентних коефіцієнтів зносу

В період нормального зношування прискорення процесу в еквівалентних одиницях остається рівним нулю.

$$\frac{d^2}{dt^2_y} (K_U^{екв}) = 0 \tag{4.22}$$

Останнє встановлює границі існування періоду нормального зношування.

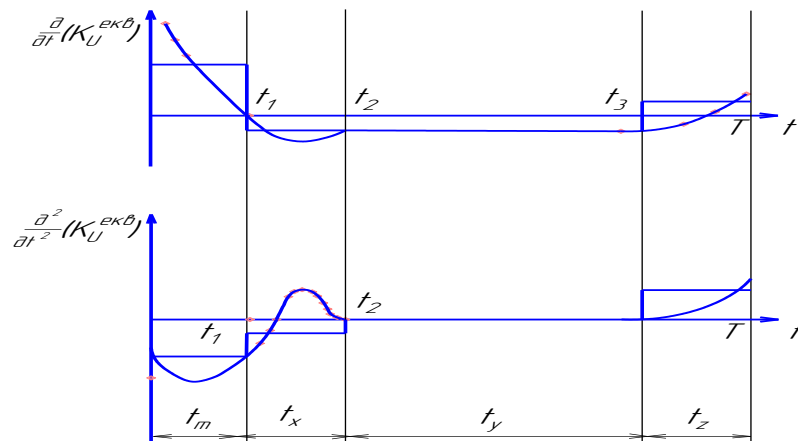


Рис. 4.7. Графіки еквівалентних швидкостей і прискорень зміни функцій коефіцієнту зносу

Таким чином в процесі дослідження встановлено, що коефіцієнт зносу ма-

теріалів може бути показником надійності сполучень по зносу. Він в порівнянні з лінійним зносом дає більше можливостей для глибокого аналізу процесу зношування матеріалів деталей сполучень, і дозволяє точніше знайти період припрацювання і характеризувати їх критерієм припрацювання.

Еквівалентні коефіцієнти зносу дозволяють проаналізувати енергетичний баланс по періодам в процесі зношування деталей сполучень.

4.3. Обґрунтування взаємозв'язку між коефіцієнтом зносу та коефіцієнтом тертя матеріалів трибоспряжень функціональних систем

Метою досліджень є встановлення взаємозв'язку коефіцієнта тертя від швидкості зміни функції коефіцієнта зносу матеріалів трибоспряжень функціональних систем для прогнозування ресурсу вузлів і агрегатів.

Коефіцієнт зносу матеріалу можна представити як кількість енергії E , що необхідна для руйнування (зносу) одиниці об'єму матеріалу V [80]:

$$K_U = \frac{V}{E}, \quad \left[\frac{\text{м}^3}{\text{Дж}} \right] \quad (4.23)$$

Розглядаючи об'єм зношеного матеріалу, як лінійний знос по площі, можна записати, що коефіцієнт зносу матеріалів – це кількість енергії, яку необхідно затратити на руйнування (знос) поверхні площею 1 см^2 на глибину 1 мкм :

$$K_U = \frac{F \cdot U}{E}, \quad \left[\frac{\text{мкм}}{\text{Па} \cdot \text{см}} \right] \quad (4.24)$$

Із виразу, величина лінійного зносу дорівнює коефіцієнту зносу матеріалу K_U , помноженому на енергію E , прикладену до поверхонь тертя (зношування) і поділену на площу зношування F :

$$U = \frac{K_U \cdot E}{F}, \quad [\text{мкм}] \quad (4.25)$$

Таким чином, і коефіцієнт зносу матеріалів і величина лінійного зносу є функцією зовнішньої енергії E , прикладеної до спряжених тіл, чисельне

значення якої залежить від шляху тертя і реакції навантаження тіл, що піддаються зношуванню. Але так, як руйнування поверхні матеріалів залежить від внутрішньої енергії матеріалу (електронного зв'язку), то можна записати, що коефіцієнт зносу і величина лінійного зносу є функціями зовнішніх та внутрішніх енергій:

$$K_U(t) = \varphi(E_3; E_{BH}), \quad U = \varphi(E_3; E_{BH}) \quad (4.26)$$

Коефіцієнт тертя залежить від стану поверхні тертя, середовища, а також від властивостей матеріалів, або від швидкості зносу (це є перша часна похідна коефіцієнта зносу в часі).

Розглянемо криві зміни коефіцієнта тертя і коефіцієнта зносу в залежності від часу (рис.4.8).

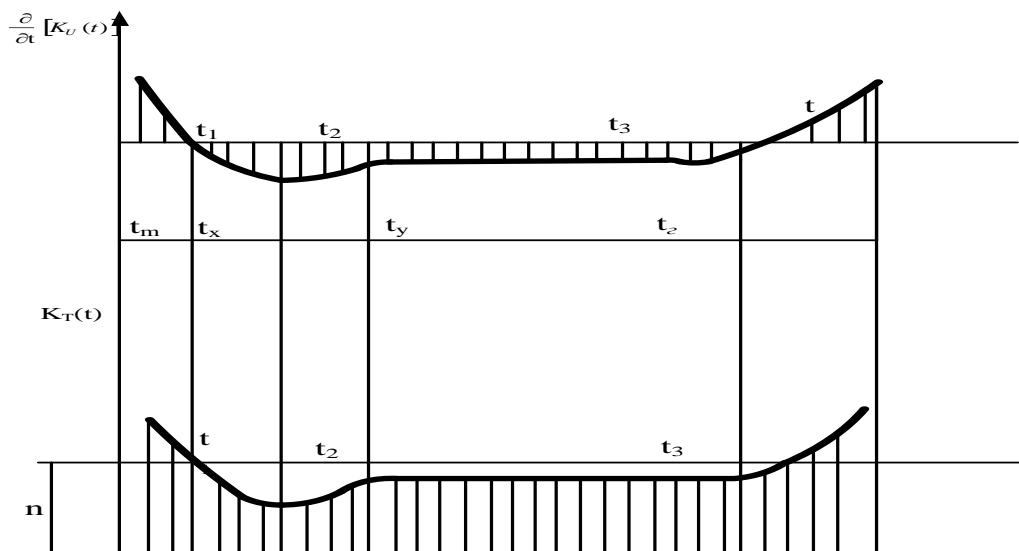


Рис. 4.8. Взаємозв'язок залежностей коефіцієнта тертя від швидкості зміни функції коефіцієнта зносу $\frac{\partial}{\partial t} [K_U(t)]$

Крива зміни коефіцієнта тертя в залежності від часу відображає першу похідну коефіцієнта зносу, але зміщена по відношенню до осі t на величину « n ». Прирівнюючи функції коефіцієнта тертя $K_T(t)$ і коефіцієнта зносу $K_U(t)$ за допомогою масштабного фактора M_K , який має розмірність $\left[\frac{MKM}{Па \cdot км \cdot год} \right]$ і є

характеристикою зносу матеріалу на протязі одного часу, в результаті чого отримаємо співвідношення:

$$\frac{\partial}{\partial t}[K_U(t)] = M_K [K_T(t) - n]. \quad (4.27)$$

Проінтегрувавши цей вираз в межах від 0 до t , отримаємо:

$$K_U(t) = M_K \int_0^t [K_T(t) - n] dt. \quad (4.28)$$

Згідно визначення масштабного фактора M_K , він дорівнює відношенню коефіцієнта зносу матеріалів до часу:

$$M_K = \frac{K_U(t)}{t}. \quad (4.29)$$

Вираз з урахуванням залежності представимо у вигляді диференціального рівняння першого порядку:

$$\frac{\partial}{\partial t}[K_U(t)] - K_U(t) \left[\frac{K_T(t)}{t} - \frac{n}{t} \right] = 0 \quad (4.30)$$

Вирішивши це рівняння, знайдемо залежність функції коефіцієнта зносу від функції коефіцієнта тертя:

$$K_U(t) = K_U(0) \cdot \exp[K_T(x) - n], \quad (4.31)$$

де $K_U(0)$ – початкові умови існування функції коефіцієнта зносу $K_U(t)$;

n - величина зміщення осі абсцис для залежності $K_T(t)$.

Виходячи з цього, функція коефіцієнта зносу $K_U(t)$ є функцією коефіцієнта тертя.

Експериментальна перевірка аналітичних тверджень проводилась на машині тертя СМЦ-2 (рис.4.9), на прикладі зносу пари тертя «вал-втулка» при реакціях навантаження 400, 500, 600 Н і шляху тертя S (відносного переміщення деталей тертя) до 45 км.

В якості матеріалу зразків трибоспряжень в усіх випробування використовувалася конструкційна сталь 18ХГТ по ГОСТ 4543-81. В якості змащувального матеріалу використовувалась мінеральна олива М10В₂ і РО в

пропорціях відповідно (60:40). Режим навантаження і швидкісного для усіх випробувань відповідає умовам роботи гідравлічних систем.

Партії зразків, виготовлені за єдиною технологією з розмірами і параметрами шорсткості в межах, встановлених допуском, піддавалися контрольному аналізу. Визначалася їх твердість, мікротвердість поверхневих шарів на глибину не менше 0,03 мм.

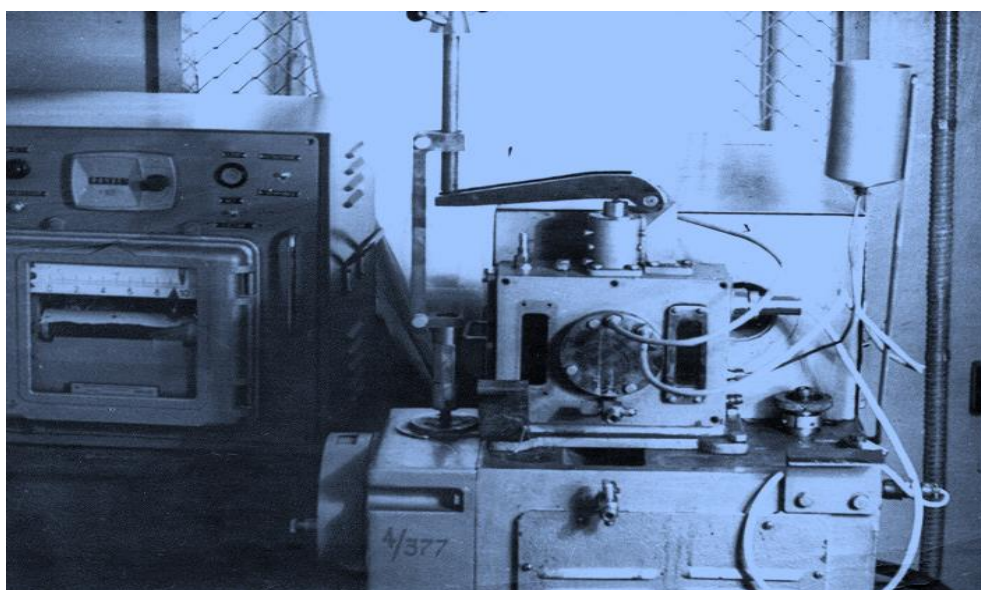


Рис. 4.9. Загальний вид машини тертя СМЦ-2

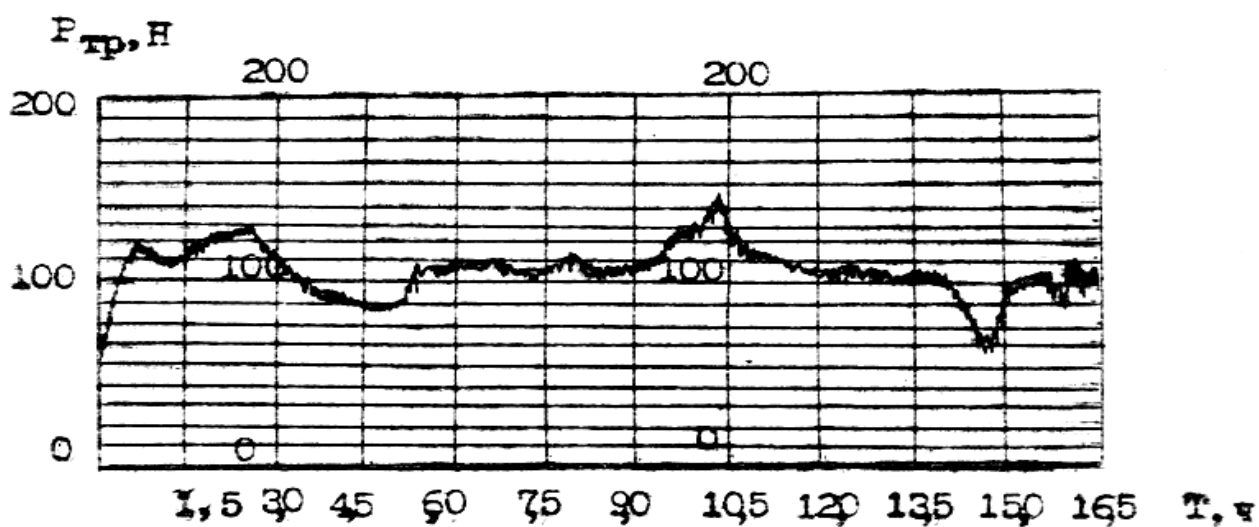


Рис.4.10. Трибограма записі сил тертя на машині тертя СМЦ- 2

Результати контрольного аналізу заносилися в протокол випробувань.

При випробуваннях зносу на машині тертя СМЦ - 2 фіксувалася температура в зоні зношування за допомогою термопари "ХК" і потенціометра ПСМГ- 0,1 і записувалися сили тертя (рис.4.10). Оливу в місце контакту тїл підводилася по маслопроводу з активатора.

В процесі зношування зразки піддавалися вимірам на величину зносу за допомогою індикаторного пристосування на профілографі – профіломірі моделі 201 заводу «Калїбр». Виявлення критичних навантажень схоплювання проводилися ступінчастим навантаженням зразків. Початкове навантаження в усіх випадках було 1,0 МПа. Інтервал навантаження складав 0,5 МПа. Перехід від одного питомого навантаження до подальшого проводився після стабілізації моменту тертя і температури в зоні тертя.

Профілограми поверхонь валу і втулки наведені на рисунках 4.11 і 4.12. По даним профілограмам визначалася величина зносу валу і втулки, по яких розраховувалася швидкість зношування поверхонь.

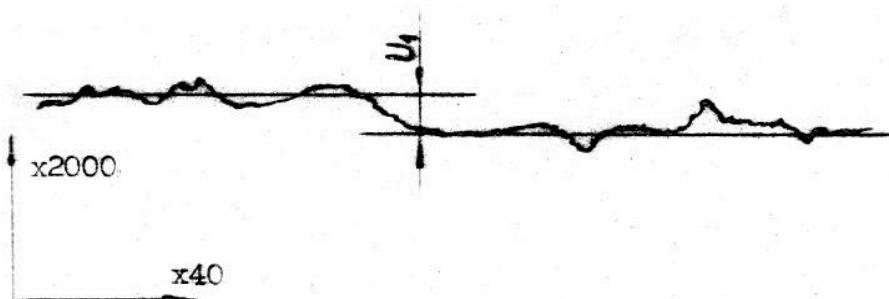


Рис. 4.11. Профілограма поверхні валу

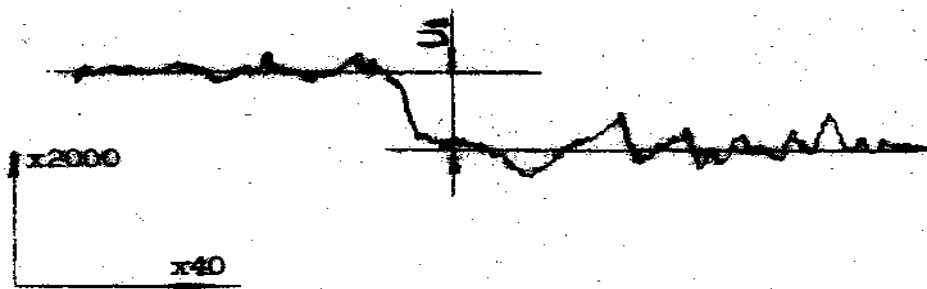
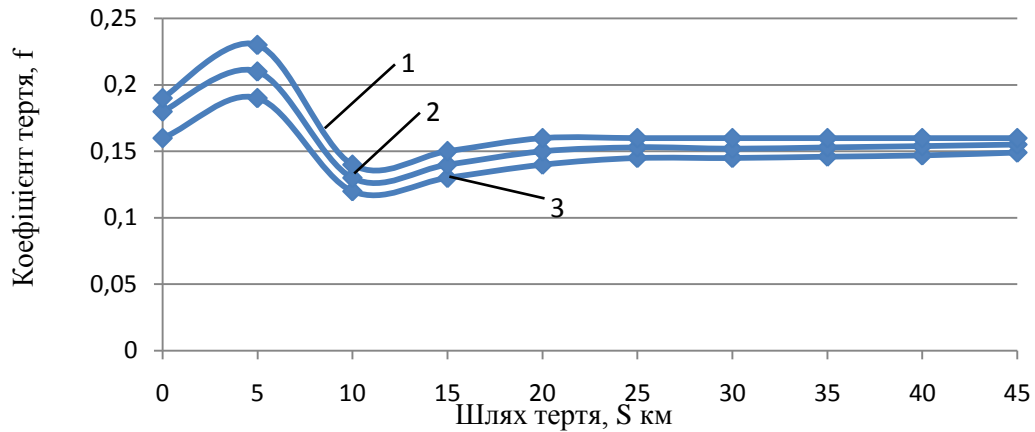


Рис. 4.12. Профілограма поверхні втулки

Залежність зміни коефіцієнта тертя від шляху тертя наведено на рис. 4.13.

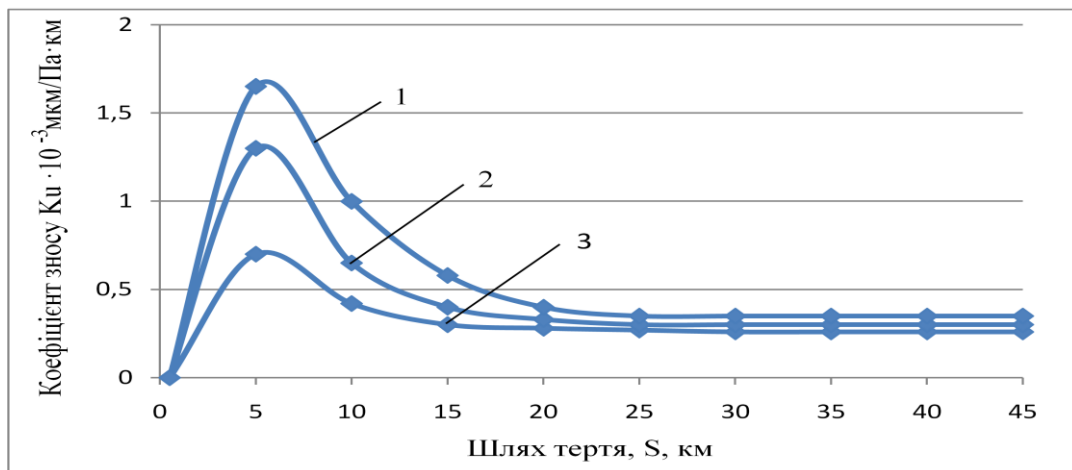


Реакції навантаження: 1 - 600 Н; 2 - 500 Н; 3 - 400 Н

Рис. 4.13. Залежність зміни коефіцієнта тертя f від шляху тертя S , км, при різних реакціях навантаження

Із даного рисунка видно, що стабілізація коефіцієнта тертя відбувається через 20 км шляху тертя і дорівнює $K_T=0,15$.

Залежність зміни коефіцієнту зносу K_U від шляху відносного переміщення трибоспряжень наведено на рисунку 4.14.



Реакції навантаження: 1 - 600 Н; 2 - 500 Н; 3 - 400 Н

Рис.4.14. Залежність зміни коефіцієнту зносу K_U від шляху відносного переміщення трибоспряжень S при різних реакціях навантаження

Із даного рисунка видно, що стабілізація коефіцієнта зносу відбувається також через 20 км шляху тертя і він дорівнює $K_U = 0,3 \times 10^{-3}$ мкм/Па·км, що підтверджує аналітичні твердження.

Для даного, випадку, що розглядається, масштабний фактор дорівнює $M_k=500$.

Залежність коефіцієнта зносу від коефіцієнта тертя наведена на рисунку 4.15.

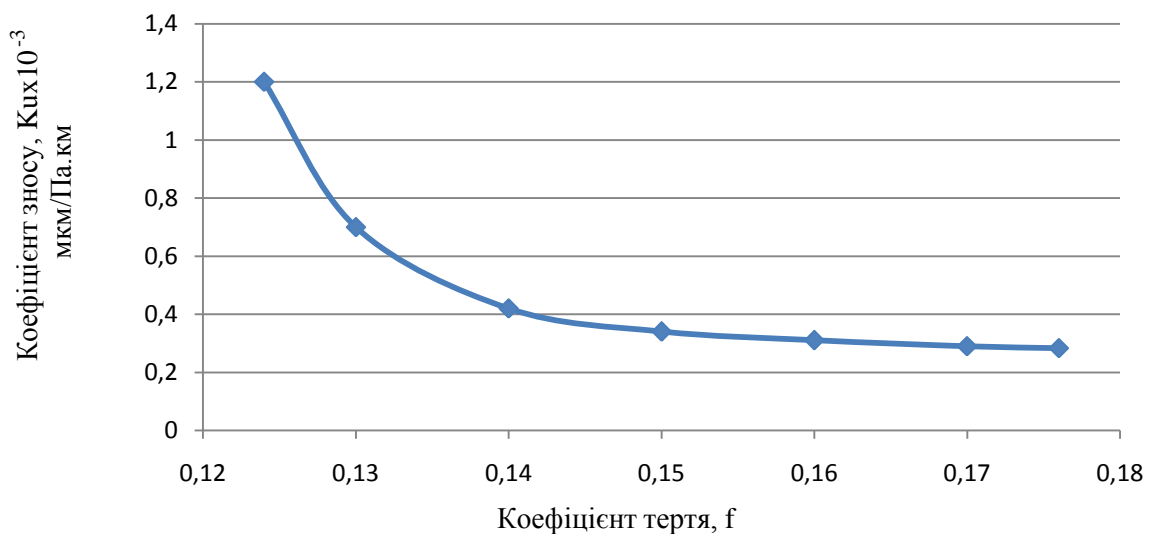


Рис. 4.15. Залежність коефіцієнту зносу від коефіцієнту тертя

Отримана залежність підтверджує, що залежність коефіцієнта зносу від коефіцієнта тертя підпорядковується експоненті.

Отже коефіцієнт зносу, будучи функцією силових, швидкісних параметрів і властивостей матеріалів, що піддаються зношуванню, повністю характеризує силові характеристики процесу зношування і встановлює взаємозв'язок з коефіцієнтом тертя.

Таким чином, запропонована методика дозволяє визначати чисельні значення коефіцієнтів зносу по коефіцієнтах тертя матеріалів сполучень, що піддаються зношуванню, а це в свою чергу дасть змогу застосовувати отримані результати для прогнозування триботехнічних процесів функціональних систем сільськогосподарської техніки.

4.4. Класифікація основних трибоспряжень деталей вузлів і агрегатів функціональних систем через коефіцієнт зносу

4.4.1. Трибоспряження відносно-обертального руху

Трибоспряження, які здійснюють відносно-обертальний рух відрізняються один від одного кутом реакції навантаження φ до вісі обертання і їх можна розділити на чотири групи (Таблиця 4.1) [56, 60]: 1-1 ($\varphi = 0^0$), 1-2 ($0^0 < \varphi < 90^0$), 1-3 ($\varphi = 90^0$), і 1-4 ($\varphi =$ перемінне навантаження).

Таблиця 4.1.

Основні види сполучень вузлів і агрегатів СГТ

Вид переміщення	Кут нахилу реакції навантаження Р			
	$\varphi = 0^0$	$0^0 < \varphi < 90^0$	$\varphi = 90^0$	перемінний
1.Обертовий рух				

Експериментальні і теоретичні залежності коефіцієнтів зносу наведені в таблиці 4.2 .

де F_u – площа повздовжнього перерізу зносу, m^2 ;

B – ширина контактуючих поверхонь, м;

P – реакція навантаження вузла тертя, Н;

S – шлях тертя, км ($S=l_0n$);

a – ширина втулки, м;

n – число циклів;

Θ - кут при вершині абразивного зерна, град ($\Theta=120...140^0$);

$\Phi\left(\frac{a_i}{\sigma_i}\right)$ - функція Лапласа;

γ - граничний кут контакту шарової опори;

L – довжина переміщення контр тіла, м;

HB – твердість матеріалу, Па;

U_i - знос трибоспряження, мкм;

D, d діаметри, відповідно зовнішній і внутрішній, м;

$K(\xi)$ - коефіцієнт середовища;

$K(t)$ – коефіцієнт режиму роботи.

Таблиця 4.2

Експериментальні і теоретичні залежності коефіцієнтів зносу

Групи	Коефіцієнти зносу
1	2
Експериментальний	
1-1	$K_u = \frac{\pi(D-d)^2 \cdot U_i}{2P \cdot S}$ при $S = \pi n(D-d)$
1-2	$K_u = \frac{\pi(D-d)^2 \cdot U_i \cdot \cos \alpha}{2P \cdot S}$ при $S = \pi n(D-d)$
1-3	$K_u = \frac{4a^2 U_i \left(U_i + \frac{D^2}{2} \right) \cdot \sin \alpha}{D_1 \cdot P \cdot S}$ при $S = \varphi \cdot \frac{D_1}{2}$
1-4	$K_u = \frac{\pi \gamma D(D + U_i \cos \gamma) \cdot U_i \cos \gamma}{720 \cdot P \cdot S}$ при $S = \pi D n(1 - \cos \gamma)$
Аналітичний	
1-1	$K_u = \frac{2(D-d)}{(D+d) \cdot (HB)} \cdot \cos \frac{\theta}{2} \cdot K_\xi \cdot K_t$
1-2	$K_u = \frac{2(D-d)}{(D+d) \cdot (HB)} \cdot \cos \frac{\theta}{2} \cdot K_\xi \cdot K_t$
1-3	$K_u = \frac{\left[4SP \cos \frac{\theta}{2} + 0,01745 D_2^2 \cdot a(HB) \cdot \alpha \right] \sin \alpha \cdot \cos \frac{\theta}{2}}{0,003 \cdot D_1 \cdot D_2^2 (HB)^2 \cdot \alpha^2} \cdot K_\xi \cdot K_t$
1-4	$K_u = \frac{\left[HB \cdot \pi D^2 (2 \sin \gamma + \cos^2 \gamma + 1) + 4PS \cos \frac{\theta}{2} \cdot \cos \gamma \right] \cdot \gamma \cdot \cos \frac{\theta}{2} \cdot \cos \gamma}{180(HB)^2 \cdot \pi D^3 (2 \sin \gamma + \cos^2 \gamma + 1)^2} \cdot K_\xi \cdot K_t$

Відносна точність аналітичного методу розрахунку коефіцієнтів зносу по відношенню до експериментальної перевірки складає від 2 до 20% у залежності від агресивності умов роботи й ступеню забрудненості елементів

функціональних систем, що доводить вірогідність аналітичних залежностей для знаходження коефіцієнтів зносу.

Таким чином, одержані експериментальні й аналітичні залежності коефіцієнтів зносу основних вузлів й агрегатів сільськогосподарської техніки можуть бути використані при прогнозуванні ресурсу трибоспряження для різних умов експлуатації. Ресурси до граничного зносу розрахується по наступним залежностям, які наведені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3

Розрахункові залежності для знаходження ресурсу до граничного зносу

Групи	Ресурси
1-1	$T = \frac{\pi(D-d)^2 \cdot [U_{ep}]}{2P \cdot V \cdot K_U}$
1-2	$T = \frac{\pi(D-d)^2 \cdot [U_{ep}] \cdot \cos d}{2P \cdot V \cdot K_U}$
1-3	$T = \frac{4a^2 \cdot [U_{ep}] \cdot \left(U_i + \frac{D^2}{2} \right) \cdot \sin \alpha}{D_1 \cdot P \cdot V \cdot K_U}$
1-4	$T = \frac{\pi \gamma D (D + [U_{ep}] \cos \gamma) \cdot [U_{ep}] \cos \gamma}{720 \cdot P \cdot V \cdot K_U}$

4.4.2. Трибоспряження відносно-поступального руху

Трибоспряження плунжерних пар паливних та гідравлічних систем відносяться до відносно-поступального переміщення[69]. В цьому випадку має місце нерівномірний знос поверхні втулки і валу в поздовжньому перерізі. Знос деталей трибоспряження пов'язаний з умовами роботи. Так при радіальному навантаженні втулки або валу знос буде однобічний і буде залежати від геометричних параметрів втулки і валу, а також від умов їх навантаження. Форма зношеної

поверхні втулки є результатом нерівномірного розподілу роботи тертя по довжині дуги контакту.

Якщо прирівняти кількість витраченої роботи на тертя A_1 і роботи A_2 , необхідної для утворення зносу, то отримаємо рівність, з якої можна визначити коефіцієнт зносу. Елементарна витрачена робота на тертя dA_1 при відносному переміщенні деталей трибоспряження є добуток коефіцієнта тертя, шляху тертя і функції розподілу тиску.

$$dA_1 = \mu \cdot R \cdot \varphi \left[f(\alpha) R_1 \cdot \frac{\cos \alpha}{d} \cdot d\alpha \right]. \quad (4.32)$$

де μ - коефіцієнт тертя;

R_1 - радіус валу, м;

φ - кут повороту втулки;

$f(\alpha)$ функція розподілу нормального тиску;

α - половина кута контакту.

Вся робота тертя при відносному переміщенні деталей трибоспряження виражається залежністю:

$$A_1 = \frac{\mu}{a} \cdot R_1^2 \cdot \varphi \int_{-\alpha_1}^{+\alpha_1} f(\alpha) \cdot \cos \alpha \, d\alpha = \frac{\mu \cdot R_1^2 \cdot \varphi \cdot P}{a}, \quad (4.33)$$

де P - реакція на втулку, Н;

a - ширина втулки, м.

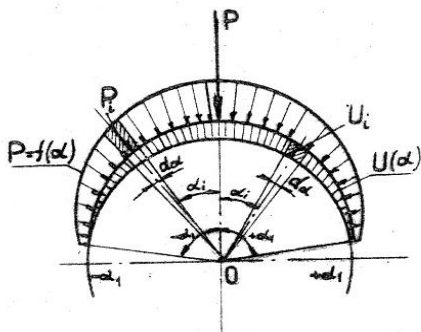


Рис. 4.16. Розрахункова схема трибоспряження типу вал-втулка в радіальному перерізі

$$P = \int_{-\alpha_1}^{+\alpha_1} f(\alpha) \cdot \cos \alpha \cdot d\alpha, \quad (4.34)$$

Елементарна робота тертя dA_2 , витрачена на знос по дузі контакту α_i , буде дорівнювати:

$$dA_2 = \frac{\mu \cdot a \cdot U_i(\alpha) d\alpha}{K_U(\alpha)} = \frac{\mu \cdot a \cdot U_i \cdot (U_i + R_Z) \cdot \cos \alpha \cdot d\alpha}{K_U(\alpha)}. \quad (4.35)$$

Тут $\left[\frac{K_U(\alpha)}{\mu} \right]$ показує, на скільки мікрометрів зноситься даний елемент поверхні при витраті одиниці роботи тертя. Інтегруючи останній вираз і приймаючи, що коефіцієнт зносу не є постійним по всій дузі контакту з непостійності умов тертя, одержимо значення роботи A_2 :

$$A_2 = \mu \cdot a \int_{-\alpha_1}^{+\alpha_1} \frac{U_i(\alpha)}{K_U(\alpha)} \cdot d\alpha = \mu \cdot a \int_{-\alpha_1}^{+\alpha_1} \frac{U_i(U_i + R_2) \cos \alpha \cdot d\alpha}{K_U(\alpha)}, \quad (4.36)$$

Де, $F_U = \int U_i(U_i + R_2) \cdot \cos \alpha \cdot d\alpha = U_2(U_2 + R_2) \cdot \sin \alpha$ - площа між початковим внутрішнім контуром втулки і контуром її після зносу.

Для максимального значення зносу втулки $U_i = U_2$. Тоді елементарна площа, між початковим внутрішнім контуром втулки і контуром її після зносу визначається залежністю:

$$dF_U = U_2(U_2 + R_2) \cdot \cos \alpha \cdot d\alpha, \quad (4.37)$$

Проінтегрувавши цей вираз отримаємо повну площу поперечного перерізу зносу:

$$dF_U = U_2(U_2 + R_2) \cdot \sin \alpha, \quad (4.38)$$

Після підстановки цього значення в рівняння роботи, отримаємо:

$$A_2 = \frac{\mu \cdot a \cdot U_2(U_2 + R_2) \cdot \sin \alpha}{K_U(\alpha)}. \quad (4.81)$$

Прирівнявши рівність робіт, отримаємо коефіцієнт зносу матеріалів деталей трибоспряження вал-втулка, як функцію кута контакту:

$$\frac{\mu \cdot R_1^2 \cdot \varphi \cdot P}{a} = \frac{\mu \cdot a \cdot U_2 (U_2 + R_2) \cdot \sin \alpha}{K_U(\alpha)}. \quad (4.39)$$

$$K_U(\alpha) = \frac{4a^2 \cdot U_2 (U_2 + R_2) \cdot \sin \alpha}{D_1 \cdot S \cdot P}, \frac{\text{мкм}}{\text{Па} \cdot \text{км}}. \quad (4.40)$$

Коефіцієнт зносу матеріалів деталей трибоспряження типа вал – втулка показує, на скільки мікрметрів зноситься втулка радіусом R_2 при контакті з валом діаметром D_1 на шляху тертя S і тиску P .

Знос втулки відбувається за рахунок переміщення вала по втулці.

Розглянемо форму поздовжнього перерізу зносу втулки, в радіальному напрямку, в плоскості максимального навантаження і в залежності від конструктивних особливостей і законів кривих розподілу довжини ходу вала. В залежності від закону розподілу довжин ходів вала всі види подібних сполучень можна розділити на дві групи:

- трибоспряження з нормальним законом розподілу довжини;
- трибоспряження з логарифмічно нормальним розподілом;

Для першої групи, приймаючи до уваги те, що крива розподілу ходів $\varphi(x)$ підкоряється нормальному закону розподілу з математичним очікуванням прикладення реакції на втулці $a_i = l_p$ закон вірогідності виражається залежністю:

$$\varphi(X) = Mi(X) = \frac{M_i}{\sigma_L \sqrt{2\pi}} \cdot \exp \left[-\frac{(X - a_i)^2}{2\sigma_L^2} \right] \quad (4.41)$$

де a_i – координата центру значень ходів вала;

σ_L – середньоквадратичне відхилення;

M_i - нормуючий множник, який приймається із умов рівності одиниці всієї площі під кривою розподілу в заданій області значень, і знаходиться за допомогою функції Лапласа.

$$M = \frac{1}{\Phi\left(\frac{a_i}{\sigma_L}\right) + \Phi\left(\frac{L - a_i}{\sigma_L}\right)} \quad (4.42)$$

Приймаючи до уваги те, що поздовжній переріз зносу втулки є дзеркальним відображенням площі, обмеженої кривою розподілу ходів валу, розтягнутою в m разів, тобто на відношення $\left[\frac{L_K}{L} = m\right]$ повної довжини зношування втулки на довжину розподілу ходів валу (рис.4.17.), отримаємо:

$$F_U = m \int_0^L \varphi(x) dx. \quad (4.43)$$

Тоді, підставивши в цей вираз значення функції, отримаємо площу максимального перерізу зносу втулки:

$$F_U = \frac{M_i m}{\sigma_L \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \int \exp\left[-\frac{(x-a_i)^2}{2\sigma_L^2}\right] \cdot dx, \quad (4.44)$$

або через функцію Лапласа

$$F_U = \frac{M_i \cdot m}{2} \cdot \left\{ \Phi_0\left[\frac{L-a_i}{\sigma_L}\right] - \Phi_0\left[\frac{a_i}{\sigma_L}\right] \right\} \quad (4.45)$$

Гранична величина зносу втулки U_{zp} , як ордината найбільш вірогідної величини дзеркального відображення максимальної ординати кривої розподілу довжини валу може бути виражена рівнянням:

$$U_{zp} = \frac{M_{i \cdot m}}{\sigma_L \sqrt{2\pi}} \quad (4.46)$$

Підставивши значення U_{zp} у вираз F_U отримаємо:

$$F_U = U_{zp} \cdot \sigma_L \cdot \sqrt{\frac{\pi}{2}} \left\{ \Phi_0\left[\frac{L-a_i}{\sigma_L}\right] - \Phi\left[\frac{a_i}{\sigma_L}\right] \right\}. \quad (4.47)$$

Приймаючи граничні значення деформацій абразивним зерном поверхні зношувального металу [89, 249, 250], за наявності забрудненості середовища можна отримати рівняння для визначення коефіцієнта зносу матеріалів втулки з врахуванням законів розподілу ходів валу:

$$K_U = \frac{0,42 \cdot \sigma_L \cdot \cos \frac{\Theta}{2}}{L_K \cdot (HB)} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{2}} \left\{ \Phi_0\left[\frac{L-a_i}{\sigma_L}\right] - \Phi\left[\frac{a_i}{\sigma_L}\right] \right\}, \frac{мкм}{Па \cdot км} \quad (4.48)$$

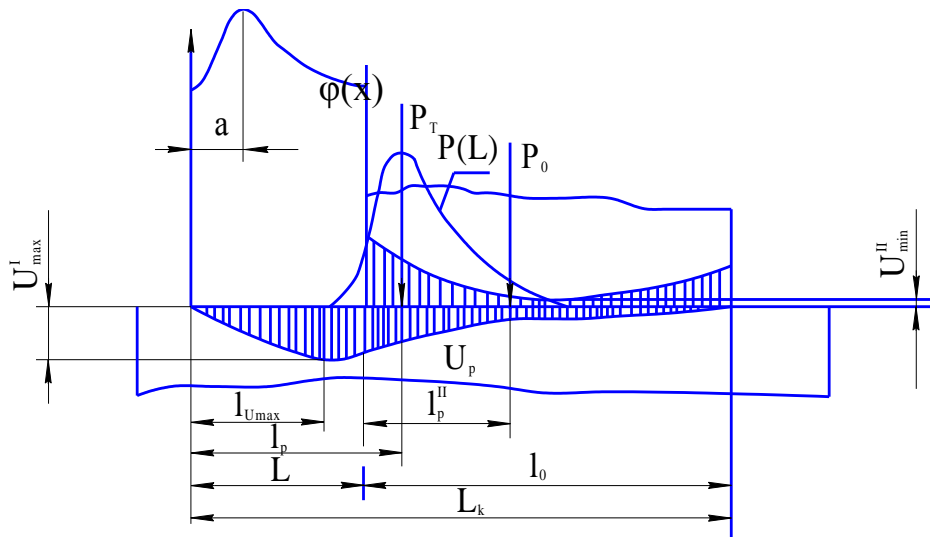


Рис.4.17. Ймовірність прикладення реакції навантаження P_T на вал і епоури зносу валу і втулки від розподілу довжини ходів валу

Таким чином, коефіцієнт зносу матеріалів втулки при нормальному законі розподілу довжини ходів валу є функцією властивостей матеріалу, характеристики абразиву середовища, конструктивних параметрів ($L_K=L+l_0$) і функції розподілу ходів валу:

$$\varphi(x) = M \cdot \varphi_0(x) = \frac{M}{x\sigma_L\sqrt{2\pi}} \cdot \exp\left[-\frac{(\ln x - a)^2}{2\sigma_L^2}\right], \quad (4.49)$$

де нормуючий множник «М» можна визначити за допомогою значень функції Лапласа:

$$M = \frac{1}{\Phi_0\left(\frac{a}{\sigma_L}\right) + \Phi\left(\frac{\ln - a}{\sigma_L}\right)}. \quad (4.50)$$

Приймаючи до уваги те, що площа поздовжнього перерізу зносу втулки є дзеркальним відображенням площі, обмеженою кривою розподілу ходів валу, збільшеної в m разів, де $m = \frac{L_K}{L} = \frac{L+l_0}{L}$ - відношення довжини зношування на максимальну величину переміщення можна записати у вигляді:

$$F_{U1} = m \int_0^L \varphi(x) = M \cdot m \int_0^L \varphi_0(x). \quad (4.51)$$

Підставивши в це рівняння значення функції $\varphi_0(x)$, отримаємо:

$$F_{U1} = \frac{M \cdot m}{\sigma_L \sqrt{2\pi}} \cdot \int_0^L \exp \left[-\frac{(\ln L - a)^2}{2\sigma_L^2} \right] \cdot dx, \quad (4.52)$$

Після інтегрування отримаємо площу подовжнього перерізу максимального зносу втулки, виражену через функції Лапласа:

$$F_{U1} = \frac{M \cdot m}{2} \left\{ \Phi_0 \left[\frac{\ln L - a}{\sigma_L} \right] - \Phi_0 \left[\frac{1 - a}{\sigma_L} \right] \right\}. \quad (4.53)$$

Величина граничного зносу $U_{гр}$ визначається часним випадком, коли $L=a$ у функції $\varphi_0(x)$

$$U_{зр} = \frac{M \cdot m}{L \cdot \sigma_L \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \exp \left[-\frac{(\ln a - a)^2}{2\sigma_L^2} \right]. \quad (4.54)$$

Підставивши значення граничного зносу $U_{гр}$ у формулу площі перерізу F_{U1} , отримаємо:

$$F_{U1} = U_{зр} \cdot \frac{L \cdot \sigma_L}{\exp \left[-\frac{(\ln a - a)^2}{2\sigma_L^2} \right]} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{2} \left\{ \Phi_0 \left[\frac{\ln L - a}{\sigma_L} \right] - \Phi \left[\frac{1 - a}{\sigma_L} \right] \right\}}. \quad (4.55)$$

Знаючи рівняння площі перерізу зносу по приведених вище формулах аналітичного визначення максимального зносу і залежності А.С. Пронікова, коефіцієнт зносу матеріалів втулки визначається виразом:

$$K_U = \frac{0,42L\sigma_L \cos \frac{\Theta}{2}}{L_K(HB) \cdot \exp \left[-\frac{(\ln a - a)^2}{2\sigma_L^2} \right]} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{2}} \cdot \left\{ \Phi_0 \left[\frac{\ln L - a}{\sigma_L} \right] - \Phi_0 \left[\frac{1 - a}{\sigma_L} \right] \right\}. \quad (4.56)$$

Нами встановлено, що застосування БПММ при експлуатації сільськогосподарської техніки призводить до зниження чисельних значень коефіцієнтів зносу на 10...15 % по відношенню до середовища мінеральних ПММ.

Велике значення на величину зносу деталей трибоспряження, що працюють в середовищі біопального, відіграє час простоїв техніки. Це пояснюється впливом метанолів біопального на поверхневу структуру матеріалів сполучень.

Отже наявність біопального в зоні зношування деталей сполучень за наявності простоїв, призводить до загального збільшення зношування і підвищення чисельних значень коефіцієнтів зносу.

В зв'язку з цим залежність прийме вигляд:

- для трибоспряження з нормальним законом розподілу довжини ходів валу:

$$K_U = \frac{0,42 \cdot \sigma_L \cdot \cos \frac{\Theta}{2} \cdot \left(1 + \frac{\beta}{100}\right)}{L_K \cdot (HB)} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{2}} \left\{ \Phi_0 \left[\frac{L - a_i}{\sigma_L} \right] - \Phi \left[\frac{a_i}{\sigma_L} \right] \right\} \quad (4.57)$$

- для розподілу довжини ходів валу з логарифмічно нормальним законом:

$$K_U = \frac{0,42 L \sigma_L \cos \frac{\Theta}{2} \cdot \left(1 + \frac{\beta}{100}\right)}{L_K (HB) \cdot \exp \left[-\frac{(\ln a - a)^2}{2\sigma_L} \right]} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{2}} \cdot \left\{ \Phi_0 \left[\frac{\ln L - a_i}{\sigma_L} \right] - \Phi_0 \left[\frac{1 - a_i}{\sigma_L} \right] \right\} \quad (4.58)$$

де β – відсоток приросту коефіцієнта зносу за рахунок простоїв.

Не дивлячись на зменшення зношування матеріалів в середовищі біопального загальний знос деталей сполучень за наявності простоїв, призводить до загального збільшення зношування деталей сполучень і підвищення чисельних значень коефіцієнтів зносу.

Запропоновані коефіцієнти зносу спрощують загальну методику прогнозування ресурсу сполучень типу вал-втулка відносного переміщення.

Прогнозування ресурсу сполучень типу «вал-втулка» зворотно-поступального руху визначається виразом:

$$T = \frac{0,42 L \sigma_L \cos \frac{\Theta}{2} \cdot \left(1 + \frac{\beta}{100}\right)}{V \cdot K_U \cdot (HB) \cdot \exp \left[-\frac{(\ln a - a)^2}{2\sigma_L} \right]} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{2}} \cdot \left\{ \Phi_0 \left[\frac{\ln L - a_i}{\sigma_L} \right] - \Phi_0 \left[\frac{1 - a_i}{\sigma_L} \right] \right\}, \text{ год} \quad (4.59)$$

Таким чином отримані залежності коефіцієнтів зносу дозволяють враховувати силові, швидкісні параметри роботи деталей сполучень, на прикладі трибоспряження типу вал-втулка, а також вплив абразивності забруднень і метанолів біопального на режим роботи.

4.4.3. Зубчасті зачеплення

Крім трибоспряжень, які показані в таблиці 4.2 важливу роль на надійність трансмісійних і гідравлічних систем відіграють такі трибоспряження, як зубчасті зачеплення.

Із-за циклічності навантаження і ковзання з ударом та перекачуванням, вони не ввійшли в основну класифікацію по видам переміщення однієї деталі відносно іншої[56, 60].

Основними кінематичними характеристиками зубчастих передач є їх швидкість перекошування і ковзання.

При терті поверхні сполучених зубців одночасно перекошуються і ковзають одна відносно іншої. Сумарна швидкість кочення профілів дорівнює сумі тангенціальних складових швидкостей -1 шестерні і 2- зубчатого колеса.

$$V_k = V_1 + V_2. \quad (4.60)$$

Швидкість ковзання робочих профілів дорівнює різниці цих швидкостей,

$$V_k = V_1 - V_2. \quad (4.61)$$

Виразивши кутову швидкість через частоту обертання шестерень, отримаємо:

$$\omega_j = 2\pi \cdot n_j \rho_j, \quad (j = 1, 2) \quad (4.62)$$

де n - частота обертання, s^{-1} ;

ω - кутова швидкість, рад/с;

ρ - радіус кривизни профілю зубів в точці контакту, м.

При постійній кутовій швидкості зубчастих передач швидкість постійна.

Сумарна швидкість перекочування між головкою зуба шестерні і ніжкою зуба дорівнює,

$$V = 2\pi n_2 (m\sqrt{2z_1} (i + 1) - \frac{D_1 + D_2}{2} \sin \alpha). \quad (4.63)$$

де D_1 і D_2 діаметри, відповідно шестерні і зубчатого колеса, м.

Сумарна швидкість перекочування між головкою зуба і ніжкою зуба шестерні, дорівнює,

$$V = 2\pi n_2 (m\sqrt{2z_2} (i + 1) - i \frac{D_1 + D_2}{2} \sin \alpha). \quad (4.64)$$

Фактичне передавальне число між головкою зуба і ніжкою зуба шестерні, дорівнює,

$$i_{1\Gamma} = \frac{d_{ок}}{d_{ош}} = \frac{z_2 m - 2m}{z_1 m + 2m} = \frac{z_2 - 2}{z_1 + 2}, \quad (4.65)$$

де $d_{ок}$ – основний діаметр шестерні, м;

$d_{ош}$ – діаметр виступа зубів шестерні, м.

$$i_{2\Gamma} = \frac{z_1 + 2}{z_2 - 2}. \quad (4.66)$$

Аналогічно отримуємо шляхи ковзання між головкою зуба і ніжкою зуба шестерні:

$$S_H = \frac{V_{CH}}{n_1 z_1} = \frac{V_{CH}}{n_2 z_2} = \frac{2\pi (m\sqrt{2z_2} (i + 1) - i \frac{D_1 + D_2}{2} \sin \alpha)}{z_1}; \quad (4.67)$$

$$S_{1H} = \frac{S_H}{i_{1H} + 1} = \frac{S_H (z_1 - 2)}{z_1 + z_2}; \quad (4.68)$$

$$S_{2\Gamma} = \frac{S_H}{i_{2\Gamma} + 1} = \frac{S_H (z_2 + 2)}{z_1 + z_2}. \quad (4.69)$$

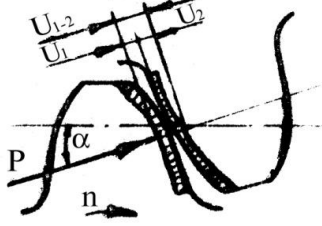
Силова характеристика зубчатого зачеплення буде залежати від переданих крутних моментів:

$$P = \frac{2M}{D_o} \quad (4.70)$$

Залежності для аналітичного і експериментального знаходження коефіцієнтів зносу для зубчастих зачеплень наведені в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4.

Експериментальні і аналітичні залежності коефіцієнтів зносу для зубчастих зачеплень

	Експериментальний
	Аналітичний

$$K_U = \frac{m_1 \cdot U_i \cdot \alpha}{P \cdot m_2 \cdot n_y}$$

$$K_U = \frac{m_1 \cdot \cos \frac{\theta}{2}}{2,4(HB)(D - m_2) \cdot \sin \alpha \sqrt{\left(\frac{q}{E}\right)^2 \cdot \left[0,8 - \left(\frac{q}{E}\right)^2\right]}} \cdot K_\xi \cdot K_t$$

Експериментально підтверджений коефіцієнт зносу для зубчастих зачеплень (Сталь 40X, $n=1500 \text{ хв}^{-1}$; $m=2,5$) і дорівнює: $K_{U \text{ екс}} = 1,48 \cdot 10^{-5}, \frac{\text{МКМ}}{\text{Па} \cdot \text{км}}$.

Числове значення коефіцієнту зносу одержаного аналітичним шляхом дорівнює: $K_{U \text{ анал}} = 1,46 \cdot 10^{-5}, \frac{\text{МКМ}}{\text{Па} \cdot \text{км}}$.

Підставивши значення коефіцієнту зносу, отримаємо кінцевий вираз, який дозволяє отримати ресурс зубчастих зачеплень аналітичним методом.

$$T = \frac{P \cdot m \cdot \cos \frac{\theta}{2} \cdot K_\xi K_t}{2,4 \cdot [U_{zp}] \cdot \alpha \cdot (HB) \cdot (D - m) \cdot \sin \alpha \sqrt{\left(\frac{q}{E}\right)^2 \cdot \left[0,8 - \left(\frac{q}{E}\right)^2\right]}}, \text{ год} \quad (4.72)$$

Номограма прогнозування ресурсу зубчастих зачеплень трансмісій наведена в додатку К (рис. К. 4).

4.5. Висновки до розділу 4

1. Для комплексного підходу що до розгляду питання впливу триботехнічних процесів на роботу вузлів і агрегатів сільськогосподарської техніки були розроблені функціональні залежності, що описують дані процеси через узагальний показник зносу матеріалів, та встановлені основні фактори надійності, які впливають на певні види взаємодій в функціональних системах. Особливістю процесу зношування деталей функціональних систем, при роботі на БПММ є середовище і режим роботи.

2. Отримані залежності коефіцієнтів зносу дозволяють враховувати силові, швидкісні параметри роботи деталей вузлів і агрегатів в залежності від кута прикладення реакції навантаження, а також впливу абразивності забруднень і метанолів біопального на режим роботи. Не дивлячись на зменшення зношування матеріалів в середовищі біопального загальний знос деталей сполучень за наявності простоїв, призводить до загального збільшення зношування деталей сполучень і підвищення чисельних значень коефіцієнтів зносу. Отримані експериментальні і аналітичні залежності коефіцієнтів зносу трибоспряжень основних вузлів і агрегатів СГТ дають змогу використовувати їх при прогнозуванні ресурсу вузлів і агрегатів в реальних умовах експлуатації.

РОЗДІЛ 5

ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСУ ВУЗЛІВ І АГРЕГАТІВ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ СИСТЕМ

5.1. Прогнозування ресурсу вузлів і агрегатів функціональних систем через коефіцієнт зносу

Метою досліджень є обґрунтування та розробка структурної послідовності методології прогнозування ресурсу деталей вузлів і агрегатів функціональних систем сільськогосподарської техніки до виводу їх в ремонт.

Для того, щоб прогнозувати ресурс вузлів і агрегатів сільськогосподарської техніки необхідно знати, як будуть вести себе деталі спряжень у процесі експлуатації, а також який буде мати місце вид зносу. Це можливо при наявності узагальненого показника швидкісних, силових і конструктивних параметрів спряжень, яким саме є коефіцієнт зносу [60, 76, 119, 134, 179-181].

Точне визначення міжремонтних періодів для конкретних агрегатів у конкретних умовах їх експлуатації є необхідною умовою при плануванні ремонтів.

У свою чергу, надійність окремих трибоспряжень агрегатів сільськогосподарської техніки впливає на її ресурс в цілому.

$$P_H(t) = \prod_{i=1}^n P_H(t)_i \quad (5.1)$$

Отже, знаючи строки наробіток до відмови окремих трибоспряжень, можна дати прогноз і по агрегату в цілому.

При прогнозуванні строків наробітку нових агрегатів і тих що перебувають в експлуатації слідє виділити наступні етапи: 1.Складання схеми трибоспряжень вузлів і агрегатів, яка відображає етапи зношування та ресурс функціональної системи. Цей ресурс можна визначити при наявності швидкості зношування і форми зношеної поверхні. 2.Форма зношеної поверхні й

швидкість зношування трибоспряжень залежить від багатьох факторів (конструктивних і силових параметрів, умов експлуатації, технічного обслуговування, середовища роботи та інш.), тому це носить характер випадкових величин і вимагає при їхньому визначенні індивідуального підходу. Вони можуть бути отримані двома основними методами:

а) проведенням тривалих експлуатаційних або лабораторних випробувань агрегатів та їхніх окремих вузлів і трибоспряжень;

б) аналітичним методом.

Застосування першого методу вимагає наявності реальних вузлів і трибоспряжень, які відображають реальні умови експлуатації. Однак цей метод недоцільно застосовувати при створенні нових агрегатів.

Аналітичний метод виключає недоліки першого й може застосовуватися на ранньому етапі створення нових агрегатів і машин та наступні етапи:

- встановлення чисельних значень коефіцієнтів зношування матеріалів конкретних трибоспряжень із урахуванням умов їхнього зношування;
- виконання розрахунків по визначенню форми й швидкості зношування трибоспряжень;
- визначення працездатності агрегату в залежності від зношування окремих трибоспряжень;
- встановлення строків наробітку до відмови агрегату і його трибоспряжень.

В зв'язку з тим, що ресурс вузлів і агрегатів визначається зношуванням основних трибоспряжень, то можливий трохи інший підхід при прогнозуванні строків їх наробітку. Знаючи по розрахунковим схемам величину граничного зношування $[U_{гр}]$ окремих трибоспряжень, коефіцієнти зношування K_U , умови експлуатації (P, V) , або задавшись цими умовами можна визначити їх ресурс T . Числові значення коефіцієнтів зношування K_U окремих трибоспряжень можуть бути отримані двома шляхами:

- використовуючи параметричний метод;
- використовуючи аналітичний метод.

Номограма прогнозування коефіцієнта зносу K_U матеріалів функціональних систем від їх твердості HB наведена в додатку М (рис. М.3).

Аналіз експериментальних даних по зношуванню трибоспряжень типу вал-втулка (підшипники ковзання) (таблиця 6.1) показав, що:

- еквівалентні коефіцієнти зношування в період нормального зношування постійні для певної швидкості відносного переміщення (обертання) вала й втулки для даного матеріалу, не залежать від навантаження сполучення, але збільшуються зі збільшенням швидкості;

- еквівалентні коефіцієнти в період припрацювання збільшуються зі збільшенням навантаження, а при постійному навантаженні зменшуються зі збільшенням швидкості;

- час припрацювання не залежить від навантаження й зменшується зі збільшенням швидкості;

- критерії припрацювання збільшуються зі збільшенням навантаження й зменшуються зі збільшенням швидкості.

Характер зміни еквівалентних коефіцієнтів у період припрацювання говорить про те, що форсування випробувань за рахунок навантажень не бажано. Краще йти по шляху збільшення швидкості, тобто збільшення шляху тертя. Структурна послідовність методології прогнозування ресурсу деталей вузлів і агрегатів функціональних систем сільськогосподарської техніки до виводу їх в ремонт наведена на рис.5.1.

Еквівалентний коефіцієнт зношування в період нормального зношування можна визначити по аналітичній залежності (для абразивного зношування).

$$K_{Ун.зн}^{екв} = \frac{D_2 \cdot tg\Theta}{(v + 1) \cdot D_1^2 \cdot (HB)}, \frac{мкм}{Па \cdot км}, \quad (5.2)$$

де D_1, D_2 - діаметри вала і втулки, м;

Θ - кутова характеристика абразиву ($\Theta=30^\circ$);

HB - твердість матеріалу, Па;

v - характеристика поверхні деталі (для шліфованих поверхонь $v = 2$)[60].

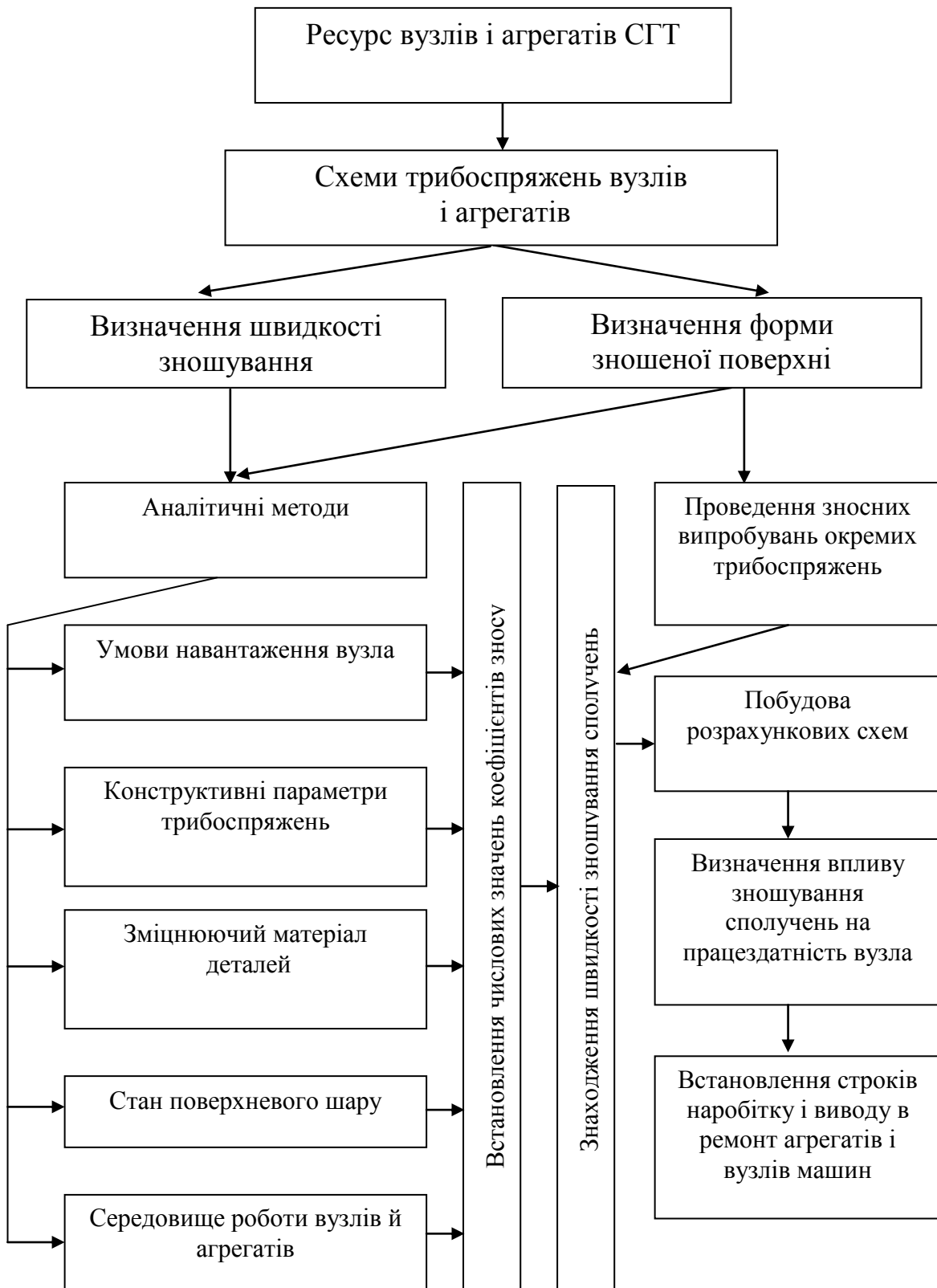


Рис. 5.1. Структурна послідовність методології прогнозування ресурсу деталей вузлів і агрегатів функціональних систем до виводу їх в ремонт

Невідомим для прогнозування є $K_{\text{пр}}$ – критерій припрацювання й час повного припрацювання сполучення $t_{\text{пр}}$. Критерій припрацювання є функцією

швидкості відносного переміщення сполучення, навантаження, стану поверхні й інших параметрів. Для наближеного розрахунку критерій припрацювання можна визначити по емпіричній залежності, отриманій з експериментальних даних:

$$K_{np} = \frac{4,5 \cdot 10^{-6}}{\sqrt[3]{V}} \cdot P^{3,2}, \quad (5.3)$$

Тривалість періоду повного припрацювання спряження є функцією швидкості відносного переміщення деталей і не залежить від навантаження. Тому, час припрацювання для наближеного розрахунку можна визначити по емпіричній залежності:

$$t_{np} = \frac{300}{V^{0,75}}, \quad (5.4)$$

або через критерій припрацювання й навантаження

$$t_{np} = 3,65 \cdot 10^3 \frac{K_{np}^{0,25}}{P^{0,8}}, \quad (5.5)$$

В додатку К (рис. К.6) наведена номограма для знаходження критерію припрацювання й часу припрацювання для спряження вал-втулка, побудована за допомогою зазначених вище емпіричних залежностей. На номограмі нанесені значення експериментальної перевірки цих залежностей. Пропонована методика прогнозування втрати точності по зношуванню враховує тільки період припрацювання нормального зношування.

З огляду на коефіцієнт зношування в період припрацювання, можна уточнити строки наробітку трибоспрязень, тому що в період припрацювання витрачається значна частина допустимого граничного зношування $[U_{гр}]$. Результати зносних випробувань спряження типу вал-втулка наведені в таблиці 5.1.

У період припрацювання, наробіток до граничного зношування $[U_{гр}]$ визначається залежністю:

$$T = \frac{U_{np}}{K_{Ун.зн}^{екв} \cdot P^n \cdot V}, \quad (5.6)$$

Таблиця 5.1.

Результати зносних випробувань спряження типу вал – втулка

Наванта- ження P,Н	Швидкість відносного переміщен- ня, V , м/с	Еквівалентний коефіцієнт зношування в період припрацювання $K_{U_{пр}}^{екв} \cdot 10^{-8}$, мкм/Па·км	Еквівалентний коефіцієнт зношування в період нормального зношування $K_{U_{н.из}}^{екв} \cdot 10^{-8}$, мкм/Па·км	Час припра- цювання $t_{пр}$, год	Критерій припра- цювання, $K_{пр}$
300	0,67	2,90	2,14	20,5	1,31
300	1,08	2,10	2,20	14,9	0,95
350	0,67	4,60	2,14	20,5	2,15
400	0,67	6,30	2,14	20,5	2,95
400	1,08	3,40	2,20	14,9	1,55
500	0,67	7,90	2,14	20,5	3,70
500	1,08	5,30	2,20	14,9	2,40
600	0,67	9,20	2,14	20,5	4,30
600	1,08	7,30	2,20	14,9	3,30

У період нормального зношування, наробіток до відмови визначається виразом:

$$T = \frac{U_{н.зн}}{K_{U_{н.зн}}^{екв} \cdot P^n \cdot V}, \text{ год.} \quad (5.7)$$

Тоді наробіток трибоспряження на відмову ($T=t_{пр}+t_{н.з}$) до граничного зношування [$U_{гр}$] може бути визначене залежністю:

$$T = \frac{U_{н.зн}}{K_{U_{н.зн}}^{екв} \cdot P^n \cdot V} - t_{пр} (K_{пр} - 1), \quad (5.8)$$

де $K_{пр}$ - критерій припрацювання.

Знаючи параметри критерію припрацювання, час припрацювання й еквівалентний коефіцієнт зношування матеріалу деталей в період нормального

зношування, можна подати у вигляді номограми для прогнозування надійності трибоспряжень по зношуванню. В додатку К (рис. К.5) наведена номограма прогнозування надійності, трибоспряження вал-втулка, по зношуванню найбільш м'якого матеріалу (втулки) з урахуванням швидкостей відносного переміщення й навантаження. Ця номограма дозволяє вирішити як пряме завдання (за заданим часом наробітку трибоспряження визначити величину граничного зносу), так і зворотню – по допустимому зношуванню визначити період роботи спряження. Номограма прогнозування сумарного зносу трибоспряження вал-втулка від коефіцієнтів тертя і контактного навантаження наведена в додатку К (рис. К.2).

Таким чином, при прогнозуванні наробітку трибоспряження до граничного зносу необхідно знати еквівалентний коефіцієнт зношування в період нормального зносу, критерій припрацювання й тривалість періоду припрацювання.

5.2. Прогнозування ресурсу вузлів і агрегатів функціональних систем при роботі біопально-мастильних матеріалах в умовах абразивного середовища

5.2.1. Механізм розподілу енергій в трибоспряженнях вузлів і агрегатів функціональних систем

Метою досліджень є обґрунтування механізму розподілу енергій при визначенні об'єму деформованого металу поверхні металів для прогнозування ресурсу вузлів і агрегатів в процесі експлуатації СГТ.

Основним недоліком сучасної теорії тертя, змащування і зношування трибосистем, що спонукало постановку даної роботи, є слабкий зв'язок аналітичних і експериментальних результатів із властивостями речовин, нечітке трактування механізмів розсіювання енергії, зношування матеріалів і змащування поверхонь тертя. У задачу дослідження входив розгляд роботи

трибосистеми у взаємозв'язку з властивостями матеріалів, умовами її роботи і її конструктивними особливостями[83,179 - 181].

Однак аналіз опублікованих досліджень показав, що всі процеси взаємодії абразивного зерна з перлітною основою чавунів в процесі абразивного зношування, розглядаються з точки зору міцністних і мікрогеометричних параметрів, що не дає узагальненої характеристики поведінки поверхневих шарів в процесі абразивного зношування. Такою узагальненою характеристикою є енергоємність структурних складових металів.

Розробка механізму розподілу енергій при експлуатації сільськогосподарської техніки встановлення узагальненого показника оцінки стану поверхневих шарів металів функціональних систем є важливим аспектом.

Використовуючи рівняння енергетичного балансу при терті в середовищі досліджуваного змащувального матеріалу можна представити у вигляді суми енергій.

$$E = E_1 + E_2 + E_3 + E_4 + E_5 + E_6 + E_7 + E_8 + E_9 + E_{10}; \quad (5.9)$$

де E – енергія, що генерується в процесі тертя, Дж;

E_1 – енергія, яка витрачається при зовнішньому підігріві;

E_2 – поглинена енергія;

E_3 - енергія, що відводиться в результаті конвекції;

E_4 - енергія, яка витрачається на тепловіддачу в змащувальний матеріал;

E_5 - енергія, яка витрачається на руйнування змащувального шару;

E_6 - енергія, яка витрачається на структурні перетворення в контактуючих матеріалах;

E_7 - енергія, яка витрачається на диспергування в матеріалах;

E_8 - енергія, яка витрачається на руйнування мікронерівностей;

E_9 – енергія, яка витрачається на хімічне перетворення в змащувальному матеріалі;

E_{10} - енергія, яка витрачається на деформацію об'єму основної структури поверхневого шару металу (енергоємність).

З цих десяти видів енергій останні п'ять, спрямовані на руйнування поверхневих шарів при терті.

Отже утворена енергія в процесі тертя контактуючих тіл витрачається на нагрівання, розсіювання теплової енергії і роботу руйнування поверхневих шарів деталей, що призводить до зміни триботехнічних властивостей змащувальних матеріалів у зоні зношування, рис.5.2.

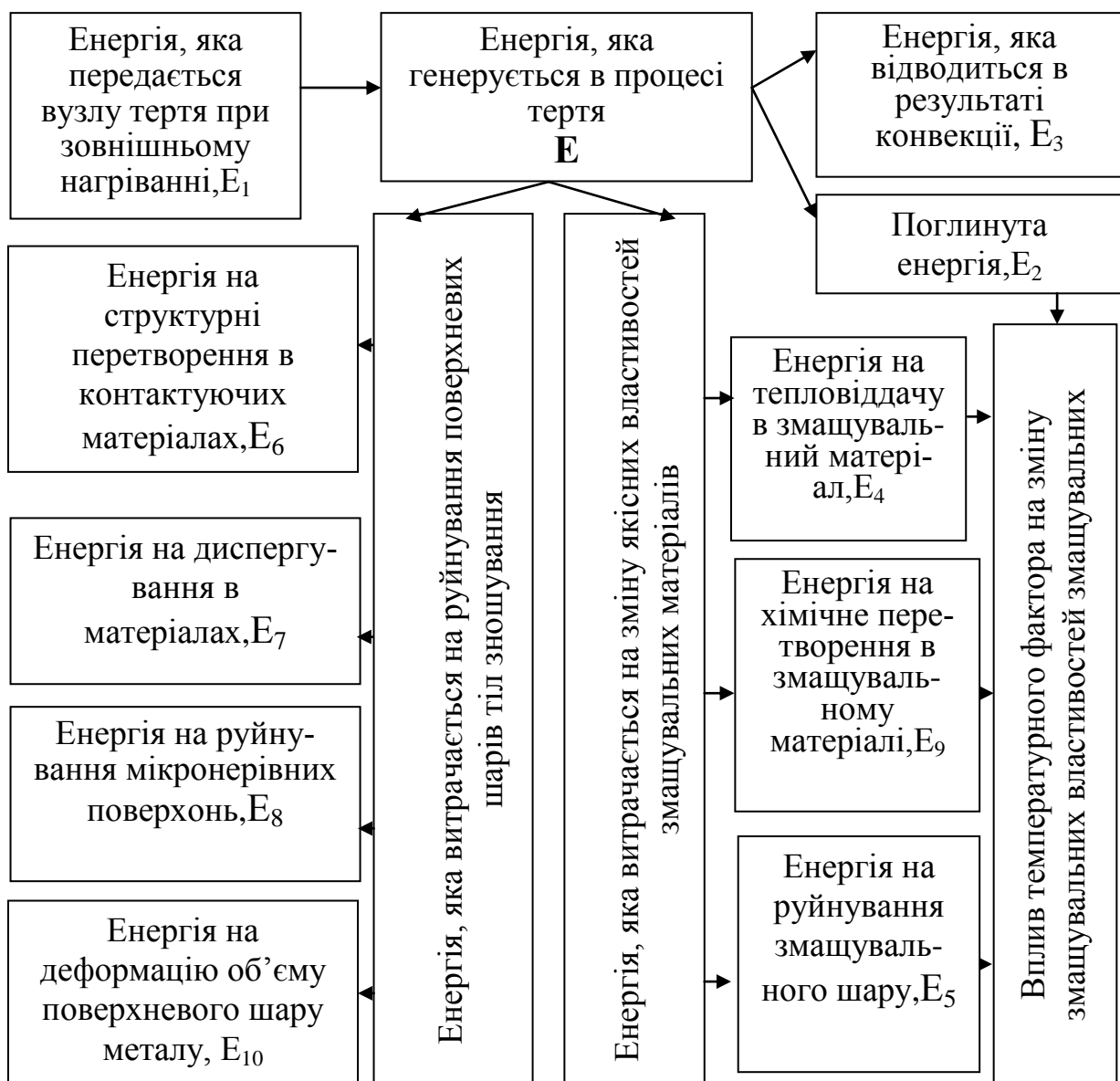


Рис.5. 2. Механізм розподілу енергій в процесі експлуатації СГТ

Найбільш поширеним видом зношування деталей вузлів і агрегатів машин є абразивне зношування.

Для абразивного зношування характерне впровадження абразивного зерна в поверхневий шар металів під дією зовнішніх сил, що є основним чинником руйнування поверхневого шару. Крім того, абразив, потрапляючи в зону контакту двох поверхонь, не лише є мікрорізцями, але і прямими деформаторами поверхневого шару, приводячи до накопичення деформацій, що сприяє руйнуванню і подальшому прискореному зносу поверхневих шарів металів.

Одним із параметрів, що характеризує поведінку поверхневих шарів металів, є їх енергоємність. Енергоємність – це кількість енергії необхідної для деформації об'єму основної структури поверхневого шару металу. Енергоємність поверхневих шарів залежить від механічних і фізичних властивостей матеріалів деталей і зміцнюючих технологій, а також середовища роботи.

Інакше можна сказати, що енергоємність поверхневих шарів металу – це відношення зовнішнього одиничного навантаження Δq_i , що діє на i -те абразивне зерно до об'єму деформованого матеріалу поверхневого шару V_{Mi} [83].

$$E_M = \frac{\Delta q_i}{V_{Mi}}, \quad (5.10)$$

При розгляді одиничної площі, енергоємність матеріалу визначається відношенням питомого навантаження P_y до одиничного об'єму деформованого матеріалу V_M^1 .

$$E_M^1 = \frac{P_y}{V_M^1}, \quad (5.11)$$

Таким чином, об'єм деформованого металу поверхні можна визначити через енергоємність поверхневих шарів металів деталей трибоспряження.

$$V_M = \frac{P_y}{E_M}. \quad (5.12)$$

Тиск на абразивне зерно створюється за рахунок зміни зазорів в трибосопряженнях вузлів і агрегатів сільськогосподарської техніки в процесі роботи.

Запропонований механізм дозволяє змоделювати процес розподілу енергій у трибосопряженнях з метою прогнозування ресурсу вузлів і агрегатів СГТ.

Енергоємність поверхневих шарів металу є характеристикою, яка дозволяє оцінювати поверхневі шари по здатності накопичення деформації при дії абразивного зерна, а також оцінює їх здатність протистояти зношуванню в процесі абразивного зносу. Крім того, будучи функцією сил деформації, енергоємність поверхневих шарів металу дозволяє встановлювати межі силових характеристик вузлів тертя при абразивному зношуванні.

5.2.2. Моделювання впливу забрудненості абразивом біопально-мастильних матеріалів на енергоємність поверхневих шарів металів вузлів і агрегатів

Метою досліджень є обґрунтування впливу абразивності біопально-мастильних матеріалів на енергоємність металів вузлів і агрегатів, на прикладі чавунів марки СЧ20, та обґрунтування узагальненого показника оцінки стану поверхневих шарів металів трибосопряжень.

Найбільш поширеним видом зношування деталей вузлів і агрегатів машин є абразивне зношування. Для абразивного зношування, на прикладі чавунів марки СЧ20, характерне проникнення абразивного зерна в поверхневі шари металеві основи або в графітні включення [79, 250]. Особливе це явище спостерігається на деталях циліндро-поршневої групи, на які попадають абразивні складові з ПММ. Якщо проникнення абразивного зерна в графітні включення не позначаються на цілісності поверхневого шару металеві основи чавунів, то впровадження або деформація металеві основи чавунів абразивним зерном під дією зовнішніх сил є основним чинником руйнування поверхневого шару.

Питанню абразивного зношування присвячено багато робіт, однак вони присвячені дослідженню процесів в середовищі мінеральних ПММ. В основному, розглядають мікрорізання абразивним зерном поверхневих шарів металу. Крім того, абразив, потрапляючи в зону контакту двох поверхонь, не лише є мікрорізцями, але і прямими деформаторами поверхневого шару, що сприяє руйнуванню і подальшому прискореному зносу поверхневих шарів чавунів. Швидке руйнування поверхневого шару спостерігається в області металевої основи, біля графітних включень, де абразивне зерно сколює частки металу і в результаті насичення поверхневих шарів воднем призводить до водневого зкрихчування.

Об'єм деформованого матеріалу з одиничної площі контакту ($y \text{ cm}^2$), на якій знаходиться N абразивних зерен з середнім розміром зерна $r_{\text{аср}}$ і що мають форму $\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_i$ і (конус, піраміду, куб і т. п.) і і що увірвалися в основний матеріал з одиничною силою Δq_i , виражається залежністю:

$$V_M^1 = N_1(r_{ai}, \xi_1) + N_2(r_{ai}, \xi_2) + N_i(r_{ai}, \xi_i) + N_{i+1}(r_{ai}, \xi_1) + N_{i+2}(r_{ai}, \xi_1) + N_{i+j}(r_{ai}, \xi_i) \quad (5.13)$$

де: кожен член правої частини - $N_{i+j}(r_{aj}, \xi_i)$; - об'єм деформованого металу ($i + j$) груп абразивних зерен з однаковими параметрами зерна r_{aj} і однаковою їх формою ξ_i .

При експериментальному визначення енергоємності поверхневих шарів перлітної основи чавунів [251] були прийняті наступні допущення:

- 1) абразивне зерно має майже абсолютну твердість;
- 2) абразивне зерно впроваджується в перлітну основу чавунів гострою частиною (кутів).

Ці допущення дали можливість замінити абразивне зерно діамантовою пірамідою з кутом при вершині 136° . Це стало можливим, оскільки по Б.І. Костецькому [111], кут при вершині абразивних зерен, що беруть участь в зношуванні, змінюється від 120° до 150° .

Використовуючи мікротвердомір ПМТ 3, алмазна піраміда вдавлювалася в перлітну основу чавуну навантаженням від 0,5 до 150 грам. По середній вели-

чині діагоналей відбитку визначалася глибина впровадження піраміди P_1 , площа деформації S і об'єм деформованого металу V_d . Глибина впровадження P_1 , сумарна площа деформації ΣS і об'єм деформованого металу V_d обчислювалися по співвідношеннях:

$$\begin{aligned} P_1 &= 0,143 D_{cp}, \text{ мкм}, \\ \Sigma S &= 0,540 D_{cp}^2, \text{ мкм}^2, \\ V_d &= 0,074 D_{cp}^3, \text{ мкм}^3. \end{aligned} \quad (5.14)$$

де D_{cp} - середній параметр діагоналі

$$D_{cp} = \frac{D_1 + D_2}{2}, \text{ мкм} \quad (5.15)$$

Дослідженню піддавався чавун марки СЧ 20 ГОСТ 1412-85. Безпосередньо досліджувалася перлітна основа поверхневого шару чавуну після шліфування. Поверхня добре змочувалась ПММ для утворення стійкого шару на поверхні чавуну – 75...80 мкм і адсорбованого шару 0,3...1,2 мкм.

Моделюючи процес впровадження абразивного зерна в поверхневий шар перлітної основи чавуну під дією зовнішніх навантажень, експериментально алмазом наколювали перлітну основу чавуну марки СЧ 20 при різному тиску і швидкостях в середовищі різних ПММ.

В результаті отримали глибину впровадження алмазної піраміди, по яких підраховувалися основні параметри кінетики впровадження абразивного зерна в поверхневий шар перлітної основи чавуну.

На рис. 5.3, 5.4 і 5.5 наведені залежності глибини впровадження P_1 , роботи деформації W і енергоємності поверхневих шарів перлітної основи чавуну марки СЧ 20 E_m від сили деформації або сили впровадження абразивного зерна (алмазної піраміди) в середовищі мінеральних і біологічних олив[89]. Результати перевірки [250] показали, що вуглецево-водневі з'єднання по різному впливають на поведінку поверхневих шарів металів в середовищі біологічних ПММ.

Сірі чавуни з феритною металевою основою, типу СЧ20, дуже чутливі до вуглецево-водневих середовищ. Вуглець метилу (метанолу) відновлює ферит з окисних плівок, знижуючи протидію зносу і звільняючи вільний прохід водню в

металеву основу чавуну, підвищуючи крихкість і знижуючи його загальну міцність.

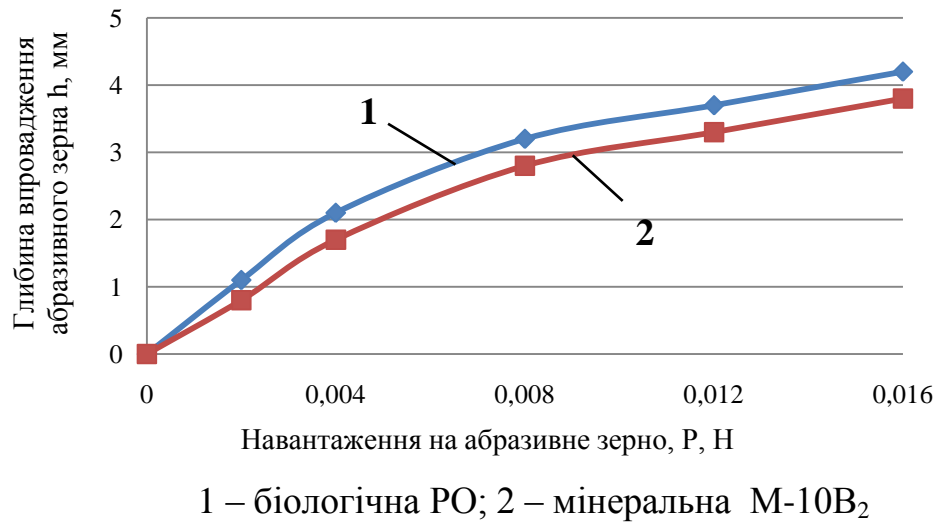


Рис.5.3. Залежність глибини впровадження абразивного зерна в перлітну основу чавуну від сили навантаження

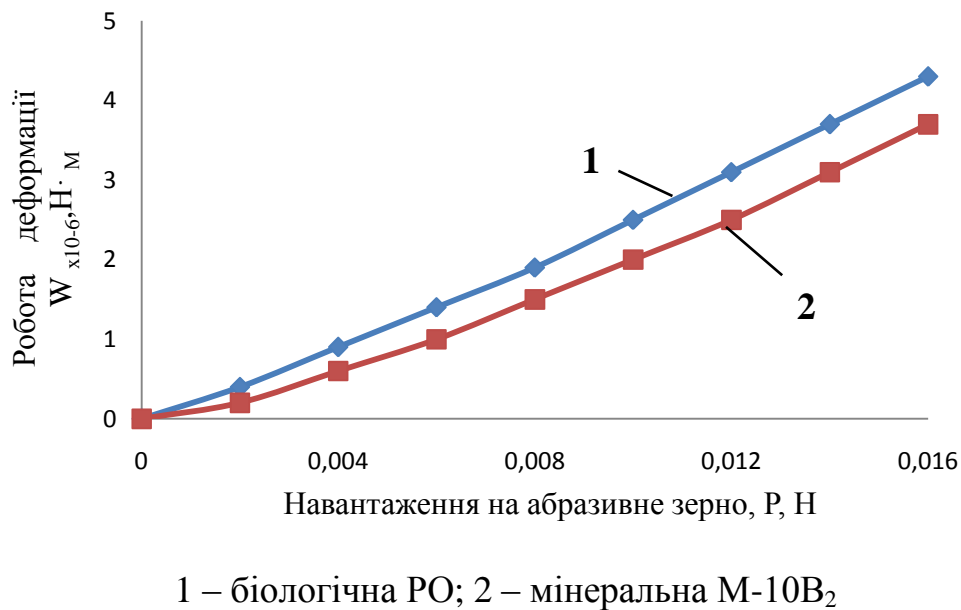


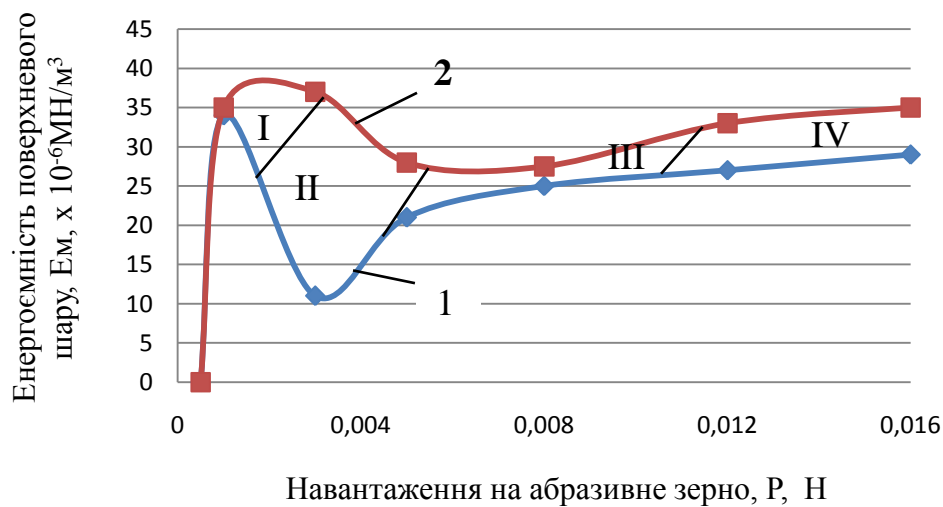
Рис.5.4. Залежність роботи деформації перлітної основи чавуну від сили навантаження на абразивне зерно

Адсорбція водню в поверхню контактуємих тіл, використовуючи вакансії і дислокації (дефекти кристалічної структури) змінюють валентний стан металу, призводить до набухання вакансій і їх подальше руйнування, підвищуючи крихкість металу.

Із цих залежностей видно, що із збільшенням сил деформації або сил втискування, глибина впровадження зростає, зростає і робота деформації, а енергоємність поверхневого шару перлітної основи чавуну – падає. Причому, енергоємність чавуну марки СЧ 20 в середовищі мінеральної оливи вища, ніж енергоємність чавуну в середовищі РО.

Робота деформації знаходиться в зворотній залежності від механічних властивостей чавуну.

Енергоємність поверхневого шару перлітної основи чавуну марки СЧ 20 (рис. 5.5) від величини сили деформації, має складну залежність.



1 – біологічна РО; 2 – мінеральна М-10В₂

Рис.5.5. Залежності енергоємності поверхневого шару перлітної основи чавуну E_m від сили навантаження на абразивне зерно

Весь графік залежності енергоємності поверхневого шару від сили деформації можна розбити на чотири зони:

I - зона пружної деформації зміцненого шару, отриманого шліфуванням зразків; II - зона пластичної деформації зміцненого шару (наклепаного) шліфуванням зразків; III - зона пружної деформації основного металу (початком цієї зони є розпушений шар металу, отриманий в результаті переміщення вакансій основного металу під дією зміцнення поверхневого шару шліфуванням); IV - зона пластичної деформації основного металу.

Стрибок графіка між першою і другою зонами характеризує глибину наклепаного шару. Цей графік відображає і напруженість поверхневого шару перлітної основи чавунів від сил деформації – сил зовнішньої дії.

Отже, зменшення енергоємності поверхневого шару металу в середовищі біологічної РО на 27...48% відбувається за рахунок водневого зкрихчування, яке призводить до набухання вакансій, підвищуючи при цьому крихкість металу, з подальшим його руйнуванням. Дія абразивного зерна при абразивному зношуванні на малу площу поверхні металу викликає пластичну деформацію поверхневого шару в місці контакту абразивного зерна і поверхні. Інакше кажучи, призводить до повзучості деякого об'єму металу, особливо це стосується середовища біологічних ПММ[87, 249, 252].

Основою механізму повзучості є ковзання в певній атомній плоскості по певних напрямках в результаті просування дислокацій. При миттєвій дії абразивного зерна на поверхневий шар металу, пластична деформація зконцентровується у місцях плоскості ковзання, де величина локального зрушення надзвичайно велика.

При тривалішій дії абразивного зерна на поверхневий шар металу – ковзання йде більш рівномірно, по більшому об'єму близько розташованих атомних плоскостей, причому, відносні переміщення сусідніх плоскостей невеликі – декілька міжатомних відстаней. Повна пластична деформація виражається наступним рівнянням:

$$l = p + l_0 = p + \frac{G}{E} + g(\sigma_{\max}) \quad (5.16)$$

де, l - повна деформація,

p - деформація повзучості,

l_0 - миттєва деформація:

$\frac{G}{E}$ - зворотня пружна частина миттєвої деформації;

$g(\sigma_{\max})$ - незворотня частина деформації.

Швидкість пластичної деформації залежить від діючого напруження σ , температури T або зовнішньої енергії W і від структурного стану металу в даний момент.

$$\text{Тобто,} \quad \frac{dp}{dt} = v(\sigma, T, q_1, \dots, q_n). \quad (5.17)$$

Тут через q_1, \dots, q_n позначені параметри, що характеризують структурний стан металу. Продифференціюємо обидві частини рівняння (5.16) по часу.

Тоді з урахуванням рівняння (6.17), отримаємо:

$$\frac{dl}{dt} = v(\sigma, T, q_1, \dots, q_n) + \frac{d\sigma}{E} + \chi_q(\sigma) \frac{d\sigma}{dt}, \quad (5.18)$$

Якщо процес деформування почався в момент $t = 0$, а рівняння (5.17) відноситься до моменту t , то $\chi = 1$, якщо $\sigma(t) > \sigma(\tau)$, де $0 \leq \tau \leq t$ і $\chi = 0$, то можна вказати такий момент τ , при якому $0 \leq \tau \leq t$ а $\sigma(\tau) > \sigma(t)$. Згідно гіпотезі зміцнення в правій частині формули (5.17) фігурує тільки один структурний параметр, параметр зміцнення. Приймаючи до уваги те, що ступінь зміцнення зростає в міру накопичення деформацій повзучості, можна вибрати в якості параметра зміцнення величину накопиченої деформації повзучості P .

Тобто,

$$\frac{dp}{dt} = v(\sigma, T, P), \quad (5.19)$$

Криві повзучості описуються функцією часу, так що деформація повзучості матеріалу пропорційна t^m . У відповідності з цим, закон зміцнення вибирається у вигляді:

$$\frac{dp}{dt} = p^{-\alpha} f(\sigma), \quad \text{где} \quad \alpha = \frac{1-m}{m}, \quad (5.20)$$

якщо $\sigma = const$, то із залежності (6.20) витікає наступне:

$$P = [(1 + \alpha) f(\sigma) t]^m. \quad (5.21)$$

Функція $f(\sigma)$ опроксимується наступними виразами:

$$\begin{aligned}
 f(\sigma) &= B \cdot \sigma^n, \\
 f(\sigma) &= k \cdot \exp \frac{\sigma}{A}, \\
 f(\sigma) &= 2kSn \frac{\sigma}{A},
 \end{aligned}
 \tag{5.22}$$

де B , n , k , A -константи, що залежать від температури або від прикладеної зовнішньої енергії.

Величина P , правої частини рівняння (5.20) фігурує як параметр зміцнення, що являє собою деформацію повзучості, але не повну пластичну деформацію. Величина миттєвої пластичної деформація не перевищує 1...2%, практично не створює зміцнення і не впливає на швидкість повзучості.

Величина накопичення деформації поверхневого шару, в результаті впливу абразивного зерна, є функцією багатьох змінних - збільшення напруження поверхневого шару G , часу t , швидкості навантаження (або швидкості деформації) V , сили деформації Q , енергоємності поверхневого шару металу E_M і роботи деформації W .

$$\varepsilon = f(\sigma, t, v, Q, W, E_M).
 \tag{5.23}$$

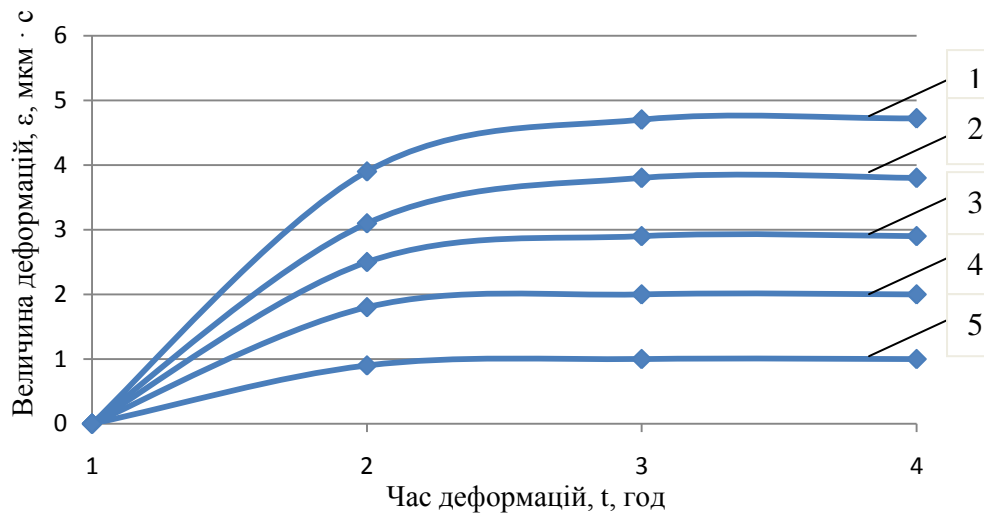
Відповідно до теорії повзучості металів криві повзучості або деформація поверхневого шару описується степеневою функцією часу.

$$\varepsilon = B \cdot t^m,
 \tag{5.24}$$

Але, так як величина накопичення деформації поверхневого шару в результаті впливу абразивного зерна залежить від величини сили деформації, то вираз (5.23) набуде вигляду:

$$\varepsilon = f(Q) \cdot B \cdot t^{\frac{m}{f(Q)}}.
 \tag{5.25}$$

Дана залежність наведена на рис.5.6.



Навантаження на абразивне зерно, грам: 1- 25; 2 – 20; 3 – 15; 4 – 10; 5 – 5

Рис. 5.6. Залежності величини деформації ε перлітної основи чавуну марки СЧ 20 в залежності від часу деформації при різних навантаженнях Q на абразивне зерно в середовищі біологічної РО

З цих залежностей видно, що величина деформації зростає зі збільшенням часу деформації, а також прямо пропорційно позначається і величина сили деформації.

Якщо привести $f(Q)$ до виду (α) , то вираз (5.25) набуде вигляду:

$$\varepsilon = \alpha \cdot Bt^{\frac{m}{\alpha}} \quad (5.26)$$

де $\alpha = f(Q)$, при вираженні Q в грамах $\alpha = 0,1Q$.

Так для чавунів СЧ30 після зносу, рівняння (5.26) має вигляд:

$$\varepsilon_{10} = 0,1 \cdot Q \cdot 0,89t^{0,05/0,1Q} \quad \text{або} \quad \varepsilon = 0,089Qt^{0,5/Q} \quad (5.27)$$

Вплив швидкості деформації на величину накопичення деформації поверхневого шару виражається залежністю:

$$\varepsilon = C \cdot l^{f(v)}, \quad (5.28)$$

де $f(v)$ показник натурального логарифма - функція швидкості, тобто

$$f(v) = \beta - v \quad (5.29)$$

Збільшення швидкості деформації поверхневого шару зменшує величину деформації. При великих швидкостях деформація не встигає проникнути (поширяться) на велику глибину. Так наприклад, при навантаженні $Q = 10$ грамм $\beta = -0,15$; $C = 2,06$ і рівняння (5.28) прийме вид:

$$\varepsilon_{10} = 2,06 \cdot l^{-0,15v} \quad (5.30)$$

При навантаженні $Q = 15$ грамм $\beta = -0,045$; $C = 49,5$ рівняння накопичення деформації від швидкості буде мати такий вид:

$$\varepsilon_{15} = 49,5 \cdot l^{-0,045v} \quad (5.31)$$

Великий вплив на накопичення деформації в поверхневому шарі металів має напруження поверхневого шару, що виникають в процесі застосування зовнішніх енергій, які є невід'ємною частиною процесу зношування. Цей вплив виражається наступним співвідношенням (з поправкою на малі напруження):

$$\varepsilon = A \cdot \sigma^n = f(\sigma). \quad (5.32)$$

Для чавуну СЧ 20, що піддався поверхневому зносу, вплив прикладеного напруження поверхневого шару на величину деформації, виражається наступною залежністю:

$$\varepsilon = 0,054 \cdot \sigma^{0,87} \quad (5.33)$$

У свою чергу, напруження поверхневого шару перлітною основи чавунів залежить від величини прикладеної зовнішньої енергії. Причому, зі збільшенням прикладеної зовнішньої енергії деформації різко зростає приріст напруження поверхневого шару, викликане деформацією. Цю залежність можна записати в наступному вигляді:

$$\sigma = D \cdot W^K, \quad (5.34)$$

де K - показник ступеня, (для чавуну СЧ 20, після зношування $K = 0,5$);

W - зовнішня енергія деформації;

D - коефіцієнт, що залежить від матеріалу і виду зовнішньої деформації.

Для чавунів чмарки СЧ 20 після зношування ця залежність приймає вид:

$$\sigma = 0,5 \cdot 10^6 W^{0,5} \quad (5.35)$$

Однією з основних характеристик поверхневого шару металу є його енергоємність \mathcal{E}_m . Величина накопичення деформації поверхневого шару в залежності від енергоємності металу виражається залежністю:

$$\varepsilon = f(Q)kE_M + b \cdot f(Q) \quad (5.36)$$

Зі збільшенням енергоємності поверхневого шару металу величина накопичення деформації падає. Збільшення ж зовнішнього навантаження пропорційно збільшує величину деформації. Як розглядалося вже раніше, функцію $f(Q)$ можна представити як:

$$f(Q) = \alpha, \quad (5.37)$$

тоді рівняння (5.36) можна записати у більш простому вигляді:

$$\varepsilon = \alpha \cdot k \cdot E_M + b \cdot \alpha. \quad (5.38)$$

При вираженні Q в грамах, $\alpha = f(Q) = 0,1 Q$, при навантаженні $Q = 10$ грам на абразивне зерно, яке вдавлюється в зношену поверхню (перлітну основу чавуну) СЧ 30 величина накопичення деформації дорівнює: $\varepsilon = -9 \cdot 10^{-6} \cdot E_M + 2,45$, а при навантаженні $Q=15$ грамм, $\varepsilon = -13,5 \cdot 10^{-6} \cdot E_M + 2,95$. У свою чергу енергоємність E_m є функцією зовнішньої енергії деформації W , швидкості деформації поверхневого шару V , сили деформації, яка прикладається до абразивного зерна в процесі проникнення в перлітну основу чавунів, тобто:

$$E_M = f(W, V, Q). \quad (5.39)$$

Математична залежність енергоємності від швидкості деформації виражається рівнянням:

$$E_M = \varphi(Q) \cdot C \cdot V^{\varphi(Q)\delta}, \quad (5.40)$$

де V - швидкість деформації поверхневого шару, мкм / сек.

δ - показник ступеня, що залежить від властивостей матеріалу та величини зовнішнього навантаження; $\varphi(Q)$ - функція сили Q , яку можна виразити через параметри ζ_1 і ζ_2 , що змінюються від стану поверхні. Для чавуну СЧ 30 після зносу - $\xi_1 = 1,15$; $\xi_2 = 1,22$. Замінивши функцію через вираз, рівняння прийме вигляд:

$$E_M = \frac{Q}{\xi_1} \cdot C \cdot V^{\frac{Q \cdot \delta}{\xi_2}} \quad (5.41)$$

Залежності енергоємності поверхневого шару перлітної основи чавунів E_M від швидкості деформації V , в середовищі біологічної РО, при зовнішньому навантаженні на абразивне зерно: 1 - 10 грам, 2 - 15 грам наведена на рис.5.7.

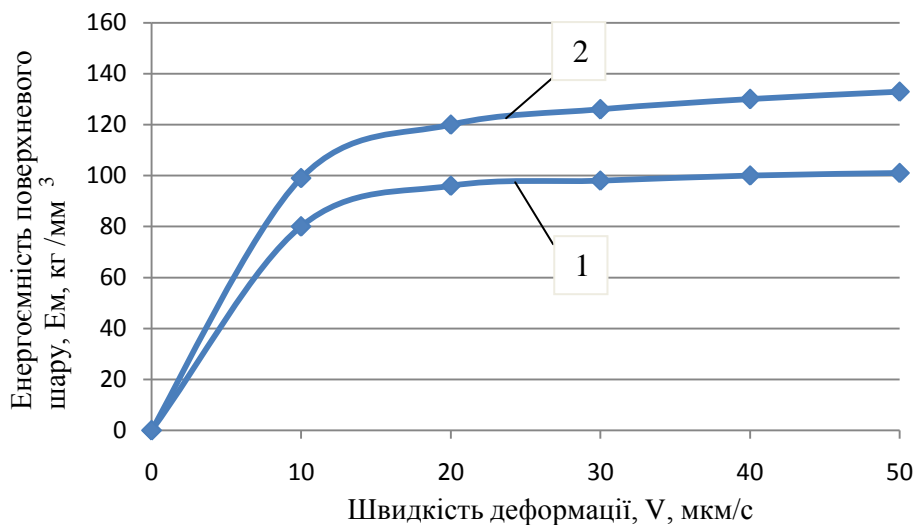


Рис. 5.7. Залежності енергоємності поверхневого шару перлітної основи чавуну марки СЧ 20 E_M від швидкості деформації V , в середовищі біологічної РО, при зовнішньому навантаженні на абразивне зерно: 1 - 10 грам, 2 - 15 грам

Для зношеної поверхні чавуну СЧ 20 при зовнішньому навантаженні на абразивне зерно $Q = 10$ грам, емпіричне рівняння залежності енергоємності металів від швидкості деформації має вигляд:

$$E_M = 66 \cdot 10^3 \cdot V^{0,18}, \text{кг/мм}^3, \text{ а для навантаження } Q = 15 \text{ грам:}$$

$$E_M = 54,4 \cdot 10^3 \cdot V^{0,16}, \text{кг/мм}^3.$$

Незначне збільшення швидкості деформації поверхневого шару абразивним зерном збільшує енергоємність цього шару металу. Залежність енергоємності поверхневого шару металу від зовнішньої енергії деформації виражається рівнянням:

$$E_M = N \cdot W^\lambda. \quad (5.42)$$

Експериментальна залежність енергоємності від величини зовнішньої енергії деформації є ступенева залежність. Коефіцієнт λ для чавуну СЧ 20 дорівнює $\lambda = 0,4$. Зі збільшенням зовнішньої енергії деформації або роботи деформації зростає і енергоємність поверхневого шару металу. Від дії зовнішньої сили деформації за рахунок вдавнення абразивного зерна в перлітну основу чавунів енергоємність виражається наступною залежністю:

$$E_M = k \cdot Q^\gamma. \quad (5.43)$$

Енергоємність металів від сили деформації зростає. Але при навантаженні 3...5 грам спостерігається деяка стабілізація величини енергоємності. Це пояснюється переходом при даному навантаженні з пружного в пластичне деформування. На основі перерахованих вище залежностей можна вивести основні залежності і закономірності поведінки поверхневого шару перлітної основи чавунів, що піддаються впливу абразивного зерна під дією зовнішніх сил. Величину накопичення деформації в результаті дії абразивного зерна можна представити у вигляді залежності:

$$\varepsilon = k \cdot f(Q) \cdot C \cdot \varphi(Q) \cdot V^{\varphi(Q) \cdot \delta} + b \cdot f(Q), \text{мкм}. \quad (5.44)$$

де k, c, b - коефіцієнти, які залежать від матеріалу і параметрів навантаження абразивного зерна, або можна уявити, як функцію зовнішньої сили навантаження:

$$\varepsilon = k \cdot f(Q) \cdot k_1 \cdot Q^\gamma + b \cdot f(Q), \text{ мкм} \quad (5.45)$$

При певних режимах вибору параметра навантаження, можна записати:
 $f(Q) = \alpha$ тоді,

$$\varepsilon = \alpha(k \cdot k_1 \cdot Q^\gamma + b). \quad (5.46)$$

Швидкість деформації поверхневого шару перлітною основи чавунів при впливі абразивного зерна в основному залежить від зовнішньої сили навантаження:

$$V = \left(\frac{k_1 \cdot \xi_1 \cdot Q^\gamma}{C \cdot Q} \right)^{\xi_2 / Q \cdot \delta}, \text{ мкм/с} \quad (5.47)$$

Замінивши коефіцієнти k_1 ; ξ_1 ; C через A , а ξ_2 ; δ через B то отримаємо:

$$V = \left(A \frac{Q^\gamma}{Q} \right)^{B/Q}, \text{ мкм/с} \quad (5.48)$$

Величина зносу поверхні залежить від величини накопичення деформації на поверхні металу.

Таким чином, щоб знати схильність поверхневого шару металу до зносу і можливість його зношування, необхідно знати час накопичення деформації поверхневого шару перлітної основи чавунів. Час накопичення деформації поверхневого шару при впливі абразивного зерна виражається залежністю:

$$t = \left(\frac{k \cdot f(Q) \cdot C \cdot \varphi(Q) \cdot V^{\varphi(Q) \cdot \delta}}{B \cdot f(Q)} \right)^{f(Q)/m}, \text{ с} \quad (5.49)$$

Замінивши коефіцієнт k , c , в загальним коефіцієнтом A_γ , отримаємо вираз часу накопичення деформації:

$$t = \left(A_\gamma \cdot Q \cdot V^{B_\gamma \cdot Q} \right)^{\alpha/m}, \text{ с} \quad (5.50)$$

Таким чином, час накопичення деформації залежить від зовнішнього навантаження і швидкості деформування.

Розглянувши енергоємність, як функцію збільшення напруження поверхневого шару, отримуємо залежність:

$$E_M = \frac{f(\sigma) - b \cdot f(Q)}{k \cdot f(Q)}; \text{кг/мм}^3 \quad (5.51)$$

Енергоємність поверхневого шару металу знаходиться в ступеневій залежності від збільшення напруження поверхневого шару.

Таким чином, енергоємність є функцією збільшення напруження поверхневого шару металу і залежить від часу накопичення деформації, яка в свою чергу, залежить від зовнішнього навантаження і швидкості деформування.

Експлуатаційні характеристики дизельних двигунів багато в чому залежать від надійності паливної системи, на яку припадає майже 50% відмов роботи двигуна, зокрема від трибоспряження плунжер-гільза. Навіть незначний знос елементів плунжера і гільзи, різко позначається на тиску уприскування і об'ємі пального, що подається в циліндр. Це призводить до зниження потужності двигуна і тягових характеристик трактора. Інтенсивність зношування, у свою чергу, залежить від властивостей матеріалів деталей сполучення, режиму роботи та середовища. Тиск на абразивне зерно створюється за рахунок зміни зазорів в сполучення паливного насосу в процесі роботи. Робочий цикл паливного насосу можна розділити на три періоди. В період впуску пального зазор відповідає початковому. В період нагнітання пального із-за створюваного високого тиску зазор збільшується до 6 мкм і в нього поступають відповідні зазору абразивні частинки. Тільки за період вприску пального може відбутись силова взаємодія абразивних частинок з поверхнею тертя і, як результат, зношування.

Аналіз зношених прецизійних деталей показав, що знос плунжера і втулки відбувається біля впускного отвору на дузі 0,52...1,05 рад. в залежності від розміру абразивних частинок і часу роботи паливного насоса [77].

Якщо прийняти форму абразивної частинки близьку до сферичної, то об'єм усіх абразивних частинок, який поступає в зазор за цикл, дорівнює:

$$V_a = \frac{G_a}{\gamma_a} = \frac{\varepsilon \cdot V_3 \cdot \gamma_T}{\gamma_a}, \quad (5.52)$$

де G_a – загальна вага абразиву, Н ;

ε – концентрація абразивних частинок в паливі, %;

γ_t, γ_a – густина дизельного пального і абразивних частнок, кг/м³;

V_3 – об'єм зазору між плунжером і втулкою, м³.

$$V_3 = \frac{\alpha(R_{вт}^2 - R_{пл}^2) \cdot l_{пл}}{2}, \quad (5.53)$$

где $R_{вт}, R_{пл}$ – радіуси втулки і плунжера, м;

$l_{пл}$ – довжина плунжера, м.

Кількість абразивних частинок в зазорі може бути знайдено по співвідношенню:

$$n = \frac{V_a}{V_i} - \frac{6 \cdot \varepsilon \cdot V_3 \cdot \gamma_t}{\pi \cdot d_{cp}^3 \cdot \gamma_a}, \quad (5.54)$$

де d_{cp} – середній діаметр абразивних частинок, м.

Об'єм металу, що піддається пластичному деформуванню, розраховується по геометрії усіченого конуса, який створюється в результаті відносного ковзання і одночасного впровадження абразивної частинки в поверхню тертя:

$$V_{пл} = \frac{L \cdot (F - F_{упр})}{3}, \quad (5.55)$$

де F – площа основи усіченого конуса, м², при $h=0,01R$,

$$F = \frac{R^2 \cdot (\alpha - \sin \alpha)}{2}, \quad (5.56)$$

де $\sin \alpha/2 = \alpha/R$

Об'єм деформації з точки зору геометрії кульового сегменту дорівнює:

$$V_{деф} = \frac{\pi \cdot h_{деф} \cdot [3(2a)^2 + h_{деф}]}{6}, \quad (5.57)$$

де $V_{деф}$ – об'єм впроваджених абразивних частинок, м³.

$2a$ – довжина хорди, яка знаходиться глибиною впровадження і радіусом абразивної частинки.

Однак, об'єм деформованого металу, залежить від властивостей матеріалів плунжера і втулки, характеристикою яких, є енергоємність поверхневих шарів металів деталей сполучення і їх силових характеристик.

$$E_M = \frac{6 \cdot P_y}{\pi \cdot h_{\text{деф}} [3(2a)^2 + h_{\text{деф}}]}, \quad (5.58)$$

Об'ємний знос в результаті пластичних деформацій, дорівнює:

$$U_{\text{пл}} = \frac{(V_{\text{пл}} + V_{\text{вт}})}{n_p}. \quad (5.59)$$

Число циклів, які призводять до руйнування матеріалу при пластичних деформаціях дорівнює:

$$n_p = \varepsilon_0^t, \quad (5.60)$$

де ε_0 – відносне подовження матеріалу при розриві;

t – коефіцієнт втомленості матеріалів при пластичних деформаціях.

Об'ємний знос втулки і плунжера за один цикл дорівнює:

$$U = (U_{\text{деф}} + U_{\text{пл}}) \cdot n \cdot k. \quad (5.61)$$

Коефіцієнт подрібнення $k=7$, показує збільшення величини зносу частинкою абразиву до моменту її подрібнення.

Таким чином, величина лінійного зносу деталей за певний час роботи сполучення плунжер – втулка, знаходиться виразом:

$$U = \frac{U_y \cdot m \cdot T}{A_{a1(2)}} = \alpha \cdot k \cdot m \cdot n \cdot T \cdot (R_{\text{пл}} \cdot l_{\text{пл}} + R_{\text{вт}} \cdot l_{\text{вт}}) \cdot (U_{\text{деф}} + U_{\text{пл}}), \quad (5.62)$$

де $m=573,25\omega$ – число циклів за одну годину роботи,

T – ресурс паливного насосу в годинах,

A_a – номінальна площа тертя, яка знаходиться:

для плунжера $A_{a1} = R_{\text{пл}} \cdot l_{\text{пл}} \cdot a$;

для втулки $A_{a2} = R_{\text{вт}} \cdot l_{\text{вт}} \cdot a$,

де $l_{\text{пл}}, l_{\text{вт}}$ – довжина робочої поверхні втулки і плунжера.

Прогнозуючи строки наробітку паливних насосів по зносу плунжера і втулки, замінив величину зносу на граничний знос, який знаходиться величиною подачі пального і тиском, отримаємо:

$$T = \frac{[U_{zp}]}{a \cdot k \cdot m \cdot n \cdot (R_{nl} \cdot l_{nl} + R_{em} \cdot l_{em}) \cdot (U_{def} + U_{пл})}. \quad (5.63)$$

В зв'язку з тим, що зноси за рахунок пластичної деформації, знаходяться енергоємністю поверхневих шарів плунжера і втулки, то можна, враховуючи залежність (6.63), ресурс трибоспряження плунжер-втулка надати в такому вигляді:

$$T = \frac{[U_{zp}] \cdot (E_{Mnl} + E_{Mem})}{a \cdot k \cdot m \cdot n \cdot (R_{nl} \cdot l_{nl} + R_{em} \cdot l_{em}) \cdot P_{nut}}. \quad (5.64)$$

Отже, ресурс сполучення плунжер-втулка залежить від характеристики поверхневих шарів металів плунжера і втулки, середовища, граничного зносу сполучення і режиму роботи СГТ.

Для прогнозуванні ресурсу прецизійних пар ПНВТ при періодичному режимі експлуатації (з простоями) СГТ необхідно враховувати коефіцієнт режиму роботи $K(t)$, додаток Е (Таблиця Е 2).

Коефіцієнт режиму роботи – це відношення зносу деталей вузлів і агрегатів з простоями до зносу без простоїв в середовищі БПММ:

$$K(t) = \frac{U_1}{U_2}, \quad (5.65)$$

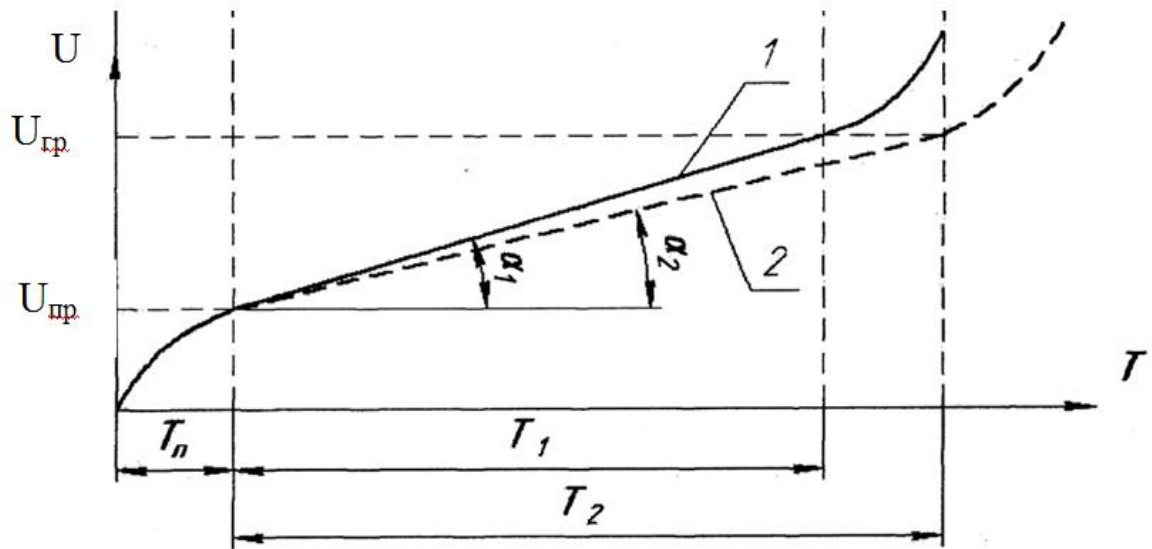
де U_1 – знос трибоспряження в середовищі БПММ (з простоями), мкм;

U_2 – знос трибоспряження в середовищі БПММ (без простоїв), мкм;

Коефіцієнт режиму роботи дозволяє визначати трибологічні властивості змащувального середовища виходячи зі складу БПММ і умов роботи.

У цьому випадку отримаємо графічні залежності ресурсу T в залежності від режиму роботи вузлів і агрегатів, застосовуючи принцип надійності – мінімуму градієнта параметру, які наведені на рис 5.8.

Розглянемо схему процесу зношування деталей прецизійної пари при різних умовах змащування: при роботі на БПММ без простоїв і з простоями.



- 1 - при змащуванні деталей прецизійної пари БПММ (з простоями);
- 2 - при змащуванні деталей прецизійної пари БПММ (без простоїв).

Рис. 5.8. Прогнозування ресурсу T в залежності від режиму роботи вузлів і агрегатів

За час роботи T_1 прецизійних пар (з простоями) в середовищі БПММ здійснюється зношування деталей до граничного зносу, що відповідає критерію об'ємного зносу U_1 . За такий же час роботи T_2 прецизійних пар (без простоїв) в середовищі БПММ здійснюється зношування деталей до граничного зносу, що відповідає критерію об'ємного зносу U_2 .

Встановлено, що зміна розмірів деталей прецизійних пар відбувається нерівномірно по поверхні тертя і не постійна в часі. Ресурс прецизійних пар визначається граничним зносом трибоспряжень і співвідношенням параметрів нормальної роботи.

Ресурс деталей прецизійних пар при експлуатації на БПММ (з простоями) визначається із рівняння:

$$T_1 = \frac{U_{сп} - U_{нр}}{\operatorname{tg} \alpha_1}, \text{ мото-год.} \quad (5.66)$$

де U_{zp} – граничний знос деталей, мкм; U_{np} – знос при припрацюванні (обкатці) прецизійних пар, мкм; $tg \alpha_1 = U_1$ - швидкість зношування деталей прецизійних пар (з простоями), мкм/мото-год.

Ресурс деталей прецизійних пар (без простоїв), що працює при змащуванні БПММ, визначається із рівняння:

$$T_2 = \frac{U_{zp} - U_{np}}{tg \alpha_2}, \text{ мото-год.} \quad (5.67)$$

де $tg \alpha_2 = U_2$ - швидкість зношування деталей прецизійних пар в середовищі БПММ (без простоїв), мкм/мото-год.

Отже, при збільшенні $K(t)$ збільшується $tg \alpha$. Таким чином, існує можливість збільшення ресурсу прецизійних пар шляхом, як підбору складу БПММ, так і регулювання режиму роботи функціональних систем СГТ.

5.3. Висновки до розділу 5

1. Встановлено, що енергоємність поверхневих шарів металу є характеристикою, яка дозволяє оцінювати поверхневі шари по здатності накопичення деформації при дії абразивного зерна, а також оцінює їх здатність протистояти зношуванню в процесі абразивного зносу. Крім того, будучи функцією сил деформації, енергоємність поверхневих шарів металу дозволяє встановлювати межі силових характеристик вузлів тертя при абразивному зношуванні в середовищі БПММ.

2. Отримані залежності енергоємності поверхневих шарів металів і сплавів від сили навантаження на абразивне зерно дозволили встановити, що зменшення енергоємності на 27...48% в середовищі біологічної РО відбувається за рахунок водневого зкрихчування. Це призводить до набухання вакансій в поверхневих шарах трибоспряжень, підвищуючи при цьому крихкість металів з подальшим їх руйнуванням.

3. Встановлено, що ресурс трибоспряження плунжер-втулка залежить від характеристики поверхневих шарів металів плунжера і втулки, максимально допустимого зносу і режиму роботи ПНВТ.

РОЗДІЛ 6

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ СИСТЕМ ПРИ РОБОТІ НА БІОПАЛЬНО-МАСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛАХ

6.1. Дослідження зносу основних матеріалів деталей функціональних систем в середовищі біодизельного пального при постійному режимі роботи

Метою дослідження є обґрунтування особливостей зносу основних матеріалів вузлів і агрегатів СГТ в середовищі біодизельних палив при постійному режимі її експлуатації.

Випробування на знос різних матеріалів проводились на розробленій нами машині тертя по схемі «ролик- колодка» (Рис.5.1)[57- 65, 68-70, 74, 164].

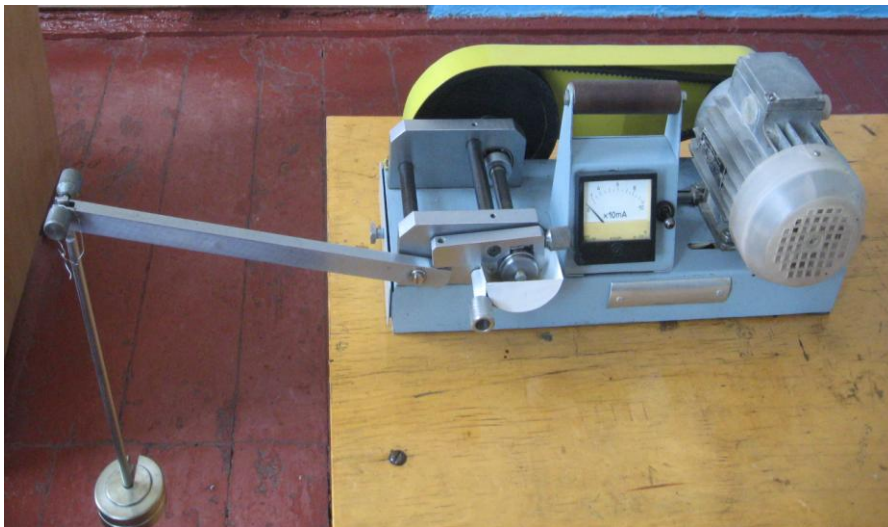


Рис. 6.1. Загальний вид машини тертя по схемі «ролик- колодка»

Ролик був виготовлений із сталі ШХ15 з твердістю поверхні 60...62 HRC, діаметром 30мм. Відносна швидкість ковзання зразків $V = 71,25$ м/хв.

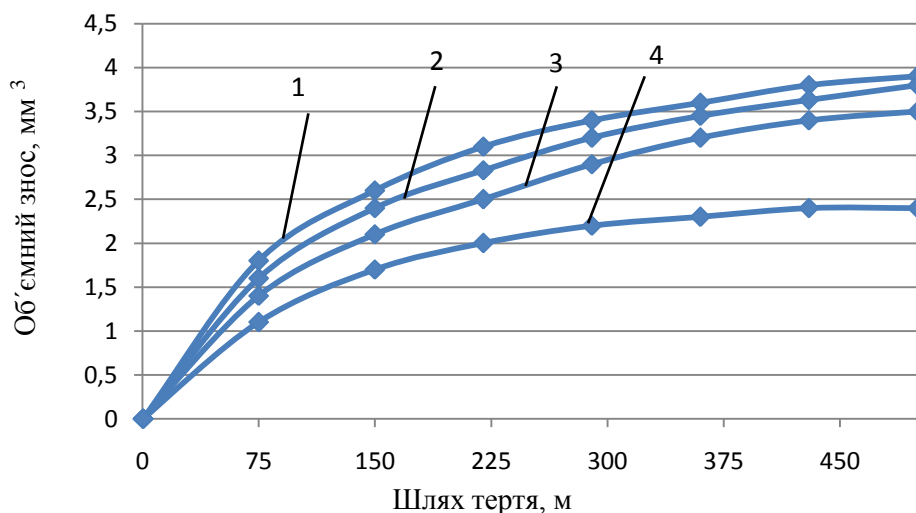
Випробуванням піддавалися матеріали: бронза Бр ОЦС 5-5-5, Сталь ШХ15, сірий чавун СЧ20, Сталь 45 термічно оброблена, алюміній АК9. Характеристика матеріалів наведена в таблиці 5.1. Колодка – зразок квадратного перетину навантажувався силою $P = 613,5$ Н. Сили тертя в зоні

контакту визначалися по споживаній потужності електродвигуна, з попередньою тарировкою мікроамперметра. Виміри зносу і сил тертя проводилися через кожних 70 м шляху тертя (60 сек.). Замірялася ширина лунки зразка (колодки), за допомогою приладу УПОІ-6 (рис 5.2), з подальшим перерахунком на об'єм зношеного матеріалу, інтенсивність зношування і коефіцієнт зносу.



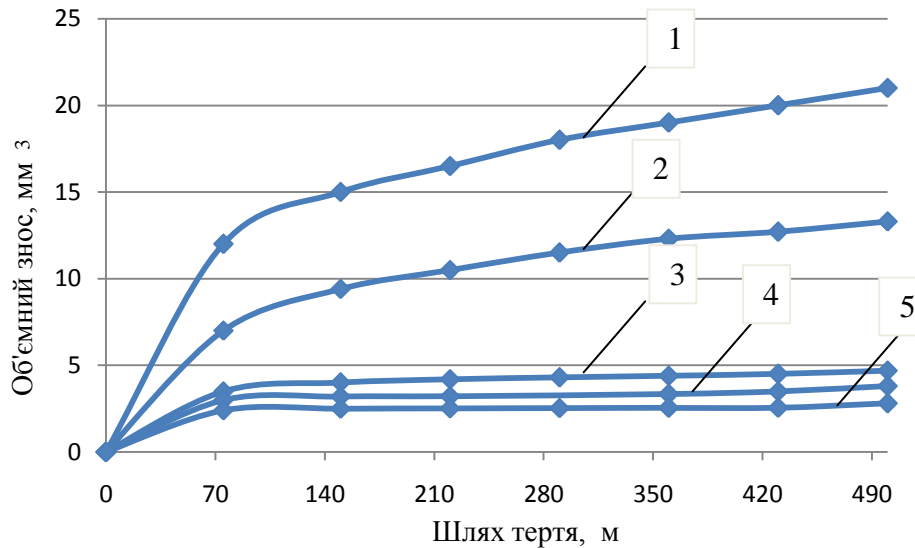
Рис 6.2. Загальний вид приладу для нарізання лунки УПОІ-6

Залежності об'ємного зносу різних матеріалів, при навантаженні $P=613,5$ Н і відносній швидкості ковзання зразків $V=71,25$ м/хв., від шляху тертя в середовищі біодизеля наведені на рис.6.3 і 6.4.



1-Сталь45; 2-Сталь ШХ15;3-Сірий чавун СЧ20; 4-БронзаБрОЦС5-5-5, 5-Алюміній АК9

Рис.6.3. Залежності інтенсивності зношування матеріалів від шляху відносного переміщення пар тертя в середовищі біодизеля



1- Алюміній АК9; 2 - Бронза БрОЦС 5-5-5; 3 - Сірий чавун СЧ 20; 4 - Сталь ШХ; 5 - Сталь 45

Рис. 6.4. Залежності об'ємного зносу матеріалів від шляху відносного переміщення зразків в середовищі біодизельного пального

Як видно з цих залежностей, чорні метали, сталі і чавуни мають набагато менше об'ємний знос, чим алюмінієві і мідні сплави.

Криві об'ємного зносу підпорядковуються параболічному закону і описуються наступними емпіричними залежностями:

- для бронзи БрОЦС 5-5-5 об'ємний знос описується рівнянням:

$$V = -0,000001S^2 + 0,025S + 6,225 \text{ мм}^3 \quad (6.1)$$

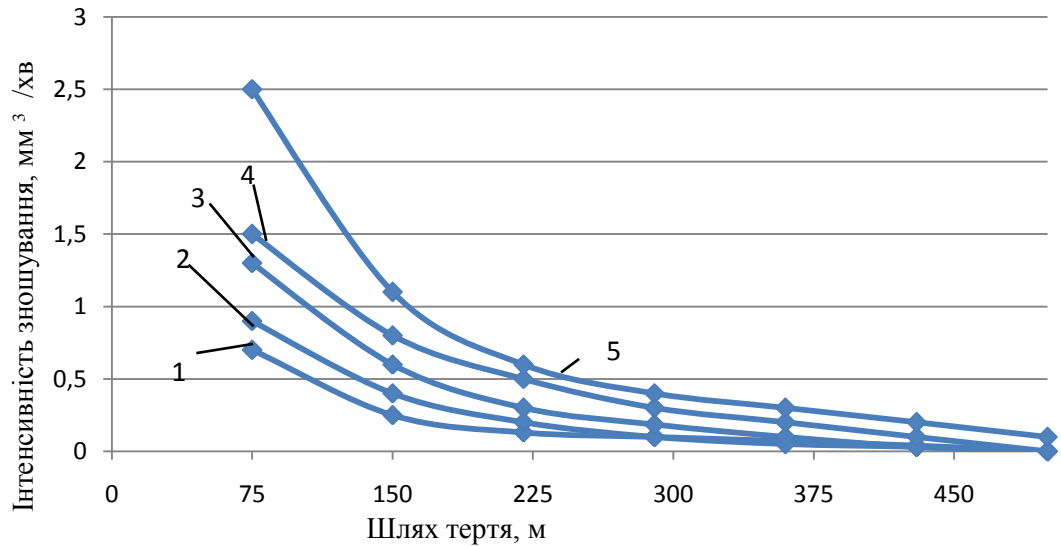
- для Сталі ШХ15 об'ємний знос описується рівнянням:

$$V = -0,0000018S^2 + 0,0032S + 2,85, \text{ мм}^3 \quad (6.2)$$

де S – шлях тертя, м.

По об'ємному зносу розрахована інтенсивність зношування різних матеріалів в середовищі біопального.

Залежності інтенсивності зношування матеріалів в середовищі біопального наведені на рис.6.5.



1- Сталь 45, 2 – Сталь ШХ15, 3 – Сірий чавун СЧ 20, 4- Бронза БрОЦС 5-5-5, 5 – Алюміній АК9

Рис.6.5. Залежності інтенсивності зношування матеріалів в середовищі біодизельного пального від шляху тертя

З цих залежностей видно, що інтенсивність зношування максимальна в початковий період і стабілізується після 400 м шляху тертя. Дані матеріали можуть бути застосовані в різних трибоспряженнях, при різних швидкісних і силових параметрах.

Згідно формули Пронікова коефіцієнт зносу визначається залежністю:

$$K_U = \frac{F_U \cdot L}{S \cdot P} \cdot k_\xi \cdot k_t, \frac{\text{ммкМ}}{\text{Па} \cdot \text{км}} \quad (6.3)$$

де F_U, L – конструктивні особливості трибоспряження;

P - реакція навантаження вузла тертя, Н;

S - шлях тертя, км;

k_ξ - коефіцієнт середовища;

k_t - коефіцієнт режиму роботи.

Таким чином, коефіцієнт зносу є узагальненим показником силових, конструктивних швидкісних параметрів деталей сполучення, середовища і режиму роботи. Він дозволяє визначати стійкість матеріалів деталей сполучення до зношування в різних середовищах. Шлях тертя розраховувався по частоті

обертання ролика і його діаметру. Реакція навантаження визначалася перерахунком системи важелів машини тертя і перевірялася динамометром.

Зміна коефіцієнтів зносу різних матеріалів при навантаженні $P=613,5$ Н і відносній швидкості ковзання зразків $V=71,25$ м/хв в середовищі біопального при зношуванні наведена на рис.6.6.

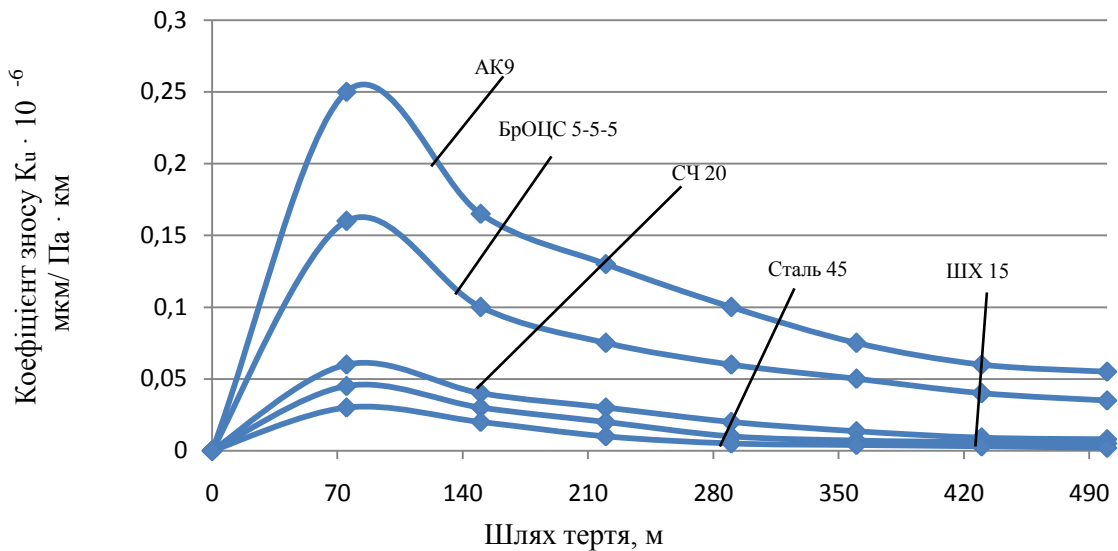


Рис. 6.6. Залежності коефіцієнтів зносу різних матеріалів в середовищі біопального при зношуванні від шляху тертя

З цих залежностей видно, що стабілізація коефіцієнтів зносу у чорних металів настає через 300 м шляху тертя, а у кольорових металів більше 500 м шляху тертя. Стабілізація коефіцієнта зносу визначає період припрацювання деталей сполучення, а величина падіння – ресурс сполучення по допустимому зносу.

Велику роль на знос сталей відіграє хром, вміст якого в окремих сталях досягає 18%, що значно переверщує кількість інших легуючих елементів. На рис.6.7 наведена залежність зносу від вмісту хрому в деталях спряжень вузлів і агрегатів СГТ. При дослідженні продуктів зносу було встановлено, що при терті металів в біопальному окрім оксидів заліза присутні в достатньо великому кількостях оксиди хрому.

Це дає підставу стверджувати, що в окислювальному зношуванні металів хром бере активну участь. Активне окислення хрому обумовлюється тим, що,

по-перше, його процентний вміст в металі значно перевершує кількість інших елементів і, по-друге, у ряді активності по відношенню до кисню хром займає одне з перших місць.

Метали, що додаються в сталі як легуючі елементи розташовуються у ряді активності по відношенню до кисню при кімнатній температурі і атмосферному тиску в наступному порядку: V, Si, Mn, Cr, Fe, W, Mo, Ni.

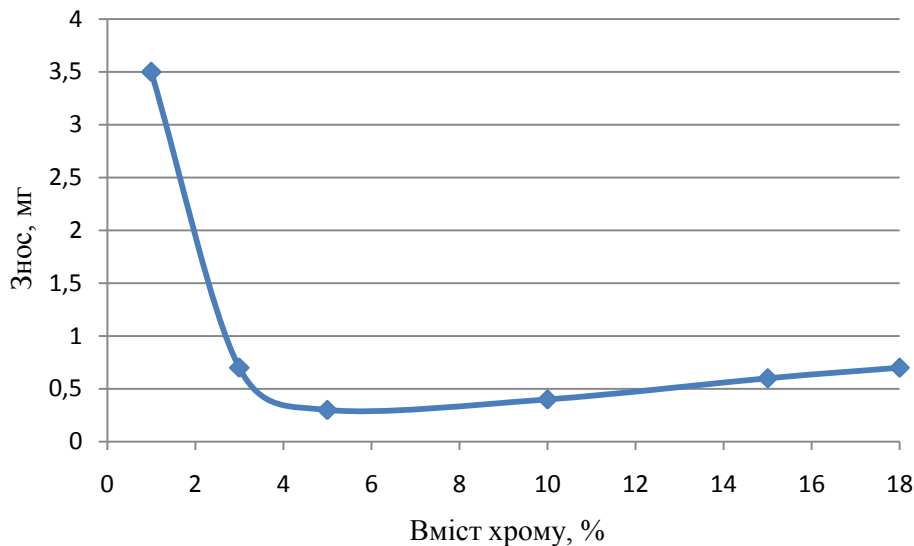


Рис 6.7. Залежність зносу сталей при терті в середовищі біодизельного пального від вмісту хрому

Таким чином в результаті проведення досліджень встановлено:

1. Аналіз результатів досліджень зносостійкості конструкційних сталей з різним вмістом легуючих елементів, дозволив виявити певну закономірність між зносом сталі і вмістом в ній хрому, встановлено також що існує оптимальний вміст хрому в сталі 4...6%, при якому процес тертя реалізується з мінімальним зносом.

1. Наявність великої кількості водню в біопальному призводить до інтенсивності утворення окисних плівок на поверхнях металів, що в кінцевому результаті знижує інтенсивність зношування спряжень.

2. Найменший знос в середовищі біопального мають конструкційні і інструментальні сталі. Найменшу стійкість до зношування в середовищі біопального мають алюмінієві і мідні сплави. У чорних металів період

припрацювання відбувається протягом 300 м відносного ковзання деталей. Кольорові метали і сплави стабілізують властивості зносу тільки після 500 м відносного переміщення (шляху тертя).

6.2. Дослідження зносу основних матеріалів деталей функціональних систем в середовищі біодизельного пального при періодичному режимі роботи

Метою досліджень є встановлення впливу біодизельного пального на знос основних деталей вузлів і агрегатів СГТ при періодичному режимі роботи.

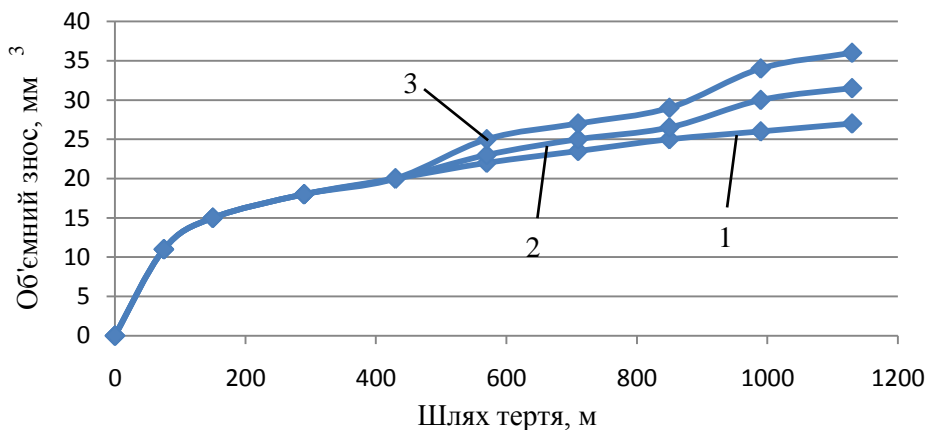
Питанню зношування металів в середовищі біопального присвячено багато робіт. Проте вони всі не враховують простої в процесі зношування. Це ті періоди, коли відбувається хімічний вплив метанолів біопального на поверхневі шари металів, створюючи рихлий поверхневий шар .

У роботах [65, 130, 224, 236, 243] вивчено вплив меркаптанів на протизносні властивості палив в трибоспряженнях двигунів і було встановлено, що повна відсутність меркаптанів у паливних, отриманих гідроочищенням, погіршує їх протизносні властивості і призводить до таких неприємних наслідків, як заїдання плунжерів в паливних насосах. Однак, наявність меркаптанів в паливі, призводить до утворення міцних окисних плівок на поверхнях трибоспряжень, що в свою чергу підвищує зносостійкості матеріалів. Всі попередні дослідження зношування металів в середовищі біопального проводилися до стабілізації процесу зношування при постійному режимі роботи, не враховуючи простоїв, тобто періодичність процесу.

Випробування на знос різних матеріалів при періодичному режимі роботи проводилися на машині тертя, за схемою ролик-колодка[47, 48, 67]. Ролик був виготовлений із сталі ШХ15 з твердістю поверхні 60-62 HRC. Випробуванням піддавалися матеріали: бронза БрОЦС 5-5-5, Сталь ШХ15, сірий чавун СЧ20, Сталь 45 термічно оброблена, алюміній АК9. Колодка - зразок квадратного перетину навантажувався силою $P = 613,5$ Н. Ролик - виготовлений із сталі

ШХ15 діаметром 30мм. Відносна швидкість ковзання зразків $V = 71,25$ м / хв. Сили тертя в зоні контакту визначалися по споживаній потужності електродвигуна, з попереднім таруванням мікроамперметра. Заміри зносів і сил тертя проводили через кожні 70 м шляху тертя (1 хв). Замірялась ширина лунки зразка (колодки), яка була одержана при зносі колодки по ролику, з наступним перерахунком на об'єм зношеного матеріалу, інтенсивність зношування і коефіцієнт зносу. Простої в процесі зношування становили не менше 48 і 168 годин. Перша зупинка була при шляху тертя 500 м, друга - при 850 м сумарного шляху тертя зразків.

Змінюючи час простою зразків у середовищі біопального отримані залежності об'ємного зносу зразків з алюмінію АК9 при кожному простої в 48 годин і в 168 годин. (Рис.6.8).



1 - при безперервній роботі; 2 - з простою до 48 годин; 3 - з простою до 168 годин

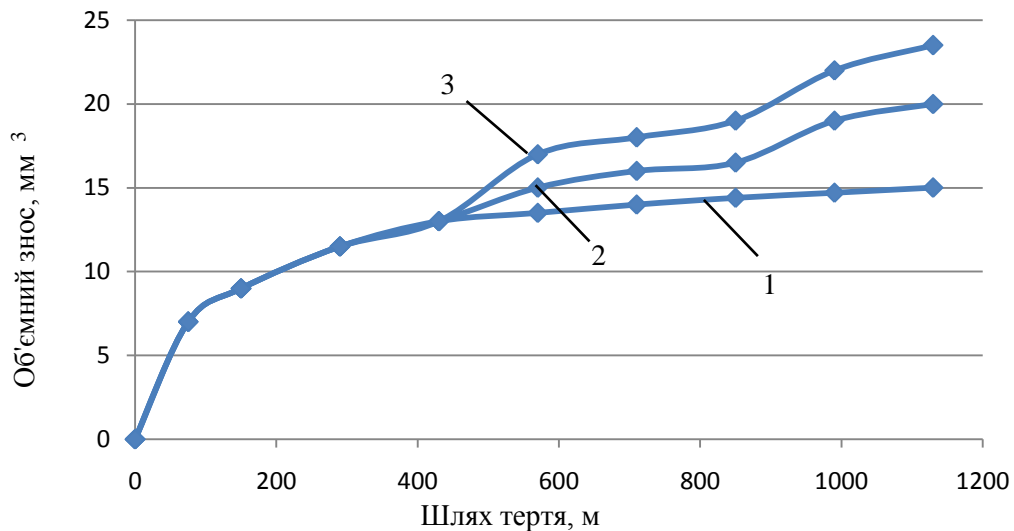
Рис. 6.8. Знос алюмінію АК9 в залежності від шляху тертя

З цих залежностей видно, що із збільшенням часу простою сполучення, збільшується загальний знос металу. Хоча в процесі зношування швидкість зношування залишається сталою. Це пояснюється впливом метанолу біопального на метали в статичному стані.

При простоях 48 годин збільшення зносу становить 13%, а при простоях в 168 годин знос збільшується на 26,6%.

Було перевірено вплив простоїв сполучення і для інших металів. Ця перевірка показала, що й інші метали ведуть себе аналогічно.

Змінюючи час простою зразків у середовищі біопального отримані залежності об'ємного зносу зразків з бронзи БрОЦС 5-5-5 при кожному простої в 48 годин і в 168 годин. (Рис. 6.9).



1 - при безперервній роботі; 2 - з простоями до 48 годин; 3 - з простоями до 168 годин

Рис.6.9. Знос бронзи Бр ОЦС 5-5-5 в залежності від шляху тертя

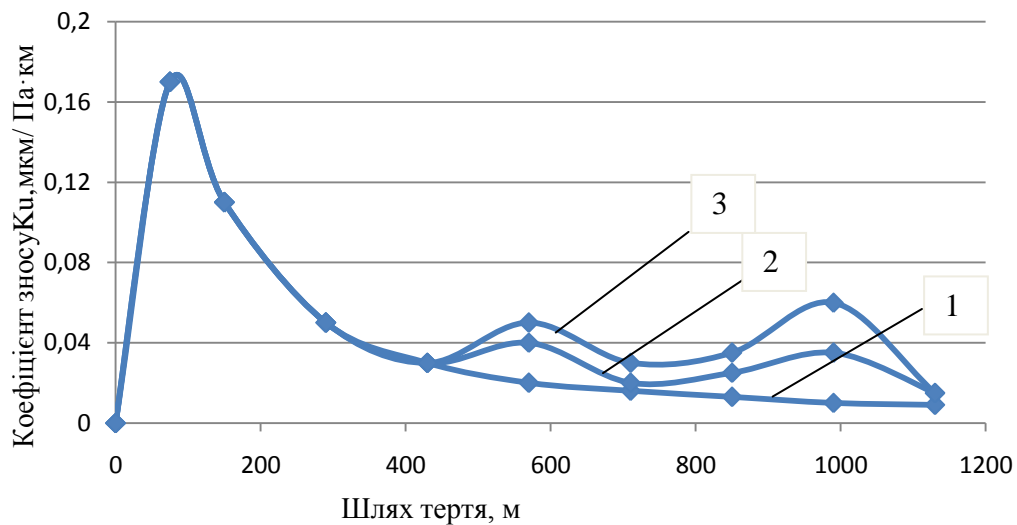
З цього рисунка видно, що із збільшенням часу простою сполучення, збільшується об'ємний знос. Причому, при простоях 48 годин, об'ємний знос збільшується на 23,5%, а при простоях 168 годин величина об'ємного зносу збільшується на 34,6%. Аналогічно веде і коефіцієнт зносу K_U (Рис.6.10). Після 500м шляху тертя стабілізується значення коефіцієнта зносу. Однак простої збільшують коефіцієнти зносу, що в підсумку призводить до збільшенню інтенсивності зношування.

Емпірична залежність коефіцієнта зносу від шляху тертя без зупинок описується рівнянням:

$$K_U = \frac{S}{(AS^2 + BS + C) \cdot 10^5} \quad (6.4)$$

Для зношування бронзи ця емпірична залежність прийме вигляд:

$$K_U = \frac{S}{14 \cdot S^2 + 73,3 \cdot S - 15,6} \quad (6.5)$$



1 - при безперервній роботі; 2 - з простоями до 48 годин; 3 - з простоями до 168 годин

Рис. 6.10. Коефіцієнти зносу бронзи БрОЦС 5-5-5 в залежності від шляху тертя

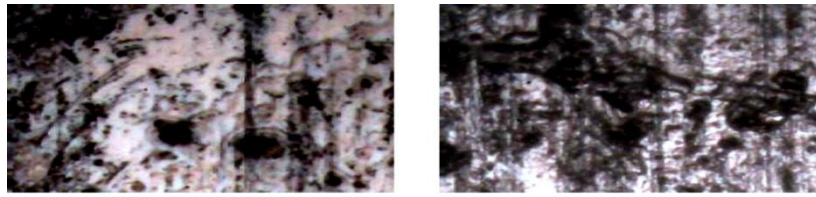
З зупинками спостерігаються скачки, залежні від часу простою сполучення, що в підсумку призводить до підвищення значень коефіцієнта зносу від 36% до 54% залежно від часу простою сполучення.

Металографічний аналіз поведінки поверхонь зразків показав, що при зупинці процесу зношування відбувається руйнування поверхневого шару метанолом біопального. Якщо в початкові періоди зношування видно тільки механічний вплив на зразок, то після зупинки спостерігаються вириви, викликані впливом метанолу в статичному стані, що призводить до прискореного зносу (Рис.6.11).

Змінюючи час зупинок процесу зношування в середовищі нафтового дизельного та біопального отримані залежності об'ємного зносу зразків зі сталі ШХ15 без зупинок і з зупинками до 48 годин і до 168 годин (рис.6.12).

Як видно з рисунка 6.12, знос в середовищі біопального менше, ніж в середовищі нафтового дизельного пального майже на 30%. Однак, за наявності

зупинок у процесі зношування спостерігаються скачки зносів після зупинок, що пояснюється великою чутливістю хромистих сталей до метанолу біопального.

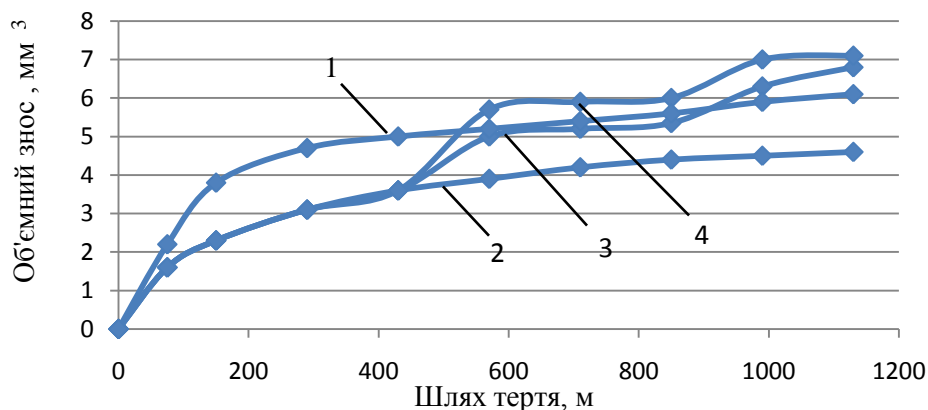


1- без зупинки

2 - з зупинками на 168 годин

Рис. 6.11. Мікроструктури поверхонь зносу зразків бронзи БрОЦС5-5-5 в залежності від часу простою

У результаті зношування, навіть при шляху тертя 1200 м, знос зразків у середовищі біопального перевершує зноси зразків у середовищі дизельного пального на 9...14% залежно від часу простою.

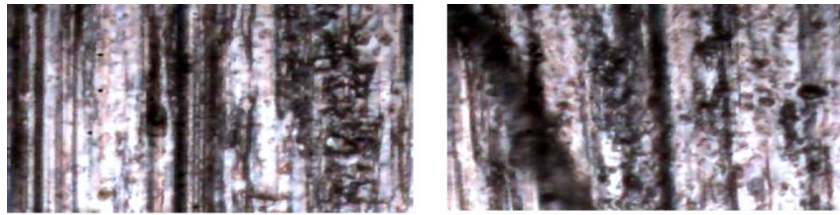


1 - в середовищі ДП; 2 - в середовищі біодизеля без простоїв; 3 – в середовищі біодизеля з зупинками до 48 годин; 4 – в середовищі біодизеля з зупинками до 168 годин

Рис. 6.12. Залежності об'ємного зносу сталі ШХ15 в залежності від шляху тертя

Металографічний аналіз поведінки поверхонь зразків із сталі ШХ15 показав, що при зупинці процесу зношування проходить руйнування поверхневого шару метанолом біопального. Якщо в початкові періоди зношування видно тільки механічний вплив на зразок, то після зупинки спостерігаються руйнування, викликані впливом метанолу в статичному стані,

що призводить до водневого зкрихчування, і в кінцевому випадку до прискореного зносу (Рис.6.13).

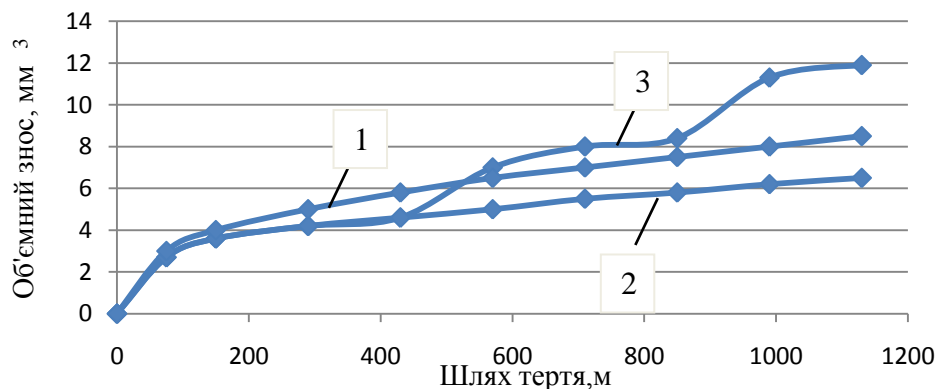


1 - без зупинок

2 - з зупинками до 168 годин

Рис. 6.13. Мікроструктури поверхонь зразків із сталі ШХ15 в середовищі біопального в залежності від часу простою

У результаті зміни часу зупинок, в процесі зношування, в середовищі нафтового дизельного та біопального отримані залежності об'ємного зносу зразків з чавуну СЧ20 без зупинок і з зупинками до 168 годин. (Рис.6.14).

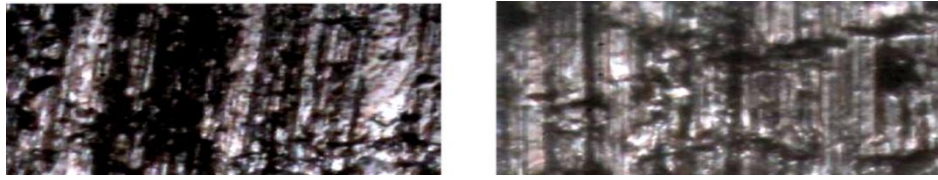


1 - в середовищі ДП 2 – в біодизелі без простоїв; 3 - в біодизелі з зупинками до 168 годин

Рис. 6.14. Зміна об'ємного зносу чавуну СЧ 20 від шляху тертя

Хоча знос в середовищі дизельного пального більший, ніж в середовищі біопального майже на 30%, однак з урахуванням зупинок у процесі зношування в середовищі біопального знос різко зростає і перевищує зноси в середовищі дизельного пального. Це прирощення зносу залежить від часу простою сполучення в процесі зношування і збільшується з часом простоїв. Металографічний аналіз поведінки поверхонь зразків з чавуну СЧ20 показав, що при зупинці процесу зношування відбувається руйнування поверхневого шару

метанолом біопального. Якщо в початковій періоді зношування видно тільки механічний вплив на зразок, то після зупинки спостерігаються руйнування, викликані впливом метанолу в статичному стані, що призводить до водневого зкрихчування і до прискореного зносу (Рис. 6.15).



1 - при постійній роботі

2- з зупинками до 168 годин

Рис. 6.15. Мікроструктури поверхонь зразків з чавуну С Ч20

Аналогічні дослідження були проведені і для ряду інших металів. Поведінка всіх металів при зношуванні з простоями аналогічно наведених вище металам, що підтверджує наявність впливу метанолу біопального на поведінку поверхневих шарів при водневому зношуванні.

Зміна коефіцієнта зносу різних матеріалів при зношуванні в середовищі біопального при безперервному процесі зношування наведені на рис.6.16.

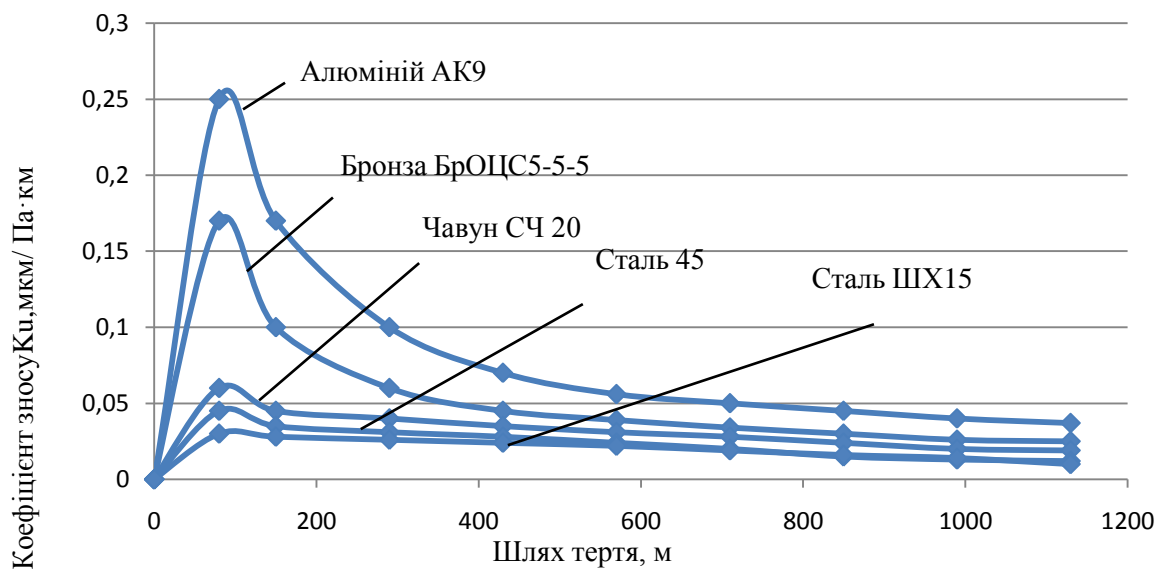


Рис. 6.16. Зміна коефіцієнта зносу K_t в залежності від шляху тертя

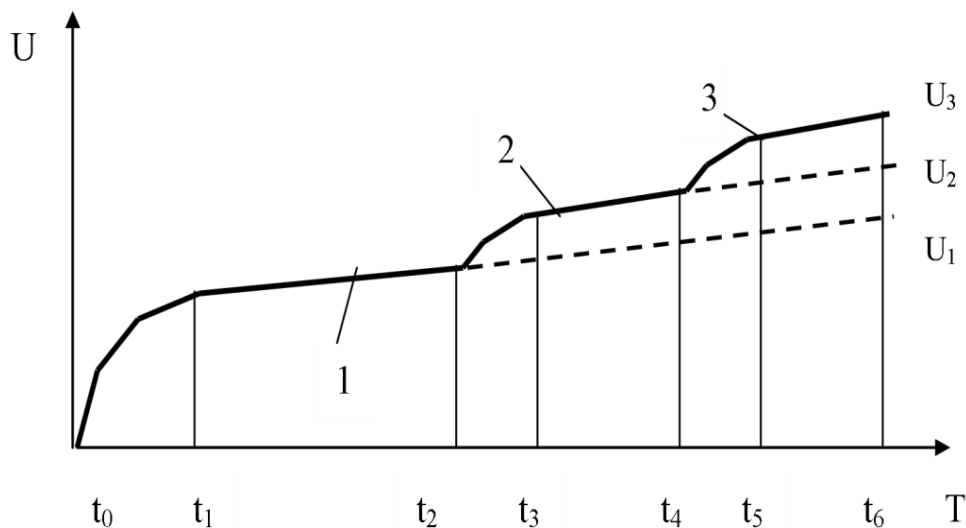
Прості трибоспряжень, що описуються функцією $f(t)$, призводять до статичного розкладанню поверхні металів метанолом, що в підсумку

призводить до повторення припрацювання деталей трибоспряжень. Розглянемо криву зносу в середовищі біопального з простоями в процесі зношення. Як видно з рисунка 6.17 сумарна величина зносу зразків з простоями значно перевищує величину зносу зразків при безперервному зношуванні.

Сумарний знос зразків з урахуванням простоїв можна записати у вигляді:

$$U_{\Sigma}(t) = U_1 + (U_2 - U_1) + (U_3 - U_2) + \dots + (U_i - U_{i-1}), \quad (6.6)$$

де i - кількість простоїв.



Періоди: $t_1 - t_2$, $t_3 - t_4$, $t_5 - t_6$ - нормального зношування;

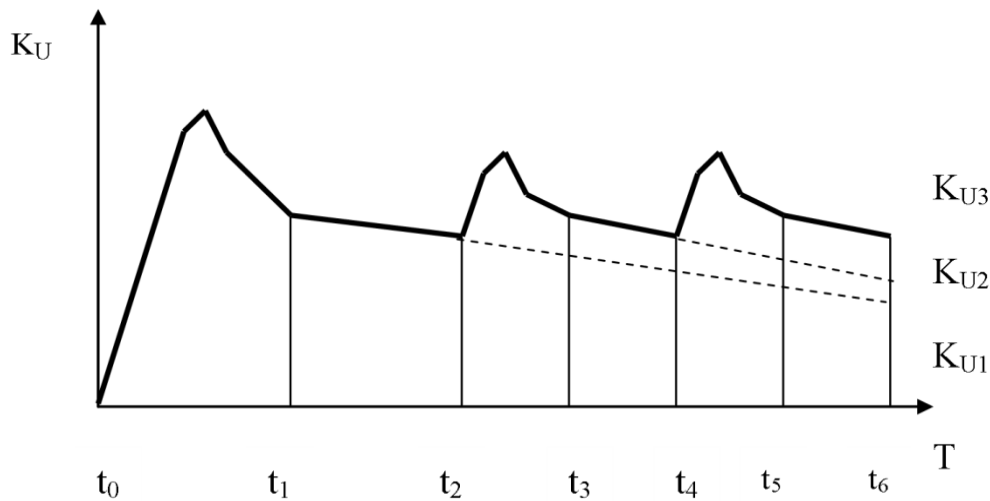
періоди $t_0 - t_1$, $t_2 - t_3$, $t_4 - t_5$ - прискореного зносу через статичне руйнування поверхневих шарів металів в процесі впливу метанолу біопального (періоди припрацювання).

U_1 - знос зразка при безперервному зношуванні;

U_2 , U_3 - знос зразка при періодичному зношуванні, тобто із зупинками, при t_2 і t_4 .

Рис. 6.17. Знос зразків при: 1 - безперервній роботі; 2 і 3 з зупинками

Зміна коефіцієнта зносу матеріалу в процесі зношування з простоями (з зупинками) наведено на рисунку 6.18.



Періоди: $t_1 - t_2$, $t_3 - t_4$, $t_5 - t_6$ - нормального зношування,
 періоди $t_0 - t_1$, $t_2 - t_3$, $t_4 - t_5$ - припрацювання.

K_{U1} - коефіцієнт зносу матеріалів при безперервному зношуванні,

K_{U2} , K_{U3} - коефіцієнти зносу матеріалів при періодичному зношуванні,
 тобто із зупинками при t_2 і t_4 .

Рис. 6.18. Зміна коефіцієнта зносу матеріалу в процесі зношування з простою (з зупинками)

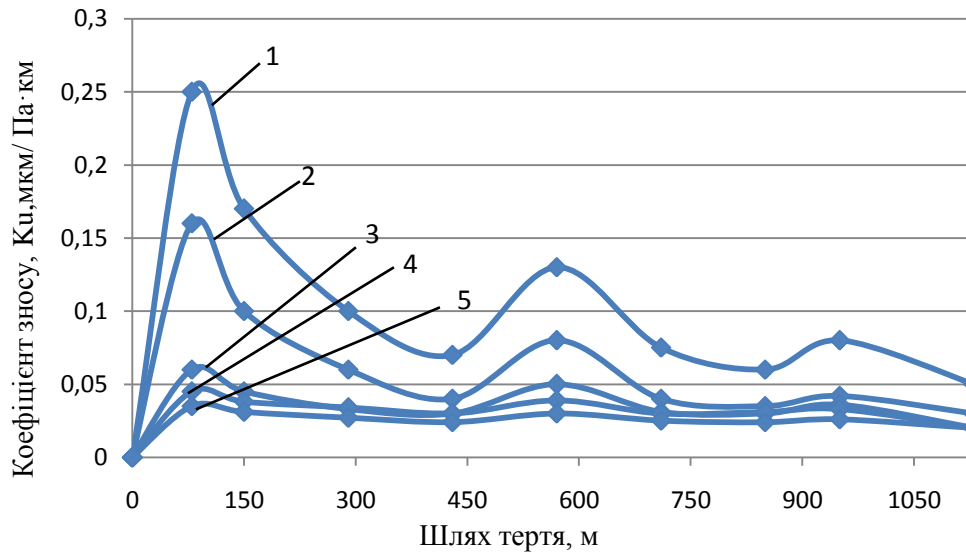
Величина стрибка залежить від часу простою. Стабілізація процесу зношування характеризується сталістю швидкості зміни коефіцієнта зносу матеріалів.

Експериментальна перевірка зміни коефіцієнта зносу різних матеріалів при зношуванні в середовищі біопального із зупинками наведені на рисунку 6.19.

З рисунка 6.19 видно, що будь-яка зупинка в процесі зношування в середовищі біопального призводить до підвищення коефіцієнтів зносу.

Це в кінцевому підсумку призводить до підвищення інтенсивності зношування деталей сполучення, знижуючи при цьому ресурс роботи з'єднання.

Зростання коефіцієнта зносу залежить від кількості і часу простою сполучення в період зношування.



1 - Алюміній АК9, 2 - Бронза БрОЦС5-5-5, 3 - Чавун СЧ 20, 4 - Сталь 45, 5 - Сталь ШХ15

Рис. 6.19. Залежності коефіцієнта зносу K_t в процесі зношування із зупинками для різних матеріалів від шляху тертя

На підставі результатів досліджень нами були отримані числові значення коефіцієнтів режиму роботи $K(t)$, які наведені в додатку Е (рис. Е.2).

6.3. Металографічні дослідження впливу метилового ефіру на поверхневу структуру металів і сплавів

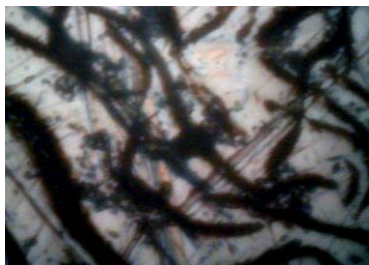
Метою є металографічні дослідження поверхневої структури металів і сплавів деталей в середовищі БПММ. Дослідження проводились з використанням металографічного мікроскопу МІМ-7 (Рис.6.20).



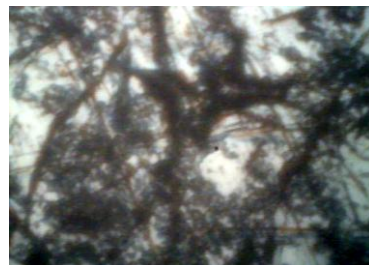
Рис. 6.20. Загальний вид металографічного мікроскопу МІМ-7

Перевірка різних металів і сплавів на чутливість до метилового ефіру проводилася з витримкою протягом 56 і 250 годин при температурі 20°C[39,40].

Результати перевірки показали, що вуглецево-водневі з'єднання по різному впливають на поведінку поверхневих шарів металів в середовищі метилового ефіру. Дослідженню піддавалися як чорні, так і кольорові метали і їх сплави. Сірі чавуни з феритною металевою основою, типу СЧ20, дуже чутливі до вуглецево-водневих середовищ. Вуглець метилу (метанолу) відновлює ферит з окисних плівок, знижуючи протидію зносу і звільняючи вільний прохід водню в металеву основу чавуну, підвищуючи крихкість і знижуючи загальну міцність чавуну (Рис.5.21)[133].



при витримці 56 годин

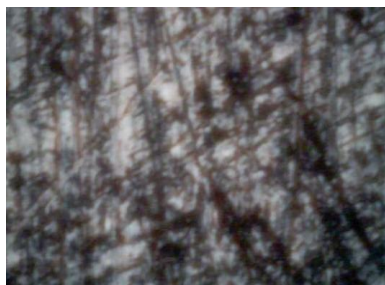


при витримці 250 годин

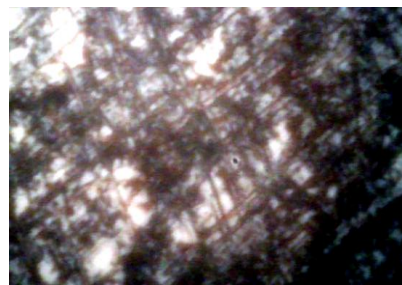
Рис. 6.21. Поверхнева структура сірого чавуну СЧ20 ГОСТ 1412-85

Вуглецеві інструментальні сталі типу У12, не маючи вільного вуглецю, менш схильні до дії вуглецю метилів (Рис 6.22).

Проте наявність вільного цементита приводить до підвищеного наводнення цементитної решітки, що приводить до підвищення крихкості цементита, особливо на межах з перлітною основою.



при витримці 56 годин



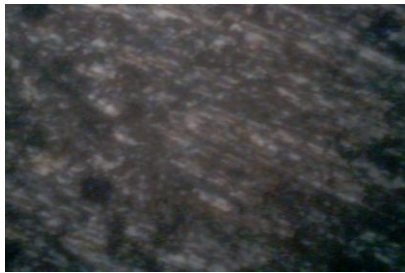
при витримці 250 годин

Рис. 6.22. Поверхнева структура сталі У12 ГОСТ 1435-84

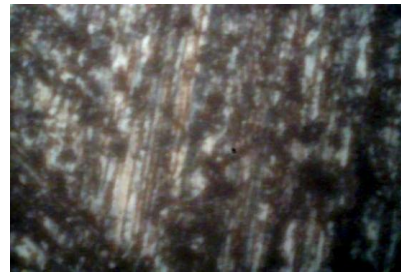
Адсорбція водню в поверхню контактуємих тіл, використовуючи вакансії і дислокації (дефекти кристалічної структури) змінюють валентний стан металу-катализатора, приводить до набухання вакансій і їх подальше руйнування, підвищуючи крихкість металу.

Великий інтерес представляють процеси, що протікають на поверхні сталі, що має в своєму складі хром, який є катализатором водневої крихкості. Хром розчиняючись у фериті, створює велику кількість вакансій, сприяючих наводненню поверхні, що приводить до підвищення крихкості сталі.

Цей процес добре видно на прикладі легованої конструкційної сталі 40Х. Причому, найбільша інтенсивність процесу спостерігається в перші години взаємодії вуглеводнів з металом. (Рис.6.23).



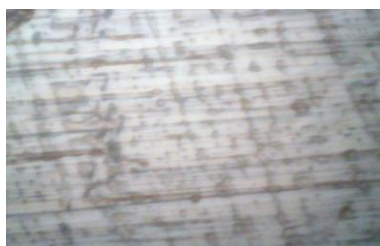
при витримці 56 годин



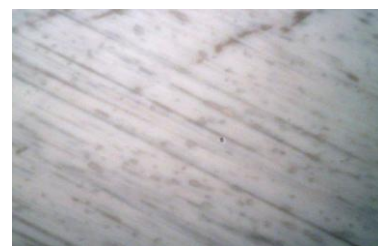
при витримці 250 годин

Рис. 6.23. Поверхнева структура сталі 40Х ГОСТ 4543-81

Великий вміст хрому (більше 18%) в сталі переводить сталь в аустенітний клас, який характерний переводом решітки з об'ємно-центрованого куба в гранецентрований куб, з підвищеною щільністю упаковки, що позначається на здатність чинити опір впровадженню водню в сталь і зміні властивостей. Це видно і на фотографіях. (Рис.6.24).



при витримці 56 годин

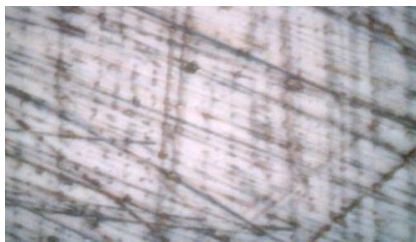


при витримці 250 годин

Рис. 6.24. Поверхнева структура сталі 30Х18Н9Т ГОСТ 5632-81

Крім того, введення хрому і нікелю в сталь перешкоджає утворенню вакансій, знижуючи ступінь впровадження водню в поверхню сталі. Відсутність окисних плівок на поверхні сталі не дає можливості розпаду вуглеводня з виділенням водню.

Шарикопідшипникові сталі, маючи зв'язаний вуглець з щільною решіткою і відсутність вільного фериту, стійкіші до дії вуглецю, але наявність хрому, як каталізатора процесу наводнення, решітка має велику кількість вакансій, що приводить до насичення поверхні сталі вільним воднем. (Рис.6.25)



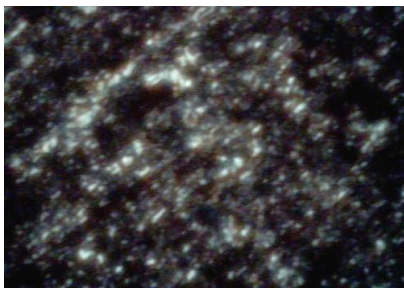
при витримці 56 годин



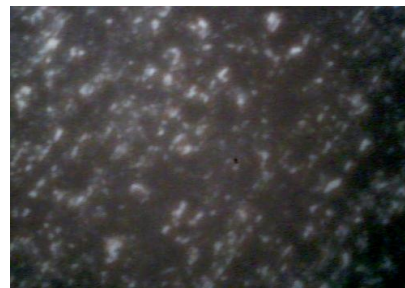
при витримці 250 годин

Рис.5.25. Поверхнева структура сталі ШХ15 ГОСТ 801-87

На поверхню алюмінію метилові ефіри впливають дуже сильно, розчиняючи поверхню, утворюючи чорний наліт, що легко змивається. Це відбувається в результаті відновлення окисної плівки алюмінію вуглецем, звільняючи вільний водень, який дифундує в поверхню алюмінію наводнюючи її. Причому, із збільшенням часу витримки в метиловому ефірі збільшується величина нальоту окисної плівки (Рис.6.26).



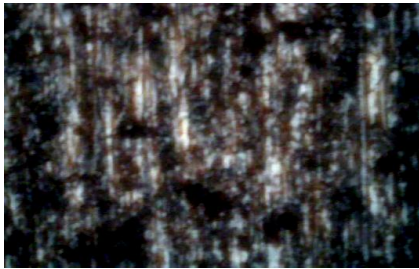
при витримці 56 годин



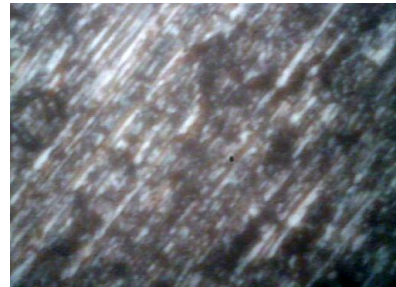
при витримці 250 годин

Рис.6.26. Поверхнева структура алюмінію АК9 ГОСТ 3549-85

Дуралюміни, будучи сплавом алюмінію з міддю, в метилових ефірах поведуться аналогічно чистому алюмінію. Вуглець метилу розкислює окисні плівки алюмінію, знижують захисні властивості алюмінієвих сплавів, прискорюючи знос поверхні. Із збільшенням витримки в метанолі збільшується процес дії метилів на поверхню сплаву (Рис.6.27).



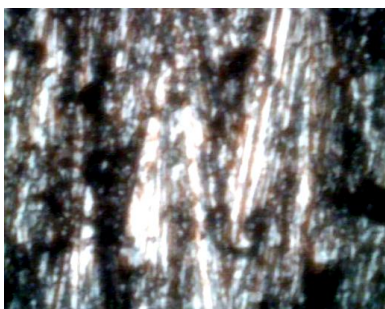
при витримці 56 годин



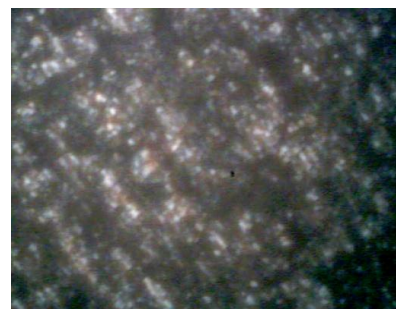
при витримці 250 годин

Рис. 6.27. Поверхнева структура дуралюміна Д16 ГОСТ 4784-79

Червона мідь теж схильна до дії метилового ефіру, який розчиняє окисні плівки, відновлюючи їх вуглецем метила, звільняючи водень. Із збільшенням часу витримки в метиловому ефірі збільшується і щільність окисної плівки (Рис.6.28).



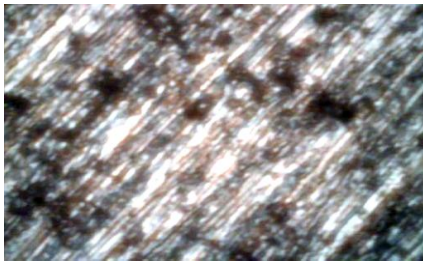
при витримці 56 годин



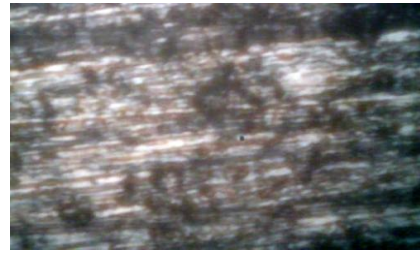
при витримці 250 годин

Рис. 6.28. Поверхнева структура червоної міді М3 ГОСТ 850-81

Аналогічні процеси відбуваються при дії вуглеводнів на сплави, що мають основу міді. Хоча процеси окислення відбуваються не так інтенсивно, як на чистій міді. (Бронза Бр ОСЦ 5-5-5 ГОСТ1789-80) (Рис.6.29).



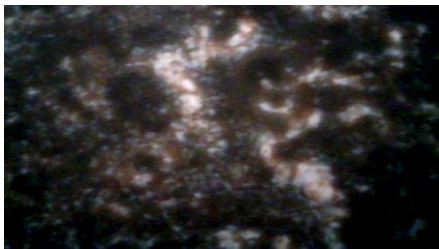
при витримці 56 годин



при витримці 250 годин

Рис. 6.29. Поверхнева структура бронзи Бр ОСЦ 5-5-5 ГОСТ1789- 80

Найбільш інтенсивні процеси спостерігаються в перші години дії метилів на латунь. (Рис.6.30).



при витримці 56 годин;



при витримці 250 годин

Рис. 6.30. Поверхнева структура латуні Л62 ГОСТ 1019-87

Латуні, як і всі мідні сплави дуже активні до вуглецевий-водневих з'єднань. Спостерігається відновлення окисних плівок, що мають низьку механічну міцність, що приведе до прискореного зносу поверхні при контакті з контртілом.

6.4. Дослідження впливу меркаптанів біодизельного пального на водневе зношування поверхонь тертя

Метою досліджень є встановлення впливу меркаптанів біопального на водневе зношування поверхонь трибоспряжень для різних матеріалів.

Із усіх видів руйнування поверхонь при терті водневе зношування найбільше важко піддається вивченню, незважаючи на те, що воно виявляється у вузлах тертя машин СГТ й по широті прояву може бути порівнянне з

абразивним зношуванням. Процеси, що відбуваються при водневому зношуванні, перебувають на стику таких галузей науки, як електрохімія, органічна хімія, каталіз, хімія полімерів і мастильних матеріалів, механохімія й ін.[246].

Водневе зношування залежить від концентрації водню в поверхневих шарах деталей трибоспряжень. Він виділяється з матеріалів трибоспряжень або з навколишнього середовища (мастильного матеріалу, пального, води й ін.) і прискорює зношування. Водневе зношування обумовлене наступними процесами, що відбуваються в зоні тертя:

інтенсивним виділенням водню при терті в результаті трибодеструкції матеріалів, які насичені воднем, що обумовлює безперервне надходження водню в поверхневий шар сталі або чавуну; адсорбцією водню на поверхнях тертя; дифузією водню в деформуємий шар сталі, швидкість якої визначається градієнтами температур і напруг, що створює ефект накопичення водню в процесі тертя; особливим видом руйнування поверхні, пов'язаного з одночасним розвитком великої кількості зародків тріщин по всій зоні деформування й ефектом накопичення водню, характерним для руйнування, що призводить до миттєвого утворення мілкодисперсного порошку матеріалу.

Область прояву водневого зношування досить велика. Практично всі тертьові поверхні сталевих і чавунних деталей містять підвищену кількість водню що в процесі роботи призводить до інтенсивності зношування. Наявність у повітрі парів води створює сприятливі умови для водневого зношування, не говорячи вже про розкладання в зоні контакту змащувального матеріалу, особливо це стосується біопального.

Водневе зношування може бути викликано не тільки воднем, що утвориться при терті, але й воднем, що може утворитися при різних технологічних процесах – від плавки металів до різних електрохімічних процесів, при яких водень, що виділяється, дифундує в сталь. Наводнення сталевих виробів відбувається при електроосажденні кадмію, цинку, хрому й

нікелю. Одним зі способів усунення наводнення при гальванічних покриттях є термообробка виробів при температурі 200 °С.

Для видалення окалини, продуктів корозії сталеві вироби піддають травленню в кислоті. Занурення сталі в розчин кислоти приводить до розчинення заліза на анодних ділянках і виділенню водню на катодних ділянках з одночасним проникненням водню в сталь. У результаті накопичення газоподібного водню на поверхні деталі можуть бути навіть спучування. Ступінь наводнення при травленні залежить від багатьох факторів: стану сталі й особливо наявності в розчині навіть незначних кількостей (слідів) сірки, фосфору, миш'яку і т.д., які здатні сповільнювати реакції хімічної десорбції й, таким чином, збільшувати площу покриття воднем. Тому на практиці вибір інгібітору повинен бути ретельно продуманий, інакше можливе підвищення абсорбції водню.

При фосфатуванні водень накопичується в сталь. Необхідно регулювати у ванні вміст вільної кислоти й певних окисних агентів і тим самим знижувати кількість абсорбованого водню.

Водень, що проникнув у сталь, при терті буде поступово дифундувати в поверхню й викликати її зношування.

Розрізняють кілька видів водневого зношування. Вони діляться на дві групи: зношування першого роду, обумовлене джерелами, які є у вихідному металі внаслідок підвищеного вмісту водню; зношування другого роду, обумовлене джерелами, які розвиваються в металі з підвищеним вмістом водню в процесі пластичної деформації. Зношування першого роду є оборотним і підсилюється з підвищенням швидкості деформації; зношування другого роду розвивається при малих швидкостях деформацій і може бути як оборотним, так і необоротним.

Для захисту металів від впливу водню при підвищених температурах і тисках рекомендуються наступні методи:

введення в сталь сильних карбідоутворюючих елементів (хром, молібден, ванадій, ніобій і титан) для стабілізації карбідної складової й попередження

зменшення вуглецю в сталі, відбувається своєрідна корозія сталі); футеровка сталі металами, що мають більш низьке проникнення водню (наприклад, мідь, срібло, алюміній, сталь 08X13, 12X18H10T т інш.).

Є речовини, малі добавки яких у метал сприяють проникненню в нього водню. Це можуть бути з'єднання сірки, сурми, миш'яку, селену, домішки сірководню й ін. Тому наявність зазначених речовин у сталі вкрай небажано.

Існують також інгібітори проникнення водню в метал. Багато полярних органічних сполук гальмують проникнення водню в метали при корозії й катодній поляризації. Так, дибензилсульфоксид при сильно негативних потенціалах катода відновлюється в дибензилсульфід і міцно адсорбується на поверхні металу. Механізм дії органічних інгібіторів проникнення водню полягає в тому, що при електролізі іони водню розряджаються на зовнішній поверхні адсорбованого шару органічних молекул, у результаті порушується безпосередній контакт іонів водню з поверхнею. Водневе зношування являє собою еволюційний процес, спрямований на руйнування поверхонь тертя. Тертя створює умови для утворення дифузійно-здатного водню з мастильного матеріалу, пального, пластмаси, парів води й інших матеріалів. Далі тертя забезпечує адсорбцію водню на поверхню трибоспряження (сталевій або чавунній) шляхом створення ювенільних поверхонь. Тертя, завдяки деформації тонких поверхневих шарів, утворить гідридофільну зону на сталевій або чавунній поверхні деталі, що своєрідно «усмоктує» водень. У результаті тертя водень, що дифундує, концентрується на деякій глибині поверхні тертя, тобто в зоні високих температур. Глибина концентрації водню залежить від режимів тертя і матеріалів трибоспряжень.

При водневому зкрихчуванні утвориться й розвивається тільки одна тріщина, що і приводить до руйнування деталі.

Як бачимо, і тут є корінна відмінність водневого зношування від водневого зкрихчування. При водневому зношуванні концентрація водню під поверхнею настільки велика, що ніяке інше джерело наводнення не може створити й десятої частки подібної концентрації.

Мікротвердість збільшується в перший період (1,5 год.) наводнення, коли відбувається процес насичення сталі воднем, що супроводжується зміцненням поверхневого шару. Далі мікротвердість при наводненні падає й стає менше вихідної. Зменшення мікротвердості сталі при насиченні її воднем свідчить про розпушення її поверхневого шару, зниження зносостійкості[65].

На рис. 6.31 наведена залежність зміни відносної мікротвердості сталі від часу наводнення.

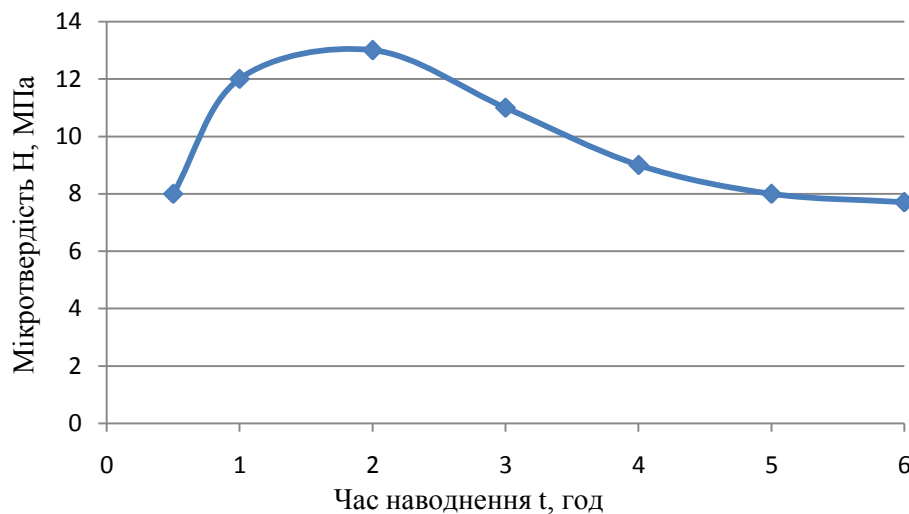


Рис.6.31. Залежність зміни відносної твердості сталі від часу наводнення

Залежність кількості накопиченого водню в сталі від часу наводнення наведено на рис.6.32.

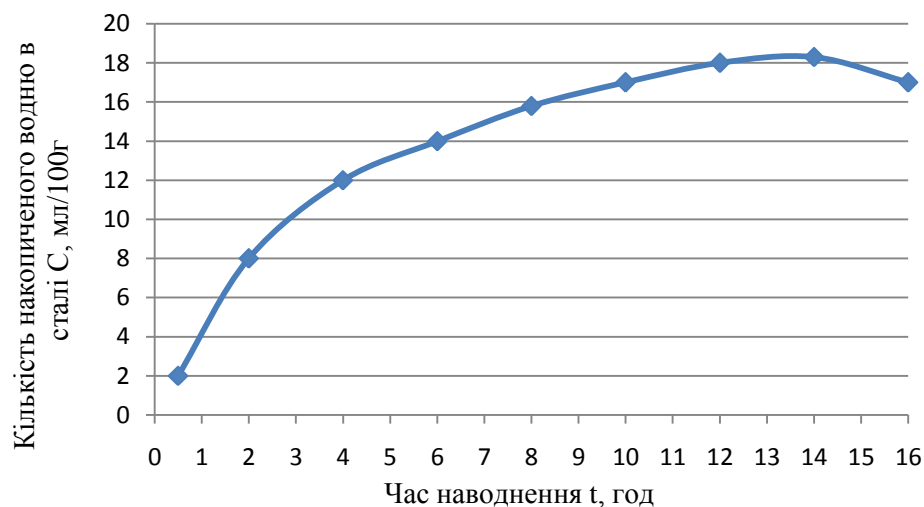


Рис.6.32. Залежність кількості накопиченого водню в сталі від часу наводнення

Дослідження показали, що інтенсивність зношування при наводненні спочатку може зменшитись на незначну величину, а надалі збільшитися на два порядки. Останнім етапом водневого зношування є своєрідне руйнування сталеві поверхні. На ній одночасно утворюються численні тріщини, які, зливаючись, можуть миттєво перетворити поверхневі шари деталі в порошок. Встановлено також, що при наводненні значно зменшується навантаження до заїдання сталевих зразків при терті із бронзою рис.6.33.

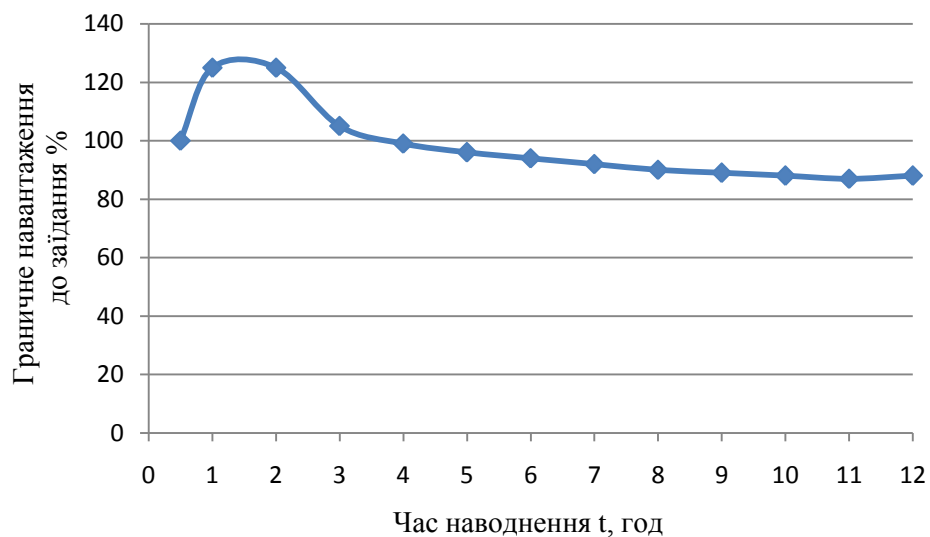


Рис.6.33. Залежність граничного навантаження до заїдання від часу наводнення сталі

З наведеної залежності слідує, що найбільше падіння навантаження до заїдання відбувається після 4...5 годин наводнення.

Одним з основних факторів, що визначають формування гідридофільної зони, є структура металу і її зміни, що відбуваються при терті, а також хімічний склад металу. Зміни, що відбуваються в поверхневому шарі металу при терті, приводять до складних структурних перетворень і зростання дефектності, що впливає на поведінку водню в цій зоні.

Розчинність водню в металі залежить від щільності упаковки атомів в решітці металу. Чим більша щільність в упаковці атомів в решітці металу, тим вище її енергетичний рівень, тим більше може бути зв'язано водню у вигляді протонів. Тому розчинність водню в γ -залізі вище, чим в α -залізі, дифузія – на

оборот. Розчинність і поглинання водню мілкозернистою сталлю вище, чим крупнозернистою, однак дифузія водню із збільшенням дисперсності структури значно зменшується. Розчинність водню в аустениті більше ніж у фериті і значно більше чим у мартенситі. Швидкість дифузії водню в фериті більше чим швидкість дифузії в аустениті. Цей факт пояснюється особливостями будови кристалічної решітки. Більш щільне розміщення атомів в гранецентрованій решітці аустеніту запобігає руху атомів водню. Низька розчинність водню в сталі зі структурою мартенситу полегшує молізацію водню в мікропустотах.

Поглинання водню сталлю залежить в основному від дефектності структури кристалічної решітки і наявності в ній колекторів, де міг би накопичуватись молекулярний водень, який обумовлює збільшення тиску, що в кінцевому випадку призводить до скрихчування сталі. Процесу дифузії посилять процеси розвитку дислокацій.

Встановлено, що вуглеводневі сталі 20,40,У8 і У12 зі структурою пластинчатого перліта мають малу воднепроникненість при високих температурах 375°C і більше і високу – при низьких. Хімічний склад також, як і структура сталі, впливає на дифузію водню в сталь, на його розчинність в решітці сталі і поглинання колекторами. На дифузію кожного елемента впливає присутність інших елементів. Пояснення цього полягає в тому, що одні елементи змінюють кристалічну решітку заліза, через яку проходять інші. Присутність одних елементів в сплаві, наприклад нікелю, збільшує проникненість, інших, наприклад міді – зменшує.

Хіміко-термічна обробка сталей також грає істотну роль в процесі наводнення. Так, наприклад, насичення сталльної поверхні вуглецем(цементация) сприяє подальшому наводненню на 10% більше, чим у випадку борювання (насичення бором). Дифузія водню збільшується зі збільшенням кількісного складу вуглецю в сталі до 0,9%, а потім зменшується.

Більшість легуючих елементів в сталі незначно впливають на дифузію в ню водню. Енергія активації дифузії водню в нікелеву сталь 35НЗ, в якій налічується 3,25 % нікелю складає 75,6 кДж/моль, а в сталі 40Х, в якій

налічується 0,89 % хрому, енергія активації складає 186,1 кДж/моль. Легуючі елементи, які утворюють хімічні з'єднання (гібриди) впливають на спроможність сталі поглинати водень. Наприклад, гідроутворюючі домішки титану, ніобія інших елементів утримують атомарний водень в стані твердої складової, сповільнюючи його десорбцію і з металу, тим самим сповільнюють перехід водню у молекулярну форму.

Слід розрізняти три випадки наводнення:

1. Наводнення металу з недеформованою решіткою;
2. Наводнення металу з деформованою решіткою (наклепаного);
3. Наводнення в процесі деформації металу.

Інтенсивність наводнення збільшується від першого до третього випадку.

Незначні деформації мало сприяють дифузії водню і подальшому водневому скрихчуванню. Значні деформації викликають розриви кристалічної решітки з утворенням дефектів у вигляді мікропустот у суцільному металі. На стінках таких дефектів відбувається молізація водню, що призводить до виникнення великих пружних сил, що призводить до руйнуванню металу. Коли дифузійна рухливість водню мала, він здатний утримувати дислокації. Під впливом циклічних навантажень розподіл водню в металі збільшується в зоні максимальних напруг.

Крім температури, напруг і дефектів на накопичення водню впливає збільшення активної площі контактною поверхні. Це відбувається при пластичній деформації мікронерівностей металу й утворення додаткового числа активних центрів внаслідок виходу на поверхню дислокацій і вакансій, що полегшує процес дисоціації адсорбованого металом водню.

6.5. Дослідження впливу метилових ефірів на процес статичного зношування матеріалів трибоспряжень

Метою досліджень є перевірка достовірності описаних процесів водневого зношення металів з оцінкою кількісного складу десорбованих частинок металів в середовище метилового ефіру.

Дослідження проводились з використанням приладу контролю рідин ПКЖ – 904В (рис.6.34), принцип дії якого полягає в реєстрації світлочутливим елементом (фотодіодом) зміни світлового потоку від джерела світла (світлодіода) під час перекриття частини світлового потоку окремою частинкою, яка переміщується з потоком рідини що контролюється[39].

Електричні сигнали фотодіода підсилюються, аналізуються по амплітуді і розподіляються по відповідним розмірним діапазнам вказаним на табло приладу. В кожному каналі сигнали підраховуються лічильниками і результати індуюються на цифровому табло приладу в шести розмірних діапазнах (5...10, 10...25, 25...50, 50...100, 100...200, більше 200 мкм).

В середовище біодизельного пального, були поміщені зразки основних металів дизельних двигунів СГТ, з витримкою в даному середовищі 250 годин.



Рис. 6.34. Прилад контролю якості рідин ПКЖ-904В

По результатам досліджень були побудовані гістограми впливу метилового ефіру на поверхневу структуру трибоспряжень з оцінкою кількісного складу десорбованих частинок з поверхні металу в середовище біодизельного пального.

Гістограми кількості десорбованих частинок металів трибоспряжень в середовищі біодизеля наведені в додатку В (рис. В.1-В.6).

Результати проведених досліджень на ПКЖ-904В впливу біодизельного пального на різні метали трибоспряжень після 250 годин випробовувань

показали, що:

- сумарний вміст часток у біодизельному паливі, десорбованих з одиниці площі (100..120 шт/см²), максимально знаходиться в середовищі технічно чистого алюмінію А0, що пояснюється розкладанням окисних плівок вуглецем метанолу з наступною десорбцією молекул алюмінію розміром від 10 до 100 мкм;

- на другому місці перебуває Сталь ШХ15, це пояснюється тим, що хром є катализатором водневого зкрихчування, створюючи велику кількість вакансій, з наступним утворенням локальних вибухів і десорбцією часток металу розміром від 10 до 200 мкм;

- на третьому місці перебуває сірий чавун СЧ20, що є не стійким до впливу вуглеводнів, розкисленню окисних плівок і наступною десорбцією часток розміром від 50 до 200 мкм;

- аналогічно поведуть себе мідь (М3) і мідні сплави (бронза БрОЦС5-5-5).

- великі частки розміром більше 200 мкм спостерігаються в метиловому ефірі крім чавуну СЧ20 у хромистих сталях 40Х и 30Х18Н9Т.

На підставі результатів досліджень нами були отримані числові значення коефіцієнтів середовища $K(\xi)$, які наведені в додатку Е (рис. Е.1).

Нами були проведені також дослідження надійності ущільнюючих елементів функціональних систем сільськогосподарської техніки із різних матеріалів в середовищі біопаливо-мастильних матеріалів.

Рекомендації по надійності ущільнюючих елементів функціональних систем сільськогосподарської техніки із фторогуми і фторопластів в середовищі біологічного пального на основі соняшникової олії наведені в додатку М.

6.6. Дослідження надійності плунжерних пар паливної апаратури дизелів на мінеральних і біологічних пальних

Метою досліджень є обґрунтування зносу плунжерних пар та раціональний підбір матеріалів для забезпечення надійної роботи паливних систем в середовищі БПММ.

Експлуатаційні характеристики дизельних двигунів багато в чому залежать від надійності паливної апаратури, зокрема від сполучення плунжер – втулка[178]. Навіть незначний знос елементів плунжера і втулки, різко позначається на тиску впорскування і об'ємі пального, що подається в циліндр. Це призводить до зниження потужності двигуна і тягових характеристик трактора. Аналіз досліджень показав, що від паливної апаратури залежать основні потужнісні та економічні показники дизелю, його надійність, стабільність параметрів, питомі масові та об'ємні характеристики, рівень створюваного шуму, а також токсичність і димність відпрацьованих газів. У процесі роботи відбувається зношування деталей сполучення плунжер - втулка за рахунок тертя плунжера по втулці і через великі швидкості руху пального в період перекриття плунжером отворів. Прецизійні деталі, поблизу яких паливо рухається з великою швидкістю, зношуються швидше [59, 63, 72, 73, 77, 78, 84, 235]. Скоріше всього зношується поверхня плунжера поблизу верхньої його кромки, обернена при роботі до впускного вікна корпусу, і поверхня, прилегла до відсічної кромки з боку відсічного вікна. Дзеркало втулки (корпусу) зношується в зонах впускного і відсічного вікон, тобто плунжерні пари зношуються в певних місцях, від чого ці ділянки отримали назву місцевих зносів.

Статистичний аналіз виміру зносів деталей плунжерних пар паливних насосів ДВЗ, вибракуваних на ремонтних підприємствах, дозволив встановити величини місцевих зносів плунжера і гільзи (рис. 6.35).

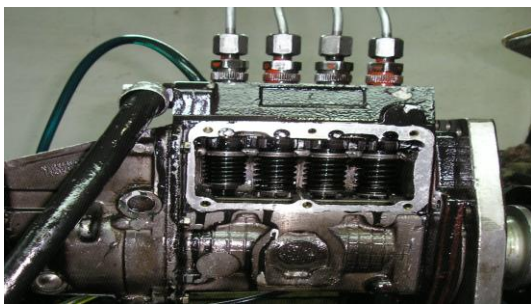


Рис. 6.35. Вибракування плунжерних пар ПНВТ за результатами випробувань

Значний знос має головка плунжера, особливо ділянка в її верхній частині, розташована напроти впускного вікна гільзи. Знос охоплює поверхню у вигляді жолобоподібної канавки, що розміщується вздовж плунжера від верхнього його торця і трохи нижче середини головки.

Максимальна глибина 0,023...0,025 мм і ширина 4,5...5 мм канавки знаходяться у місці верхнього торця головки плунжера; довжина зношеної ділянки 9,5...10 мм. Чим даліше від верхнього торця тим менша утворюється канавка і за серединою головки вона вирівнюється з поверхнею. Чисто блискуча поверхня плунжера в результаті зносу на цій ділянці стає порізаною поздовжніми рисками у вигляді борозенок середньої глибини 0,004...0,005 мм. Зношену ділянку при великих зносах видно неозброєним оком. Характер зношеної поверхні і мікронервності на ній дозволяють стверджувати, що розглянута ділянка плунжера піддається абразивному зносу. У перший період, коли частинки потрапляють в зазор, вони знімають велику мікростружку, так як ріжучі кромки їхні гострі. Пересуваючись далі між стінками деталей, ріжучі кромки абразиву затупляються, частинки розпадаються на дрібні частинки і ріжуча здатність абразиву зменшується. Внаслідок цього і спостерігається велика глибина мікробороздок і знос у верхній частині плунжера, і чим далі від торця, тим глибина борозенок і знос менше. Менше у головки плунжера зношується гвинтова кромка. Зношена поверхня розташована в 5,5 мм від верхнього торця і захоплює ділянку, близько до гвинтової кромки. Ширина пошкодженої ділянки по циліндричній поверхні незначна, найбільша його частина (2,5...2,7 мм) знаходиться проти перепускного отвору. По висоті головки знос поширюється на 4 мм. Величина зносу гвинтової кромки на її довжині різна: максимальна знаходиться на ділянці проти перепускного бічного отвору плунжера, розташованого на відстані 6,5 мм від верхнього торця, і становить 0,018...0,020 мм, мінімальна, рівна 0,003...0,005 мм на відстані від торця на 9,5 мм. Порушується чистота доведених робочих поверхонь: на них з'являється поздовжньо-розташовані борозенки глибиною в середньому 0,004...0,005 мм, а також відсічна кромка, яка на ділянці перепускного отвору

плунжера під впливом зосередженого місцевого розмиву змінює свою форму. Такий характер зносу пояснюється тим, що в момент перетікання з області високого тиску в область низького тиску (період відсічення) паливо спрямовується з великою швидкістю з бічного перепускного отвору плунжера до відсічних вікон втулки. При цьому, рухаючись по найкоротшому шляху, паливо омиває, насамперед ділянку відсічної кромки проти перепускного отвору плунжера. У перший момент відсічення перепускне вікно втулки відкрито частково, і при своєму русі паливо зустрічає значний опір. Тому на вказаній ділянці відсічна кромка розмивається паливом з абразивом. У втулки зношується внутрішня поверхня, що примикає до впускного і перепускного вікон. Більший знос втулки знаходиться у впускного вікна, менший - у перепускного вікна. Знос зони впускного вікна має вигляд прямокутної жолобоподібної смуги шириною 4,5...5 мм, розташованої уздовж втулки. Більшою мірою зношується поверхня над вікном протяжністю 6...7 мм від її кромки вгору, а під вікном 4,5...5 мм. У безпосередній близькості до крайки знаходиться максимальний знос, який у верхній її частині становить 0,025...0,027 мм і у нижній - 0,015...0,017 мм.

Робоча поверхня втулки над верхньою кромкою вікна покрита паралельними борозенками, розташованими вздовж втулки. Кромка вікна має великий завал з нерівною рваною кромкою.

Зношена ділянка знаходиться з лівого боку вікна і має вигляд фігурної смуги шириною 2...2,5 мм, до верхнього торця вона розширюється на 2...3 мм, до нижнього на 4,5...5 мм. Величина зносу на край кромки дорівнює 0,015...0,017 мм. З наближенням до торців втулки він різко зменшується. Кромка лівої нижньої частини вікна сильно зношується, кругла форма його порушується, відбувається процес рідинного розмивання з абразивом.

Місцеві зноси деталей плунжерних пар впливають на працездатність ДВЗ. При активному робочому ході плунжера, після перекриття верхнім торцем його головки впускного вікна втулки, настає момент подачі пального в циліндри двигуна. У зношених плунжерних пар момент подачі запізнюється, так як після

перекриття впускного вікна паливо з над плунжерної камери назад перетікає в теж вікно по жолобоподібній канавці місцевого зносу.

По мірі руху плунжера вгору глибина і ширина канавки місцевого зносу зменшується, отже, зазор в цьому місці стає менше, витоки скорочуються і в певний момент з запізненням подається паливо. Чим більше величина місцевого зносу, тим сильніше зворотне перетікання пального і, отже, більше запізнюється момент уприскування.

На запізнювання моменту уприскування впливає також знос штовхача, кулачкового валу. Нагнітального клапана і інших деталей. У разі максимальної величини місцевого зносу головки плунжера у верхнього торця по глибині канавки 0,023...0,025 мм, ширині 4,5...5 мм і довжині зношеної ділянки 9,5...10 мм момент упорскування запізнюється на $5...6^0$ по кулачковому валу паливного насосу 4ТН8х10. Крім того, знос плунжерних пар значно знижує їх продуктивність за рахунок витоків пального, особливо на пускових обертах.

Так, якщо знос досягає зазначеної вище граничної величини, то витоки пального становлять: при номінальних обертах 33...35%, а при пускових – 70...73%. Зростання витоків пального із зменшенням обертів пояснюється тим, що при повільному русі плунжера час перетікання зростає.

Отже, на ділянках місцевого зносу плунжера і втулки буде більше витікати паливо. При недостатній подачі пального та самовимиканні окремих секцій через сильне зниження тиску і значно ускладнюється пуск двигуна. Знос плунжерних пар супроводжується значним зниженням тиску подачі пального.

На пускових обертах нові пари повинні розвивати тиск подачі пального не нижче 50...60 МПа, а при зносі він знижується в чотири-п'ять разів. На практиці, зношені плунжерні пари часто допускають до експлуатації, якщо вони розвивають тиск не нижче 15 МПа по максиметру на пускових обертах вала насоса (200...250 об/хв). Цей показник, безумовно, низький, так як тільки на подолання опору трубки високого тиску, залежно від її довжини, втрачається від 3 до 7 МПа. Тому рекомендується вибраковувати плунжерні пари, якщо

вони розвивають тиск нижче 20 МПа. При ремонті насосів рекомендується встановлювати плунжерні пари, які розвивають тиск не нижче 30 МПа.

Проведені дослідження зносів деталей плунжерних пар паливних насосів ДВЗ показали, що:

1. Чим більше величина місцевого зносу, тим сильніше зворотне перетікання пального і, отже, більше запізнюється момент вприскування.

2. Знос плунжерних пар значно знижує їх продуктивність за рахунок витоків пального, особливо на пускових обертах. Так, якщо знос досягає зазначеної вище граничної величини, то витoki пального становлять: при номінальних обертах 33...35%, а при пускових – 70...73%. Зростання витоків пального із зменшенням обертів пояснюється тим, що при повільному русі плунжера час перетікання зростає. Отже, на ділянках місцевого зносу плунжера і гільзи буде більше витікати паливо.

3. Рекомендується вибраковувати плунжерні пари, якщо вони розвивають тиск нижче 20 МПа. При ремонті насосів рекомендується встановлювати плунжерні пари, які розвивають тиск не нижче 30 МПа.

Для виробничих випробувань плунжерних пар ПНВТ необхідне спеціальне обладнання, кваліфікований персонал і значні капітальні витрати.

В зв'язку з цим нами була розроблена експериментальна установка [78, 166, 170], яка дає змогу моделювати процес роботи плунжерних пар дизелю без значних капітальних вкладень.

Схема експериментальної установки і загальний вид її наведено на рис. 6.36 і рис. 6.37.

Принцип дії експериментальної установки полягає в наступному: плунжери 4 і 18 здійснюють зворотно - поступальний рух у втулках 11 і 21, які закріплені в корпусах 5 і 12, підвішених на пружних елементах 6 і 13.

Сили тертя, які виникають в парах тертя «плунжер-втулка» зворотно - поступального руху, викликають деформацію пружних елементів 6 і 13 і відповідно зміну опору тензодатчиків 7 і 14, які наклеєні на їх поверхню.

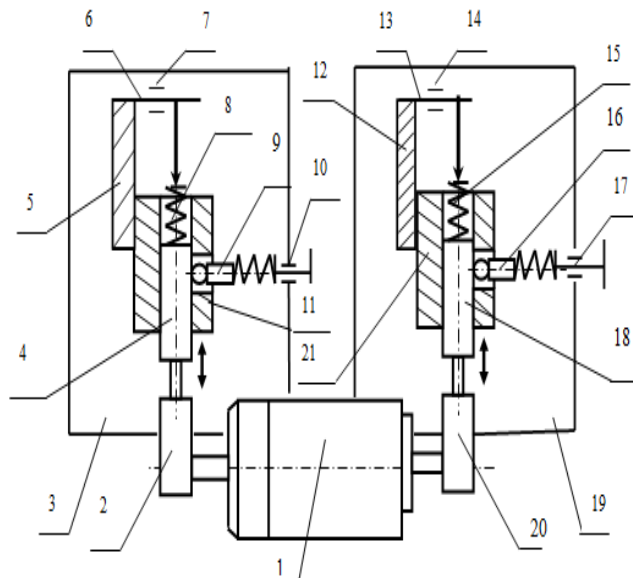


Рис. 6.36. Схема експериментальної установки для випробування плунжерних пар ПНВТ

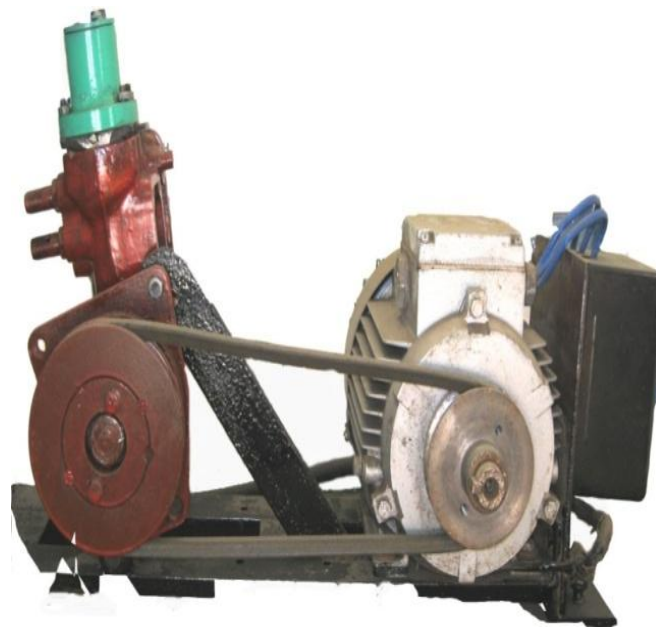


Рис. 6.37. Загальний вид експериментальної установки для випробування плунжерних пар ПНВТ

Зміна сили току в діагоналі зібраного із тензодатчиків моста записується на комп'ютері. Пружні елементи з наклеєними тензодатчиками таруються до і після випробування. Пружини 8 і 15 здійснюють тиск в осьовому напрямку.

Фіксований радіальний піджим плунжерів 4 і 18 до втулок 11 і 21 здійснюється за допомогою гвинтів механізмів радіального навантаження 10 і 17.

Паливно-мастильний матеріал, різного походження, наприклад, нафтового і біологічного заливається у ванни 3 і 19.

Завдяки тому, що пристрій оснащений додатковою парою тертя «плунжер - втулка» зворотно - поступального руху, яка встановлена на подовженому валові електродвигуна, є можливість імітувати роботу плунжерних пар ПНВТ дизельного двигуна в різних змащувальних середовищах, за рахунок осьового та радіального піджиму плунжера.

Характеристика паливних насосів сімейства УТН наступна: діаметр плунжерних пар 10...14 мм, зазори в плунжерних парах 0,5...14 мкм, хід плунжера 8...10 мм, відношення ходу до діаметру плунжера становить 0,8...1,4, частота переміщення плунжера 750...1100 подвійних ходів в хвилину, розвивається тиск 35...55 МПа. Двигун експериментальної установки забезпечує частоту обертання, тобто частоту подвійних ходів плунжера 750...1100 подвійних ходів за хвилину., що відповідає реальній частоті обертання колінчастого вала $n = 1500 - 2200$ об/хв.

Величина подовжнього переміщення плунжера забезпечується ексцентриситетом кулачка і становить 8...10 мм. Повне осьове навантаження P_o забезпечується пружиною, яка протарирована на максимальний тиск, який створюється плунжерною парою при подачі пального тиском 35...55 МПа, що відповідає зусиллю 2750...6650 Н.

Радіальне навантаження плунжера P_p забезпечується механізмом радіального навантаження і відповідає тиску подачі пального паливним насосом 0,15...0,25 МПа і становить 1,5...2,5 Н.

Кульковий наконечник механізму радіального навантаження забезпечує імітацію постійної подачі пального. Імітація осьового і радіального навантаження забезпечується пружинами за допомогою натяжних болтів, які тарують по динамометру. Зміна частоти обертання ексцентрика забезпечується частотою обертання електродвигуна і перевіряється по тахометру.

Оскільки плунжерні пари розташовуються у ванні, експериментальні дослідження можна проводити в будь-якому середовищі, тобто враховувати всі види пального, застосовувані в дизельних двигунах, тобто дизельного мінерального пального та біопального.

У зв'язку з відсутністю метрологічного забезпечення для вимірювання сумарного зносу плунжерних пар паливних насосів високого тиску, тому найбільш об'єктивним критерієм оцінки їх працездатного стану є гідравлічна щільність.

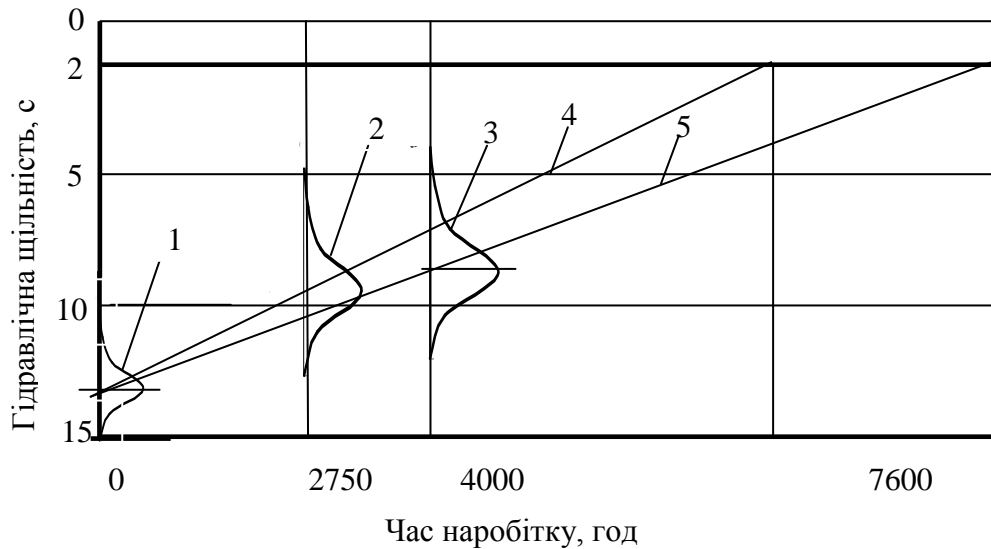
Нами була проведена статистична оцінка гідравлічної щільності плунжерних пар рядних ПНВТ, у кількості 24 штук, при роботі на дизельних паливних нафтового і біологічного походження відповідно[72, 73, 135, 194].

Вимірювання проводили за допомогою приладу КІ-1640А (рис.6.38).



Рис. 6.38. Прилад КІ-1640А для оцінки гідравлічної щільності плунжерних пар ПНВТ

На рис. 6.39 наведені прогнозні залежності 4 і 5 зміни гідравлічної щільності плунжерних пар рядних ПНВТ від наробітку при роботі на різних видах дизельного пального[24, 217].



1, 2 і 3 - розподіл гідравлічної щільності плунжерних пар: 1-початковий період; 2-при роботі на біопаливі; 3 - при роботі на нафтовому дизельному паливі; 4- прогнозовані зміни гідравлічної щільності при роботі на біопаливі; 5 - прогнозовані зміни гідравлічної щільності при роботі на нафтовому дизельному паливі

Рис.6.39. Прогнозовані зміни гідравлічної щільності при роботі плунжерних пар, в залежності від часу на мінеральних і біологічних паливах

Крива 1 характеризує початкове значення розподілу гідравлічної щільності ($\bar{X} = 13,5$ с і $\sigma = 0,5$ с), крива 2 розподілу після наробітку 2750 годин на біопальному ($\bar{X} = 9$ с, і $\sigma = 1,33$ с), а крива 3 розподілу після наробітку 4000 годин на нафтовому пальному ($\bar{X} = 8$ с, і $\sigma = 1,33$ с).

При гідравлічній щільності менше 2 с плунжерні пари вибраковуються, оскільки не забезпечують працездатність паливного насоса.

З рисунка видно, що ресурс роботи плунжерних пар рядних ПНВТ при роботі на біопальному знизився на 24%, тобто з 10000 до 7600 годин. Це можна пояснити прискореним зношуванням робочих поверхонь плунжера і втулки за рахунок впливу на поверхневу структуру металів вуглеводневих сполук біопального, які характеризуються наявністю великої кількості зв'язаного водню. Величина початкових зазорів у плунжерних парах вітчизняних рядних насосів

знаходиться в межах 0,8...1,6 мкм, а в насосах розподільного типу НД21 / 4 - в межах 0,6...1,6 мкм.

Величина експлуатаційних зазорів досягає до 25 мкм. При робочій частоті обертання приводного валу і стабільній швидкості переміщення плунжера така величина зазорів мало впливає на функціональні характеристики паливного насоса.

Однак на пусковому режимі ПНВТ не забезпечить необхідної подачі пального.

При комплектуванні паливного насоса плунжерними парами, що мають різні зазори на номінальному режимі роботи, за рахунок регулювання секцій може бути отримана мала ступінь нерівномірності подачі пального. Однак на інших швидкісних режимах і при часткових подачах пального буде спостерігатися підвищена ступінь нерівномірності подач. Чим менше зазори, тим легше забезпечити насос ідентичними парами. Зазори в плунжерних парах впливають на їх гідравлічну щільність. Ця залежність наведена на рис.6.40.

Незважаючи на незначні зазори в плунжерних парах, плунжер повинен вільно (без прихоплювання) переміщатися у втулці, тому до геометричної форми прецизійних деталей і чистоті солучених поверхонь ставляться високі вимоги.

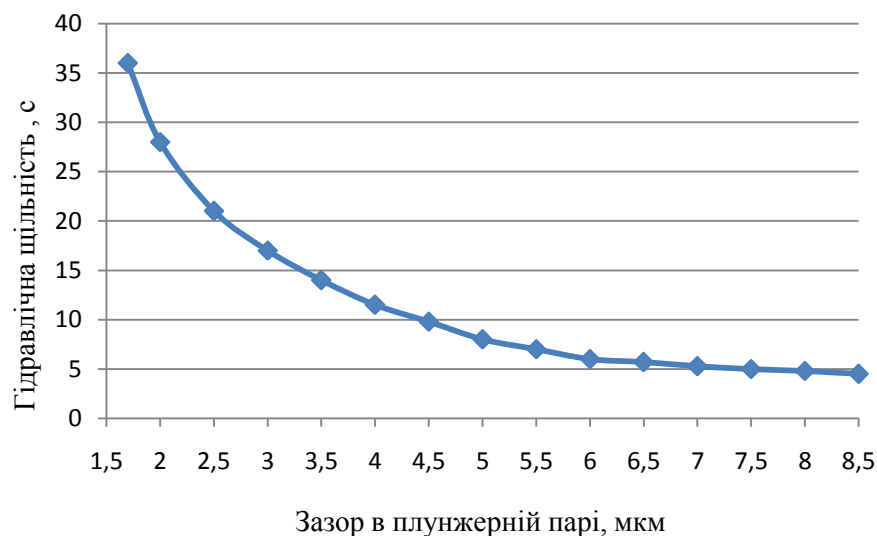


Рис.6.40. Залежність гідравлічної щільності від зазорів в плунжерній парі

Параметри шорсткостей циліндричних поверхонь $Ra \leq 0,04$ мкм (ГОСТ 2789-73). Допустимі відхилення від циліндричної форми повинні складати не більше 0,001 мм; некруглість не повинна перевищувати 0,0005 мм, а конусність - 0,0006 мм на довжині 20 мм робочої поверхні плунжера. Гідравлічна щільність є комплексним показником технічного стану плунжерних пар ПА. Для аналізу причин зношування важливо знати характер зміни розмірів і форми деталей з'єднань, тому необхідно проводити мікрометраж. Нами був проведений мікрометраж, з використання нутрометра, робочих поверхонь втулки і плунжера при напрацюванні 2750 год на біопаливі.

Круглограми втулки і плунжера наведені на (рис.6.41 і рис.6.42). На круглограммах зносу верхньої частині втулки і плунжера видно, що некруглість в зрівнянні з початковим значенням значно збільшилася. Причому це збільшення спостерігається в перетині на відстані 1 мм від торця в зоні впускного отвору і становить для втулки в середньому 5 мкм, для плунжера 4 мкм. Ці дані свідчать про недостатню об'єктивності оцінки технічного стану плунжерної пари по їх середнім зазорам.

Найбільший знос деталей з'єднань плунжерної пари спостерігається в перетині на відстані 1 мм від торця. Підвищення ресурсу плунжерних пар можливо за рахунок застосування матеріалів, які мають підвищену стійкість до метилових ефірів.

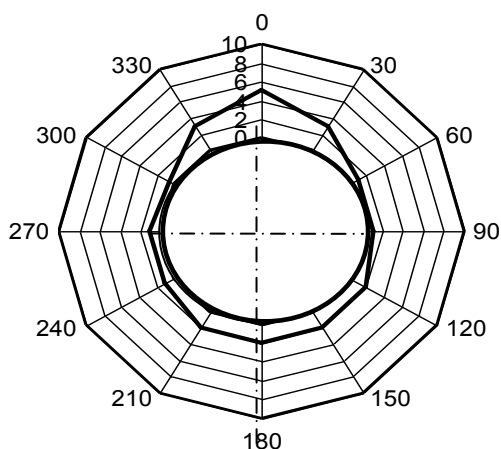


Рис.6.41. Круглограма зносу втулки ПНВТ при наробітку 2750 годин на біопаливі

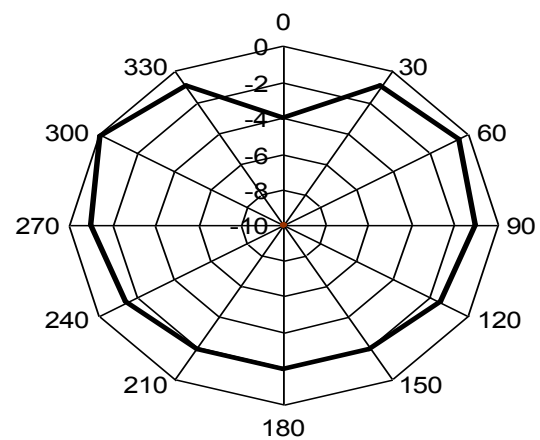
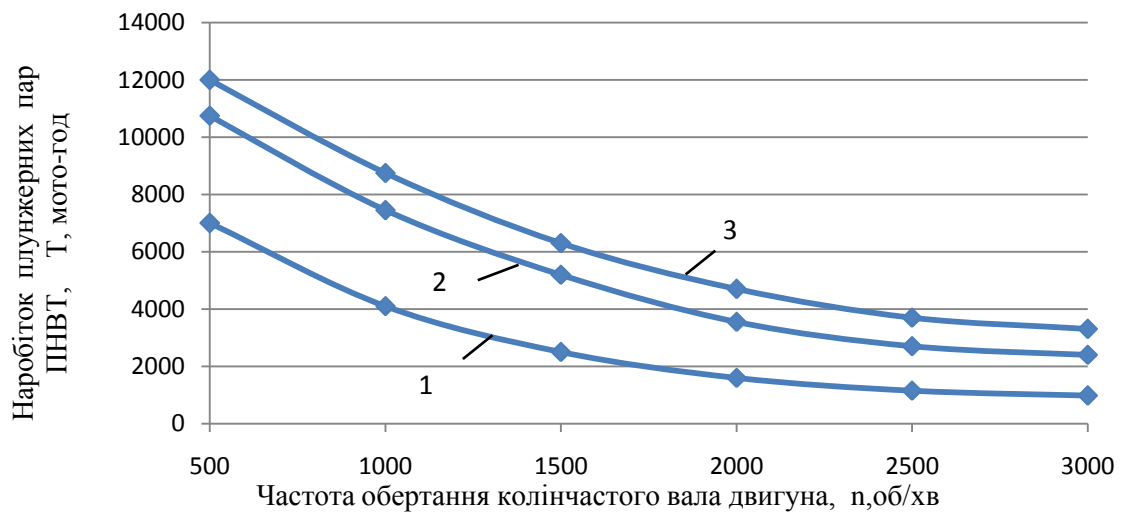


Рис.6.42.Круглограма зносу плунжера ПНВТ при наробітку 2750 годин на біопаливі

На рис.6.43 наведені залежності наробітку плунжерних пар ПНВТ в середовищі біопального, виготовлених з різних матеріалів, від частоти обертання колінчастого вала двигуна.



1 - Сталь ШХ15; 2 – Сталь 25Х5М; 3 – Сталь 38 ХМЮА

Рис. 6.43. Залежності наробітку плунжерних пар ПНВТ виготовлених з різних матеріалів в середовищі біопального від частоти обертання колінчастого вала двигуна

Таким чином в результаті проведення досліджень встановлено, що при роботі дизелів на біодизельному пальному за рахунок гідроабразивного зносу і впливу метанолів відбувається зменшення ресурсу плунжерних пар з 10000 годин до 7600 годин.

Заміна матеріалів плунжерних пар зі сталі ШХ15 на сталь 25Х5М або 38ХМЮА, при роботі в середовищі біопального, дозволить збільшити середній ресурс плунжерних пар ПНВТ з 7000 до 12000 мото - годин., що відповідає технічним вимогам до надійності паливних систем.

6.7. Підвищення надійності дизельних двигунів за рахунок підвищення повноти згорання біодизеля

Метою досліджень є підвищення ефективності роботи дизельних двигунів за рахунок збагачення повітря киснем.

В результаті досліджень встановлено, що в складі біодизеля, в порівнянні з мінеральним паливом, налічується підвищена кількість азоту, що негативно впливає на роботу дизельних двигунів.

Для забезпечення надійної роботи дизельних двигунів необхідно зменшити концентрацію азоту в паливно-повітряній суміші за рахунок проходження повітря через постійне магнітне поле та збагаченням повітря киснем.

Співвідношення, при якому паливо максимально повно і ефективно згорає в (двигуні внутрішнього згорання) ДВЗ, називається стехіометричним і становить воно 14,7 : 1. Це означає, що на одну частину пального слід взяти 14,7 частин повітря.

Коефіцієнт надлишку повітря - λ (лямбда) характеризує - наскільки реальна паливно-повітряна суміш далека від оптимальної (14,7 : 1). Якщо склад суміші - 14,7 : 1, то $\lambda = 1$ і суміш оптимальна. Якщо $\lambda < 1$, значить недостатньо повітря, суміш збагачена.

Потужність двигуна збільшується при $\lambda = 0,85 \dots 0,95$. Якщо $\lambda > 1$, значить в наявності надлишок повітря, суміш бідна. Потужність при $\lambda = 1,05 \dots 1,3$ падає, але зате економічність зростає. При $\lambda > 1,3$ суміш перестає горіти і починаються пропуски в горінні. ДВЗ розвивають максимальну потужність при недостатці повітря в 5...15% ($\lambda = 0,85 \dots 0,95$), тоді як мінімальна витрата пального досягається при надлишку повітря в 10...20 % ($\lambda = 1,1 \dots 1,2$).

Таким чином співвідношення λ при роботі двигуна постійно змінюється і діапазон 0,9...1,1 є робочим діапазоном лямбда - регулювання.

Для моделювання процесу збагачення повітря киснем, нами був розроблений пристрій, схема функціональна і загальний вид якого показано на рис. 6.44 і рис. 6.45[167].

Сутність даного процесу полягає в тому, що повітря під тиском подається в усмоктуючий патрубок ДВЗ.

Дальше воно під дією нагнітального вентилятора 1 поступає через лопатевий вихороутворювач 6 і рухається по спіралі навколо постійного

магніту 3, виконаного у вигляді патрубків 7, на поверхні якого встановлено групу кільцевих магнітів, через кільцеву щілину 5, що знаходиться між корпусом 4 і постійним магнітом 3, повітря, збагачене киснем, який володіє великою магнітною сприйнятливістю, поступає в середину задньої частини патрубків 7 і через отвори 8 поступає до споживача через осьовий патрубок 9, діамагнітний азот відводиться через тангенціальний патрубок для відведення азоту.

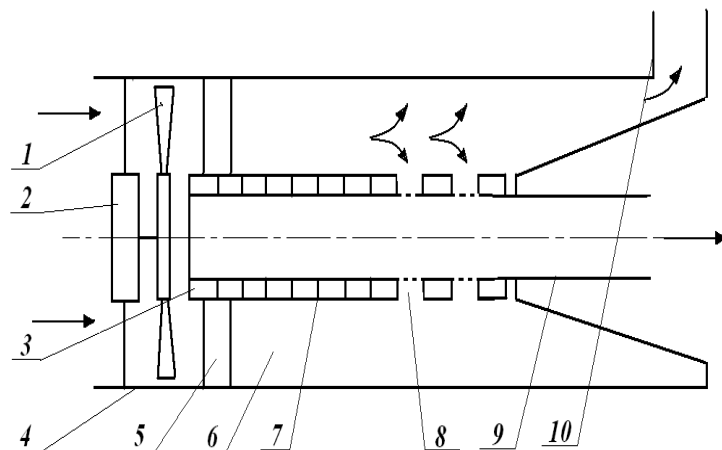


Рис.6.44. Схема пристрою збагачення повітря киснем

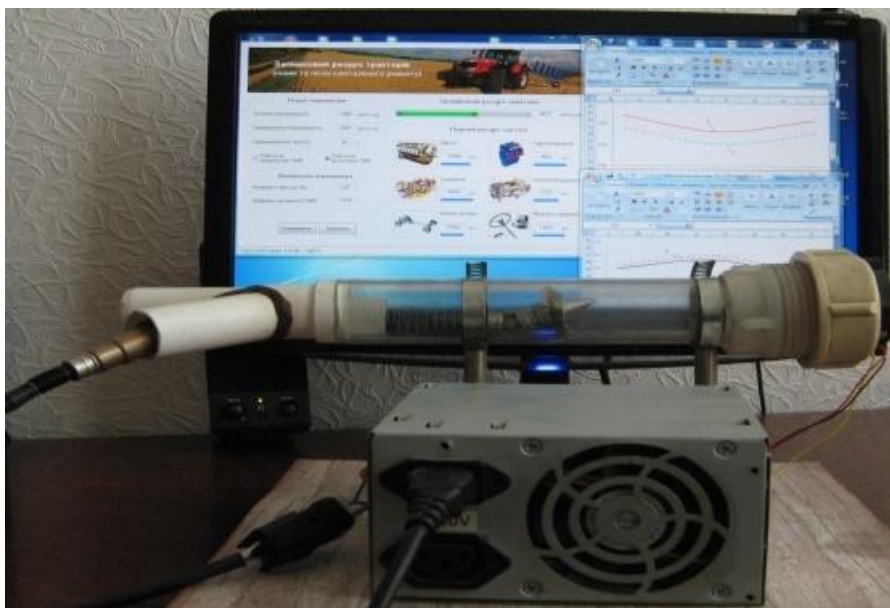
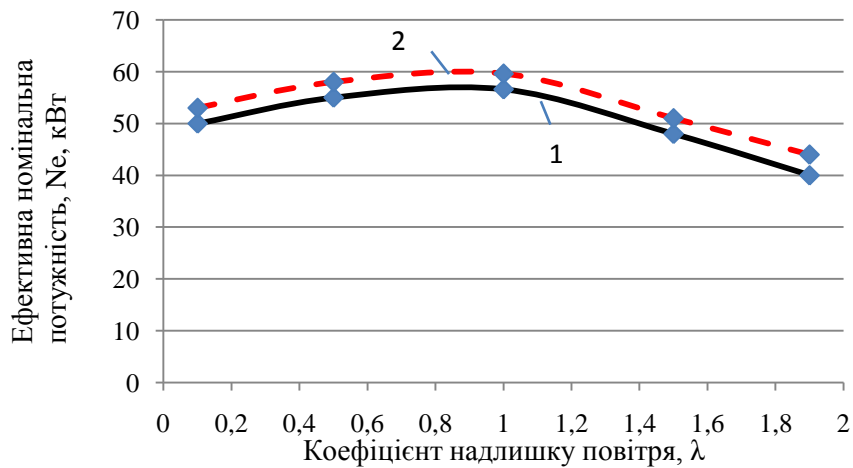


Рис.6.45. Загальний вид пристрою збагачення повітря киснем

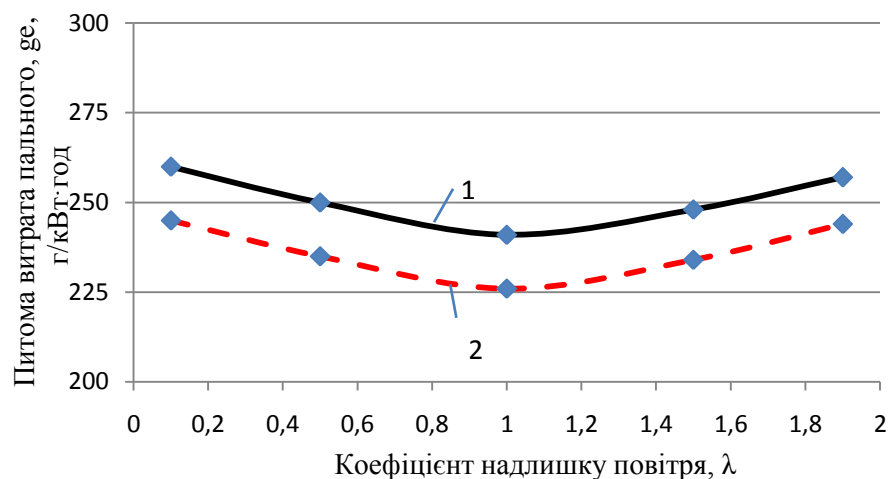
Концентрацію кисню контролювали за допомогою лямбда-зонду з подальшою обробкою інформації на ПК з використанням розробленого нами програмного забезпечення.

В результаті цього були отримані прогнозовані залежності ефективної номінальної потужності (рис.6.46) і питомої витрати пального від коефіцієнту надлишку повітря (рис.6.47).



1 – без пристрою збагачення повітря киснем; 2 – з пристроєм збагачення повітря киснем

Рис.6.46. Залежності ефективної номінальної потужності від коефіцієнту надлишку повітря



1 – без пристрою збагачення повітря киснем; 2 – з пристроєм збагачення повітря киснем

Рис.6.47. Залежності питомої витрати пального від коефіцієнту надлишку повітря

Таким чином, в результаті встановлення в усмоктувальному патрубку ДВЗ апарату розділення повітря, за рахунок магнітних полів, на два потоки, з підвищеним вмістом азоту і кисню дало змогу збільшити номінальну ефективну потужність двигуна з 57,6 кВт до 59,6 кВт і зменшити питому витрату пального з 241 г/кВт · год до 226 г/кВт · год, при цьому повнота згорання біодизеля підвищлась на 5,0...7,0 %.

6.8. Підвищення надійності паливної системи дизельних двигунів за рахунок удосконалення системи очищення дизельного біопального

Метою досліджень є забезпечення надійності паливної системи дизельних двигунів, за рахунок покращення якості очищення біодизельного пального, шляхом застосування удосконаленого фільтра грубого очищення.

Існує багато різних методів очищення ПММ[163]. В основному в господарствах АПК України для очищення дизельного пального застосовуються в основному два методи: гравітаційне відстоювання (через простоту і доступність) і фільтрацію за допомогою пористих перегородок.

Створення високоефективних засобів очищення біопального вимагає знання фізики процесу, факторів і ступеня їх впливу на ефективність і надійність роботи паливних систем і СГТ в цілому .

Нами були розроблені [171,172] фільтри грубого очищення дизельного біопального для МСГТ, а також для заправки її на паливо – роздавальній колонці (ПРК). Схема функціональна фільтра грубого очищення дизельного біопального для МСГТ і загальний вид фільтра грубого очищення дизельного біопального для ПРК наведено на рис.6.48 і рис. 6.49.

Фільтр очищення дизельного біопального працює наступним чином. Забруднене паливо через вхідний штуцер поступає в зазор між стінкою корпуса 2 і зовнішньою поверхнею фільтруючого коагулюючого елемента 14 і 13, де встановлений нагрівальний елемент для підігріву пального до температури

30...40 °С, і в радіальному напрямі послідовно проходить фільтруючий 14, коагулюючий 13 шари і водовідштовхувальний елемент 11.

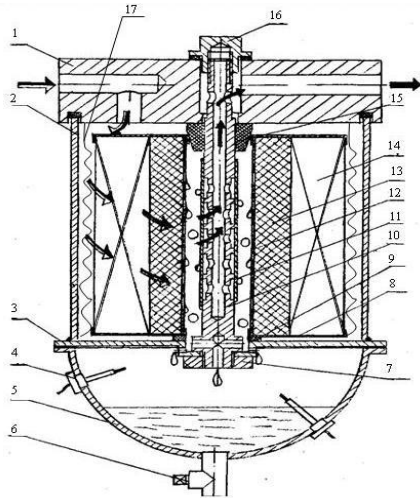


Рис.6.48. Схема фільтра грубого очищення дизельного біопального для трактора



Рис. 6.49. Загальний вид фільтра грубого очищення дизельного біопального для ПРК

При проходженні фільтруючого елементу 14 із пального видаляються тверді частки розміром 30 мкм і більше.

При проходженні коагулюючого елементу 13 відбувається збільшення мікрокрапель води розміром 1...12 мкм до крапель розміром 3...5 мм за рахунок їх коалесценції одна з одною.

Після відриву гідродинамічними силами цих крапель води з внутрішньої поверхні коагулюючого шару 13 вони під дією ефективної сили тяжіння осідають в нижню частину зазору між фільтруючим коагулюючим 14,13 і водовідштовхувальним 11 елементами і через отвори в опорній горизонтальній перегородці 3 стікають у відстійник 5 корпусу 2 фільтра.

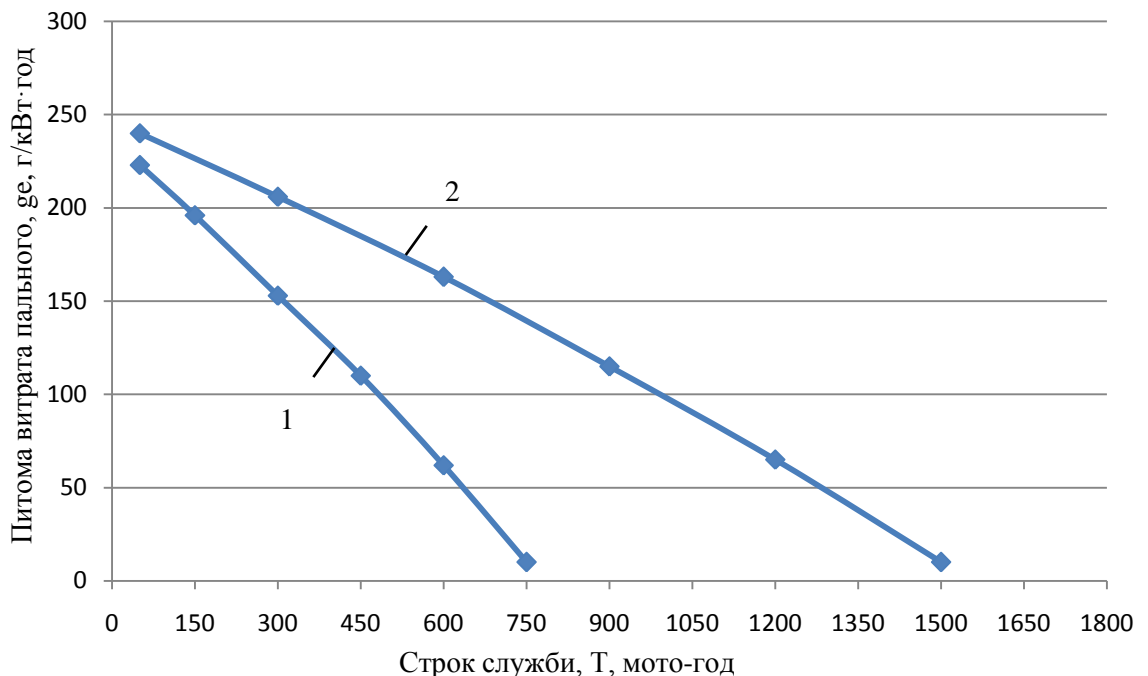
Краплі води, розмір яких не дозволяє осісти їм у відстійник 5, відносяться потоком біопального на водовідштовхувальний елемент 11.

Поверхневі властивості водовідшто-вхувального елементу 11 дозволяють легко пропускати біопаливо, але затримують краплі води розміром більше 5...6 мкм.

Після того, як ці краплі збільшаться за рахунок коалесценції з іншими краплями, вони стікають вниз по зовнішній поверхні водовідштовхувального елемента 11 і через отвори в опорній горизонтальній перегородці 3 попадають у відстійник 5.

Очищене від забруднень зневоднене паливо через отвори в вихідній трубці 10 і вихідний штуцер потрапляє в усмоктувальну лінію підкачуючого насоса дизельного двигуна.

В результаті проведення експериментальних досліджень нами були отримані залежності строку служби фільтра тонкого очищення від питомої витрати пального паливної системи СГТ (рис.6.50).



1 – базовий фільтр; 2 – розроблений фільтр

Рис.6.50. Залежності строку служби фільтра тонкого очищення від питомої витрати пального паливної системи СГТ

Таким чином, в результаті проведених досліджень встановлено, що застосування розробленого фільтра грубого очищення біодизельного пального

дасть змогу збільшити строк служби фільтра тонкого очищення паливної системи СГТ з 750 до 1500 мото – годин.

6.9. Висновки до розділу 6

1. При зношуванні елементів функціональних систем спостерігається як абразивний, ерозійний так і водневий знос. Знос елементів збільшується за рахунок агресивності середовища біодизельного пального. Величина зносу в процесі зношування в середовищі біопального залежить від часу простоїв СГТ і частоти їх зупинок. Особливо це позначається на сталях що містять 1...3% хрому, як каталізатора водневого зкрихчування.

2. Проведені дослідження дії метилового ефіру на поверхневу структуру різних металів показали, що:

- Чисті метали (алюміній, мідь) схильні до дії метилових ефірів.
- Аналогічний вплив метилових ефірів спостерігається і на сплави алюмінію і міді.
- З чавунів, найбільшу чутливість до метилових ефірів, мають чавуни з феритною металевою основою.
- Відсутність окисних плівок на поверхнях сталей, перешкоджає розпаду вуглеводнів, з вільним виділенням водню, також не схильні до водневою крихкості, і практично, не реагують на метилові ефіри.
- Наявність хрому, в межах 1...3%, який є каталізатором водневої крихкості, підвищують чутливість хромистих сталей до метилових ефірів.

3. Для збільшення середнього ресурсу плунжерних пар паливного насосу високого тиску з 7000 до 12000 мото - годин., що відповідає технічним вимогам до надійності паливних систем, необхідно замінити матеріали плунжерних пар зі сталі ШХ15 на сталь 25Х5М або 38ХМЮА.

4. З метою підвищення зносостійкості матеріалів деталей пар тертя системи трансмісії, необхідно замінити матеріали зі сталей 40Х, 45Х на сталі, які підлягають нітроцементації (ціануванню) для створення нітридів лігатури,

що призведе до зниження вакансій в поверхневих шарах металів і, як результат збільшення ресурсу в 1,5...2 рази.

5. Для збільшення ймовірності безвідмовної роботи паливних систем дизельних двигунів з 960 до 4000 мото-годин, необхідно замінити конструкційний матеріал ущільнень ПНВТ із натурального чи синтетичного каучуку на фторокаучук.

6. З метою унеможливлення ступінчастої динаміки зношування деталей при зупинці дизельного двигуна, необхідно забезпечити перехід з біологічного пального на ДП або здійснити промивку паливної системи.

7. Для збільшення строку служби фільтра тонкого очищення з 750 до 1500 мото – годин, необхідно замінити існуючий фільтр грубого очищення системи живлення дизельного двигуна на вдосконалений, який містить фільтруючий, коагулюючий і водовідштовхувальний елементи з одночасним підігрівом пального до 30...40 °С.

8. З метою підвищення повноти згорання біодизеля на 5...7 % та покращення екологічних показників необхідно, в усмоктувальному патрубку ДВЗ встановити апарат розділення повітря на два потоки, з підвищеним вмістом азоту і кисню, що дасть змогу збільшити номінальну ефективну потужність двигуна з 57,6 кВт до 59,6 кВт і зменшити питому витрату пального з 241 г/кВт · год до 226 г/кВт · год.

РОЗДІЛ 7

ВИРОБНИЧІ ВИПРОБУВАННЯ, ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ І НАУКОВО – ТЕХНІЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩО ДО ВИКОРИСТАННЯ БІОПАЛЬНО - МАСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ ДЛЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

7.1. Експлуатаційні дослідження роботи МТА на біодизелі

Метою є лабораторно-польові дослідження експлуатаційно-технологічних показників роботи МТА при роботі на мінеральному і біодизельному паливі.

Під час проведення лабораторно-польових досліджень нами встановлено, що при роботі на біодизелі у вигляді суміші нафтового дизельного пального (ДП) і соняшникового метилового ефіру (СМЕ) в цілому погіршується прийомистість двигуна трактора [38,42,59,118]. Отримання кількісної оцінки цього процесу здійснювалося за допомогою агрегату у складі трактора ХТЗ - 121 і двох культиваторів КПС-4 з боронами. На зазначеному енергетичному засобі встановлений двигун СМД-19Т. Під час проведення експериментальних досліджень він послідовно працював на чистому ДП і чистому СМЕ і суміші цих компонентів у такому співвідношенні:

Таблиця 7.1.

Співвідношення складових біодизеля

ДП, %	50	60	70	80
СМЕ, %	50	40	30	20

ДП, СМЕ і суміші даних компонентів надходили безпосередньо до паливного насоса двигуна з ємності додатково встановленої на тракторі вимірювального паливного бака.

Дослідження проводили за таких умов: температура повітря - 33,5 ° С; температура ДП - 30,0 ° С; температура СМЕ-30,0 ° С; густина ДП - 0,823 г/см³;

густина СМЕ - 0,867 г/см³; щільність ґрунту - 1,39 г/см³; вологість ґрунту - 16,5%; встановлена глибина оранки - 24,0 см.

За допомогою тахометра визначали мінімальні обороти холостого ходу N_{\min} і обороти усталеного режиму руху, орного МТА N_{\max} .

Методика експериментальних досліджень передбачала реєстрацію динаміки розгону агрегату від N_{\min} до N_{\max} . Для цього на ЕОМ за допомогою аналогово-цифрового перетворювача (АЦП) і встановленого на валу відбору потужності трактора спеціального датчика дискретно записували обороти двигуна і тривалість цього процесу. Крок дискретизації реєстрованих параметрів - 0,031 с. Повторність вимірювань n в кожному досліді знаходили по формулі:

$$n = (tV/\rho)^2 \quad (7.1)$$

де t - нормовані значення f - критерію Стюдента (при довірчій ймовірності 95% $t = 1,96$); V - коефіцієнт варіації і допустима межа відхилення (показник точності) вимірюваного параметра.

У більшості технічних завдань визначати похибку вимірювань з точністю більшою, ніж 10%, немає потреби. Виходячи з цього в розрахунках нами було прийнято $\rho = 0,1$.

Що ж до коефіцієнта варіації обертів двигуна, то для оцінки цієї статистичної характеристики проводили відповідні попередні вимірювання. У результаті встановлено, що значення V не перевищує 10%. Підставивши значення t , V і ρ у вихідну формулу, можна зробити висновок, що кількість повторень кожного досліді має бути не менше 4.

Як показав аналіз отриманих даних, збільшення кількості СМЕ в пальному збільшує час розгону орного агрегату (рис. 7.1). Якщо при роботі двигуна трактора на чистому ДП значення цього параметра становило 4,8 с, то при використанні суміші 50:50 воно зросло до 5,6 с, тобто на 16,6%. При роботі двигуна на чистому СМЕ час розгону досліджуваного орного МТА збільшився до 7,2 с, це більше, ніж при роботі на суміші і на ДП, відповідно, на 28,5 і 50,0%.

Криві розгону агрегату, де трактор працював на суміші в співвідношенні 50:50, потрапляють в проміжок між лініями 1 і 2 (рис. 7.1). Для кращого сприйняття графічної інформації на рисунку ці проміжні криві не відображені.

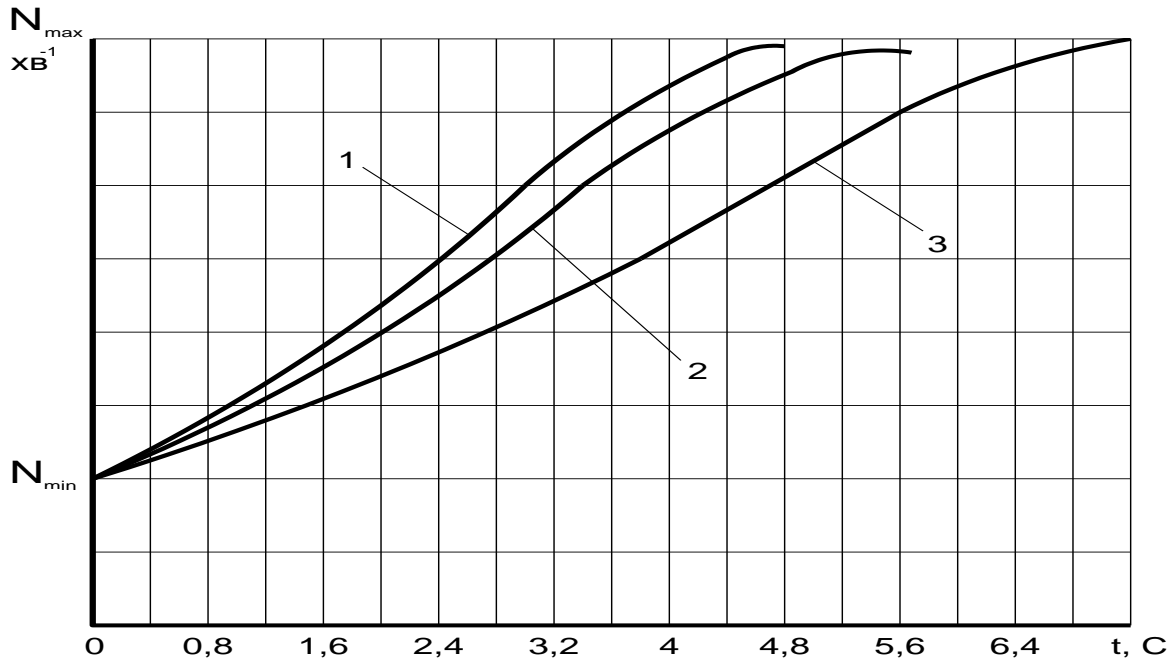


Рис. 7.1. Криві розгону МТА при роботі двигуна трактора ХТЗ - 121 на різних видах пального: 1 - ДП, 2 - суміш ДП з СМЕ в пропорції 50:50, 3 - СМЕ.

На рис.7.1 бачимо, що крива 2, яка відповідає суміші ДП і СМЕ в пропорції 50:50, розміщена ближче до залежності 1, чим до залежності 3. Це дає можливість стверджувати наступне:

- 1) процес збільшення часу розгону МТА при зміні в пальному відсоткового співвідношення СМЕ є нелінійним;
- 2) час розгону агрегату зростає в міру збільшення в пальному відсоткового співвідношення СМЕ. При значенні більше 45% інтенсивність цього процесу зростає (рис.7.2).

З наведеного вище аналізу випливає, що оптимальним варіантом є суміш ДП і СМЕ в співвідношенні 50:50. При оцінці впливу такої суміші пального на експлуатаційні показники роботи того чи іншого машинно-тракторного агрегату, отримали наступні результати (рис.7.2).

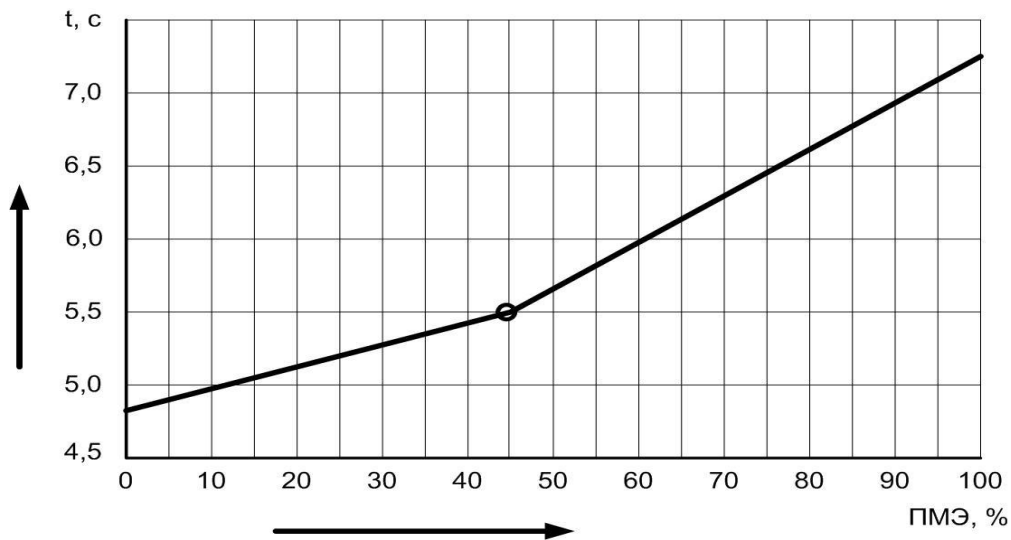


Рис. 7.2. Вплив процентного співвідношення СМЕ в суміші пального на час розгону МТА

Об'єктом для експериментальних досліджень служив МТА у складі трактора ХТЗ-121 з здвоєними шинами 23,1 R26, центральній частині зчіпки СП-16, двох культиваторів КПС-4 з боронами БЗТС-1,0 (вісім штук). Даний агрегат є типовим для умов Півдня України.

Лабораторно-польові дослідження даного агрегату проводили на культивації зябу. Перед проведенням робіт реєстрували вологість і щільність ґрунту. Дослідне поле розбивали на дві залікові ділянки довжиною 250 м кожна. Швидкість робочого руху культиваторного машино - тракторного агрегату обмежувалася енергетичними можливостями трактора і динамікою його вертикальних коливань. У процесі досліджень реєстрували: час проходження агрегатом залікової ділянки; щільність ґрунту в коливи трактора; робочу ширину захвату МТА; різницю висот рівнів пального у вимірювальному баку до і після дослідів; обороти ведучих коліс трактора.

Для реєстрації обертів коліс, використовували спеціально розроблені пристрої з герметичними контактами, сигнал від яких записували на ЕОМ за допомогою АЦП. Отримані дані використовували для розрахунку часових витрат пального і буксування рушіїв трактора. Останню величину розраховували за формулою:

$$\delta = 1 - \frac{N_x V_p}{N_p V_x} \quad (7.2)$$

де N_p , N_x - кількість обертів коліс трактора під час руху трактора на одній і тій же передачі відповідно з тяговим навантаженням і без нього; V_p , V_x - швидкість руху МТА на одній і тій же передачі з тяговим навантаженням і без нього.

Годинні витрати пального агрегатом знаходили з виразу,

$$G = Kg \frac{3,6\pi\rho d^2 \Delta h}{4T}, \quad (7.3)$$

де ρ - густина пального, г/см³; d - внутрішній діаметр вимірювального бака, мм; Δh - різниця рівнів стовпчика пального у вимірювальному баку до і після досліду, мм; T - тривалість досліду, с; Kg - коефіцієнт, який враховує залежність густини пального ρ від його температури t .

За роботою культиваторного агрегату протягом двох контрольних вимірів вели хронометражні спостереження. Необхідну кількість вимірювань елементів змінного часу, і їх похибку визначали відповідно до вимог ГОСТ 24055 - 88. Протягом одного виміру двигун трактора працював на ДТ, а протягом другого - на суміші ДТ і СМЕ в співвідношенні 50:50. Обидва вимірювання проводили при роботі агрегату на одному і тому ж полі.

Суцільну культивацію зябу дослідним агрегатом проводили при середньому значенні вологості ґрунту 24,2%. Щільність його в шарі 0...15 см була відносно високою і дорівнювала 1,29 г/см³.

Культиваторний МТА рухався зі швидкістю 1,7...2,0 м/с(6,1...7,2 км/год). Довірчий інтервал глибини обробітку ґрунту становив при цьому 11 ± 2 см. Коефіцієнт варіації даного процесу не перевищував 3%.

Буксування двигунів трактора з здвоєними шинами у складі культиваторного агрегату дорівнювало 9,8%.

При роботі МТА ґрунт ущільнився до значення 1,36 г/см³. У порівнянні з вихідним агрофоном цей показник збільшився лише на 5,4%.

Годинні витрати пального культиваторного агрегатом в середньому складали 21,6 кг/год, що відповідає 86 % завантаженні двигуна трактора ХТЗ-121.

Як показали результати експлуатаційно-технологічної оцінки (таблиця 7.2), продуктивність агрегатів при роботі двигуна трактора як на ДП, так і на біодизелі практично однакова. Отримана різниця цих показників є статистично незначущою.

Таблиця 7. 2

Експлуатаційно-технологічні показники роботи культиваторного агрегату при роботі на нафтовому пальному (ДП) і біодизелі (БД)

Показники	Значення для МТА при роботі двигуна нарізних видах пального	
	ДП	БД
Робоча ширина захвату, м	7,7	7,7
Робоча швидкість руху, км/час	7,2	7,1
Продуктивність (га) за годину часу:		
основного	5,54	5,54
змінного	4,10	4,15
експлуатаційного	3,93	3,88
Витрати праці, люд.-год./га	0,24	0,24
Оброблена площа, га	33,5	25,1
Витрата пального, л/га	3,89	4,00
Експлуатаційно-технологічні коефіцієнти:		
використання змінного часу	0,74	0,75
використання експлуатаційного часу	0,71	0,70
надійність технологічного процесу	0,96	0,96
використання робочих ходів	0,87	0,86

Практично однаковими є й інші експлуатаційно-технологічні показники, крім питомих витрат пального. При роботі двигуна на біодизелі вони були на 2,75% більше, що в принципі є цілком закономірним результатом.

7.2. Моделювання робочого процесу і визначення екологічних показників дизеля Д-245 на номінальному режимі за допомогою програмного комплексу ДИЗЕЛЬ-РК

Метою досліджень є розрахунок параметрів робочого процесу і визначення екологічних показників дизеля Д-245 на номінальному режимі при використанні мінерального і біодизельного паливних.

Двигуни внутрішнього згорання являються основним джерелом енергії в сільськогосподарській техніці.

Застосування сучасних комп'ютерних програм дозволяє проводити розрахунки робочого процесу деталей двигунів на різних видах пального і істотно скоротити час і витрати на створення нових і модернізацію існуючих двигунів для використання різних видів паливних[136].

Використовуючи розроблений в МДТУ ім. Баумана програмний комплекс ДИЗЕЛЬ-РК дозволив нам провести дослідження робочого процесу дизельного двигуна внутрішнього згорання Д-245 на мінеральних і біологічних паливних[66].

Програма ДИЗЕЛЬ-РК належить до класу термодинамічних програм, тобто циліндри двигуна в ній розглядаються як відкриті термодинамічні системи. У ній використана РК-модель сумішоутворення і згорання в дизелі, яка дозволяє розраховувати швидкість тепловиділення з урахуванням:

- форми камери згорання (Додаток Д, рис. Д.1);
- інтенсивності вихору;
- кількості, діаметру і напрямку соплових отворів (Додаток Д, рис. Д.2);
- форми характеристики впорскування, включаючи багатофазне впорскування (Додаток Д, рис. Д3);

- взаємодії струменів між собою РК- модель дозволяє оптимізувати форму камери згоряння і конструкцію паливної апаратури.

Вбудована програма візуалізації “Fuel Spray Visualization” дозволяє в наочній формі аналізувати рухливу картину взаємодії паливних струменів зі стінками камери згоряння, повітряним вихором і між собою (Додаток Д, рис.Д.4) Проведено розрахунки робочого процесу дизеля Д-245 на номінальному режимі при частоті обертання колінчастого вала дизеля $n=2400$ об/хв з використанням дизельного пального і з використанням біопальних SME B100, SME B50 і SME B25, що містять відповідно 100%, 50% і 25% МЕРО.

Таблиця 7.3

Параметри робочого процесу двигуна при роботі на різних видах паливних

Пальне	H	C	O	N_e	g_e	P_e	η_e
Disel No.2	0,87	0,126	0,004	84,54	245,3	8,90	0,345
SME B100	0,773	0,118	0,108	69,60	298,0	7,32	0,334
SME B50	0,829	0,123	0,047	78,42	264,4	8,25	0,341
SME B25	0,849	0,124	0,025	80,45	257,8	8,47	0,339

Збільшення вмісту МЕРО в ДП призводить до зниження димності, зменшення викидів твердих частинок, збільшення викидів CO_2, NO_x , при цьому комплекс сумарної емісії NO_x і твердих частинок для ДП дорівнює 1,133 і відповідно знижується зі збільшенням частки біодизелю до 0,96 для пального SME B100.

Аналіз розрахованих параметрів робочого процесу (табл. 7.3) показує, що при однаковій подачі для всіх паливних і рівній 0,072г збільшення частки МЕРО в ДП призводить до зменшення потужності N_e з 84,54 до 69,60 (кВт), збільшення питомої ефективної витрати пального g_e з 245,3 до 298,0 (г/(кВт · год)), зменшення середнього ефективного тиску P_e з 8,90 до 7,32 (бар)

та зменшення ефективності ККД з 0,345 до 0,334. Екологічні показники наведені в таблиці 7.4.

Таблиця 7.4

Екологічні показники двигуна при роботі на різних видах паливних

Пальне	Hartridge	Bosh	K	PM	CO ₂	NO _x	NO	SE	SO ₂	CO	CH
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Diesel No.2	9,5	1,04	0,23	0,26	790,4	252,7	1,96	1,13	0	10,6	4,95
SME B100	2,9	0,32	0,07	0,07	853,1	533,4	5,05	0,96	0,03	6,13	2,23
SME B50	4,8	0,54	0,12	0,12	812,6	367,5	3,08	0,84	0,01	7,36	2,92
SME B25	8,7	0,96	0,21	0,24	811,1	280,8	2,29	1,14	0,005	8,52	3,75

Hartridge - емісія диму за шкалою Хартрідж

Bosh - емісія диму за шкалою Бош

K, - коеф. абсол. світлопоглинання ОГ по СЕК, [1 / м]

PM - емісія твердих часток [(г / кВт·год)]

CO₂ - емісія діоксидів вуглеводню [(г / кВт · год)]

NO_x - концентрація вологих NO_x [(1/млн, (ppm))]

NO - емісія NO_x [г / (кВт · год)] (Zeldovich)

SE - комплекс сумарної емісії NO_x і PM

SO₂-емісія SO₂ [г / кВт · год]

CO - монооксид вуглицю[мг / кВт · год]

CH - вуглеводень [мг / кВт · год]

Порівняння наведених вище розрахункових даних з результатами випробувань дизеля Д-245 показує узгодження розрахункових і експериментальних даних.

Таким чином програмний комплекс ДИЗЕЛЬ-РК дозволяє проводити необхідні розрахунки без довгострокових експлуатаційних досліджень, при цьому економно використовувати час і витрати.

7.3. Техніко-економічне обґрунтування доцільності використання біологічних ПММ для сільськогосподарської техніки

Метою досліджень, є оцінка економічної ефективності запропонованих технічних рішень при використанні БПММ для СГТ.

Розглянемо, як вплине на техніко-економічні показники роботи двигуна Д-240 (трактора МТЗ-82) заміна дизельного пального, на біодизельне.

Технічний еквівалент буде дорівнювати[25]:

$$E_m = \frac{Q_B \cdot \eta_B}{Q_{ДП} \cdot \eta_{ДП}}, \quad (7.4)$$

де $Q_{ДП}$ – нижча теплота згоряння ДП, $Q_{ДП} = 42,5$ МДж/кг; Q_B - нижча теплота згоряння дизельного біопального, $Q_B = 37,7$ МДж/кг; $\eta_{ДП}$ - ефективний коефіцієнт корисної дії дизеля на ДП, $\eta_{ДП} = 0,386$; η_B - ефективний коефіцієнт корисної дії на біодизелі, $\eta_B = 0,362$.

$$E_m = \frac{37,7 \cdot 0,362}{42,5 \cdot 0,386} = 0,8319.$$

Для оцінки економічної ефективності застосування дизельного біопального розглянемо роботу двигуна Д-240 при навантаженні 40 кВт [25].

Погодинна витрата при роботі на мінеральному ДП буде дорівнювати:

$$V_{ДП} = G_{ДП} \cdot N_e, \quad (7.5)$$

де $G_{ДП}$ – питома витрата ДП, $G_{ДП} = 0,239$ кг/(кВт · год);

N_e – потужність двигуна, $N_e = 40$ кВт.

$$V_{ДП} = 0,239 \cdot 40 = 9,6 \text{ кг/год.}$$

При роботі на дизельному біопальному об'ємна погодинна витрата буде дорівнювати:

$$V_B = \frac{V_{ДП}}{E_m}, \quad (7.6)$$

$$V_B = \frac{9,6}{0,8319} = 11,54 \text{ кг/год.}$$

Співвідношення вартості паливних:

$$\xi = \frac{V_B \cdot C_B}{V_{ДП} \cdot C_{ДП}} = \frac{C_B}{E_m \cdot C_{ДП}}, \quad (7.7)$$

де C_B – ціна дизельного біопального, $C_B = 15$ грн/кг; $C_{ДП}$ – ціна дизельного пального, $C_{ДП} = 22$ грн/кг (за цінами на 1.04. 2017 року).

$$\xi = \frac{11,54 \cdot 15}{9,6 \cdot 22} = 0,82.$$

Таким чином, використання дизельного біопального економічно більш вигідне.

Ефект зростає, якщо використовувати для виробництва біодизельного пального ріпак власного виробництва.

Знаходимо вартість однієї мото-години виходячи з ціни і витрати пального[132]:

$$C_{ДП} = V_{ДП} \cdot C_{ДП}, \quad (7.8)$$

$$C_{ДП} = 9,6 \cdot 22 = 212,2 \text{ грн/мото-год.}$$

$$C_B = V_B \cdot C_B, \quad (7.9)$$

$$C_B = 11,4 \cdot 15 = 173,1 \text{ грн/мото-год.}$$

Знаходимо повну вартість експлуатаційних витрат на пальне за весь період експлуатації трактора виходячи з його ресурсних показників:

$$C_{ДП}^П = W_{ДП} \cdot C_{ДП}, \quad (7.10)$$

$$C_{ДП}^П = 15667 \cdot 212,2 = 3324537,4 \text{ грн.}$$

$$C_B^П = W_B \cdot C_B, \quad (7.11)$$

$$C_B^П = 14465 \cdot 173,1 = 2503891,8 \text{ грн.}$$

де $W_{ДП}, W_B$ – розрахункові середні ресурси трактора при роботі на дизельному і біологічному паливних.

Знаходимо вартість однієї мото-години при експлуатації нового трактора, виходячи з його нормативних ресурсних показників:

$$C_{TP} = \frac{B_{TP}}{W_{ДП}}, \quad (7.12)$$

$$C_{TP} = \frac{500000}{15667} = 31,9 \text{ грн/мото-год},$$

де B_{TP} – середньостатистична балансова вартість нового трактора МТЗ-82 (без ПДВ), в грн. (за цінами на 1.11.2017 року).

Знаходимо експлуатаційні затрати ресурсу, при роботі трактора на біодизельному пальному:

$$\Delta W = W_{ДП} - W_B, \quad (7.13)$$

$$\Delta W = 15667 - 14465 = 1202 \text{ мото-год}$$

Знаходимо економічні затрати ресурсу:

$$Зр = \Delta W \cdot C_{TP}, \quad (7.14)$$

$$Зр = 1202 \cdot 31,9 = 38343,8 \text{ грн.}$$

Знаходимо економічний ефект при експлуатації трактора на біодизельному пальному:

$$Ер = C_{ДП}^П - C_B^П, \quad (7.15)$$

$$Ер = 3324537,4 - 2503891,8 = 820645,6 \text{ грн.}$$

Знаходимо повний економічний ефект з урахуванням ресурсних затрат:

$$Еп = Ер - Зр, \quad (7.16)$$

$$Еп = 820645,6 - 38343,8 = 782301,8 \text{ грн.}$$

Таким чином, економічний ефект для України, при експлуатації СГТ на біодизельному пальному становить 782301,8 грн на один трактор за весь термін його експлуатації.

В Україні налічується більше 115 тисяч тракторів тягового класу 1,4, тому загальний економічний ефект буде становити 90 мільйонів гривень.

7.4. Науково-практичні рекомендації щодо використання біологічних ПММ для сільськогосподарської техніки

Застосування біодизеля у двигунах внутрішнього згорання погіршує його експлуатаційні характеристики. Погіршується робочий процес. Економічність падає на 11%, період затримки самозаймання збільшується на 20%, швидкість підвищення тиску – на 87%, а температура вихлопних газів на 27%.

Погіршується характеристика паливоподачі. У результаті знижується тиск впорскування й погіршується наповнення надплунжерного простору.

Робота двигуна на граничному навантажувальному режимі характеризується різкою нестійкістю, появою на вихлопі розпечених часток нагару й наявністю парадоксального для дизеля явища передчасного самозаймання пального. Це пояснюється нагромадженням у циліндрі незгорілої частини пального через його погану випаровуваність.

Доведено що біодизель по відношенню до конструкційних матеріалів є більш агресивним в порівнянні із дизельним паливом. Це пояснюється виникненням вільного водню на поверхні матеріалів, який сприяє створенню окисних плівок та проникнення водню в поверхневі шари металу, який сприяє водневому зношенню. Невілювання цих негативних явищ можливо за рахунок зменшення в біодизелі кількості метанолу.

Підвищити ресурс сільськогосподарської техніки при роботі на біологічному пальному, можливо за рахунок промивки мінеральним паливом всієї паливної системи. Цим самим виключається шкідливий вплив метанолу на метали в процесі простоїв вузлів і агрегатів.

Як показали проведені дослідження, збільшити ресурси роботи сільськогосподарської техніки можливо за рахунок застосування матеріалів деталей сполучень, що контактують з біологічними ПММ, які мають підвищену стійкість до ефірів метанолу.

Виявлено, що найбільш зносостійкими з відомих конструкційних матеріалів, з яких можуть бути виготовлені плунжерні пари ПНВТ дизельних

двигунів, є сталі: 25Х5М або 38ХМЮА (азотована). Ресурс таких плунжерних пар перевищує ресурс плунжерних пар із сталі ШХ15, які серійно використовуються, на 80...120%.

Заводам-виробникам рекомендується замінити матеріал плунжерних пар зі сталі ШХ15 на сталь 25Х5М, 5Х або 38ХМЮА. Така заміна дозволяє збільшити середній ресурс плунжерних пар ПНВТ з 7000 до 12000 мото-год., що відповідає технічним вимогам до надійності паливних систем.

Для збільшення строку служби фільтра тонкого очищення з 750 до 1500 мото – годин, необхідно замінити існуючий фільтр грубого очищення системи живлення дизельного двигуна на вдосконалений, який містить фільтруючий, коагулюючий і водовідштовхувальний елементи з одночасним підгрівом пального до 30...40 °С. З метою підвищення повноти згорання біодизеля на 5...7% та покращення екологічних показників необхідно, в усмоктувальному патрубку ДВЗ встановити апарат розділення повітря на два потоки, з підвищеним вмістом азоту і кисню, що дасть змогу збільшити номінальну ефективну потужність двигуна з 57,6 кВт до 59,6 кВт і зменшити питому витрату пального з 241 г/кВт·год до 226 г/кВт·год.

Збільшення міжтехнічного обслуговування сільськогосподарської техніки при роботі на біологічних ПММ, можливо за рахунок застосування фторкаучуків, стійких до метанолових ефірів, які виключають шкідливий вплив на СК і НК (відповідно, синтетичні і натуральні каучуки) через розкладання ущільнюючих елементів всіх систем СГТ. Заводам-виробникам необхідно замінити конструкційний матеріал ущільнень ПНВТ та інших систем СГТ з натурального чи синтетичного каучуку на фторкаучук, що дозволить збільшити ймовірність безвідмовної роботи паливної системи з 960 до 4000 мото-годин.

Такі заміни матеріалів призведуть до підвищення надійності і ресурсів СГТ при роботі на біологічних ПММ.

При застосуванні біологічних змащувальних матеріалів рекомендується застосування металоплакувальних добавок, що дозволить виключити шкідливий вплив вільних жирних кислот оливи на метали деталей сполучень і

забезпечити нормовані ресурси вузлів і агрегатів СГТ. Для збільшення строку служби елементів гідравлічних систем з 8000 до 9000 мото-годин необхідно вводити в біологічні оливи добавки: багатофункціональну типу МК «МКФ-18» у кількості 0,8...1,0% – для забезпечення металоплакувального ефекту, та антифрикційну присадку типу SMT 2514 в кількості 6...8% – для покращення змащувальних властивостей в режимі граничного тертя.

З метою підвищення зносостійкості матеріалів деталей трибоспряжень систем трансмісій, необхідно замінити матеріали зі сталей 40X, 45X на інші сталі, які підлягають нітроцементації (ціануванню) для створення нітридів лігатури, що призведе до зниження вакансій в поверхневих шарах металів і, як результат збільшення ресурсу в 1,5...2 рази.

З метою покращення якісних показників біодизеля необхідно проводити обробку його в полі ультразвукових коливань. Оптимальний час обробки ультразвуком повинен відбуватися протягом 10...12 хв при частоті 22 кГц і інтенсивності 0,8...1,2 Вт/см².

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Робота спрямована на вирішення науково-технічної проблеми, яка полягає у розробленні методології підвищення надійності сільськогосподарської техніки при використанні біопально-мастильних матеріалів. Отримані теоретичні та експериментальні результати дозволяють зробити наступні загальні висновки:

1. Встановлено, що використання біопально-мастильних матеріалів при роботі сільськогосподарської техніки негативно впливає на надійність її функціональних систем. Серед факторів, які обумовлюють зниженню показників надійності найсуттєвішими є умови роботи (15...20%) і режими експлуатації (50...60%) та фізико-хімічні властивості конструкційних матеріалів, які використовуються для виготовлення окремих елементів (25...30%).

2. Встановлено, що ультразвукова обробка протягом 10...12 хв при частоті 22 кГц і інтенсивності 0,8...1,2 Вт/см² дозволяє покращити якісні показники біодизеля: коефіцієнт тертя зменшується на 19%, в'язкість – на 3,5 %, а термін зберігання збільшується в 2 рази. Контроль якості забезпечується розробленим вимірювальним електроакустичним комплексом з діапазоном вимірювання гліцеринової фракції в біодизелі і паливної фракції в біооливі в межах 0...5% і граничною похибкою 0,8%.

3. На підставі досліджень хімотологічних і триботехнічних властивостей біологічних та мінеральних олив встановлено, що введення антифрикційної присадки SMT2514 (6...8%) і багатофункціональної добавки МК «МКФ-18» (0,8...1,0 %) в сумішеву оливу, яка складається з М-10В₂ (55 ... 60%) та РО (40 ... 45%), дозволяє знизити коефіцієнт тертя в три рази і тим самим зменшити знос трибоспряжень та збільшити їх ресурс. А саме, знос зразків для трибоспряження «золотник – корпус гідророзподільника» зменшився на 75%, а трибоспряження «торець шестерні – платик шестерневого гідронасосу» – на 66 % в порівнянні мінеральною нафтовою оливою М-10В₂.

4. На підставі графів стану вузлів і агрегатів функціональних систем СГТ отримані математичні моделі надійності, які дозволили виявити їх "слабкі ланки" при роботі на БПММ. А саме, для: дизельного двигуна – паливна система; гідравлічної системи – гідронасос; гідростатичної трансмісії – насос підпитки; механічної трансмісії – ущільнення. Встановлено, що показники надійності функціональних систем СГТ при роботі на БПММ нижчі на 1202 мото-години; дизельного двигуна – на 1650 мото-годин; паливної системи – на 4325 мото-годин; гідросистеми – на 950 мото-годин; трансмісійних систем: гідростатичної – на 290 мото-годин, механічної – на 600 мото-годин.

5. Встановлено, що коефіцієнт зносу є узагальненим показником силових, конструктивних і швидкісних параметрів деталей трибоспряжень. Він дозволяє визначати стійкість матеріалів деталей трибоспряжень до зношування в різних середовищах. Коефіцієнт зносу матеріалів є більш повною характеристикою для оцінки надійності вузлів і агрегатів СГТ. Він в порівнянні з лінійним зносом дозволяє точніше знайти період припрацювання і характеризувати їх критерієм припрацювання. Еквівалентні коефіцієнти зносу дають змогу проаналізувати енергетичний баланс по періодам в процесі зношування. В результаті проведення досліджень встановлено, що ступінь впливу факторів на коефіцієнт зносу в середовищі біологічних ПММ розподілений наступним чином: динамічне руйнування – 53,48%; статичне руйнування – 8, 22% (в тому числі водневе зкрихчування – 8, 2%); матеріал трибоспряжень – 6, 15%; тип трибоспряжень – 27, 25%; середовище роботи – 11, 05% (в тому числі агресивність середовища роботи – 9,4%).

6. Встановлено, що енергоємність поверхневих шарів металів, будучи функцією сил деформації, дозволяє встановлювати межі силових характеристик трибоспряжень при абразивному зношуванні в середовищі біологічних ПММ. Отримані залежності енергоємності поверхневих шарів металів і сплавів від сили навантаження на абразивне зерно дозволили встановити, що зменшення енергоємності на 27...48% в середовищі біологічної РО відбувається за рахунок водневого зкрихчування. Це призводить до набухання вакансій в поверхневих

шарах трибоспряжень, підвищуючи при цьому крихкість металів з подальшим їх руйнуванням.

7. Встановлено, що при зношуванні елементів функціональних систем спостерігається, як абразивний, так і водневий знос. Не дивлячись на зменшення зношування матеріалів в середовищі біодизельного пального, загальний знос деталей трибоспряжень за наявності простоїв призводить до загального збільшення зношування деталей і підвищення чисельних значень коефіцієнтів зносу на 36...54%. З метою унеможливлення ступінчастої динаміки зношування деталей при зупинці дизельного двигуна необхідно забезпечити перехід з біологічного пального на мінеральне або здійснити промивку паливної системи.

8. Проведені дослідження дії метилового ефіру на поверхневу структуру різних металів і сплавів показали, що: чисті метали (алюміній, мідь) та їх сплави підвержені впливу метилових ефірів; із чавунів найбільшу чутливість до метилових ефірів мають чавуни з феритною металевою основою; відсутність окисних плівок на поверхнях сталей запобігає розпаду вуглеводнів з вільним виділенням водню; наявність хрому у межах 1...3% що є каталізатором водневого зкрихчування, підвищує чутливість хромистих сталей до метилових ефірів.

9. Встановлено, що зниження ресурсу елементів і систем СГТ при роботі на біологічних ПММ пояснюється активним впливом метанолу біодизельного пального і вільних жирних кислот біооливи на матеріали основних елементів дизельного двигуна, системи змащення, гідростатичних і механічних трансмісій, гідросистем. Це призводить до руйнування поверхонь і збільшенню зносів деталей трибоспряжень. Падіння ресурсу відбувається через низьку стійкість ущільнюючих елементів, виготовлених із синтетичних каучуків, які активно взаємодіють з вільними жирними кислотами БПММ. Завдяки заміні конструкційного матеріалу ущільнень паливного насоса високого тиску замість синтетичних каучуків на фторопласти підвищення середнього ресурсу збільшилося з 960 до 4000 мото-годин. Заміна матеріалів плунжерних пар зі

сталі ШХ15 на сталь 38ХМЮА дозволяє збільшити середній ресурс паливного насоса високого тиску з 7000 до 12000 мото-годин.

10. В результаті проведення експлуатаційних випробувань роботи МТА встановлено, що процес збільшення часу його розгону при зміні в мінеральному ДП відсоткового співвідношення МЕ є нелінійним; час розгону агрегату зростає в міру збільшення в ДП відсоткового співвідношення МЕ. При значенні більше 45% інтенсивність цього процесу зростає.

11. Розрахунки екологічних показників свідчать про те, що використання біодизельного пального призводить до зниження димності, зменшення викидів твердих часток, збільшення викидів CO_2 , NO_x , при цьому комплекс сумарної емісії NO_x і твердих часток для ДП дорівнює 1,133 і відповідно знижується зі збільшенням долі МЕ до 0,96.

Економічний ефект від впровадження методології підвищення надійності СГТ при використанні БПММ для України становить 90 млн. грн. на рік.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Аблаев А.Р. Производство и применение биодизеля: справочное пособие / А.Р. Аблаев. – М.: АПК и ППРО, 2006. – 80 с.
2. Аксенов А.Ф. Трение и изнашивание металлов в углеводородных жидкостях / А.Ф. Аксенов.– М.: Машиностроение, 1977.–152 с.
3. Аллилуев В.А. Топливо-экономические и экологические показатели ДВС /В.А. Аллилуев // Тракторы и сельхозмашины. – 2005. – №1. – С. 14-16.
4. Анилович В. Я. Прогнозирование надежности тракторов / В. Я. Анилович, А. С. Гринченко, В. Л. Литвиненко; под общ. ред. В.Я. Аниловича. – М: Машиностроение, 1986. – 224 с.
5. Анилович В. Я. Надежность машин в задачах и примерах: учебное пособие / В. Я. Анилович, А. С. Гринченко, В. Л. Литвиненко ; под ред. В. Я. Аниловича. – Электрон.текстовые дан. – Х.: ОКО, 2001. – 1 эл. Опт.диск (DVD-ROM). –320 с.
6. Антонов А.В. Статистические модели в теории надежности: учебное пособие / А. В. Антонов, М. С. Никулин.– М.: Абрис, 2012. – 390 с.
7. Антипенко А.М. Основы трибології: підручник / А.М. Антипенко та ін.; за ред. В. А. Войтова– Харків: ХНТУСГ, 2008. – 342 с.
8. Быченин А.П. Повышение ресурса плунжерных пар топливного насоса высокого давления тракторных дизелей применением смесового минерально-растительного топлива: дис... канд. техн. наук : 05.20.03 / А.П. Быченин. – Пенза : [б. в.],173 с.
9. Безруких П.П. Нетрадиционные возобновляемые источники энергии / П.П. Безруких. // Топливо-энергетический комплекс. – 2002 – № 2. –С. 53-57.
10. Бергман Л. Ультразвук и его применение в науке и технике: пер. с нем. / Л. Бергман; под. ред. В. С. Григорьева, Л. Д. Розенберга. – 2-е изд. – М.: Изд-во иностранной лит-ры, 1957 – 726 с.
11. Бершадский Л. И. Самоорганизация и надежность трибосистем / Л. И. Бершадский. – К.: Об-во Знание, 1984. – 20 с.

12. Беркович И.И. Трибология. Физические основы, механика и технические приложения: учебник для вузов / И.И. Беркович, Д.Г. Громаковский; под ред. Д.Г. Громаковского; СамГТУ. – Самара, 2000. – 268 с.
13. Бойченко С.В. Моторні палива і масла для сучасної техніки: монографія / С.В. Бойченко, С.В. Іванов, В.Г. Бурлака. –К.: НАУ, 2005. – 216 с.
14. Боуден Ф. П. Трение и смазка твердых тел: монография; пер. с англ. / Ф. П. Боуден, Д. Тейбор; под ред. И. В. Крагельского. – М. : Машиностроение, 1968. – 544 с.
15. Буше А. Н. Трение, износ и усталость в машинах(транспортная техника): учеб. для вузов ж.-д. трансп. / А. Н. Буше. – М.: Транспорт, 1987. – 223 с.
16. Васильева Л.С. Автомобильные эксплуатационные материалы: учебник для вузов / Л.С. Васильева –М.:Транспорт, 1986. –279 с.
17. Вентцель Е.С. Теория вероятностей.[Задачи и упражнения]: учебное пособие для высших технических учебных заведений / Е.С. Вентцель, Л.А. Овчаров. – М.: Наука, 1969. – 368 с.
18. Визначення температури спалаху горючих речовин методом Пенського-Мартенса в закритому тиглі:ДСТУ ISO 2719:2006(ISO 2719:2002, IDT). – [Чиннийвід2008-01-01]. - К.: Держспоживстандарт України, 2012. – 19 с. – (Національний стандарт України).
19. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях / А.Н. Воинов. – Изд. 2-е, перераб. и доп.– М.: Машиностроение, 1977. – 278 с.
20. Войтов В.А. Особливості експлуатації паливної апаратури дизелів сільськогосподарського призначення з використанням біологічного палива /В. А. Войтов, М.С. Даценко, М.В. Карнаух // Техніка і технології АПК. – 2010. – №1. –С. 13-18.
21. Войтов В.А. Собівартість виробництва біодизеля на базі етилових ефірів жирних кислот рослинних олів / В. А. Войтов, М.С. Даценко, М.В. Карнаух // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П.Василенка: наук. фах. видання / ХНТУСГ ім. Петра Василенка. –

Харків, 2010. –Вип. 94: Проблеми технічної експлуатації машин. Системотехніка і технології лісового комплексу. –С. 270 – 277.

22. Войтов В. А. Техніко-експлуатаційні та екологічні показники дизельних двигунів при застосуванні біодизеля /В. А. Войтов, М. В. Карнаух, М. С. Даченко // Техніка і технології АПК. – 2009. – № 1. – С. 13-17.

23. Войтюк В.Д. Техніко – технологічний розвиток системи сервісу енергонасиченої сільськогосподарської техніки: дис... докт. техн. наук : 05.05.11 / В. Д. Войтюк. – Мелітополь, 2012. – 448 с.

24. Влияние износа плунжерных пар топливных насосов высокого давления на их гидравлическую плотность/ В.А. Дидур, Д.П. Журавель, В.Б. Юдовинский, В.А. Коломоец // Известия Международной академии аграрного образования / МААО. – СПб, 2013. – Вып.18 – С.39-43.

25. Гавриш В.І. Забезпечення ефективного використання паливно-енергетичних ресурсів у аграрному секторі економіки: теорія, методологія, практика: монографія. – Миколаїв: МДАУ, 2007. –283с.

26. Гаркунов Д. Н. Триботехника / Д. Н. Гаркунов. – М.: Машиностроение, 1985.– 424 с.

27. Гаркунов Д. Н. Избирательный перенос в узлах трения / Д. Н. Гаркунов, И.В. Крагельский, А.А. Поляков. – М.: Транспорт, 1969. – 104 с.

28. Гайворонский А.И.Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях / А.И.Гайворонский, В.А.Марков, Ю.В.Илатовский. – М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2007. – 480 с.

29. Гідравлічні системи тракторів Т-150 і Т – 150 К / В. Ю. Черкун та ін. – К.: Урожай – 1974. – 160 с.

30. Гельман Б.М. Сільськогосподарські трактори і автомобілі/ Б.М.Гельман, М.В. Москвин. – К.: Урожай, 1991.–276 с.

31. Гершман И.И. Многотопливные дизели /И.И. Гершман, А.П. Лебединский. –М.: «Машиностроение», 1971. –277 с.

32. Гольверк А.А. Методика расчета топливной экономичности тракторов /А. А. Гольверк // Механизация и электрификация сельского хозяйства: республиканский межвед. темат. науч.-техн. сборник. – Вып. 47. – К.;1980. – С. 36 – 42.
33. Гуськов В.В. Тракторы. Теория: учебник /В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
34. Девянин С.Н. Использование смесевых биотоплив в дизелях / С.Н. Девянин, В.А. Марков, Д. А. Коршунов //Сборник научных трудов по проблемам двигателестроения, посвященный 175-летию МГТУ им. Н. Э. Баумана – М.; 2005. – С. 63-68.
35. Девянин С. Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей. / С. Н. Девянин, В. А. Марков, В. Г. Семенов. – М.: Издательский центр ФГОУ ВПО МГАУ, 2007. – 340 с.
36. Девянин С.Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей / С.Н. Девянин, В.А. Марков, В.Г. Семенов. – Харьков.: «Новое слово», 2007. – 451 с.
37. Дідур В. А. Ультразвуковий аналізатор моторного масла/ В. А. Дідур, Д. П. Журавель, Р.В. Кушлик // Праці Таврійської державної агротехнічної академії: наук. фах. видання / ТДАТА; відп. ред. В. А. Дідур. – Мелітополь, 2006. – Вип. 42. – С. 137-141.
38. Дідур В. А. Вплив біодизеля на експлуатаційні показники роботи МТА / В.А. Дідур, В.Т. Надикто, В.М. Федоренко // Техніка АПК: науково. – 2008. – № 1. – С. 27-29.
39. Дідур В. А. Вплив метилових ефірів на процес зношення триботехнічних спряжень / В. А. Дідур, Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наук. фах. видання / ТДАТУ; відп. за вип. В. А. Дідур. – Мелітополь, 2008. – Вип. 8, т. 4. – С. 3-9.
40. Дідур В. А. Металографічні дослідження процесу впливу метилового ефіру на поверхневу структуру металів і сплавів/ В. А. Дідур, Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський // Праці Таврійського державного агротехнологічного універси-

тету: наук. фах. видання / ТДАТУ; відп. за ред. В. А. Дідур. – Мелітополь, 2008. – Вип. 8, т. 2. – С. 10-14.

41. Дидур В.А. Методологические принципы повышения надёжности силовых сельскохозяйственных приводов путём совершенствования их функциональных параметров и технической эксплуатации: дис... докт. техн. наук: 05.20.03 / В. А. Дидур.– Мелітополь, 1989. – 417с.

42. Дидур В.А. Особенности эксплуатации мобильной сельскохозяйственной техники при использовании биодизельного топлива /В.А. Дидур, В.Т. Надыкто, Д.П. Журавель // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – № 3. – С. 3-6.

43. Дидур В.А. Надёжность мобильной сельскохозяйственной техники при использовании биологических топливо-смазочных материалов /В.А. Дидур, Д.П. Журавель // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. / НУБіП; відп. ред. Д. О. Мельничук. – К., 2016. – Вип. 251. – С.67-75. – (Техніка та енергетика).

44. Дидур В. А. Диагностика и обеспечение надёжности гидроприводов сельскохозяйственных машин / В. А. Дидур, В. Я. Ефремов. – К.: Техніка, 1986. – 128 с.

45. Дидур В. А. Гидроаэромеханика и ее использование в энергетике АПК / В.А. Дидур, Л. И. Грачева, Н.Н. Радул. – М. : МГАУ, 2008. – 395с.

46. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований) / Б.А. Доспехов.– М.: Агропромиздат, 1985.–351 с.

47. Дослідження впливу метилових ефірів на процес зношення триботехнічних спряжень // Виробництво біосировини та раціональне використання ПММ: підпрограма 1.16: звіт про науково-дослідну роботу НДЛ (проміжний). Програма: Розробка наукових основ, систем, технологій і технічних засобів для забезпечення продовольчої безпеки південного регіону України / ТДАТУ, НДІ МЗПУ; зав. відділу В. А. Дідур; викон. Д. П. Журавель та ін. – Мелітополь, 2008. – С. 28-33.

48. Дослідження динаміки зношування трибоспряжень в середовищі біодизеля /Д.П. Журавель, В.А. Дідур, О.М. Леженкін та інш. – Звіт про НДР № ДР 0107U008952. – ТДАТА. – 2007 – 42 с.
49. Дослідження динаміки зношування трибоспряжень в середовищі біодизеля // Розробка технології використання і створення експериментальних зразків для виробництва та переробки рицини на енергетичну біосировину та раціональне використання продуктів її конверсії: звіт про роботу НДІ "Виробництво біосировини та раціональне використання ПММ" (проміжний) / ТДАТУ, НДІ МЗПУ; зав. відділу В. А. Дідур; зав. лабораторії Д. П. Журавель; викон. Ю. О. Постол та ін. – Мелітополь, 2012. – С. 31-35.
50. Дмитриченко Н.Ф. Смазочные процессы в условиях нестационарного трения: монография/ Н.Ф. Дмитриченко, Р. Г. Мнацаканов. – Житомир: ЖИТИ, 2002. –308 с.
51. Дмитриченко Н.Ф. Эластогидродинамика: теория и практика: монография/Н. Ф. Дмитриченко. – Львов: Изд-во Национального ун-та "Львовская политехника", 2000. – 219 с.
52. Дубовой В.М. Ідентифікація та моделювання технологічних об'єктів та систем керування: навчальний посібник / В.М. Дубовой. – Вінниця: ВНТУ, 2012. – 308 с.
53. Евдокимов Ю. А. Планирование и анализ эксперимента при решении задач трения и износа / Ю. А. Евдокимов, В. И. Колесников, А. И. Тетерин. – М.: Наука, 1980. – 228 с.
54. Елизаветин М.А. Повышение надежности машин / М.А.Елизаветин. – М.:1972. – 430 с.
55. Журавель Д. П. Обоснование комплексного показателя износостойкости материалов / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинский, К. Г. Петренко // Праці Таврійської державної агротехнічної академії: наук. фах. видання / ТДАТА; відп. за вип. В. А. Дідур. – Мелітополь, 2006. – Вип. 42. – С. 15-20.
56. Журавель Д. П. Класифікація основних спряжень гідросистем сільськогосподарської техніки по коефіцієнтам зносу / Д. П. Журавель, В. Б.

Юдовинський, Р. В. Кушлик // Праці Таврійської державної агротехнічної академії: наук. фах. видання / ТДАТА; відп. за вип. В. В. Овчаров. – Мелітополь, 2006. – Вип. 45. – С. 113-118.

57. Журавель Д.П. Моделювання хімотологічних та триботехнічних процесів в спряженнях тертя / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський // Праці Таврійської державної агротехнічної академії: наук. фах. видання / ТДАТА; відп. за вип. В. А. Дідур. – Мелітополь, 2007. – Вип. 7, т. 3. – С. 30-38.

58. Журавель Д.П. Вплив диссоціативної хемосорбції органічних речовин на метали каталізатора / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наук. фах. видання/ ТДАТУ; відп. за вип. В. А. Дідур. – Мелітополь, 2008. – Вип. 8, т. 2. – С. 26-33.

59. Журавель Д.П. Вплив фізико-хімічних властивостей біодизеля на роботу ДВЗ / Д. П. Журавель, Б.В. Мітков, В.Б. Юдовинський // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наук. фах. видання/ ТДАТУ; відп. за вип. В. Т. Надикто. – Мелітополь, 2008. – Вип. 8, Т. 6. – С. 104-108.

60. Журавель Д.П. Прогнозування ресурсу трибоспрямижень мобільних сільськогосподарських агрегатів / Д. П. Журавель, В.Б. Юдовинський, С.В. Кюрчев, Б.В. Мітков // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: наук. фах. видання / ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків, 2008. – Вип. 75: Механізація сільськогосподарського виробництва, т. 2. – С. 11-23.

61. Журавель Д. П. Ефективність експлуатації сільськогосподарської техніки на біодизелі / Д. П. Журавель, Б. В. Мітков // Практичний посібник аграрія. – Київ, 2009. – С. 104-106.

62. Журавель Д. П. Критерії оцінки стійкості складових металів до зношування в середовищі біопалива / Д. П. Журавель, В. А. Дідур, В. Б. Юдовинський // Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві: зб. наук. праць / Ін-т механізації тваринництва УААН; гол. ред. І. А. Шевченко. – Запоріжжя, 2009. – Вип. 1(3-4). – С. 329-332.

63. Журавель Д.П. Вплив біопалива на знос матеріалів паливної апаратури двигунів мобільної техніки / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський, С. В. Кюрчев // Науковий вісник Луганського національного аграрного університету: зб. наук. праць / ЛНАУ; за ред. М. В. Брагінця. – Луганськ, 2010. –№ 3. –С. 96-99. – (Технічні науки).
64. Журавель Д.П.Знос матеріалів в середовищі біопалива / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наук. фах. видання / ТДАТУ; від. за вип. В. В. Тарасенко. – Мелітополь, 2010. –Вип. 10, т. 2. – С. 77-85.
65. Журавель Д.П. Вплив меркаптанів біопального на водневе зношування поверхонь тертя/ Д.П. Журавель, В.Б. Юдовинський // Вісник Львівського національного аграрного університету: зб. наук. праць / Львівський НАУ. – Львів, 2009. –№ 13, т. 2: Агроінженерні дослідження. – С. 182-189.
66. Журавель Д.П. Математическое моделирование рабочего процесса и определение экологических показателей дизеля Д-245 на номинальном режиме / Д.П. Журавель, С.В. Мурай // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наук. фах. видання / ТДАТУ; відп. за вип. В. В. Овчаров. – Мелітополь, 2010. –Вип. 10, т. 4. – С. 124-131.
67. Журавель Д.П. Моделирование процесса изнашивания материалов трибосопряжений в среде биотоплива при периодической работе мобильной техники / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинский // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наук. фах. видання / ТДАТУ. – Мелітополь, 2010. –Вип. 10, т. 8: Моделювання технологічних процесів в АПК: матеріали міжнародної науково-практичної конференції . – С. 265-278.
68. Журавель Д.П. Порівняльна характеристика зносу та інтенсивності зношування матеріалів в середовищі біопалива і нафтового дизельного палива/ Д.П. Журавель, С.В. Кюрчев// Вісник Львівського національного аграрного університету: зб. наук. праць / Львівський НАУ. – Львів, 2010. –№ 14 Агроінженерні дослідження. – С. 389-396.

69. Журавель Д.П. Износ материалов деталей сопряжения типа вал-штука продольного относительного перемещения в среде биотоплива/ Д.П. Журавель, В. Б Юдовинський//Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наук. фах. видання / ТДАТУ; відп. за вип. В. Т. Діордієв. – Мелітополь, 2010. –Вип. 10, т. 10. – С. 76-87.
70. Журавель Д.П. Диференціація коефіцієнта зносу матеріалів пар тертя мобільної техніки, що працює на біопаливі/ Д.П. Журавель, В. Б.Юдовинський// Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету: електрон. наук. фах. видання / ТДАТУ. – 2011. – Вип.1, Т.1. – Режим доступу: <http://www.nbu.gov.ua/e-journals/nvtdau>.
71. Журавель Д.П. Триботехнічні властивості олив біологічного походження/ Д. П. Журавель, В. Б Юдовинський// Праці Таврійського державного агротехнологічного університету : наук. фах. видання / ТДАТУ. – 2011. –Вип. 11, т. 4: Матеріали міжнародної науково-практичної конференції "Актуальні питання енергетики і прикладної біофізики в агровиробництві". – С. 160-167.
72. Журавель Д.П. Моделирование процесса изнашивания прецизионных соединений топливных систем ДВС, работающих в среде биотоплива/ Д.П. Журавель, В.Б Юдовинский, В.А.Колomoец//Науковий вісник Луганського національного аграрного університету: зб. наук.праць / ЛНАУ; за ред. М. В. Брагінця. –2011. –№ 29. – С. 380-389. – (Технічні науки).
73. Журавель Д.П. Исследования видов изнашивания деталей топливной аппаратуры в среде биоуглеводородных жидкостей/ Д.П.Журавель, В.Б Юдовинский, В.А. Коломоец//Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наук.фах. видання / ТДАТУ. –2012. –Вип. 12, т. 1. – С. 62-67.
74. Журавель Д.П. Оцінка зносу трибоспряжень в середовищі біопаливо-мастильних матеріалів/ Д.П.Журавель//Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наук. фах. видання / ТДАТУ. – 2012. –Вип. 12, т. 2. – С. 28-33.

75. Журавель Д.П. Ультразвукової експрес-метод оценки глицерина в биодизеле/ Д.П.Журавель, Р.В. Кушлык//Известия Международной академии аграрного образования / МААО. – СПб, 2013. – Вып.16, т. 1 – С.104-109.
76. Журавель Д.П. Обґрунтування методу прогнозування ресурсу сільськогосподарської техніки при експлуатації її на біопаливі/ Д.П.Журавель // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наук. фах. видання / ТДАТУ. – 2012. – Вип. 11, т. 4. – С. 28-33.
77. Журавель Д.П. Прогнозирование ресурса плунжерных пар топливных насосов / Д.П.Журавель// Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. / Кіровоградський НТУ. – 2012. – Вип.39. – С.347-352.
78. Журавель Д. П. Экспериментальное моделирование процесса работы плунжерных пар ДВС/ Д.П.Журавель, В.Б.Юдовинський, В. А. Коломоець // Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві: зб. наук. праць / Ін-т механізації тваринництва УААН. – Запоріжжя, 2012. – Вип. 1(9). – С.183-187.
79. Журавель Д. П. Визначення металевого контакту при абразивному зношуванні деталей спряжень транспортних засобів/ Д.П.Журавель//Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету: електрон. наук. фах. видання / ТДАТУ. – 2012. – Вип.2, т.1. – Режим доступу: <http://www.nbu.gov.ua/e-journals/nvtdau>.
80. Журавель Д. П. Взаємозв'язок між коефіцієнтом зносу та коефіцієнтом тертя матеріалів/ Д.П.Журавель//Вестник СевНТУ: сборник научных трудов / СевНТУ. – 2012. –Вып. 128:Машиностроение и транспорт. – С.78-53.
81. Журавель Д.П. Дослідження впливу присадок на експлуатаційні властивості олив / Д. П. Журавель, Б. В. Мітков // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету: електрон. наук. фах. видання / ТДАТУ. – 2012. – Вип.2, т.4. – Режим доступу: <http://www.nbu.gov.ua/e-journals/nvtdau>.

82. Журавель Д. П. Моделирование износа зубчатых передач трансмиссий в среде биологических масел /Д.П. Журавель//Современные проблемы инновационного развития агроинженерии: матер. междунар. науч.-производ. конф. (Белгород, 20 – 21 ноября 2012 г.) / БелГСХА им. В.Я. Горина. – 2012. –Ч. 2. – С. 37-40.
83. Журавель Д. П. Моделювання енергетичного балансу трибосистеми мобільної техніки в середовищі змащувальних матеріалів/Д.П. Журавель//Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти : збірник наукових праць / УВ МААО; голов. ред. В. А. Дідур. – Запоріжжя: Інтер-М, 2013. – Вип. 1. – С. 126-132.
84. Журавель Д. П. Дослідження надійності ущільнюючих елементів паливних насосів високого тиску дизелів в середовищі біопалива/Д.П. Журавель, В.А. Коломоєць //Праці Таврійського державного агротехнологічного університету : наук. фах. видання / ТДАТУ. – Мелітополь, 2014. –Вип. 14, т. 2.– С. 43-47.
85. Журавель Д.П. Особливості використання олив біологічного походження для мобільної техніки /Д.П. Журавель// Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти: збірник наукових праць / УВ МААО; гол. ред. В. А. Дідур. – Запоріжжя, 2014.–Вип. 2.– С.157-165.
86. Журавель Д.П. Обробка біодизеля ультразвуком /Д.П. Журавель // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наук.фах. видання / ТДАТУ. – Мелітополь, 2015.–Вип. 15, т. 2: Технічні науки. – С. 181-184.
87. Журавель Д. П. Влияние абразивности биотоплива на износ плунжерных пар ТНВД/Д.П. Журавель, В.Б. Юдовинский, В.А. Коломоєць//Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наук. фах. видання / ТДАТУ. – Мелітополь, 2015. –Вип. 15, т. 3. – С. 350-356.
88. Журавель Д.П. Методологія оцінки надійності мобільної сільськогосподарської техніки при експлуатації на різних видах паливо-мастильних матеріалів/Д.П. Журавель//Вісник Сумського національного аграрного університета:

наук. журнал / СНАУ. – Суми, 2016. – Вип.10/3 (31). – С. 66-72.– (Механізація та автоматизація виробничих процесів).

89. Журавель Д. П. Вплив забрудненості абразивом біопаливо-мастильних матеріалів на енергоємність поверхневих шарів металів вузлів і агрегатів мобільної техніки/Д.П. Журавель//Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти: збірник наукових праць / УВ МААО. – Херсон: ОЛДІ – ПЛЮС, 2017. – Вип. 5. – С.56-65.

90. Закалов О.В. Основи тертя і зношування в машинах / О.В. Закалов, І.О. Закалов – Тернопіль: ТНТУ ім. І. Пулюя, 2011. – 322 с.

91. Зангиев А.А. Производственная эксплуатация тракторов /А.А. Зангиев. – М.: Колос, 1996. – 312 с.

92. Защита от водородного износа в узлах трения / Под ред. А.А. Полякова – М.: Машиностроение, 1980. – 133 с.

93. Звонов В.А. Экологическая безопасность автомобиля в полном жизненном цикле /В.А. Звонов, А.В. Козлов, В.Ф. Кутенев– М.: НАМИ, 2001. – 248 с.

94. Звонов В.А. Экология: альтернативные топлива с учетом их полного жизненного цикла /В.А. Звонов, А.В. Козлов, А.С. Теренченко// Автомобильная промышленность. – 2001. – № 4. – С. 10 - 12.

95. Зорин В.А. Основы работоспособности технических систем: учебник для вузов/ В.А.Зорин.– М.: ООО «Магистр-Пресс», 2005.– 536 с.

96. Исследование рабочего процесса многотопливных тракторных двигателей: труды / НАТИ. –М.: ОНТИ-НАТИ, 1964. – Вып. 173 – 197 с.

97. Калетник Г.М. Розвиток ринку біопалива в Україні /Г.М. Калетник. – К. «Аграрна наука», 2008. – 461 с.

98. Канарчук В. Е. Адаптация материалов к динамическим воздействиям / В. Е. Канарчук. – К.: Наукова думка, 1986. – 264 с.

99. Канарчук, В. Є. Надійність машин / В. Є. Канарчук, С. К. Полянський, М. М. Дмитрієв. – К.: Либідь, 2003. – 424 с.

100. Кардашевский С. В. Испытания сельскохозяйственной техники / С. В. Кардашевский. – М.: Машиностроение, 1979. – 288 с.

101. Карнаух М.В. Розширення паливної бази автомобільного транспорту шляхом застосування етилових ефірів жирних кислот рослинних олів / М.В. Карнаух // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету: збірник наукових праць/ ХНАДУ. –Х., 2010. – Вип.49. – С. 47 – 51.
102. Кирбая Ю.К. Основы теории использования машин в сельском хозяйстве /Ю.К Кирбая. – К.: Машгиз, 1957. – 278 с.
103. Кичкин Г.И. Влияние меркаптанов на противозадирные свойства топлив для газотурбинных двигателей / Г.И. Кичкин//Химия и технология топлив и масел.–1974. –№3. – С.52-55.
104. Клевцов М. М. Ефективність та експлуатаційна надійність двигунів сільськогосподарських машин / М.М. Клевцов, А.М. Божок, В.Ф. Понеділок. – К.: Урожай, 1995. – 192 с.
105. Ковалев И.Т. Коэффициент износа – показатель надежности деталей сопряжений/ И Т. Ковалев, В.Б. Юдовинский // Надежность и контроль качества. – М., 1974. – № 2. – С. 31–38.
106. Ковтун Г.О. Альтернативні моторні палива/Г.О. Ковтун//Вісник Національної академії наук України : щомісяч. загальнонаук. та громад.-політ. журн. / НАН України. – Київ: Академперіодика,2005.– № 2.– С. 19–27.
107. Козаченко О.В. Проблеми ресурсозбереження сільськогосподарських агрегатах: наукове видання /О. В. Козаченко. – Х.: Торнадо, 2008. – 272 с.
108. Козаченко О.В. Технічна експлуатація сільськогосподарської техніки / О.В.Козаченко. – Х.: Торнадо, 2000. – 192 с.
109. Коломоєць В.А. Підвищення надійності паливних систем сільськогосподарської техніки, працюючої на метилових біопаливах: дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / В. А. Коломоєць; ТДАТУ. – Мелітополь, 2014. – 178 с.
110. Костецкий Б. И. Трение, смазка и износ в машинах / Б. И. Костецкий. – К.: Техника, 1970. – 263 с.
111. Крагельский И. В. Трение и износ / И. В. Крагельский. – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с.

112. Кривенко П.М. Дизельная топливная аппаратура / П.М. Кривенко, И.М. Федосов. – М.: Колос, 1970. – 536 с.
113. Ксеневиц И.П. Проектирование универсальных тракторов /И.П. Ксеневиц, А.С. Солонский, С.М. Войтинский. – М.: Наука и техника, 1980. – 320 с.
114. Кувшинов А. Н. Совершенствование методов испытания топливной аппаратуры тракторных дизелей /А. Н. Кувшинов, А. П. Иншаков, С. В. Крючков // Повышение эффективности функционирования механических и энергетических систем: материалы Всерос. науч. техн. конф., (Саранск, 19-23 октября 2009 г.). – 2009. – С. 229-233.
115. Кушлик Р.В. Дизельне паливо із ріпаку/ Р.В.Кушлик, Д. П. Журавель // Праці Таврійської державної агротехнічної академії: наук. фах. видання / ТДА-ТА ; відп. за вип. В. Т. Надикто. – Мелітополь, 2007. –Вип. 7, т. 1. – С. 145-151.
116. Кугель Р.В. Эксплуатационная надёжность тракторов. / Р.В. Кугель.– М.: Агропроиздат. 1990. – 114 с.
117. Кюрчев В.М. Паливно-мастильні та інші експлуатаційні матеріали: навч. посібник / В.М. Кюрчев. – Сімферополь, Тавріда, 2005. –205 с.
118. Кюрчев В. М. Альтернативні види палива в АПК: учбовий посібник/ В. М. Кюрчев, В. А. Дідур, Л. І. Грачова. – Київ, Аграрна освіта, 2012. – 409 с.
119. Кюрчев С.В. Прогнозирование ресурса трибосопряжений мобильной техники при использовании различных смазочных материалов/ С.В. Кюрчев, В.Б. Юдовинский, Д.П. Журавель // Актуальные проблемы научно-технического прогресса в АПК: сб. науч. статей по мат. VIII Междунар. науч.-практ. конференции . (г. Ставрополь, 20-22 марта 2013 г.) и науч.-практ. конференции "Ресурсо- и энергосбережение в АПК. Альтернативные виды топлива" (г. Ставрополь, 7-8 ноября 2013 г.) / ФГБОУ ВПО Ставропольский гос. аграрный ун-т. – Ставрополь, 2013. – С. 50-55.
120. Лебедев А.Т. Гидропневматические приводы тракторных агрегатов /А.Т. Лебедев. –М.: Машиностроение, 1982. – 184 с.

121. Ловкис З. В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники / З. В. Ловкис. – М.: Агропромиздат, 1990. – 239 с.
122. Литовка С. В. Разработка метода прогнозирования технического состояния объёмных гидроприводов трансмиссий сельскохозяйственных машин: дис... канд. техн. наук :05.01.01 / С. В. Литовка. – Харьков, 2011. – 249 с.
123. Луканин В.Н. Двигатели внутреннего сгорания.: в 3 кн. – Кн. 1. Теория рабочих процессов / Под ред. В.Н. Луканина – М.: Высшая школа, 2005. – 479 с.
124. Лущицкий Ю.В. Эксплуатационный расход топлива и метод его определения /Ю.В. Лущицкий// Двигатели внутреннего сгорания: науч. техн. журн. / ХПИ. – Харьков, 1985. – Вып. 41. – С. 96 – 104.
125. Львов Е.Д. Теория трактора: [Учебник для втузов] / Е. Д. Львов. – 4-е изд., испр. и доп – М.: Машгиз, 1952. – 388 с.
126. Лютко В.Т. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания /В.Т. Лютко, В.Н. Луканин, А.С. Хачиян.– М.: МАДИ (ТУ).– 2000. –311 с.
127. Макхамов К.Х. Расчёт износостойкости машин/ К.Х. Макхамов. – Ташкент: ТашГУ, 2002. – 144 с.
128. Марченко А.П. Расчётно-экспериментальные исследования по оценке влияния подогрева альтернативных топлив на показатели работы дизеля/А.П. Марченко//Двигатели внутреннего сгорания: науч. техн. журн. / ХПИ. – Харьков. – 2005. –№1 – С. 8 – 17.
129. Матвеевский Р.М. Смазочные материалы. Антифрикционные и противоизносные свойства. Методы испытаний: справочник/ Р.М. Матвеевский. – М: Машиностроение, 1989. – 224 с.
130. Математичне моделювання триботехнічних процесів пар тертя в середовищі змащувальних матеріалів // Ресурсозбереження при організації технологічних процесів АПК: підпрограма 1.16: звіт про НДР (проміжний). Програма 1: Розробка наукових основ систем технологій і технічних засобів для забезпечення продовольчої безпеки південного регіону України / ТДАТА, НДІ

МЗПУ ; зав. відділу В. А. Дідур; зав. лабораторії Д. П. Журавель; викон. Р. В. Кушлик та ін. – Мелітополь, 2006. –С. 15-20.

131. Матюшенко В.Я. Износостойкость наводороженных металлов / В.Я. Матюшенко // Исследование водородного износа / Под ред. А. А. Полякова, Ю. С. Симакова. – М.: Наука, 1977. – С. 24-27.

132. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування: ДСТУ 4397:2005. –[Чинний від 2006.01.01.]. – К.: Держспоживстандарт, 2005. –22 с.

133. Металографічні дослідження впливу метилового ефіру на поверхневу структуру металів і сплавів // Виробництво біосировини та раціональне використання ПММ: підпрограма 1.16: звіт про науково-дослідну роботу НДЛ (проміжний). Програма: Розробка наукових основ, систем, технологій і технічних засобів для забезпечення продовольчої безпеки південного регіону України / ТДАТУ, НДІ МЗПУ; зав. відділу В. А. Дідур; викон. Д. П. Журавель та ін. – Мелітополь, 2007. – С. 19-23.

134. Методика прогнозування ресурсу трибоспряжень мобільних сільськогосподарських агрегатів // Виробництво біосировини та раціональне використання ПММ: підпрограма 1.16: звіт про науково-дослідну роботу НДЛ (заключний). Програма: Розробка наукових основ, систем, технологій і технічних засобів для забезпечення продовольчої безпеки південного регіону України / ТДАТУ, НДІ МЗПУ; зав. відділу, зав. лабораторії В. А. Дідур, викон. Д.П. Журавель та ін. – Мелітополь, 2010. – С. 34-42.

135. Методичний посібник. Системи гідропривода: навч. посібник / за ред. В.А. Дідура — Мелітополь. : ТДАТУ, 2015. — 46 с.

136. Методичні вказівки до виконання курсового проекту за темою «Експлуатація машинно-тракторного парку бригади господарства» / В. Т. Надикто та ін. – Мелітополь, 2008 – 31 с.

137. Расчет параметров рабочего процесса двигателя MeM3 2471 на номинальном режиме с помощью программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК/ С.В. Мурай

и др. // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наук.фах. видання / ТДАТУ. – 2009. – Вип. 9, т. 2. – С.96-104.

138. Мікосянчик О.О. Оцінка триботехнічних параметрів мастильних матеріалів при граничному мащенні в умовах локального контакту: дис... канд. техн. наук: 05.02.04 / О. О. Мікосянчик. – Київ, 2006. – 231с.

139. Молодик М.В. Наукові основи системи технічного обслуговування і ремонту машин у сільському господарстві/М.В. Молодик. –Кіровоград: Вид-во КОД; 2009. –180 с.

140. Михлин В.М. Прогнозирование технического состояния машин/ В.М. Михлин. – М.: Колос, 1976. – 286 с.

141. Михлин В.М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники/ В.М. Михлин. – М.: Колос, 1984. – 336 с.

142. Надійність сільськогосподарської техніки / С. Г. Гранкін та ін.; за ред. В. Ю. Черкуна. – К.: Урожай, 1998.–208 с.

143. Надійність сільськогосподарської техніки / М. І. Черновол та ін.; за ред. М. І. Черновола. – 2-ге вид., перероб. і доп.– Кіровоград: Вид-во КОД, 2010. – 168с.

144. Надежность и долговечность машин и оборудования / за ред. А. С. Проникова. – М.: Издательство стандартов, 1972. – 314 с.

145. Надежность и ремонт машин / Под ред. В.В.Курчаткина. – М.: Колос, 2000.– 776 с.

146. Нафта сира та нафтопродукти. Визначення густини методом із застосуванням U-подібної коливної трубки: ДСТУ ISO 12185:2009.(ISO 12185:1996, IDT)–[Чинний від 2010-04-01].– К.: Держспоживстандарт України, 2012. – 14 с.– (Національний стандарт України).

147. Нафтопродукти. Прозорі і непрозорі рідини. Визначення кінематичної в'язкості і розрахунок динамічної в'язкості: ДСТУ ГОСТ 33-2003.(ISO 3104-94, IDT)–[Чинний від 2003-07-01].– К.: Держспоживстандарт України, 2003. – 26 с. – (Національний стандарт України).

148. Нефть, нефтепродукты и присадки. Метод определения механических примесей: ГОСТ 6370-83.– [Дата введения 1984-01-01].–М.: Стандартинформ, 2007. – 11 с.
149. Нефтепродукты. Определение коксуемости методом Конрадсона: ГОСТ 19932-99 (ИСО 6615-93).– [Дата введения 2001-01-01].– М., 1999. – 11 с.
150. Носовский И. Г. Влияние газовой среды на износ металлов / И. Г. Носовский. – К.: Техника, 1968. – 124 с.
151. Николаенко А.В. Повышение эффективности использования тракторных дизелей/А.В. Николаенко, В.Н. Хвостов. – Л.:Агропромиздат, 1986. – 91 с.
152. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автомобильных двигателей /А.В. Николаенко.–М.: Колос. – 414 с.
153. Олії. Методи визначання кислотного числа: ДСТУ 4350:2004.(ISO 660:1996, NEQ) – [Чинний від2004-11-28].–К.: Держспоживстандарт України, 2005. – 19 с. – (Національний стандарт України).
154. Определение показателей надежности сельскохозяйственной техники: лабораторные работы/Сост.Н. Е. Портнов, Ю. Е. Глазков. – Электрон.текстовые данные – Тамбов: ТГТУ, 2002. – 1 эл. опт.диск (DVD-ROM) ; 32 с.
155. Основы ремонта машин / Под общ.ред. Ю.Н.Петрова. – М.: Колос,1972.- 527с.
156. Основы надежности машин: учеб. пос. для вузов: в 2-х ч./ И. Н. Кравченко и др. – Электрон.текстовые дан. – М, 2007. – Ч. 1. –1 эл. Опт.диск (DVD-ROM) ; 224 с.
157. Основы надежности машин: учеб.пос. для вузов: в 2-х ч. / И. Н. Кравченко и др. – Электрон. Текстовые дан. – М., 2007 –Ч. 2. – 1 эл. Опт.диск (DVD-ROM); 131 с.
158. Окоча А.І. Автотракторні витратні матеріали: довідник / А. І. Окоча, Я.В. Білоконь. – К.: ФАДА, АТД, 2002. – 102 с.
159. Окоча А.Н. Дизель –дизель, поки-що... / А.Н. Окоча, Я. В. Білоконь // Пропозиція. – 2002.– № 2–С.114-116.

160. Парсаданов І.В. Піввищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію / І. В. Парсаданов. –Х.: НТУ ХПІ, 2003. – 244 с.
161. Пастухов.В.І. Довідник з машиновикористання в землеробстві: навч. посібник / В. І. Пастухов. – Харків: «Веста», 2001. – 343с.
162. Патрахальцев Н.Н. Автоматическое регулирование дизеля изменением свойств топлива / Н.Н. Патрахальцев, В.П. Шкаликова, А.Р. Русинов// Тракторы и сельхозмашины. – 2006. – № 11. – С. 33 – 36.
163. Пат. 24160, МПК F 24 J 2/20. Пристрій для фракціонування та очищення нафтопродуктів: патент / М. І. Стручаєв та ін.; заявник та патентовласник ТДА-ТА. – № u200700050; Заявл. 02.01.2007; Опубл. 25.06.2007, Бюл. № 9.
164. Пат. 70726, МПК G01N3/56. Машина тертя / Д. П. Журавель; заявник і патентовласник ТДАТУ. – № u201113905; Заявл. 25.11.2011; Опубл. 25.06.2012, бюл. №12.
165. Пат. 70695, МПК G 01 N 3/56. Спосіб оцінки триботехнічних характеристик матеріалів через узагальнений показник зносу: патент / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський; заявник та патентовласник ТДАТУ. – № u201113563; Заявл. 18.11.2011; Опубл. 25.06.2012, Бюл. № 12.
166. Пат. 72584, МПК G 01 N 3/56. Пристрій для вимірювання сил тертя в трибоспрямленні вал-втулка паливного насоса: патент / Д. П. Журавель та ін.; заявник та патентовласник ТДАТУ. – № u201200834; Заявл. 27.01.2012; Опубл. 27.08.2012, Бюл. № 16.
167. Пат. 86867, МПК С 01 В 13/00. Пристрій збагачення повітря киснем: патент / В. О. Петров та ін.; ТДАТУ. – № u201309583; Заявл. 31.07.2013; Опубл. 10.01.2014, Бюл. № 1.
168. Пат. 98243, МПК G 01 N 3/56. Пристрій для оцінки змащувальних властивостей робочих рідин: патент / Д. П. Журавель, В. А. Муравйов, С. В. Бондаренко; заявник та патентовласник ТДАТУ. – № u201411175; Заявл. 14.10.2014; Опубл. 27.04.2015, Бюл. № 8.

169. Пат. 98876, МПК G 01 N 29/00, G 01 N 33/00. Пристрій для контролю гліцеринових фракцій в біодизелі: патент / Д. П. Журавель та ін; ТДАТУ. –№ u201412693; Заявл. 26.11.2014; Опубл. 12.05.2015, Бюл. № 9.
170. Пат. 108897, МПК G 01 N 3/56. Пристрій для оцінки триботехнічних властивостей плунжерних пар паливного насоса високого тиску: патент / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський, В. А. Коломоєць; заявник та патентовласник ТДАТУ. –№ a201304716; Заявл. 15.04.2013; Опубл. 25.06.2015, Бюл. № 12.
171. Пат. 108476, МПК B 01 D 25/00. Фільтр очищення дизельного біопалива: патент / Д. П. Журавель, І. Б. Вороновський, К. Г. Петренко; заявник та патентовласник ТДАТУ. –№ u201510929; Заявл. 09.11.2015; Опубл. 25.07.2016, Бюл. № 14.
172. Пат. 113745, МПК B 01 D 25/00. Фільтр очищення біодизеля для заправочних станцій: патент / Д. П. Журавель, І. Б. Вороновський, К. Г. Петренко; заявник та патентовласник ТДАТУ. –№ u201608687; Заявл. 09.08.2016; Опубл. 10.02.2017, Бюл. № 3.
173. Повышение безотказной работы тракторов / В. М. Забродский и др. – К.: Урожай, 1985. – 272 с.
174. Погорелый Л.В. Повышение эксплуатационно-технологической эффективности сельскохозяйственной техники /Л.В. Погорелый. – К.: Техника, 1990.– 176 с.
175. Погорелый Л. В. Испытания сельскохозяйственной техники: научно-методические основы оценки и прогнозирования надёжности сельскохозяйственных машин / Л. В. Погорелый, В. Я. Анилович. – К.: Феникс, 2004. – 208 с.
176. Половко А.М. Основы теории надежности: практикум /А.М. Половко, С.В.Гуров. –СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 560 с.
177. Порохов В.С. Трибологические методы испытания масел и присадок / В.С. Порохов – М.: Машиностроение, 1983. – 183 с.
178. Порівняльна оцінка надійності плунжерних пар паливної апаратури дизелів на різних видах палив // Розробка технології використання і створення екс-

периментальних зразків для виробництва та переробки рицини на енергетичну біосировину та раціональне використання продуктів її конверсії: звіт про роботу науково-дослідної лабораторії / ТДАТУ, НДІ МЗПУ, відділ «Ресурсозбереження в технологічних процесах АПК», НДЛ «Виробництво біосировини та раціональне використання ПММ»; зав. відділу В. А. Дідур; зав. лабораторією Д. П. Журавель; викон. О. М. Леженкінта ін. – Мелітополь, 2013. – С. 20-27.

179. Посвятенко Е. К. Прогнозування ресурсу деталей функціональних систем мобільних машин до виводу їх в ремонт / Е. К. Посвятенко, Д. П. Журавель // Вісник [Національного транспортного університету]: наук.-техн. збірник / Нац. трансп. ун-т. – К., 2011. – № 24, ч. 2. – С. 45-47.

180. Посвятенко Е. К. Визначення основних видів взаємодій у системах контакту мобільної техніки / Е. К. Посвятенко, Д. П. Журавель // Управління проектами, системний аналіз і логістика : наук. журнал / Нац. трансп. ун-т. – К., 2012. – Вип. 10. – С. 205-209. – (Технічна серія. Економічна серія).

181. Посвятенко Е.К. До прогнозування ресурсу мобільної техніки / Е.К. Посвятенко, Д.П. Журавель, О.В. Сушко// Матеріали LXIX наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та структурних підрозділів Національного транспортного університету: тези доповідей. – К:НТУ, 2013. – с.5-8.

182. Похідні жирів та олій. Метиллові ефіри жирних кислот (МЕЖК). Метод визначення вмісту ефіру та метилового ефіру ліноленової кислоти: ДСТУ EN 14103:2009(EN 14103:2003, IDT). – [Чинний від 2009-09-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2009. – 12 с.– (Національний стандарт України).

183. Похідні жирів та олій. Метиллові ефіри жирних кислот (МЕЖК). Метод визначення кислотного числа: ДСТУ EN 14104:2009 (EN 14104:2003, IDT). – [Чинний від 2009-09-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2009.–10 с.– (Національний стандарт України).

184. Похідні жирів та олій. Метиллові ефіри жирних кислот (МЕЖК). Метод визначення вмісту вільного та загального гліцерину та моно-, ди- та тригліцеридів (контрольний метод): ДСТУ EN 14105:2009(EN 14105:2003, IDT).

– [Чинний від 2009-09-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2009. – 18 с. – (Національний стандарт України).

185. Похідні жирів та олій. Метиллові ефіри жирних кислот (МЕЖК). Метод визначення вмісту фосфору емісійною спектрометрією з індуктивно наведеною плазмою: ДСТУ EN 14107:2009 (EN 14107:2003, IDT). – [Чинний від 2009-09-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2009. – 11 с. – (Національний стандарт України).

186. Похідні жирів та олій. Метиллові ефіри жирних кислот (МЕЖК). Метод визначення вмісту на тріюатомною абсорбційною спектрометрією: ДСТУ EN 14108:2009 (EN 14108:2003, IDT). – [Чинний від 2009-09-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2010. – 10 с. – (Національний стандарт України).

187. Похідні жирів та олій. Метиллові ефіри жирних кислот (МЕЖК). Метод визначення вмісту метанолу: ДСТУ EN 14110:2009 (EN 14110:2003, IDT). – [Чинний від 2009-09-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2010. – 12 с. – (Національний стандарт України).

188. Похідні жирів та олій. Метиллові ефіри жирних кислот (МЕЖК). Метод визначення вмісту калію атомною абсорбційною спектрометрією: ДСТУ EN 14109:2009 (EN 14109:2003, IDT). – [Чинний від 2009-09-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2010. – 10 с. – (Національний стандарт України).

189. Похідні жирів та олій. Метиллові ефіри жирних кислот (МЕЖК). Метод визначення йодного числа: ДСТУ EN 14111:2009. – [Чинний від 2009-09-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2010. – 8 с. – (Національний стандарт України).

190. Похідні жирів та олій. Метиллові ефіри жирних кислот (МЕЖК). Метод визначення стабільності окислення (прискорений метод): ДСТУ EN 14112:2009 (EN 14112:2003, IDT). – [Чинний від 2009-09-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2010. – 8 с. – (Національний стандарт України).

191. Приймак П.И. Измерение расхода топлива при испытаниях тракторов /П.И.Приймак, А.М. Краснопольский// Тракторы и сельхозмашины. –1971.– №1. – С. 13-16.

192. Пронников А.С. Основы надежности и долговечности машин /А.С. Пронников. – М.: Издательство стандартов,1969. – 275 с.
193. Пронников А.С. Износ и долговечность станков/А.С. Пронников.– М.: Машгиз,1957. – 155с.
194. Підвищення ресурсу пар тертя сільськогосподарської техніки працюючих в середовищі біопалива // Розробка технології використання і створення експериментальних зразків для виробництва та переробки рицини на енергетичну біосировину та раціональне використання продуктів її конверсії : підпрограма 1.16: звіт про роботу НДЛ (проміжний). Програма: Розробка наукових основ, систем, технологій і технічних засобів для забезпечення продовольчої безпеки південного регіону України / ТДАТУ, НДІ МЗПУ; зав. відділу, зав. лабораторії В. А. Дідур, викон. О. М. Леженкін та ін. – Мелітополь, 2011. – С. 25-33.
195. Редзюк А.М. Проблеми та перспективи використання рослинної оливи як моторного палива / А.М. Редзюк, В.О. Рубцов, Ю.Ф. Гутаревич // Автошляховик України. –1999. – №1.– С.4–6.
196. Редзюк А.М. Биологические виды топлив. Анализ проекта «Программы развития производства биодизеля (биодизельного топлива) на период до 2010 г.» / А.М. Редзюк, В.С. Устименко // Энергетическая политика Украины.– 2005.– №10(62). – С.60–64.
197. Ремонтпригодность машин / А. И. Аристов и др.; под ред. П. Н. Волкова.– М.: «Машиностроение», 1975. – 368 с.
198. Розробка технології отримання метилових ефірів та біодизеля// Виробництво біосировини та раціональне використання ПММ: підпрограма 146: звіт про науково-дослідну роботу НДЛ (проміжний). Програма: Розробка наукових основ, систем, технологій і технічних засобів для забезпечення продовольчої безпеки південного регіону України / ТДАТУ, НДІ МЗПУ; зав. відділу В. А. Дідур; викон. Д. П. Журавель та ін. – Мелітополь, 2007. –С. 14-19.

199. Родичев В.А. Рациональное агрегатирование тракторов МТЗ-80 и МТЗ-82. /В.А. Родичев, В.А. Токарев, В. Н. Братушков. – М: Росагропромиздат, 1989. – 128 с.
200. Ровнах С.Е. Организация ремонта строительных машин агрегатно-узловым методом / С.Е. Рохна, В.П. Кушнер. – М.: Строиздат, 1972. – 192с.
201. Розробка установки для контролю наявності палива та механічних домішок в ПММ ультразвуковим методом // Виробництво біосировини та раціональне використання ПММ: підпрограма 1.16: звіт про науково-дослідну роботу НДЛ (проміжний). Програма: Розробка наукових основ, систем, технологій і технічних засобів для забезпечення продовольчої безпеки південного регіону України / ТДАТУ, НДІ МЗПУ; зав. відділу В. А. Дідур; викон. Д. П. Журавель та ін. – Мелітополь, 2007. –С.25-28.
202. Романов Ф.Ф. Использование параметров расхода топлива для контроля функционирования МТА /Ф.Ф. Романов, А.В. Палицын// Тракторы и сельхозмашины. – 2005. – № 5. – С. 30 – 32.
203. Рябинин И. А. Надежность и безопасность структурно-сложных функциональных систем/ И. А. Рябин. – СПб.: Издательство Санкт-Петербургского университета, 2007. – 278 с.
204. Саакян Д.Н. Системы показателей комплексной оценки мобильных машин /Д.Н. Саакян. – М.: Агропромиздат, 1988. – 415 с.
205. Самсонов В.А. Оценка эффективности и сравнение тракторов при проектировании и модернизации /В.А. Самсонов// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – № 3. – С. 11-16.
206. Самсонов В.А. Расчет показателей трактора с учетом влияния природно-производственных факторов /В.А. Самсонов// Трактора и сельскохозяйственные машины. – 2007. – № 4. – С. 21-25.
207. Сандомирський М.Г. Результати випробування дизеля 4ЧН 12-14 на дизельному пальному і паливах рослинницького виду /М.Г. Сандомирський// Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарств

- тва імені Петра Василенка: наук. фак. видання / ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків, 2009. – Вип. 89:Тракторна енергетика в рослинництві – С. 121 – 125.
208. Селиванов А.И. Теоретические основы ремонта и надежности сельскохозяйственной техники / А.И Селиванов, Ю. Н. Артемьев. – М., «Колос», 1978. – 246 с.
209. Семенов В.Г. Оптимизация состава бинарного альтернативного дизельного топлива/В.Г. Семенов//Химмотология. – 2003. –№4. – С. 29 – 32.
210. Семенов В.Г. Экономические и экологические показатели дизеля при работе на биодизельных топливах разных сортов/В.Г. Семенов, И.П. Васильев, В.В. Даля//Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – №3. – С. 7 – 8.
211. Семенов В.Г. Влияние физико-химических показателей биодизельного топлива на параметры дизеля и его эксплуатационные характеристики/В.Г. Семенов, С. В. Рудаченко// Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 1. С. 8 – 10.
212. Сельцер А.А. Обнаружение и устранение неисправностей тракторов / А. А. Сельцер.– М.: Агропромиздат, 1987. –259 с.
213. Сергеев А.Г. Точность и достоверность диагностики автомобилей /А.Г. Сергеев. –М.: Транспорт, 1980. – 188 с.
214. Смайлис В.В. Моторные испытания РМЭ на высокооборотном дизеле воздушного охлаждения/В.В. Смайлис//Двигателестроение. – 2005. – № 4. – С.45-49.
215. Сороко-Новицкий В.И. Испытания автотракторных двигателей /В. И. Сороко-Новицкий. – М.: Машгиз, 1955. – 230 с.
216. Справочник по триботехнике: в 3-х т. / Под общ.ред. М.Хебды, А. В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1989.–Т.1. Теоретические основы – 400 с.
217. Сравнительная оценка надежности плунжерных пар топливной аппаратуры дизелей на различных видах топлива / В. А. Дидур и др. // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: матер. Междунар. науч.-техн. конф. (Минск, 16-17 октября 2013 г.) / НАН Беларуси, РУП"Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации

сельского хозяйства"; ред.: П. П. Казакевич, С. Н. Поникарчик. – Минск, 2013. – Т. 3. – С. 250-257.

218. Наявність сільськогосподарської техніки та енергетичних потужностей у сільському господарстві у 2010 році: статистичний бюлетень. – К.: Держкомстат. – 2010. – 48 с.

219. Строков А.П. Особенности топливной системы транспортного дизеля для работы на топливе различного фракционного состава /А.П. Строков. – М.: ЦНИИТЭИтяжмаш. – 1989. – С. 30 – 34.

220. Сучасні технології та комплект обладнання для отримання біодизеля з рапсу / Л. К. Грабов та інші. // Пропозиція. – 2002. – № 11 – С. 86-87.

221. Сушко О. В. Определение уравнений износов и средней наработки до предельного состояния основных сопряжений деталей дизелей Д-240 / О. В. Сушко // Труды Таврической государственной агротехнической академии / ТГАТА. – Мелитополь, 1998. – Вып. 3: Машиноведение, т. 2. – С. 3-5.

222. Сушко О.В. Особливості умов експлуатації дизелів транспортних засобів у південних регіонах України/ О.В. Сушко // /Праці Таврійської державної агротехнічної академії: наук. фах. видання / ТДАТА. – 2006. –Вип.35, –С.43-46.

223. Топилин Г. Е. Работоспособность тракторов / Г. Е. Топилин, В. М. Забродский. – М.: Колос, 1984. – 303 с.

224. Топливо смазочные материалы и технические жидкости: учебное пособие / В. В. Остриков и др. – Тамбов : Изд-во Тамб. Гос. Техн.ун-та, 2008. – 304 с.

225. Топливо для двигателей. Метод испытания на медной пластинке: ГОСТ 6321-92 (ИСО 2160-85).– [Дата введения 1993-01-01]. – М., 1992. – 14 с.

226. Тракторы промышленные. Методы испытаний: ГОСТ 23734-98 – [Дата введения 01.07.2000] – Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации – 2000. – 19 с.

227. Трепененков И.И. О топливной экономичности машино-тракторных агрегатов /И.И. Трепененков, В.С. Сафронов// Тракторы и сельхозмашины. – 1984.– № 1. – С. 1-3.

228. Трепененков И. И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов /И. И. Трепененков.– М.: Машгиз, 1963. –271 с.
229. Трубников Г.И. Практикум по автотракторным двигателям /Г.И. Трубников.– М.: Колос, 1975.– 192 с.
230. Устименко В.С. Перспективи і проблеми розширення використання біопалив автомобільним транспортом України / В.С. Устименко, С.О. Ковальов, О.А. Бейко // Автошляховик України. – 2003.– №2. – С.7.
231. Халфин М.А. Перспективные направления повышение эксплуатационной технологичности тракторов и их экономическая эффективность/ М.А. Халфин // Тракторы и с.-х. машины. – 1982.-№8. – С.6-9.
232. Хитрук В.А. Практикум по автотракторным двигателям: учеб.пособие /В.А. Хитрук, Е.С. Цехов.– Мн.: Урожай, 1989. – 143 с.
233. Хрущев М. М. Исследование изнашивания металлов / М. М. Хрущев, М. А. Бабичев. – М.: Изд. АН СССР, 1960. – 351 с.
234. Фанлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей /Б.Н. Фанлейб. – Машиностроение, 1974.– 263 с.
235. Физико-химия трения / Под ред. Д.Н.Гаркунова. – Минск: БГУ им. В.И. Ленина, 1978. – 204 с.
236. Фокин Р. В. Улучшение экологических характеристик дизеля регулированием состава смесового биотоплива: автореф. дис....канд.техн.наук: спец. 05.02.08 /Р.В. Фокин – М., 2008. –16 с.
237. Червоный А. А. Надежность сложных систем / А. А. Червоный, В. И. Лукьященко, Л. В. Котин. – М.: Машиностроение, 1976. – 288 с.
238. Черепанов С.С. Техническое обслуживание и ремонт машин в сельском хозяйстве/ С.С. Черепанов.– М.: Колос, 1978.– 287с.
239. Челпан Л.К. К вопросу экономического обоснования периодического технического обслуживания и ремонта машин/ Л.К. Челпан// Экономика и организация ремонта и технического обслуживания: труды / ГОСНИТИ.– М.: ГОСНИТИ, 1989.– Т. 67.– С.19-24.

240. Чихос Х. Системный анализ в трибонике / Х. Чихос; пер. с англ. С. А. Харламова. – М.: Мир, 1982. – 351с.
241. Шевеля В. В. Реология износостойкости и совместимости пар трения / В. В. Шевеля // Трение и износ. – 1993. – Т.14, №1. – С. 48-63.
242. Шуляк М.Л. Підвищення ефективності машинно-тракторних агрегатів з використанням біодизельних палив: дис... канд. техн. наук 05.05.11 / М. Л. Шуляк. – Харків, 2012. –165 с.
243. Эммануэль Н.М. Черные реакции окисления углеводородов в жидкой фазе. / Н.М. Эммануэль, Е.Т. Денисов, З.К. Майзус. – М., Наука, 1965. – 375 с.
244. Эфрос В.В. Вероятностная оценка режимов работы тракторного двигателя /В.В. Эфрос, М.С. Столбов, П.Д. Пачев// Тракторы и сельхозмашины.–1985. –№ 9. –С. 6-9.
245. Эфрос В.В. Выбор критериев и методов оценки топливной экономичности тракторных и комбайновых двигателей /В.В. Эфрос, М.С. Столбов, П. Д. Пачев// Тракторы и сельхозмашины. – 1986. – № 7. – С. 13-17.
246. Юдин В. Н. Метод исследования водородного изнашивания машин и агрегатов /В.Н. Юдин, И. Е. Ставровский, Р.В. Севанчук // Долговечность трущихся деталей машин и агрегатов: сборник статей. – М.: «Машиностроение», 1990. –Вып 5. – С.354 – 358.
247. Юдовинський В.Б. Дослідження процесу зношування основних сполучень деталей сільськогосподарської техніки через коефіцієнт зносу/ В.Б. Юдовинський, Д.П.Журавель// Праці Таврійської державної агротехнічної академії: наук. фах. видання / ТДАТА. – Мелітополь, 2003. –Вип. 15. – С. 24-29.
248. Юдовинський В.Б. Еквівалентні коефіцієнти зносу і критерії припрацювання деталей сполучень сільськогосподарської техніки/В.Б. Юдовинський, Д.П.Журавель// Праці Таврійської державної агротехнічної академії: наук. фах. видання / ТДАТА. –Мелітополь, 2003. – Вип. 16. –С.29-33.
249. Юдовинський В.Б. Реологічні процеси у контакті абразивного зерна з поверхневим шаром металу при зношуванні/В.Б. Юдовинський, Д.П.Журавель //

Праці Таврійської державної агротехнічної академії: наук. фах. видання / ТДА-ТА. –Мелітополь, 2005. – Вип. 31. –С.180-183.

250. Юдовинський В.Б. Деформація та енергоємність поверхневого шару перлітної основи чавунів при абразивному зношуванні/В.Б. Юдовинський, Д.П.Журавель// Праці Таврійської державної агротехнічної академії: наук. фах. видання / ТДАТА. –Мелітополь, 2005. – Вип. 31. –С.76-80.

251. Юдовинський В.Б. Влияние модуля сдвига и энергии дислокаций на изнашивание материалов/В. Б. Юдовинський, Д.П.Журавель// Праці Таврійської державної агротехнічної академії: наук. фах. видання / ТДАТА. – Мелітополь, 2005. – Вип. 33. –С.98-103.

252. Юдовинський В.Б. Теория разрушения поверхностных слоев металла при трении/В.Б. Юдовинський, Д.П.Журавель// Праці Таврійської державної агротехнічної академії: наук. фах. видання / ТДАТА. –Мелітополь, 2005. – Вип. 34. –С.103-107.

253. Юдовинский В. Б. Исследование изнашивания основных сопряжений технологического оборудования, эксплуатируемого на ремонтных предприятиях сельского хозяйства, с целью прогнозирования его межремонтного цикла: дис... канд. техн. наук: 05.20.04 / В. Б. Юдовинский; ХИМЭСХ. – Х., 1981. – 186 с.

254. Avizienis A., Laprie J.-C., Randell B. (2001). Fundamental Concepts of Dependability. Research Report, 1145, LAAS-CNRS, April.

255. Meeker W.Q., Escobar, L.A. (1998). Statistical Methods for Reliability Data. New York, J. Wiley and Sons.

256. Duggal V.K., Kuo T.W., Lux F.B. (1984) Review of Multi Fuel Engine Concepts and Numerical Modeling of In-Cylinder Flow Processes in Direct Injection Engines. SAE Technical paper Series, 840005, 1-27.

257. Fleisch T., McCerthy C., Basu A. et al., (1995). A New Clean Diesel Technology: Demonstration of ULEV Emissions on a Navistar Diesel Engine Fueled with Dimethyl Ether. SAE Technical paper Series, 950061, 1-10.

258. Yamane K. (2001). Trend in Research and Development of Biofuel Utilization Systems. *Journal of Japan Society of Automotive engineers*, Vol. 55, №5, 55-60.
259. Hyun G., Oguma M., Goto S. (2002). Spray and Exhaust Emission Characteristics of a Biodiesel Engine Operating with the Blend of Plant Oil and DME. *SAE Technical Paper Series*, 020864, 9.
260. Hyun G., Oguma M., Park J. et al. (2002). Simultaneous Observation of Droplets and Evaporated State of Liquid Butane and DME at Low Injection Pressure. *SAE Technical Paper Series*, 021627, 9.
261. Scholl K.W., Sorenson S.C. (1993). Combustion of Soybean Oil Methyl Ester in a Direct Injection Diesel Engine. *SAE Technical Paper Series*, 930934, 1-12.
262. Anastopoulos G., Lois E., Stournas S. et al. (1999). Assessment and the Lubricity of Greek Road Diesel and the Effect of the Addition of Specific Types of Biodiesel. *SAE Technical Paper Series*, 991471, 1-6.
263. Camobreco V., Sheehan J., Duffield J. et al. (2000). Understanding the Life-Cycle Costs and Environmental Profile of Biodiesel and Petroleum Diesel Fuel. *SAE Technical Paper Series*, 001487, 1-6.
264. Hamasaki K., Tanaka Y., Kurogi F. (1992). Performance and Emission Characteristics of a Small Diesel Engine with Emulsified Rapeseed Oil Fuels. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. Part B*, Vol. 58, 549, 1551-1556.
265. Hemmerlein N., Korte V., et al. (1991). Performance, Exhaust Emissions and Durability of Modern Diesel Engines Running on Rapeseed Oil. *SAE Technical Paper Series*, 910848, 1-16.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Фактичні ресурси функціональних систем сільськогосподарської техніки при
роботі на різних видах ПММ

Таблиця А.1

Фактичні ресурси функціональних систем сільськогосподарської техніки при роботі на різних видах ПММ

Найменування функціональних систем мобільної техніки	Фактичний ресурс мото-год.			
	γ - 80%		Середній	
	Мінеральні ПММ	Біологічні ПММ	Мінеральні ПММ	Біологічні ПММ
Дизельний двигун	10500	9345	15000	13350
Трансмісія	17500	15730	25000	22500
Ходова частина	14000	12880	20000	18400
Гідрообладнання	5600	5360	7000	6580
Електрообладнання	6300	5048	9000	8640
Механізм управління	11200	11424	17000	16320

Таблиця А.2

Фактичні ресурси елементів дизельного двигуна при роботі на різних видах ПММ

Найменування елементів дизельного двигуна	Фактичний ресурс, мото-год.			
	γ - 80%		Середній	
	Мінеральні ПММ	Біологічні ПММ	Мінеральні ПММ	Біологічні ПММ
1	2	3	4	5
Кривошипно-шатунний механізм	8470	6825	12100	5750
Система змащення	7210	5785	10300	8250

Продовження таблиці А. 2

1	2	3	4	5
Паливна система	8540	5460	12200	7800
Електрообладнання	7250	6300	10500	9000
Система запуску	7910	6580	11300	9400
Газорозподільний механізм	10500	9100	15700	13000

Таблиця А.3

Фактичні ресурси елементів паливної системи при роботі на різних видах пального

Найменування елементів паливної системи	Фактичний ресурс, мото-год.			
	γ - 80%		Середній	
	ДП	БПММ	ДП	БПММ
Паливний бак	10500	9100	15000	13000
Підкачуючий насос	6720	4410	9600	6300
Паливний фільтр	8960	6370	12800	9100
Паливний насос високого тиску	8533	5505	12190	7865
Форсунка	9310	5950	13300	8500
Трубопроводи	10500	9100	15000	13000

Таблиця А.4

Фактичні ресурси елементів паливного насосу високого тиску при роботі на різних видах пального

Найменування елементів паливного насосу високого тиску	Фактичний ресурс, мото-год.			
	γ - 80%		Середній	
	ДП	БПММ	ДП	БПММ
Плунжерна пара	8920	6080	11150	7600
Клапан	15360	10800	19200	13600
Підкачуючий насос	10560	7400	13200	9300
Ущільнення	4160	768	5200	960

Таблиця А.5

Фактичні ресурси елементів гідростатичної трансмісії при роботі на різних видах олив

Найменування елементів гідростатичної трансмісії	Фактичний ресурс, мото-год.			
	γ - 80%		Середній	
	Мінеральні оливи	Біологічні оливи	Мінеральні оливи	Біологічні оливи
Насос підпитки	1400	840	2000	1200
Качаючий вузол насоса	1530	1485	1700	1650
Качаючий вузол гідромотора	1330	1295	1900	1850
Клапанна коробка	3290	3185	4700	4550
Система управління	4640	4320	5800	5400

Таблиця А.6

Фактичні ресурси елементів механічної трансмісії при роботі на різних видах олив

Найменування механічної трансмісії	Фактичний ресурс, мото-год.			
	γ - 80%		Середній	
	Мінеральні оливи	Біологічні оливи	Мінеральні оливи	Біологічні оливи
Вали шліцеві	12600	12110	18000	17300
Шестерні	18550	18235	12000	11000
Підшипники кочення	5600	5460	8000	7800
Синхронізатори	5950	5600	8500	8000
Ущільнюючі елементи	3920	3500	5600	5000

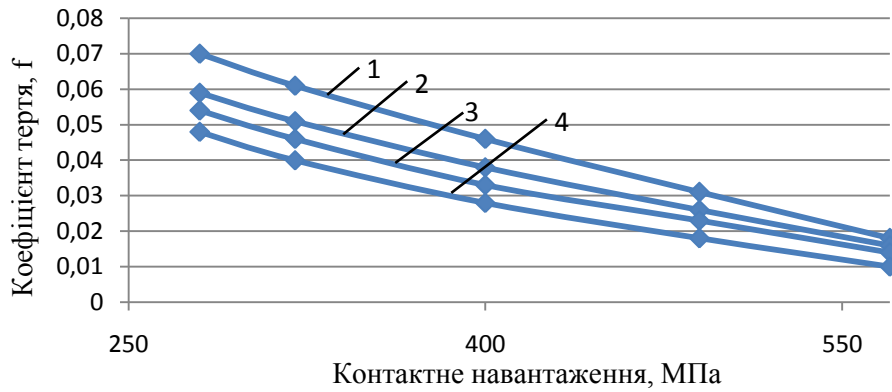
Таблиця А.7

Фактичні ресурси елементів гідросистеми при роботі на різних видах оливо

Найменування елементів гідросистеми	Фактичний ресурс, МОТО-ГОД.			
	γ - 80%		середній	
	Мінеральні оливи	Біологічні оливи	Мінеральні оливи	Біологічні оливи
Насос	5440	4960	4000	3200
Гідролінії	3500	2660	5000	3800
Гідроциліндр (гідродвигун)	5600	5120	7000	6400
Розподільник	9120	8480	7000	6600
Ущільнення	9600	8160	7000	5200

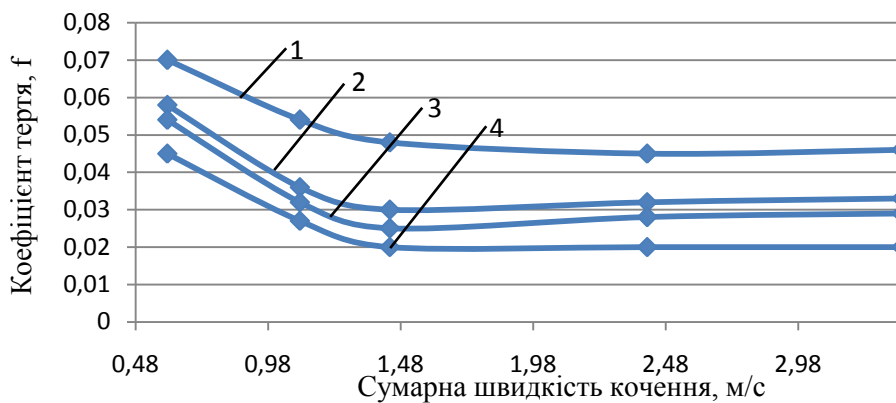
ДОДАТОК Б

Залежності коефіцієнтів тертя від контактного навантаження і сумарної швидкості руху трибоспряжень для мінеральних і біологічних олив



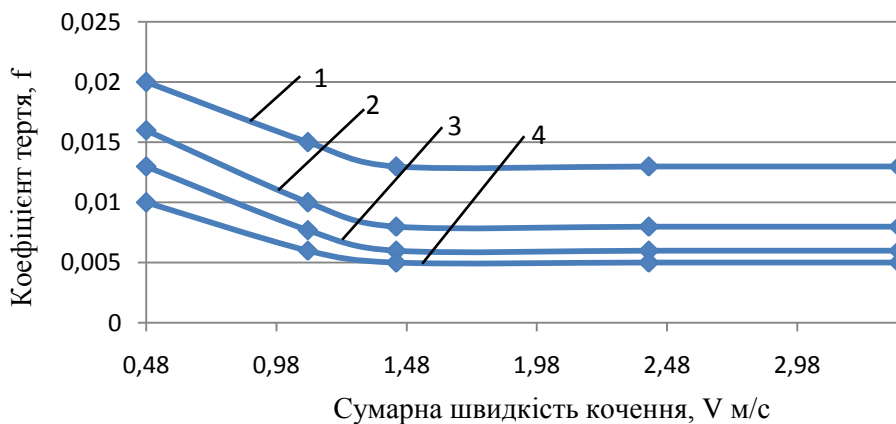
1 - олива мінеральна М-10В₂ при 16 °С, 2 - олива мінеральна М-10В₂ при 70 °С, 3- суміш (40% РО : 60% М-10В₂) при 16 °С, 4 – суміш (40% РО : 60% М-10В₂) при 70 °С ;

Рис. Б.1. Залежність коефіцієнта тертя від контактного навантаження



1 - олива мінеральна М-10В₂ при 16 °С, 2 - олива мінеральна М-10В₂ при 70 °С, 3- суміш (40% РО : 60% М-10 В₂) при 16 °С, 4 – суміш (40% РО: 60% М-10В₂)при 70 °С ;

Рис. Б.2. Залежність коефіцієнта тертя від сумарної швидкості кочення при контактному навантаженні Р=250 МПа

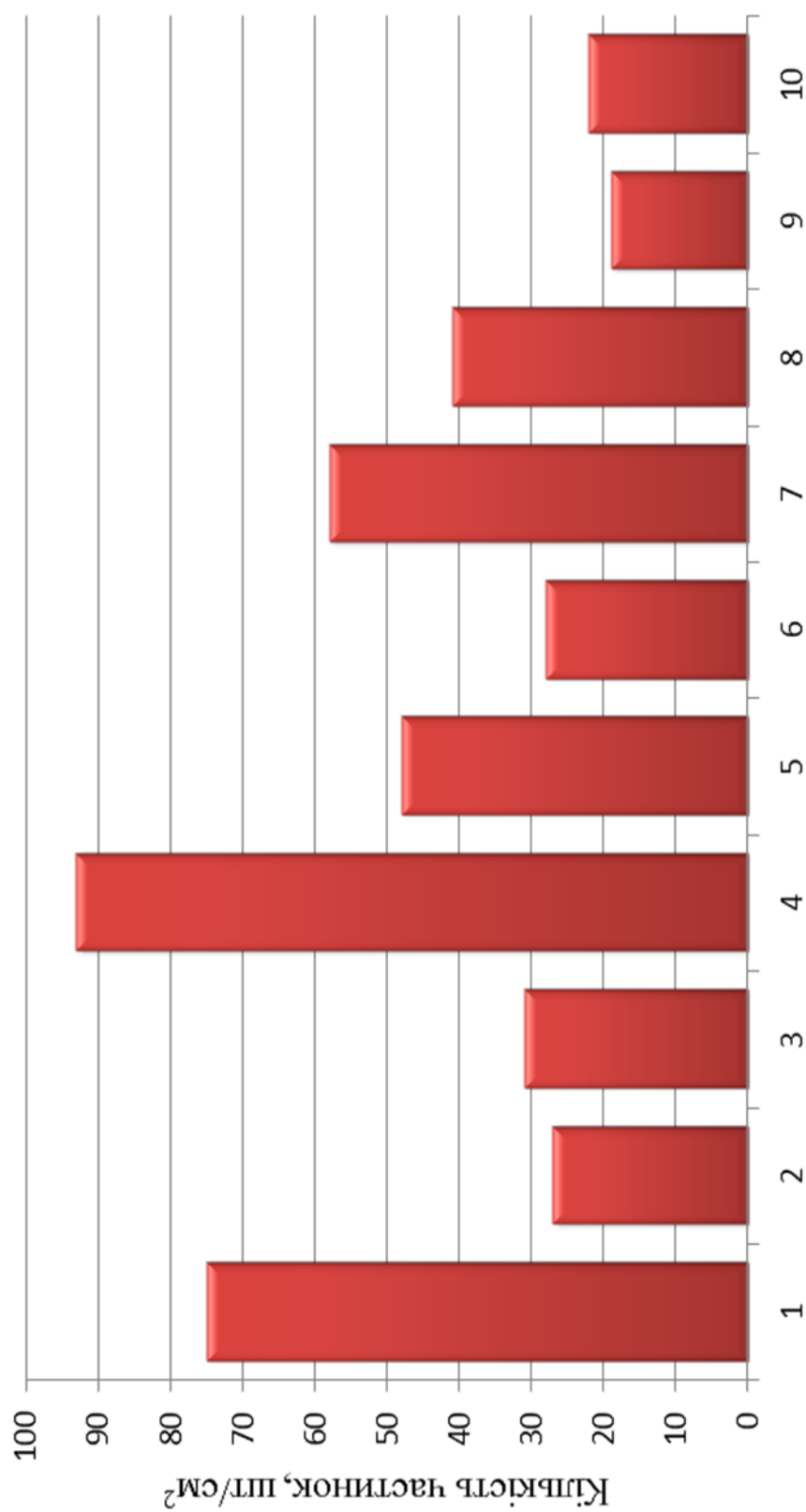


1 - олива мінеральна М-10В₂ при 16 °С, 2 - олива мінеральна М-10В₂ при 70 °С, 3- суміш (40% РО: 60% М-10 В₂) при 16 °С, 4 – суміш (40% РО: 60% М-10В₂) при 70 °С ;

Рис. Б.3. Залежність коефіцієнта тертя від сумарної швидкості кочення при контактному навантаженні Р=570 МПа

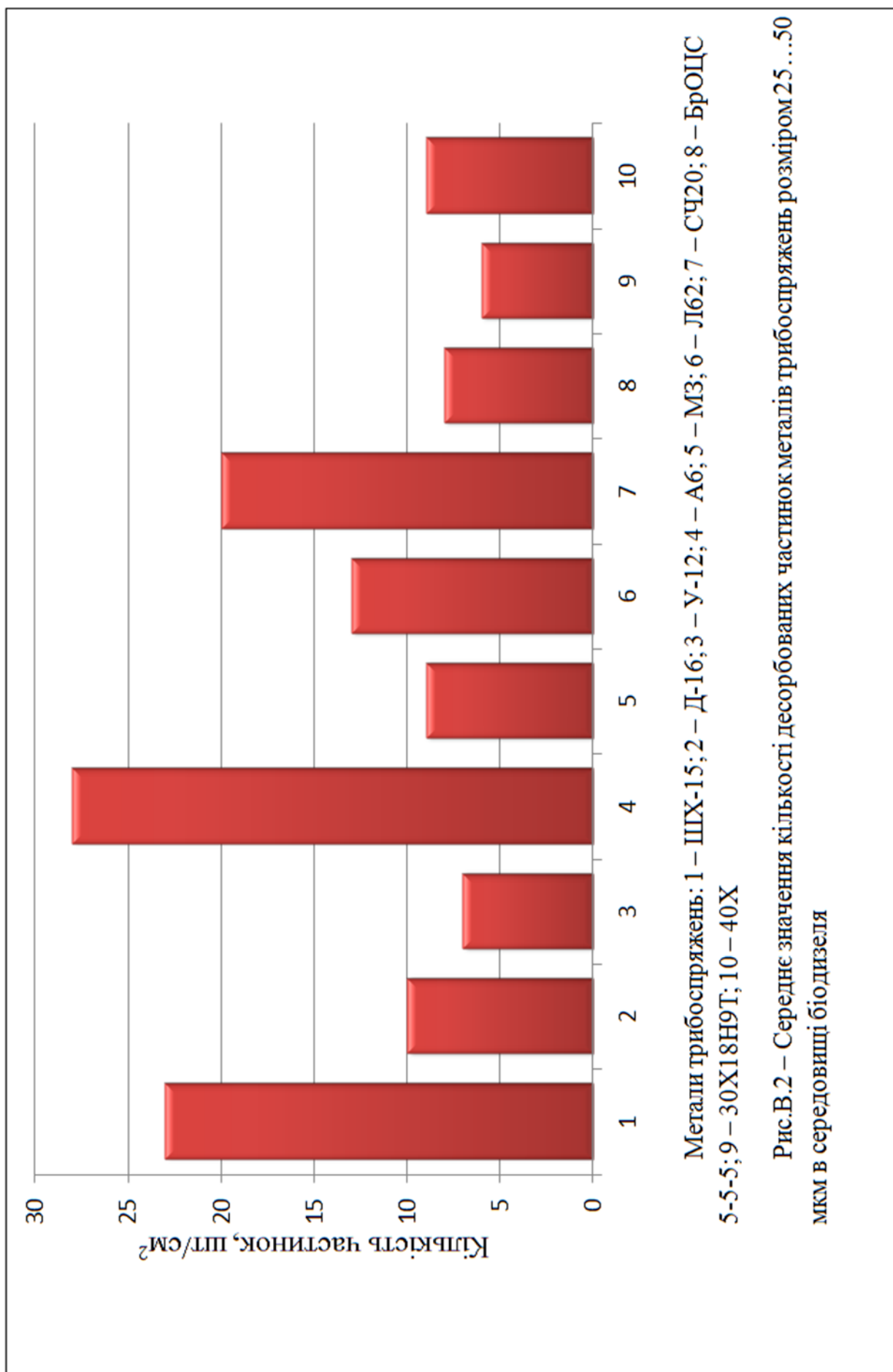
ДОДАТОК В

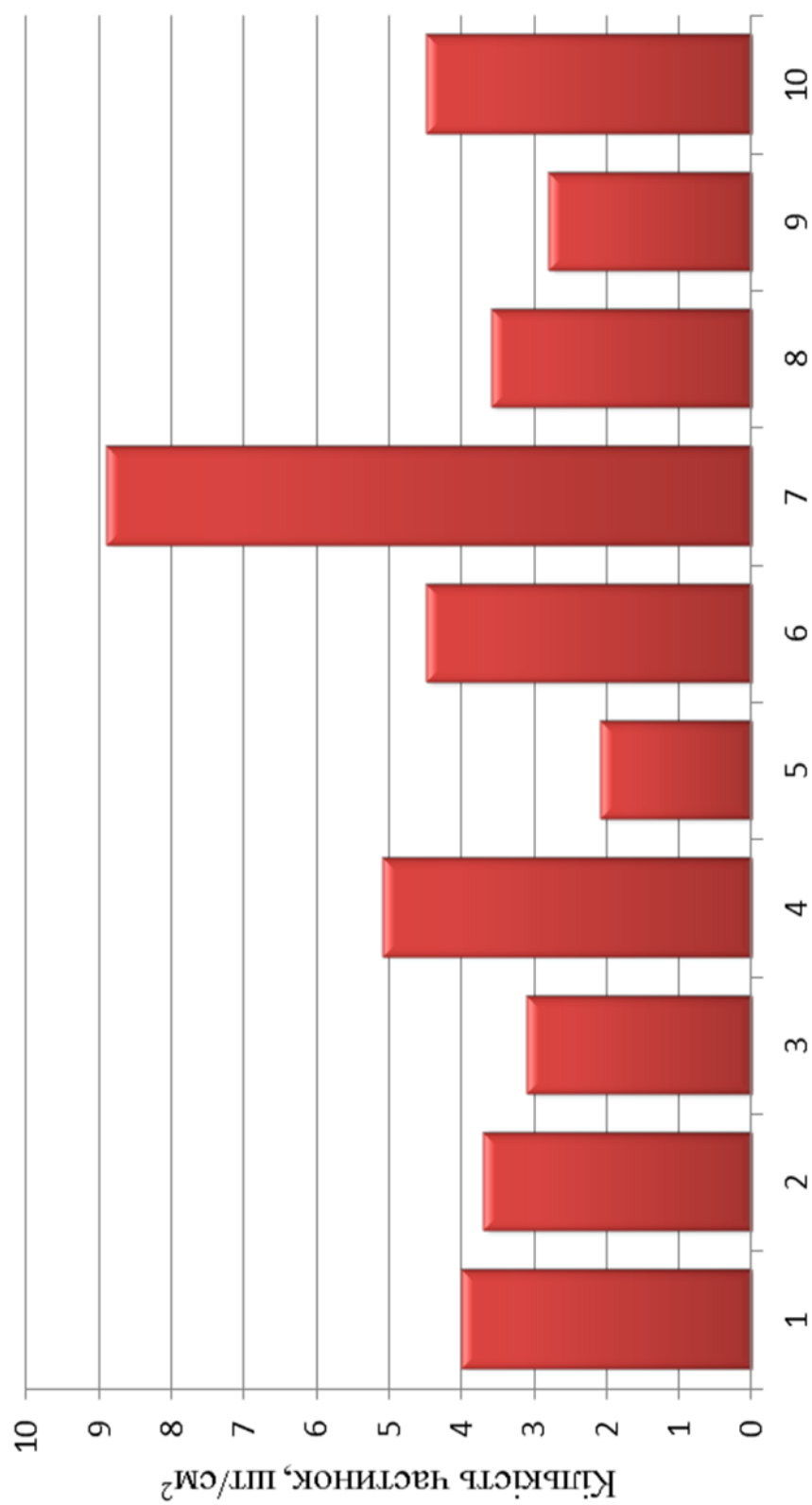
Гістограми кількості десорбованих частинок металів трибоспряжень
в середовищі біодизеля



Метали трибоспряжень: 1 – ШХ-15; 2 – Д-16; 3 – У-12; 4 – А6; 5 – МЗ; 6 – Л62; 7 – СЧ20; 8 – БроЦС
5-5-5; 9 – 30Х18Н9Т; 10 – 40Х

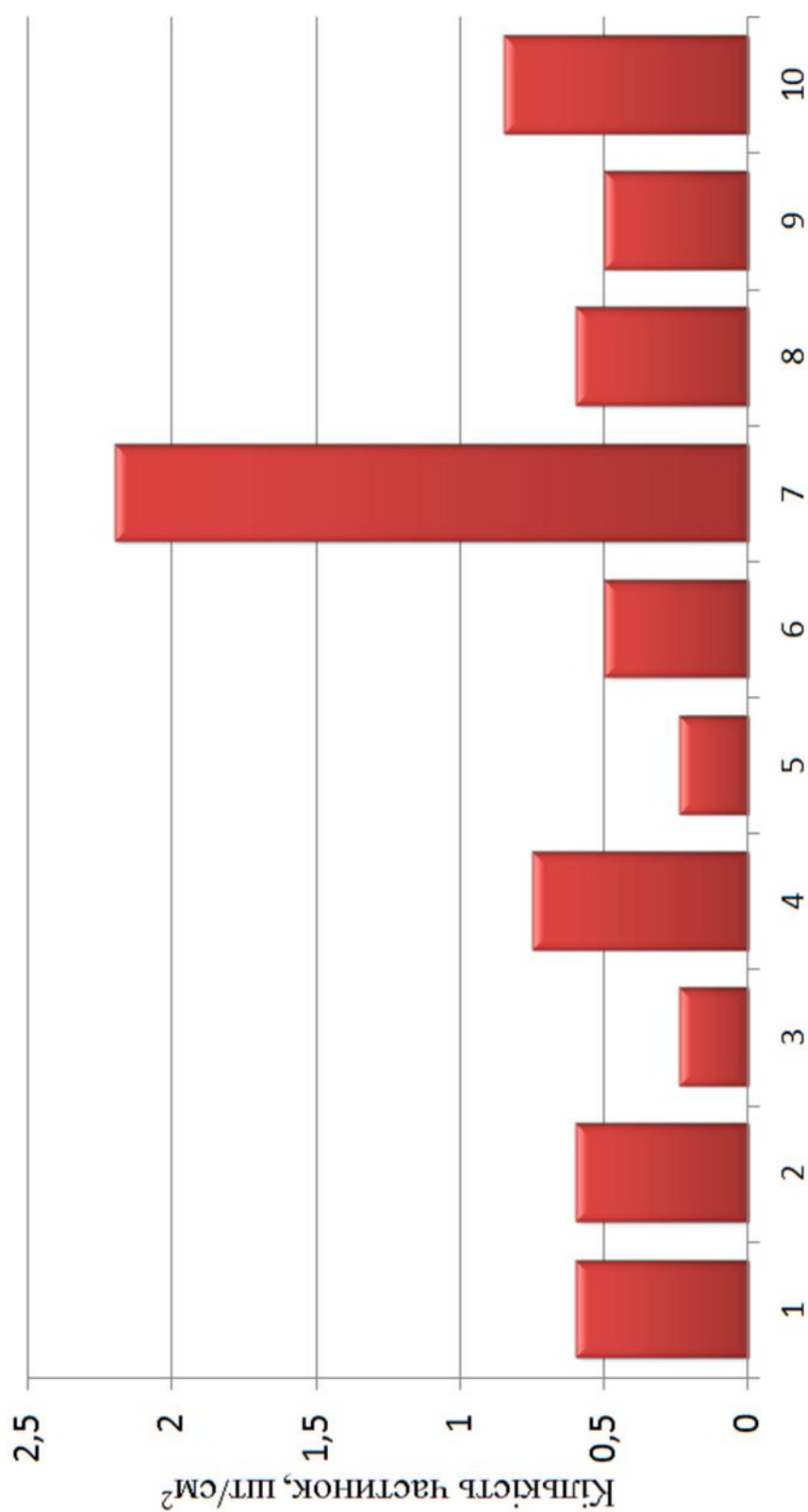
Рис.В.1 – Середнє значення кількості десорбованих частинок металів трибоспряжень розміром 10...25 мкм в середовищі біодизеля





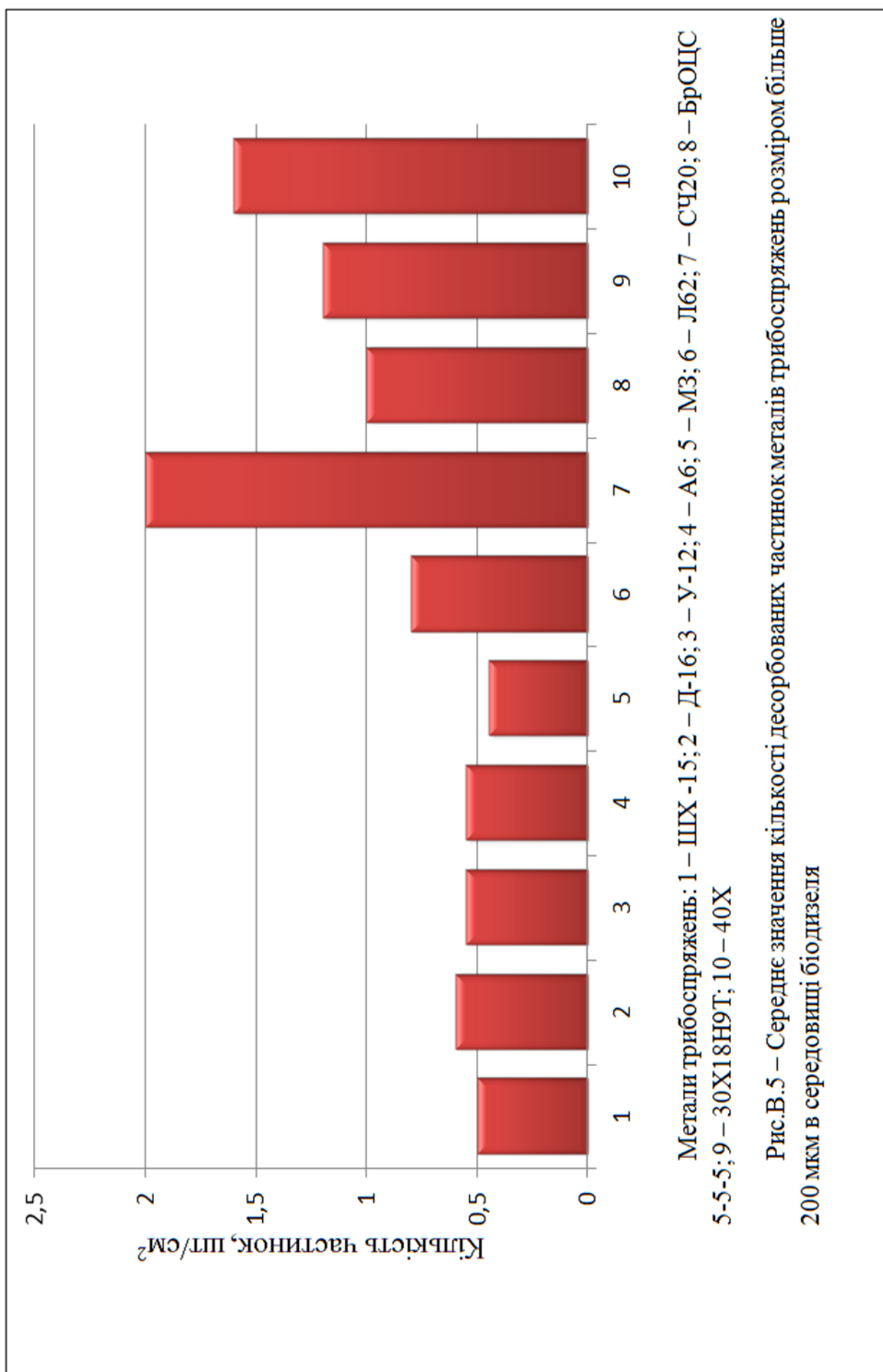
Метали трибоспрингів: 1 – ШХ-15; 2 – Д-16; 3 – У-12; 4 – А6; 5 – МЗ; 6 – Л62; 7 – СЧ20; 8 – БроЦС 5-5-5; 9 – 30Х18Н9Т; 10 – 40Х

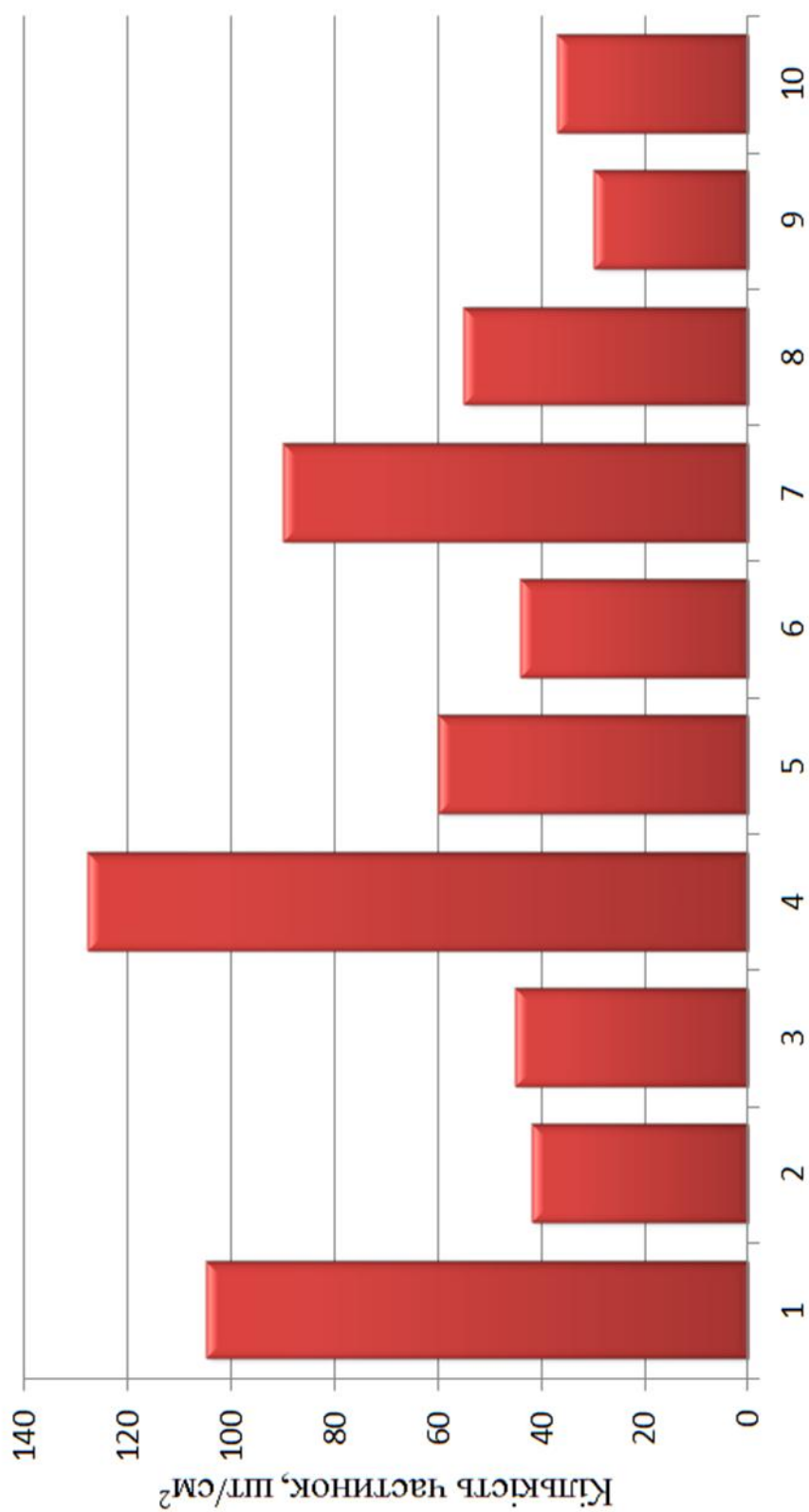
Рис.В.3 – Середнє значення кількості десорбованих частинок металів трибоспрингів розміром 50...100 мкм в середовищі біодизеля



Метали трибоспряжень: 1 – ШХ-15; 2 – Д-16; 3 – У-12; 4 – А6; 5 – МЗ; 6 – Л62; 7 – СЧ20; 8 – БроЦС 5-5-5; 9 – 30Х18Н9Т; 10 – 40Х

Рис.В.4 – Середнє значення кількості десорбованих частинок металів трибоспряжень розміром 100...200 мкм в середовищі біодизеля





Метали трибоспрингів: 1 – ШХ-15; 2 – Д-16; 3 – У-12; 4 – А6; 5 – МЗ; 6 – Л62; 7 – СЧ20; 8 – БрОЦС
5-5-5; 9 – 30Х18Н9Т; 10 – 40Х

Рис. В.6 – Середнє сумарне значення кількості десорбованих частинок металів трибоспрингів в середовищі біодизеля

ДОДАТОК Д

Візуалізація робочого процесу роботи дизельного двигуна на мінеральних і біологічних паливах за допомогою програмного комплексу ДИЗЕЛЬ-РК

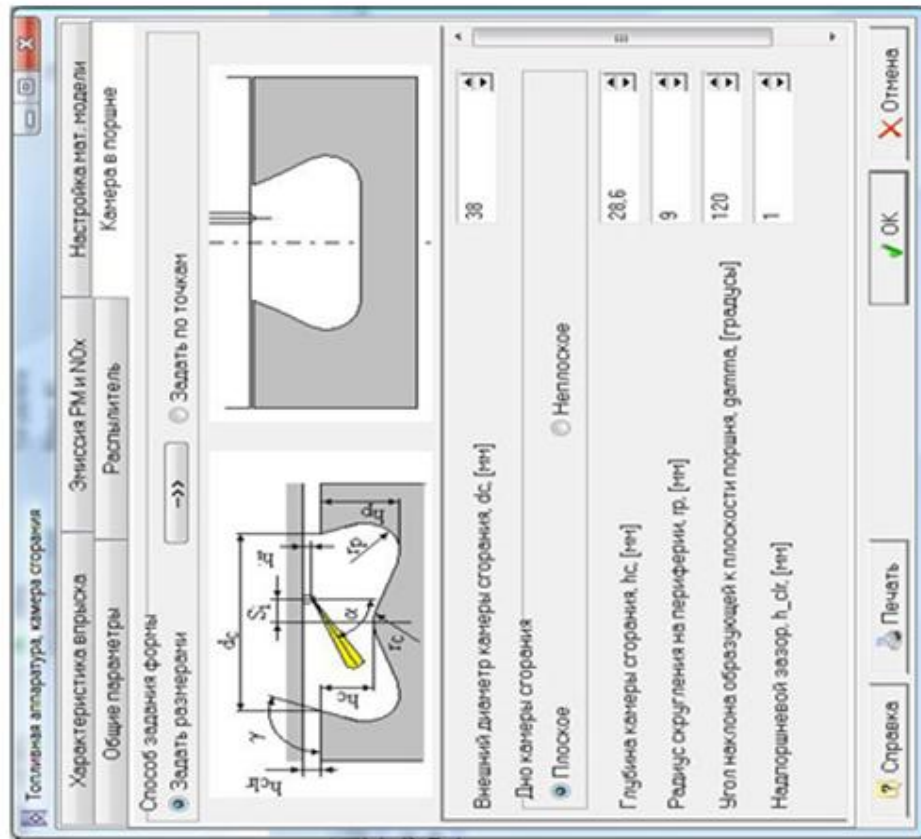


Рис. Д.1 - Визуалізація розмірів камери в поршні

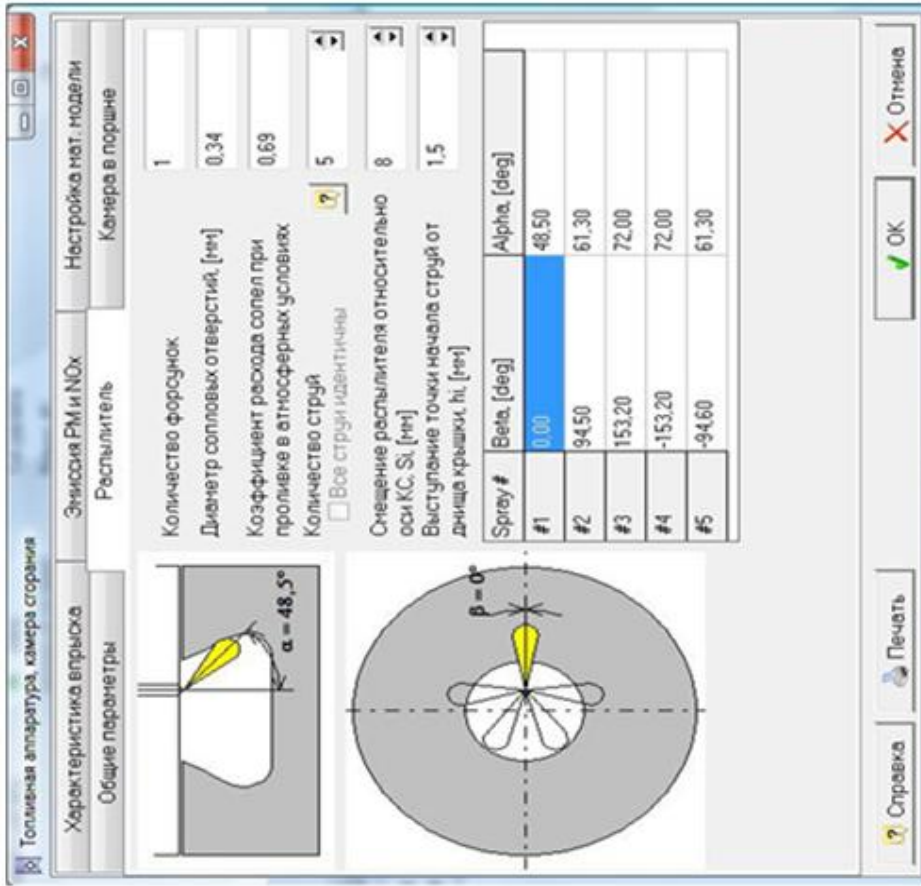


Рис. Д.2 - Визуалізація параметрів розпилювача

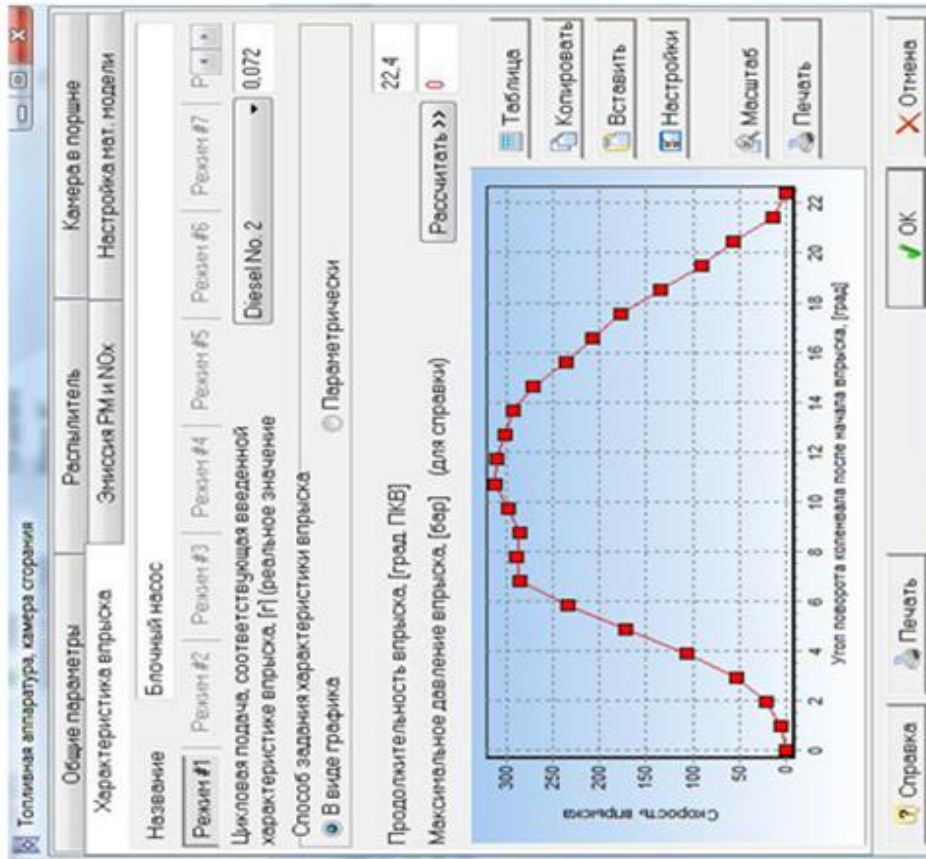


Рис.Д.3 - Візуалізація характеристики впорскування

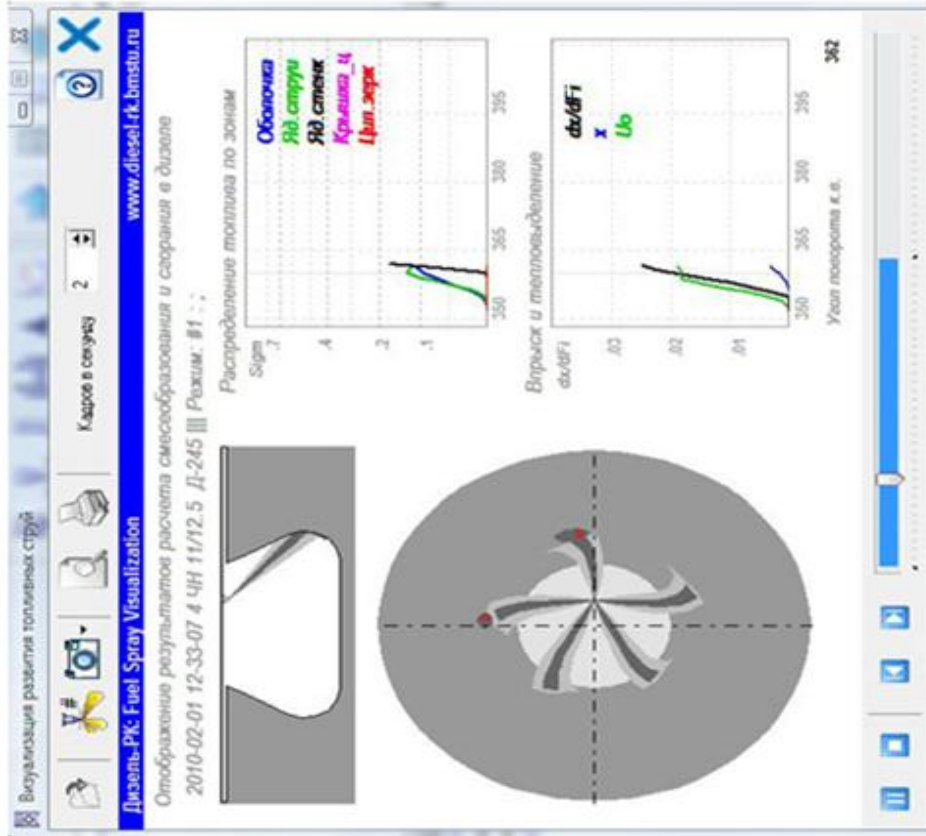


Рис. Д. 4 - Візуалізація розрахунків сумішоутворення і згорання

ДОДАТОК Е

Коефіцієнти середовища і режиму роботи функціональних систем
при експлуатації на біопально-мастильних матеріалах

Таблиця Е. 1

Коефіцієнти середовища при роботі функціональних систем на біопально-мастильних матеріалах

Функціональні системи	Коефіцієнти середовища, $K(\xi)$
Двигун	1,124
Трансмiсія	1,110
Ходова частина	1,087
Гiдрообладнання	1,064
Електрообладнання	1,022
Механiзм управління	1,055

Таблиця Е. 2

Коефіцієнти режиму роботи при роботі функціональних систем на біопально-мастильних матеріалах

Години простою, год.	Коефіцієнти режиму роботи, K_t
0	1
25	0,92
50	0,86
75	0,83
100	0,8
125	0,79
150	0,78
200	0,78

ДОДАТОК Ж

Структурна послідовність та результати прогнозування залишкового ресурсу трактора в залежності від режиму роботи і середовища

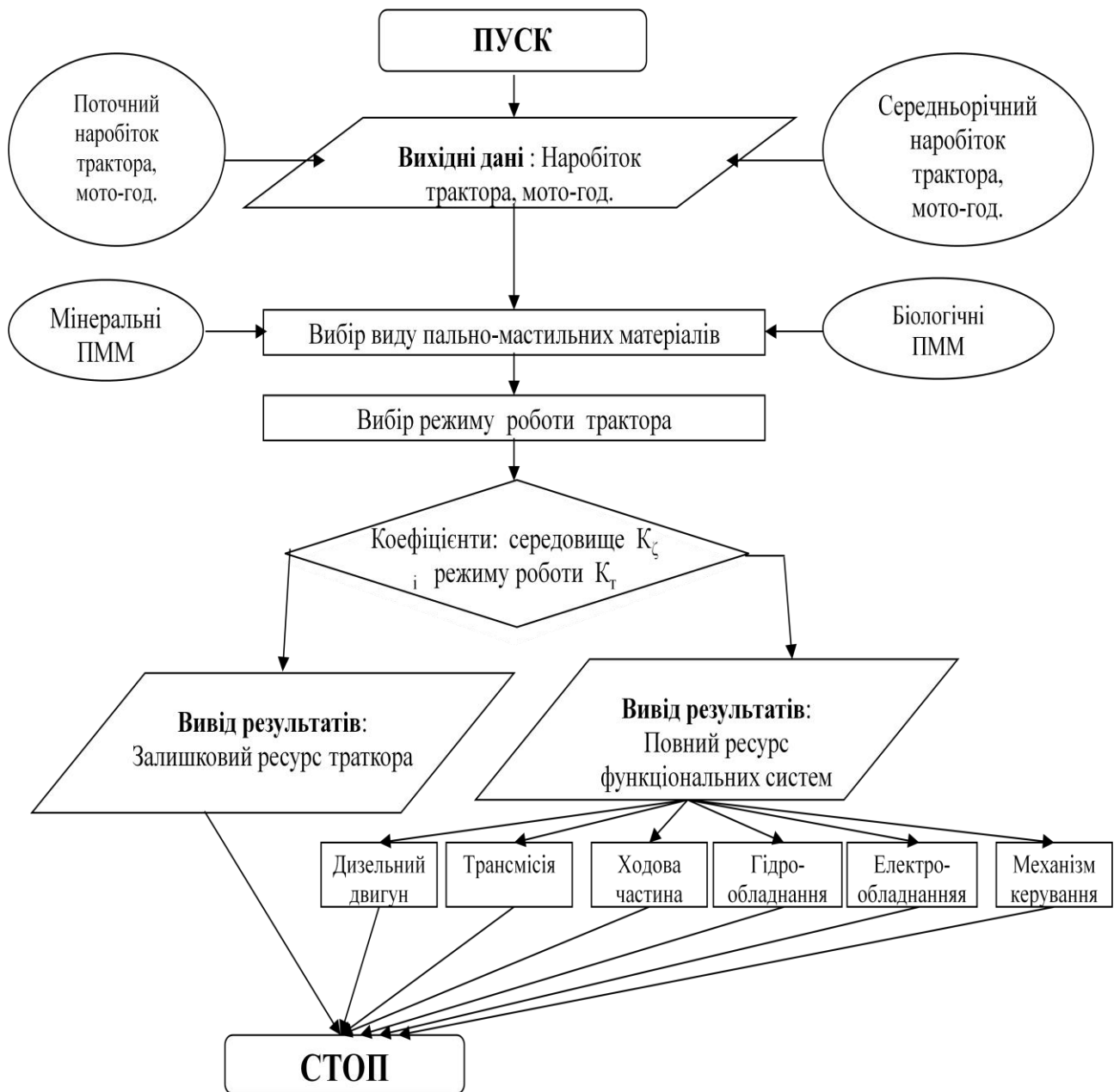


Рис. Ж.1. Структурна послідовність розрахунку залишкового ресурсу трактора в залежності від режиму роботи і середовища

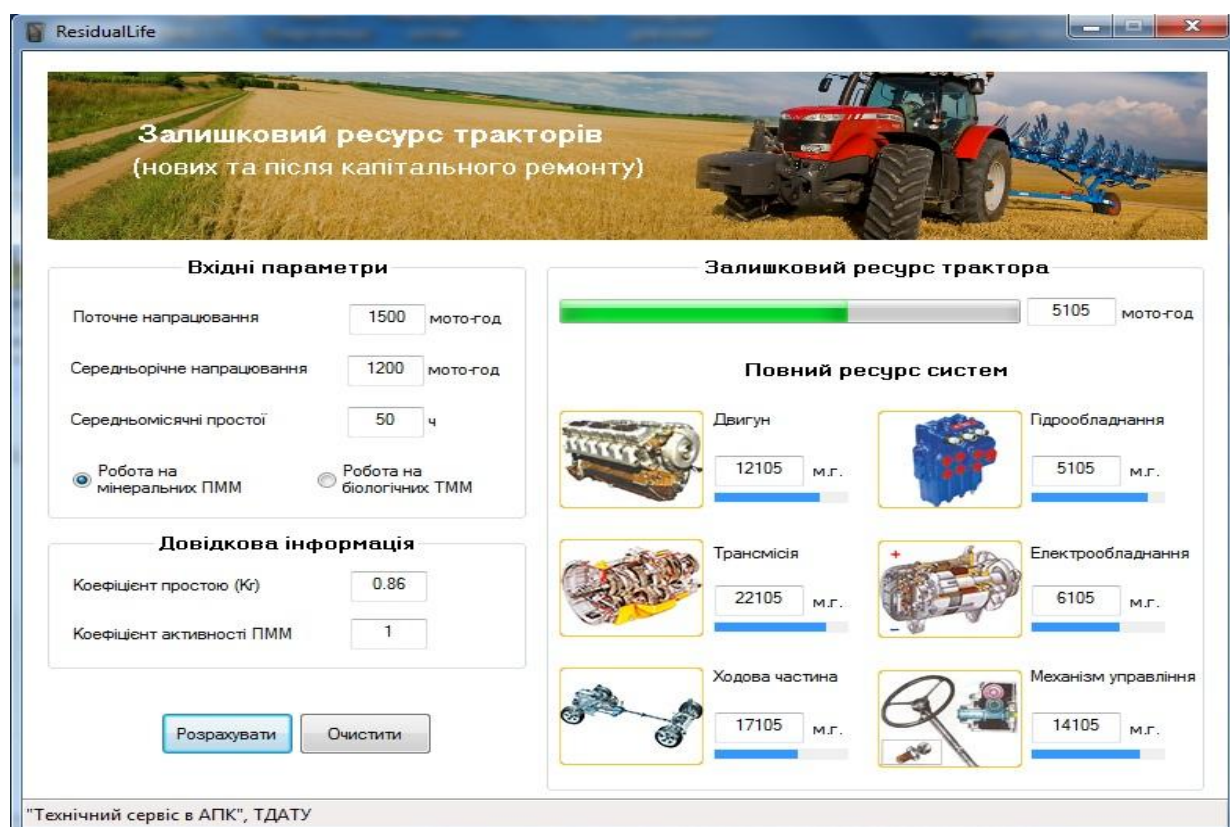


Рис. Ж. 2. Залишковий ресурс трактора на мінеральних ПММ

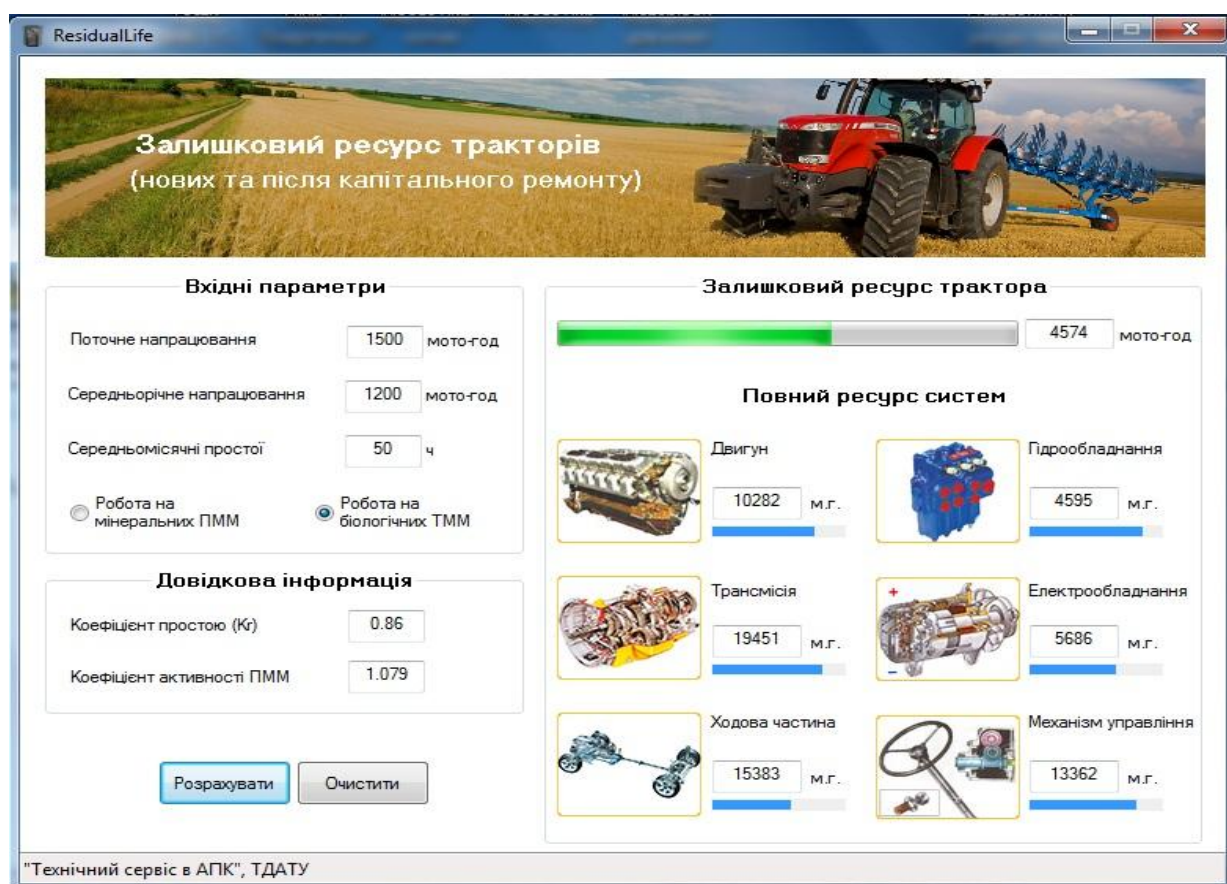


Рис. Ж. 3. Залишковий ресурс трактора на біологічних ПММ

ДОДАТОК 3

Механічні характеристики матеріалів трибоспряжень вузлів і агрегатів
функціональних систем

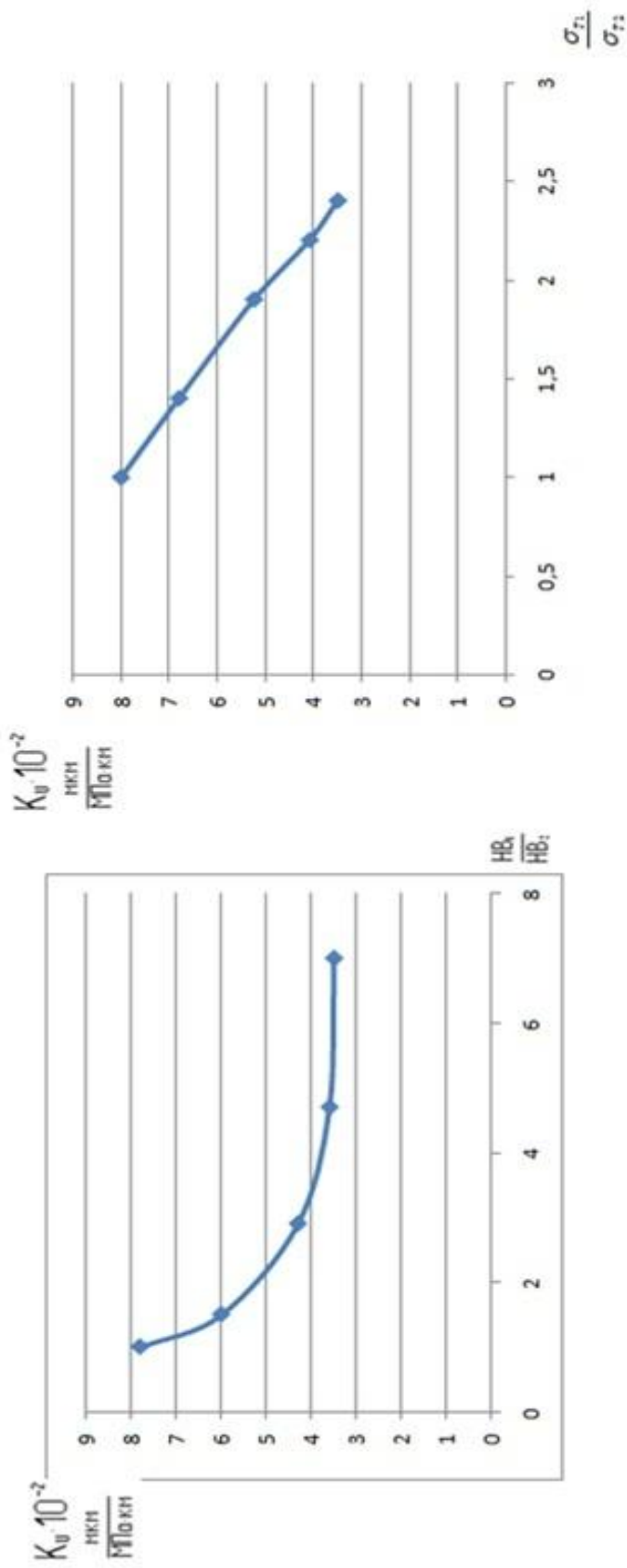


Рис. 3.1 - Залежність коефіцієнту зносу від співвідношення твердості матеріалів (HB_1/HB_2)

$$K_v = \left[0,69 \left(\frac{HB_1}{HB_2} \right)^2 - 5,72 \left(\frac{HB_1}{HB_2} \right) + 13,03 \right] 10^{-5}, \frac{\text{МПа} \cdot \text{км}}{\text{Па} \cdot \text{км}}.$$

Рис. 3.2 - Залежність коефіцієнта зносу K_v від співвідношення границь міцності матеріалів σ_{T1} і σ_{T2}

$$K_v = \left[0,003 \frac{\sigma_{T1}}{\sigma_{T2}} - 0,011 \right] 10^{-5}, \frac{\text{МПа} \cdot \text{км}}{\text{Па} \cdot \text{км}}.$$

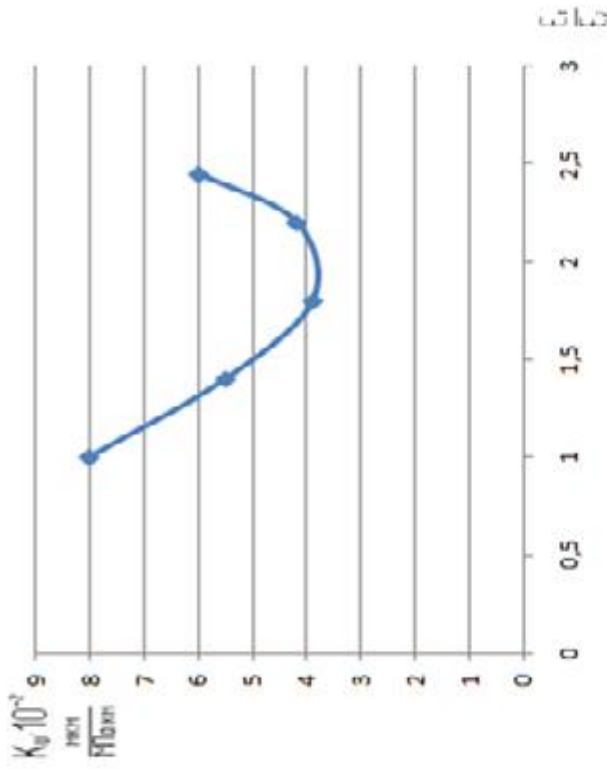


Рис. 3.3 - Залежність коефіцієнта зносу K_v від співвідношення модулів пружності матеріалів E_1 і E_2

$$K_v = \left[0,01 \left(\frac{E_1}{E_2} \right)^2 - 0,005 \left(\frac{E_1}{E_2} \right) + 0,012 \right] 10^{-5} \frac{\text{мм}^3}{\text{Па} \cdot \text{км}}$$

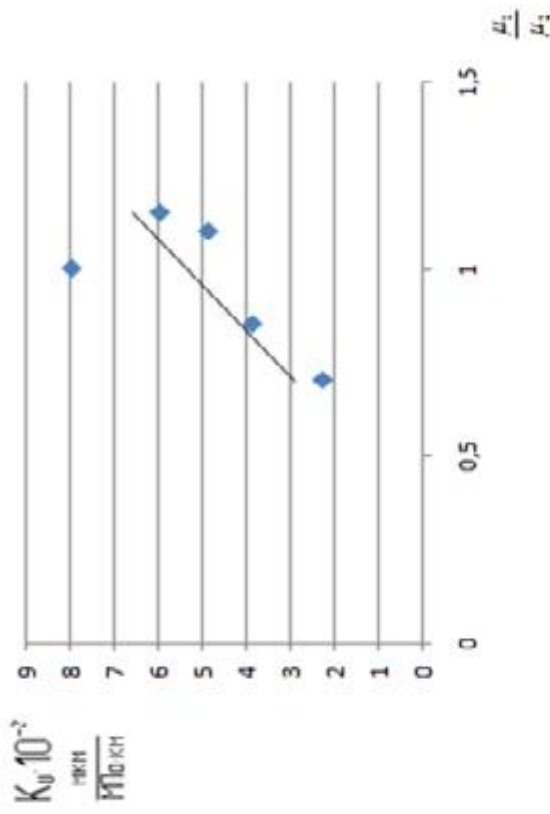


Рис.3.4 - Залежність коефіцієнта зносу K_v від співвідношення коефіцієнтів Пуассона μ_1 і μ_2

$$K_v = \left[0,012 \left(\frac{\mu_1}{\mu_2} - 0,007 \right) \right] 10^{-5} \frac{\text{мм}^3}{\text{Па} \cdot \text{км}}$$

ДОДАТОК И

Залежності коефіцієнтів тертя від кількості присадки в оливі, швидкості відносного переміщення трбоспряжень і контактного навантаження

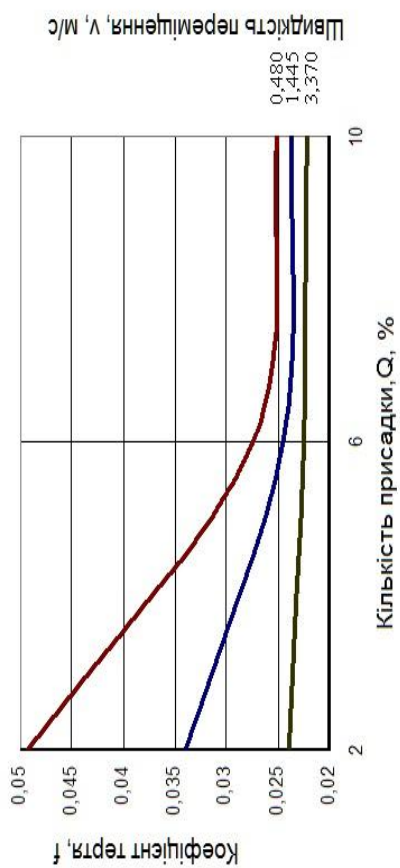


Рис.И.1. Залежності коефіцієнту тертя від кількості присадки в оливі Q , швидкості відносного переміщення V при контактному навантаженні $P=250$ МПа

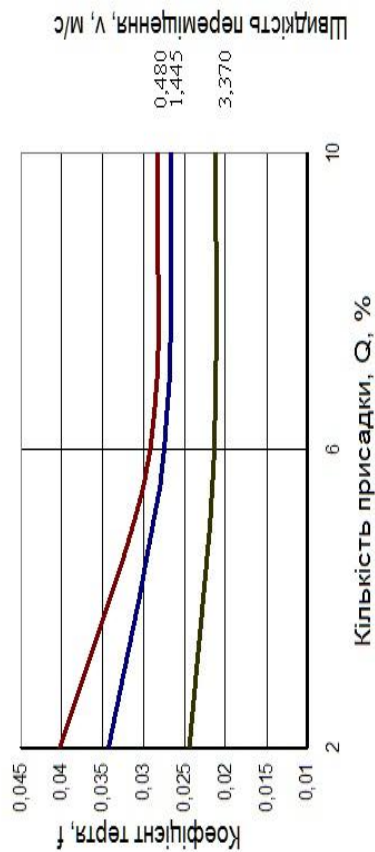


Рис. И.2. Залежності коефіцієнту тертя від кількості присадки в присадки Q , швидкості відносного переміщення V при контактному навантаженні $P=410$

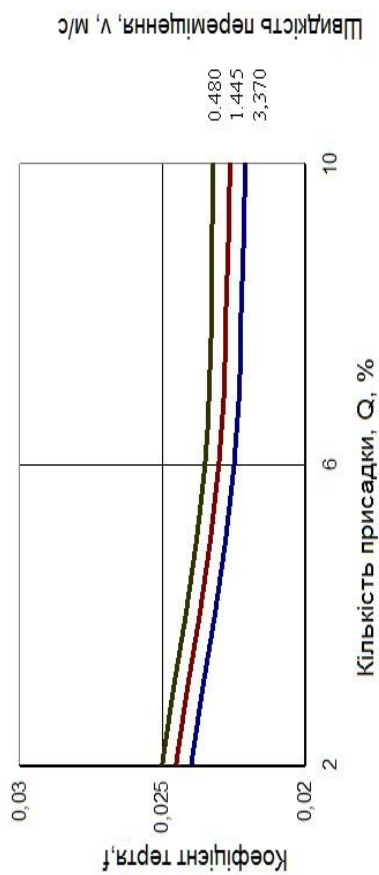


Рис. И.3. Залежності коефіцієнту тертя від кількості присадки в оливі Q , швидкості відносного переміщення V при контактному навантаженні $P=570$ МПа

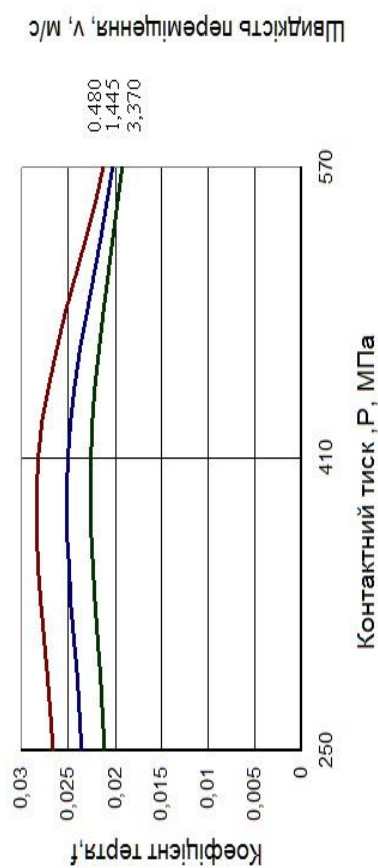


Рис. И.4. Залежності коефіцієнту тертя f від контактного навантаження P і швидкості відносного переміщення V при кількості присадки в оливі $Q=6...8\%$

ДОДАТОК К

Номограми прогнозування ресурсу функціональних систем

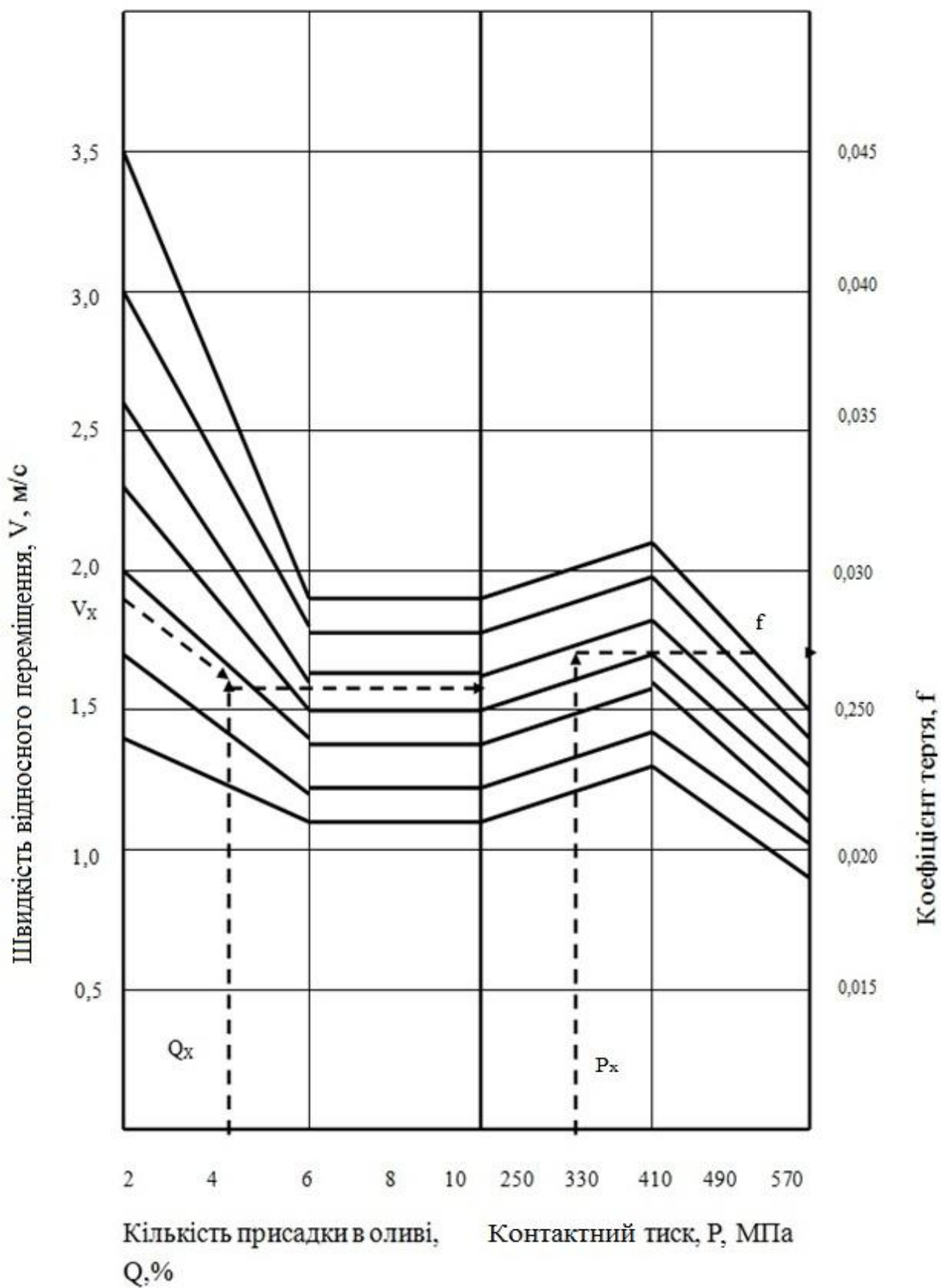


Рис. К. 1. Номограма прогнозування коефіцієнтів тертя в оливі в залежності від співвідношення присадки

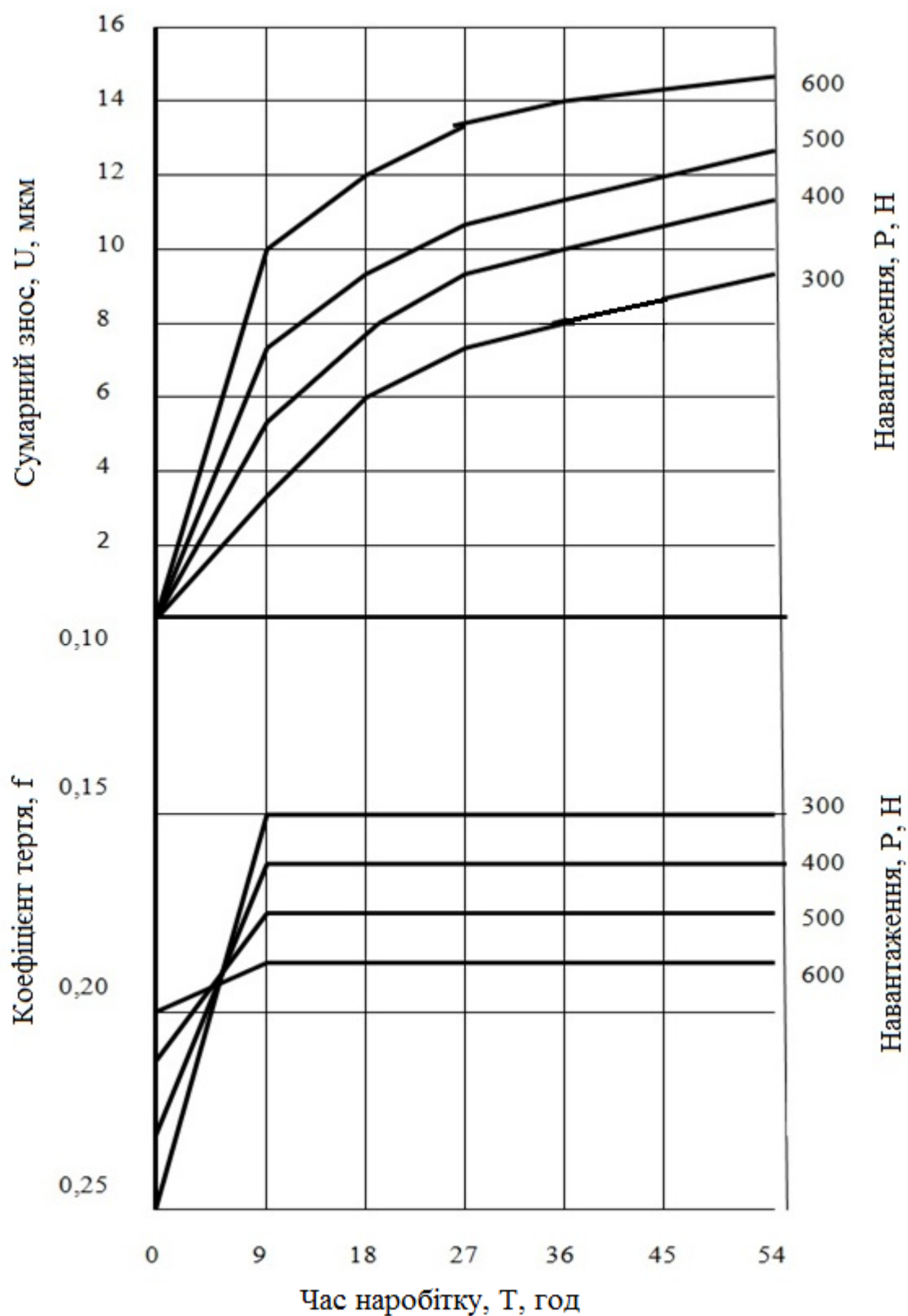


Рис. К. 2. Номограма прогнозування сумарного зносу від коефіцієнтів тертя і контактного навантаження трибоспряження вал-втулка

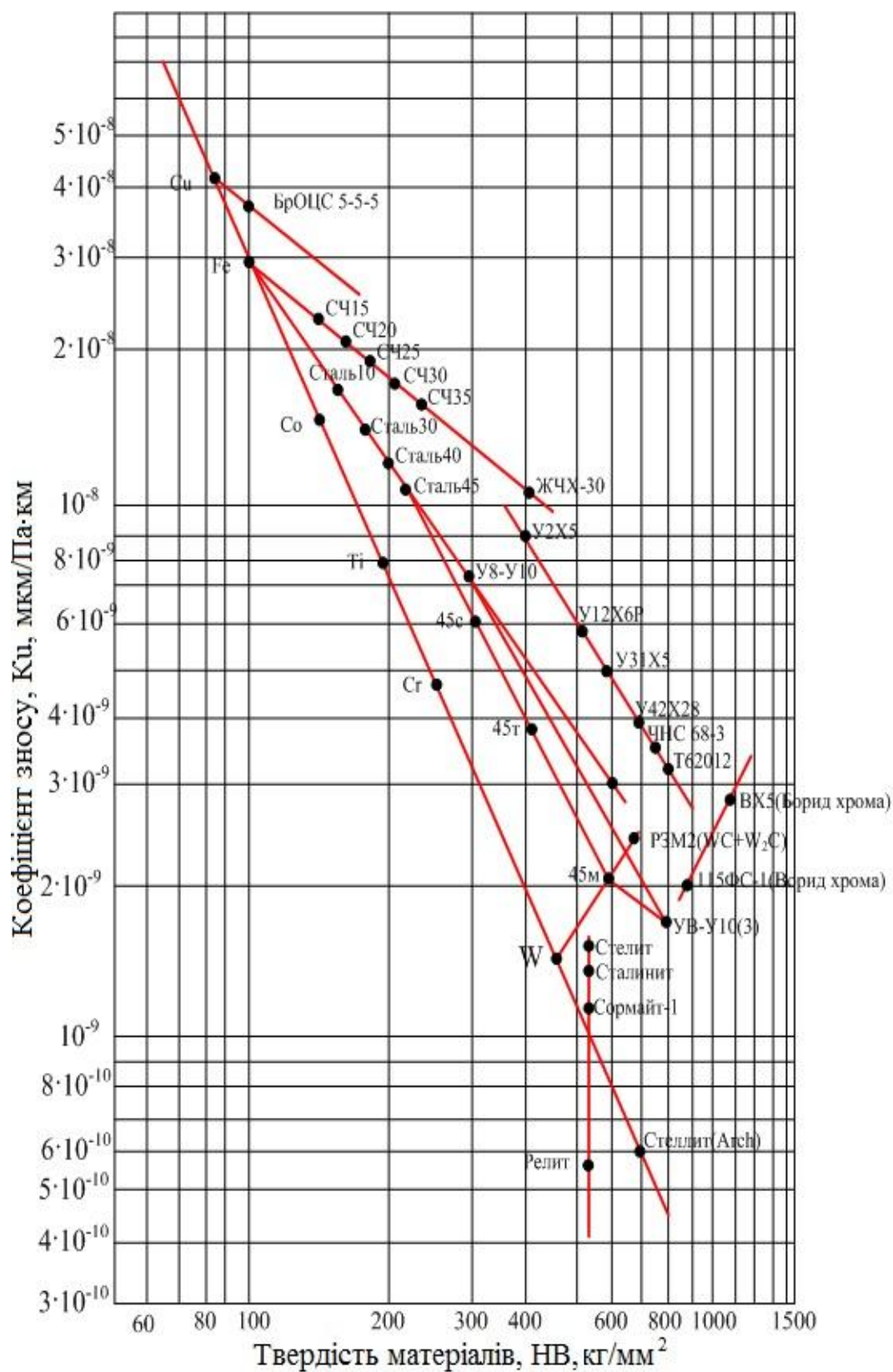


Рис. К. 3. Номограма прогнозування коефіцієнта зносу K_U матеріалів функціональних систем від їх твердості HV

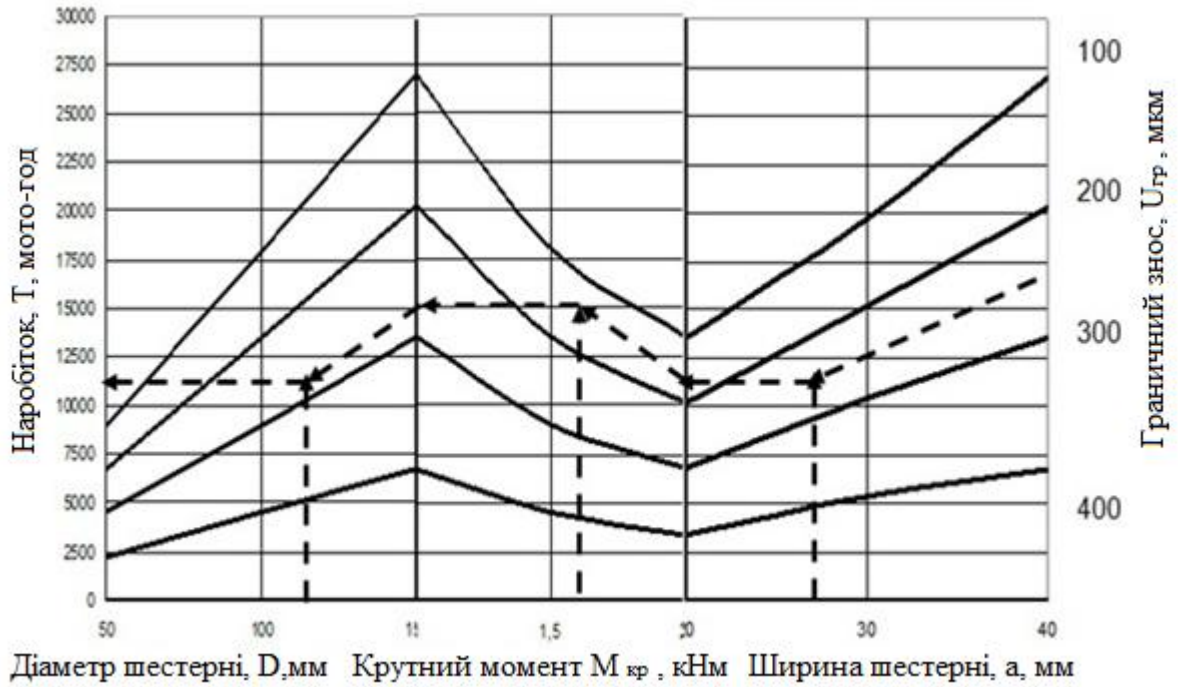


Рис. К. 4. Номограма прогнозування ресурсу зубчастих зачеплень трансмісій

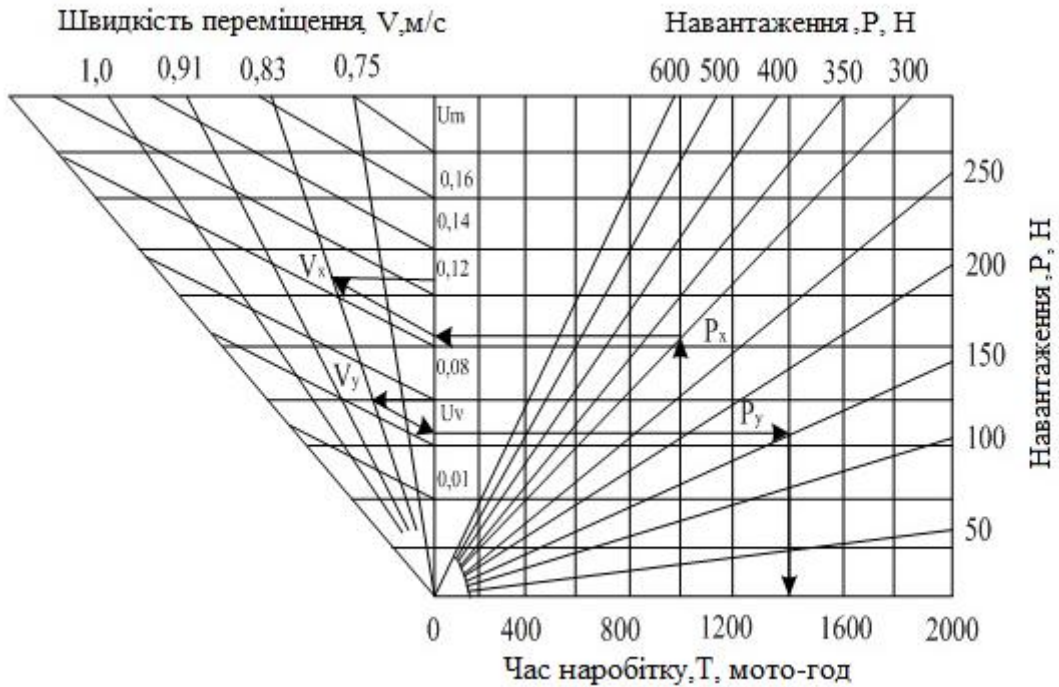


Рис.К.5. Номограма прогнозування наробітку трибоспряження типу вал – втулка до граничного зносу

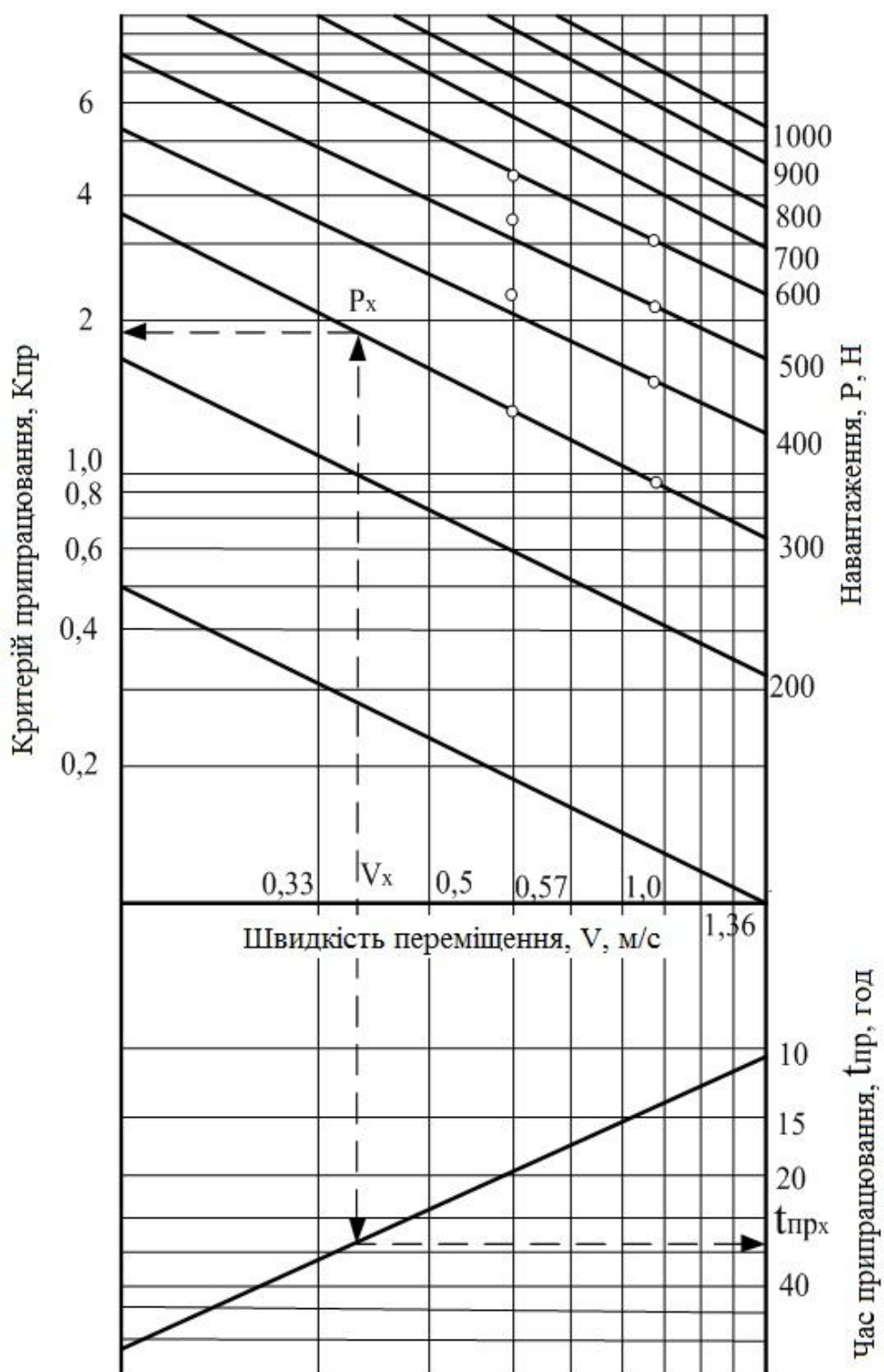


Рис. К. 6. Номограма для знаходження критеріїв припрацювання і часу припрацювання трибоспряження вал – втулка

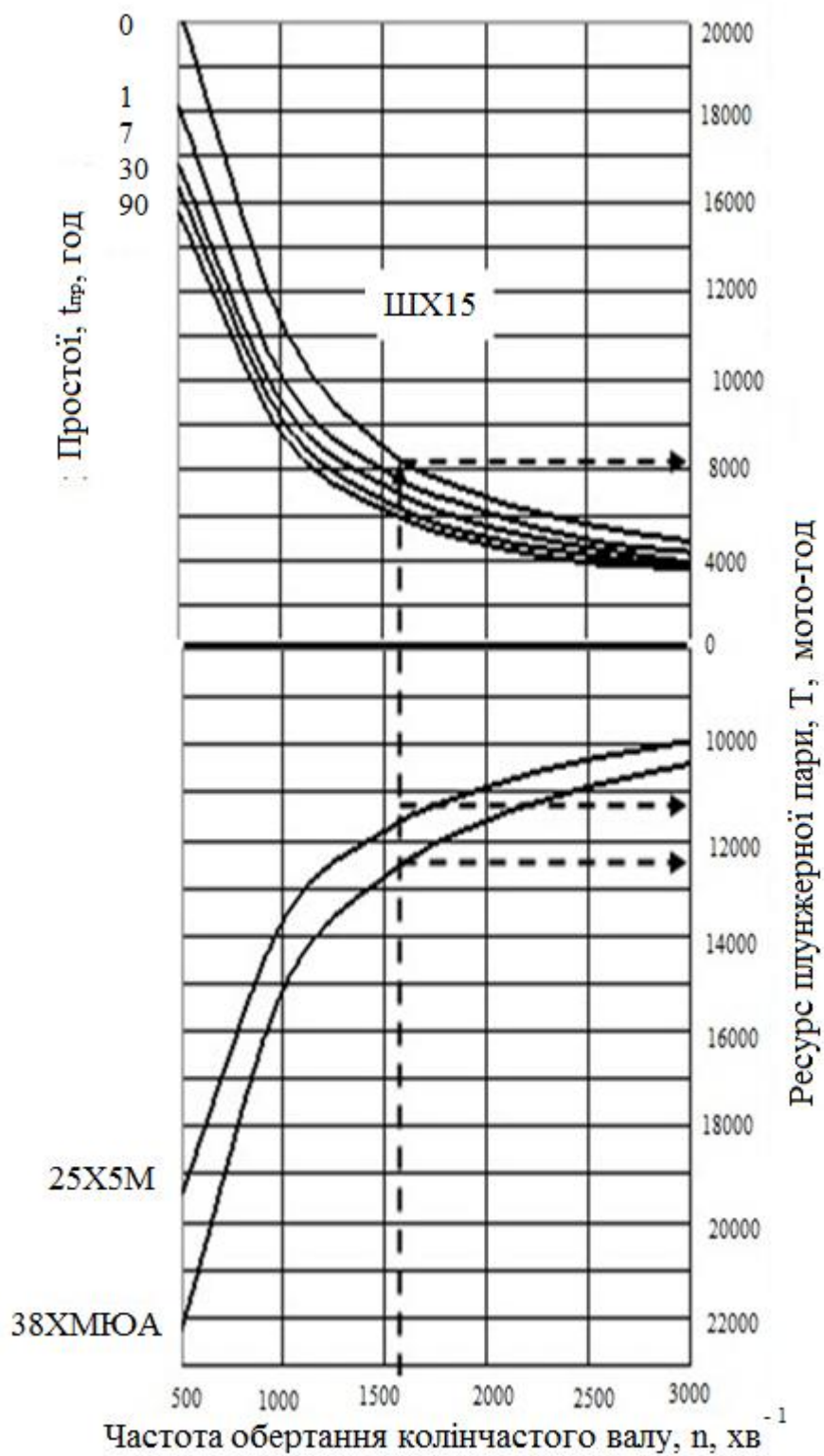


Рис. К.7. Номограма прогнозування ресурсу плунжерних пар паливного насосу високого тиску, виготовлених з різних сталей

ДОДАТОК Л

Результати розрахунку ймовірностей безвідмовної роботи функціональних систем СГТ при роботі на мінеральних і біологічних ПММ

Таблиця Л 1

Таблиця розрахунків ймовірностей безвідмовної роботи для стану вузлів і агрегатів СГТ при експлуатації на біологічних ПММ

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.995	5.052·10 ⁻⁴	3.981·10 ⁻⁴	1.629·10 ⁻³	8.878·10 ⁻⁴	4.789·10 ⁻⁴	1.603·10 ⁻⁷	2.292·10 ⁻⁷	2.234·10 ⁻⁷	7.455·10 ⁻⁸	1.167·10 ⁻⁷
0.991	1.028·10 ⁻³	8.011·10 ⁻⁴	3.242·10 ⁻³	1.774·10 ⁻³	9.556·10 ⁻⁴	6.501·10 ⁻⁷	9.288·10 ⁻⁷	9.042·10 ⁻⁷	3.029·10 ⁻⁷	8.695·10 ⁻⁷
0.986	1.57·10 ⁻³	1.209·10 ⁻³	4.841·10 ⁻³	2.657·10 ⁻³	1.43·10 ⁻³	1.483·10 ⁻⁶	2.117·10 ⁻⁶	2.059·10 ⁻⁶	6.953·10 ⁻⁷	3.437·10 ⁻⁶
0.982	2.132·10 ⁻³	1.622·10 ⁻³	6.425·10 ⁻³	3.539·10 ⁻³	1.903·10 ⁻³	2.673·10 ⁻⁶	3.814·10 ⁻⁶	3.707·10 ⁻⁶	1.269·10 ⁻⁶	1.028·10 ⁻⁵
0.977	2.72·10 ⁻³	2.039·10 ⁻³	7.995·10 ⁻³	4.419·10 ⁻³	2.373·10 ⁻³	4.238·10 ⁻⁶	6.043·10 ⁻⁶	5.868·10 ⁻⁶	2.059·10 ⁻⁶	2.625·10 ⁻⁵
0.973	3.343·10 ⁻³	2.462·10 ⁻³	9.551·10 ⁻³	5.297·10 ⁻³	2.841·10 ⁻³	6.198·10 ⁻⁶	8.832·10 ⁻⁶	8.57·10 ⁻⁶	3.128·10 ⁻⁶	6.058·10 ⁻⁵
0.969	4.017·10 ⁻³	2.889·10 ⁻³	0.011	6.173·10 ⁻³	3.307·10 ⁻³	8.583·10 ⁻⁶	1.222·10 ⁻⁵	1.185·10 ⁻⁵	4.598·10 ⁻⁶	1.307·10 ⁻⁴
0.965	4.775·10 ⁻³	3.321·10 ⁻³	0.013	7.047·10 ⁻³	3.771·10 ⁻³	1.144·10 ⁻⁵	1.628·10 ⁻⁵	1.577·10 ⁻⁵	6.698·10 ⁻⁶	2.691·10 ⁻⁴
0.961	5.677·10 ⁻³	3.758·10 ⁻³	0.014	7.92·10 ⁻³	4.234·10 ⁻³	1.483·10 ⁻⁵	2.11·10 ⁻⁵	2.044·10 ⁻⁵	9.859·10 ⁻⁶	5.363·10 ⁻⁴
0.958	6.833·10 ⁻³	4.199·10 ⁻³	0.016	8.791·10 ⁻³	4.694·10 ⁻³	1.89·10 ⁻⁵	2.687·10 ⁻⁵	2.603·10 ⁻⁵	1.488·10 ⁻⁵	1.045·10 ⁻³
0.956	8.45·10 ⁻³	4.646·10 ⁻³	0.017	9.662·10 ⁻³	5.154·10 ⁻³	2.386·10 ⁻⁵	3.391·10 ⁻⁵	3.285·10 ⁻⁵	2.327·10 ⁻⁵	2.002·10 ⁻³
0.955	0.011	5.099·10 ⁻³	0.019	0.011	5.612·10 ⁻³	3.013·10 ⁻⁵	4.28·10 ⁻⁵	4.149·10 ⁻⁵	3.779·10 ⁻⁵	3.795·10 ⁻³
0.957	0.015	5.559·10 ⁻³	0.02	0.011	6.071·10 ⁻³	3.845·10 ⁻⁵	5.461·10 ⁻⁵	5.303·10 ⁻⁵	6.361·10 ⁻⁵	7.138·10 ⁻³
0.965	0.022	6.027·10 ⁻³	0.022	0.012	6.532·10 ⁻³	5.02·10 ⁻⁵	7.13·10 ⁻⁵	6.941·10 ⁻⁵	1.103·10 ⁻⁴	0.013
0.983	0.034	6.509·10 ⁻³	0.024	0.013	6.999·10 ⁻³	6.793·10 ⁻⁵	9.65·10 ⁻⁵	9.428·10 ⁻⁵	1.955·10 ⁻⁴	0.025
12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4.483·10 ⁻⁵	2.527·10 ⁻³	4.246·10 ⁻⁴	5.201·10 ⁻⁸	1.799·10 ⁻⁷	9.1·10 ⁻⁸	7.663·10 ⁻⁸	2.24·10 ⁻⁶	4.188·10 ⁻⁹	4.142·10 ⁻⁹	5.047·10 ⁻⁵
2.714·10 ⁻⁴	5.037·10 ⁻³	1.037·10 ⁻³	2.341·10 ⁻⁷	1.598·10 ⁻⁶	4.095·10 ⁻⁷	3.448·10 ⁻⁷	1.009·10 ⁻⁵	3.376·10 ⁻⁸	3.364·10 ⁻⁸	2.904·10 ⁻⁴
9.029·10 ⁻⁴	7.53·10 ⁻³	2.05·10 ⁻³	6.195·10 ⁻⁷	6.706·10 ⁻⁶	1.083·10 ⁻⁶	9.12·10 ⁻⁷	2.67·10 ⁻⁵	1.152·10 ⁻⁷	1.16·10 ⁻⁷	9.329·10 ⁻⁴
2.353·10 ⁻³	0.01	3.858·10 ⁻³	1.357·10 ⁻⁶	2.048·10 ⁻⁵	2.372·10 ⁻⁶	1.997·10 ⁻⁶	5.855·10 ⁻⁵	2.777·10 ⁻⁷	2.833·10 ⁻⁷	2.371·10 ⁻³
5.386·10 ⁻³	0.012	7.185·10 ⁻³	2.735·10 ⁻⁶	5.257·10 ⁻⁵	4.781·10 ⁻⁶	4.024·10 ⁻⁶	1.182·10 ⁻⁴	5.557·10 ⁻⁷	5.773·10 ⁻⁷	5.329·10 ⁻³
0.011	0.015	0.013	5.301·10 ⁻⁶	1.212·10 ⁻⁴	9.264·10 ⁻⁶	7.797·10 ⁻⁶	2.294·10 ⁻⁴	9.938·10 ⁻⁷	1.058·10 ⁻⁶	0.011
0.023	0.017	0.025	1.008·10 ⁻⁵	2.606·10 ⁻⁴	1.761·10 ⁻⁵	1.482·10 ⁻⁵	4.37·10 ⁻⁴	1.657·10 ⁻⁶	1.82·10 ⁻⁶	0.022
0.045	0.02	0.046	1.897·10 ⁻⁵	5.345·10 ⁻⁴	3.315·10 ⁻⁵	2.79·10 ⁻⁵	8.24·10 ⁻⁴	2.645·10 ⁻⁶	3.024·10 ⁻⁶	0.043
0.087	0.022	0.086	3.553·10 ⁻⁵	1.061·10 ⁻³	6.208·10 ⁻⁵	5.226·10 ⁻⁵	1.545·10 ⁻³	4.129·10 ⁻⁶	4.949·10 ⁻⁶	0.083
0.165	0.024	0.16	6.63·10 ⁻⁵	2.06·10 ⁻³	1.159·10 ⁻⁴	9.754·10 ⁻⁵	2.887·10 ⁻³	6.405·10 ⁻⁶	8.101·10 ⁻⁶	0.157
0.309	0.025	0.298	1.235·10 ⁻⁴	3.938·10 ⁻³	2.158·10 ⁻⁴	1.817·10 ⁻⁴	5.383·10 ⁻³	1.001·10 ⁻⁵	1.34·10 ⁻⁵	0.294
0.578	0.026	0.553	2.296·10 ⁻⁴	7.449·10 ⁻³	4.013·10 ⁻⁴	3.379·10 ⁻⁴	0.01	1.59·10 ⁻⁵	2.254·10 ⁻⁵	0.548
23	24	25	26	27	29	30	31	32	33	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
3.138·10 ⁻⁹	9.033·10 ⁻¹⁰	1.885·10 ⁻⁷	1.504·10 ⁻⁶	1.439·10 ⁻⁶	1.111·10 ⁻⁶	3.144·10 ⁻⁷	7.628·10 ⁻⁵	4.569·10 ⁻⁶	6.652·10 ⁻⁶	
2.511·10 ⁻⁸	7.254·10 ⁻⁹	2.047·10 ⁻⁶	6.081·10 ⁻⁶	5.858·10 ⁻⁶	4.434·10 ⁻⁶	1.26·10 ⁻⁶	4.412·10 ⁻⁴	2.643·10 ⁻⁵	3.849·10 ⁻⁵	
8.478·10 ⁻⁸	2.465·10 ⁻⁸	9.21·10 ⁻⁶	1.393·10 ⁻⁵	1.355·10 ⁻⁵	9.956·10 ⁻⁶	2.851·10 ⁻⁶	1.424·10 ⁻³	8.528·10 ⁻⁵	1.242·10 ⁻⁴	
2.013·10 ⁻⁷	5.911·10 ⁻⁸	2.909·10 ⁻⁵	2.547·10 ⁻⁵	2.515·10 ⁻⁵	1.766·10 ⁻⁵	5.132·10 ⁻⁶	3.632·10 ⁻³	2.175·10 ⁻⁴	3.169·10 ⁻⁴	
3.941·10 ⁻⁷	1.176·10 ⁻⁷	7.61·10 ⁻⁵	4.154·10 ⁻⁵	4.189·10 ⁻⁵	2.754·10 ⁻⁵	8.206·10 ⁻⁶	8.19·10 ⁻³	4.906·10 ⁻⁴	7.147·10 ⁻⁴	
6.841·10 ⁻⁷	2.092·10 ⁻⁷	1.776·10 ⁻⁴	6.374·10 ⁻⁵	6.611·10 ⁻⁵	3.957·10 ⁻⁵	1.229·10 ⁻⁵	0.017	1.029·10 ⁻³	1.499·10 ⁻³	
1.094·10 ⁻⁶	3.467·10 ⁻⁷	3.849·10 ⁻⁴	9.511·10 ⁻⁵	1.023·10 ⁻⁴	5.373·10 ⁻⁵	1.78·10 ⁻⁵	0.034	2.064·10 ⁻³	3.007·10 ⁻³	
1.651·10 ⁻⁶	5.506·10 ⁻⁷	7.936·10 ⁻⁴	1.413·10 ⁻⁴	1.586·10 ⁻⁴	6.999·10 ⁻⁵	2.555·10 ⁻⁵	0.067	4.022·10 ⁻³	5.861·10 ⁻³	
2.39·10 ⁻⁶	8.555·10 ⁻⁷	1.582·10 ⁻³	2.128·10 ⁻⁴	2.506·10 ⁻⁴	8.831·10 ⁻⁵	3.707·10 ⁻⁵	0.128	7.696·10 ⁻³	0.011	
3.361·10 ⁻⁶	1.323·10 ⁻⁶	3.079·10 ⁻³	3.293·10 ⁻⁴	4.068·10 ⁻⁴	1.086·10 ⁻⁴	5.526·10 ⁻⁵	0.243	0.015	0.021	
4.639·10 ⁻⁶	2.063·10 ⁻⁶	5.896·10 ⁻³	5.269·10 ⁻⁴	6.802·10 ⁻⁴	1.309·10 ⁻⁴	8.549·10 ⁻⁵	0.456	0.027	0.04	
6.352·10 ⁻⁶	3.28·10 ⁻⁶	0.011	8.729·10 ⁻⁴	1.169·10 ⁻³	1.548·10 ⁻⁴	1.377·10 ⁻⁴	0.851	0.051	0.074	
35	36	37	38	39						
0	0	0	0	0						
5.201·10 ⁻⁸	1.799·10 ⁻⁷	9.1·10 ⁻⁸	7.663·10 ⁻⁸	2.24·10 ⁻⁶						
2.341·10 ⁻⁷	1.598·10 ⁻⁶	4.095·10 ⁻⁷	3.448·10 ⁻⁷	1.009·10 ⁻⁵						
6.195·10 ⁻⁷	6.706·10 ⁻⁶	1.083·10 ⁻⁶	9.12·10 ⁻⁷	2.67·10 ⁻⁵						
1.357·10 ⁻⁶	2.048·10 ⁻⁵	2.372·10 ⁻⁶	1.997·10 ⁻⁶	5.855·10 ⁻⁵						
2.735·10 ⁻⁶	5.257·10 ⁻⁵	4.781·10 ⁻⁶	4.024·10 ⁻⁶	1.182·10 ⁻⁴						
5.301·10 ⁻⁶	1.212·10 ⁻⁴	9.264·10 ⁻⁶	7.797·10 ⁻⁶	2.294·10 ⁻⁴						
1.008·10 ⁻⁵	2.606·10 ⁻⁴	1.761·10 ⁻⁵	1.482·10 ⁻⁵	4.37·10 ⁻⁴						
1.897·10 ⁻⁵	5.345·10 ⁻⁴	3.315·10 ⁻⁵	2.79·10 ⁻⁵	8.24·10 ⁻⁴						
3.553·10 ⁻⁵	1.061·10 ⁻³	6.208·10 ⁻⁵	5.226·10 ⁻⁵	1.545·10 ⁻³						
6.63·10 ⁻⁵	2.06·10 ⁻³	1.159·10 ⁻⁴	9.754·10 ⁻⁵	2.887·10 ⁻³						
1.235·10 ⁻⁴	3.938·10 ⁻³	2.158·10 ⁻⁴	1.817·10 ⁻⁴	5.383·10 ⁻³						
2.296·10 ⁻⁴	7.449·10 ⁻³	4.013·10 ⁻⁴	3.379·10 ⁻⁴	0.01						
4.264·10 ⁻⁴	0.014	7.453·10 ⁻⁴	6.275·10 ⁻⁴	0.019						
7.912·10 ⁻⁴	0.026	1.383·10 ⁻³	1.165·10 ⁻³	0.035						

Таблиця Л 2

Таблиця розрахунків ймовірностей безвідмовної роботи для стану функціональних систем СГТ при експлуатації на мінеральних ПММ

	1	2	3	4	5	6	7
0	1	0	0	0	0	0	0
1	0.951	$8.066 \cdot 10^{-3}$	$5.042 \cdot 10^{-3}$	$6.427 \cdot 10^{-3}$	0.011	0.014	$8.066 \cdot 10^{-3}$
2	0.912	0.016	$9.855 \cdot 10^{-3}$	0.013	0.021	0.028	0.016
3	0.881	0.023	0.014	0.018	0.03	0.041	0.023
4	0.858	0.03	0.019	0.024	0.04	0.054	0.03
5	0.843	0.037	0.023	0.03	0.049	0.067	0.037
6	0.835	0.044	0.028	0.035	0.058	0.079	0.044
7	0.833	0.051	0.032	0.041	0.067	0.092	0.051
8	0.838	0.058	0.036	0.046	0.076	0.104	0.058
9	0.848	0.065	0.041	0.052	0.085	0.117	0.065
10	0.864	0.072	0.045	0.058	0.095	0.129	0.072

Таблиця Л 3

Таблиця розрахунків ймовірностей безвідмовної роботи для стану функціональних систем СГТ при експлуатації на біологічних ПММ

	1	2	3	4	5	6	7
0	1	0	0	0	0	0	0
1	0.947	$9.044 \cdot 10^{-3}$	$5.59 \cdot 10^{-3}$	$6.972 \cdot 10^{-3}$	0.011	0.015	$9.044 \cdot 10^{-3}$
2	0.905	0.018	0.011	0.014	0.022	0.029	0.018
3	0.872	0.026	0.016	0.02	0.032	0.043	0.026
4	0.848	0.034	0.021	0.026	0.042	0.056	0.034
5	0.832	0.042	0.026	0.032	0.052	0.069	0.042
6	0.823	0.049	0.031	0.038	0.061	0.082	0.049
7	0.821	0.057	0.035	0.044	0.071	0.095	0.057
8	0.826	0.065	0.04	0.05	0.08	0.107	0.065
9	0.838	0.072	0.045	0.056	0.09	0.12	0.072
10	0.855	0.08	0.05	0.062	0.1	0.133	0.08

Таблиця Л 4

Таблиця розрахунків ймовірностей безвідмовної роботи для стану елементів дизельного двигуна при експлуатації на мінеральних ПММ

	1	2	3	4	5	6	7
0	1	0	0	0	0	0	0
1	0.924	0.013	0.018	0.018	$5.928 \cdot 10^{-3}$	$4.967 \cdot 10^{-3}$	0.023
2	0.864	0.025	0.035	0.034	0.011	$9.584 \cdot 10^{-3}$	0.043
3	0.819	0.036	0.051	0.05	0.017	0.014	0.063
4	0.787	0.046	0.066	0.065	0.022	0.018	0.082
5	0.767	0.057	0.081	0.079	0.026	0.022	0.1
6	0.757	0.067	0.096	0.093	0.031	0.026	0.118
7	0.757	0.077	0.11	0.107	0.036	0.03	0.136
8	0.765	0.087	0.124	0.121	0.04	0.034	0.154
9	0.781	0.097	0.139	0.136	0.045	0.038	0.172
10	0.805	0.108	0.154	0.15	0.05	0.042	0.19

Таблиця Л 5

Таблиця розрахунків ймовірностей безвідмовної роботи для стану елементів дизельного двигуна при експлуатації на біологічних ПММ

	1	2	3	4	5	6	7
0	1	0	0	0	0	0	0
1	0.908	0.016	0.02	0.02	$6.461 \cdot 10^{-3}$	$5.099 \cdot 10^{-3}$	0.031
2	0.837	0.03	0.039	0.039	0.012	$9.764 \cdot 10^{-3}$	0.06
3	0.785	0.043	0.056	0.056	0.018	0.014	0.087
4	0.749	0.056	0.072	0.073	0.023	0.018	0.112
5	0.727	0.068	0.088	0.089	0.028	0.022	0.136
6	0.717	0.08	0.103	0.104	0.033	0.026	0.16
7	0.717	0.092	0.119	0.119	0.038	0.03	0.184
8	0.728	0.104	0.134	0.135	0.043	0.034	0.207
9	0.748	0.116	0.15	0.151	0.048	0.038	0.232
10	0.776	0.128	0.166	0.167	0.053	0.042	0.257

Таблиця Л 6

Таблиця розрахунків ймовірностей безвідмовної роботи для стану елементів паливної системи дизельного двигуна при експлуатації на мінеральних ПММ

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0.93	$4.44 \cdot 10^{-3}$	0.02	0.02	0.02	0.01	$3.98 \cdot 10^{-3}$	0.01	$3.98 \cdot 10^{-3}$	0.01	$3.98 \cdot 10^{-3}$
2	0.87	$8.58 \cdot 10^{-3}$	0.04	0.03	0.05	0.03	$7.7 \cdot 10^{-3}$	0.03	$7.7 \cdot 10^{-3}$	0.03	$7.7 \cdot 10^{-3}$
3	0.83	0.01	0.05	0.05	0.07	0.04	0.01	0.04	0.01	0.04	0.01
4	0.8	0.02	0.07	0.07	0.1	0.05	0.01	0.05	0.01	0.05	0.01
5	0.79	0.02	0.08	0.08	0.14	0.06	0.02	0.06	0.02	0.06	0.02
6	0.79	0.02	0.1	0.1	0.17	0.07	0.02	0.07	0.02	0.07	0.02
7	0.79	0.03	0.12	0.11	0.21	0.09	0.02	0.09	0.02	0.09	0.02
8	0.82	0.03	0.13	0.13	0.26	0.1	0.03	0.1	0.03	0.1	0.03
9	0.85	0.03	0.15	0.14	0.31	0.11	0.03	0.11	0.03	0.11	0.03
10	0.89	0.04	0.17	0.16	0.36	0.12	0.03	0.12	0.03	0.12	0.03

Таблиця Л 7

Таблиця розрахунків ймовірностей безвідмовної роботи для стану елементів паливної системи дизельного двигуна при експлуатації на біологічних ПММ

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0.9	$6.14 \cdot 10^{-3}$	0.02	0.02	0.03	0.02	$5.52 \cdot 10^{-3}$	0.02	$5.52 \cdot 10^{-3}$	0.02	$5.52 \cdot 10^{-3}$
2	0.82	0.01	0.05	0.05	0.07	0.04	0.01	0.04	0.01	0.04	0.01
3	0.77	0.02	0.07	0.07	0.1	0.05	0.02	0.05	0.02	0.05	0.02
4	0.73	0.02	0.09	0.09	0.14	0.07	0.02	0.07	0.02	0.07	0.02
5	0.72	0.03	0.11	0.11	0.19	0.08	0.02	0.08	0.02	0.08	0.02
6	0.72	0.03	0.12	0.13	0.24	0.1	0.03	0.1	0.03	0.1	0.03
7	0.73	0.04	0.14	0.15	0.29	0.11	0.03	0.11	0.03	0.11	0.03
8	0.76	0.04	0.16	0.16	0.35	0.13	0.04	0.13	0.04	0.13	0.04
9	0.8	0.05	0.18	0.19	0.41	0.14	0.04	0.14	0.04	0.14	0.04
10	0.85	0.05	0.2	0.21	0.48	0.16	0.05	0.16	0.05	0.16	0.05

Таблиця Л 8

Таблиця розрахунків ймовірностей безвідмовної роботи для стану елементів гідросистем при експлуатації на мінеральних оливах

1	2	3	4	5	6
1	0	0	0	0	0
0.992	$6.79 \cdot 10^{-3}$	0.042	$6.567 \cdot 10^{-3}$	0.027	0.015
0.986	0.027	0.084	0.013	0.054	0.029
0.984	0.06	0.125	0.02	0.081	0.044
0.987	0.105	0.167	0.026	0.108	0.059
0.997	0.163	0.209	0.033	0.135	0.073

Таблиця Л 9

Таблиця розрахунків ймовірностей безвідмовної роботи для стану елементів гідросистем при експлуатації на біологічних оливах

1	2	3	4	5	6
1	0	0	0	0	0
0.984	0.013	0.084	0.013	0.054	0.029
0.972	0.052	0.166	0.026	0.107	0.058
0.968	0.115	0.248	0.039	0.16	0.087
0.973	0.201	0.33	0.052	0.213	0.116
0.992	0.308	0.413	0.064	0.267	0.145

Таблиця Л 10

Таблиця розрахунків ймовірностей безвідмовної роботи для стану елементів трансмісії при експлуатації на мінеральних оливах

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	0.97	$6.59 \cdot 10^{-3}$	0.03	$4.29 \cdot 10^{-3}$	$1.48 \cdot 10^{-5}$	$2.46 \cdot 10^{-5}$	$2.07 \cdot 10^{-5}$	$2.46 \cdot 10^{-5}$	$7.98 \cdot 10^{-5}$	$9.47 \cdot 10^{-5}$	$7.98 \cdot 10^{-5}$	$9.47 \cdot 10^{-5}$	$7.98 \cdot 10^{-5}$
2	0.95	0.01	0.05	$8.57 \cdot 10^{-3}$	$6.01 \cdot 10^{-5}$	$9.95 \cdot 10^{-5}$	$8.38 \cdot 10^{-5}$	$9.95 \cdot 10^{-5}$	$3.13 \cdot 10^{-4}$	$3.72 \cdot 10^{-4}$	$3.13 \cdot 10^{-4}$	$3.72 \cdot 10^{-4}$	$3.13 \cdot 10^{-4}$
3	0.93	0.02	0.07	0.01	$1.37 \cdot 10^{-4}$	$2.27 \cdot 10^{-4}$	$1.91 \cdot 10^{-4}$	$2.27 \cdot 10^{-4}$	$6.91 \cdot 10^{-4}$	$8.21 \cdot 10^{-4}$	$6.91 \cdot 10^{-4}$	$8.21 \cdot 10^{-4}$	$6.91 \cdot 10^{-4}$
4	0.91	0.03	0.09	0.02	$2.47 \cdot 10^{-4}$	$4.08 \cdot 10^{-4}$	$3.44 \cdot 10^{-4}$	$4.08 \cdot 10^{-4}$	$1.21 \cdot 10^{-3}$	$1.44 \cdot 10^{-3}$	$1.21 \cdot 10^{-3}$	$1.44 \cdot 10^{-3}$	$1.21 \cdot 10^{-3}$
5	0.9	0.04	0.11	0.02	$3.91 \cdot 10^{-4}$	$6.48 \cdot 10^{-4}$	$5.45 \cdot 10^{-4}$	$6.48 \cdot 10^{-4}$	$1.86 \cdot 10^{-3}$	$2.21 \cdot 10^{-3}$	$1.86 \cdot 10^{-3}$	$2.21 \cdot 10^{-3}$	$1.86 \cdot 10^{-3}$
6	0.89	0.04	0.13	0.03	$5.72 \cdot 10^{-4}$	$9.47 \cdot 10^{-4}$	$7.98 \cdot 10^{-4}$	$9.47 \cdot 10^{-4}$	$2.64 \cdot 10^{-3}$	$3.14 \cdot 10^{-3}$	$2.64 \cdot 10^{-3}$	$3.14 \cdot 10^{-3}$	$2.64 \cdot 10^{-3}$
7	0.89	0.05	0.15	0.03	$7.91 \cdot 10^{-4}$	$1.31 \cdot 10^{-3}$	$1.1 \cdot 10^{-3}$	$1.31 \cdot 10^{-3}$	$3.56 \cdot 10^{-3}$	$4.23 \cdot 10^{-3}$	$3.56 \cdot 10^{-3}$	$4.23 \cdot 10^{-3}$	$3.56 \cdot 10^{-3}$
8	0.89	0.06	0.18	0.03	$1.05 \cdot 10^{-3}$	$1.74 \cdot 10^{-3}$	$1.47 \cdot 10^{-3}$	$1.74 \cdot 10^{-3}$	$4.6 \cdot 10^{-3}$	$5.46 \cdot 10^{-3}$	$4.6 \cdot 10^{-3}$	$5.46 \cdot 10^{-3}$	$4.6 \cdot 10^{-3}$
9	0.9	0.07	0.2	0.04	$1.35 \cdot 10^{-3}$	$2.24 \cdot 10^{-3}$	$1.89 \cdot 10^{-3}$	$2.24 \cdot 10^{-3}$	$5.77 \cdot 10^{-3}$	$6.86 \cdot 10^{-3}$	$5.77 \cdot 10^{-3}$	$6.86 \cdot 10^{-3}$	$5.77 \cdot 10^{-3}$
10	0.91	0.08	0.22	0.04	$1.7 \cdot 10^{-3}$	$2.82 \cdot 10^{-3}$	$2.38 \cdot 10^{-3}$	$2.82 \cdot 10^{-3}$	$7.08 \cdot 10^{-3}$	$8.4 \cdot 10^{-3}$	$7.08 \cdot 10^{-3}$	$8.4 \cdot 10^{-3}$...


Таблиця Л 11

Таблиця розрахунків ймовірностей безвідмовної роботи для стану елементів трансмісії при експлуатації на біологічних оливах

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	0.97	$6.59 \cdot 10^{-3}$	0.02	$4.4 \cdot 10^{-3}$	$1.51 \cdot 10^{-5}$	$2.58 \cdot 10^{-5}$	$2.12 \cdot 10^{-5}$	$2.58 \cdot 10^{-5}$	$8.15 \cdot 10^{-5}$	$9.94 \cdot 10^{-5}$	$8.15 \cdot 10^{-5}$	$9.94 \cdot 10^{-5}$	$8.15 \cdot 10^{-5}$
2	0.95	0.01	0.05	$8.79 \cdot 10^{-3}$	$6.13 \cdot 10^{-5}$	$1.04 \cdot 10^{-4}$	$8.56 \cdot 10^{-5}$	$1.04 \cdot 10^{-4}$	$3.19 \cdot 10^{-4}$	$3.9 \cdot 10^{-4}$	$3.19 \cdot 10^{-4}$	$3.9 \cdot 10^{-4}$	$3.19 \cdot 10^{-4}$
3	0.93	0.02	0.07	0.01	$1.4 \cdot 10^{-4}$	$2.38 \cdot 10^{-4}$	$1.95 \cdot 10^{-4}$	$2.38 \cdot 10^{-4}$	$7.06 \cdot 10^{-4}$	$8.61 \cdot 10^{-4}$	$7.06 \cdot 10^{-4}$	$8.61 \cdot 10^{-4}$	$7.06 \cdot 10^{-4}$
4	0.91	0.03	0.09	0.02	$2.52 \cdot 10^{-4}$	$4.29 \cdot 10^{-4}$	$3.52 \cdot 10^{-4}$	$4.29 \cdot 10^{-4}$	$1.23 \cdot 10^{-3}$	$1.5 \cdot 10^{-3}$	$1.23 \cdot 10^{-3}$	$1.5 \cdot 10^{-3}$	$1.23 \cdot 10^{-3}$
u = 5	0.9	0.04	0.11	0.02	$3.99 \cdot 10^{-4}$	$6.81 \cdot 10^{-4}$	$5.58 \cdot 10^{-4}$	$6.81 \cdot 10^{-4}$	$1.9 \cdot 10^{-3}$	$2.32 \cdot 10^{-3}$	$1.9 \cdot 10^{-3}$	$2.32 \cdot 10^{-3}$	$1.9 \cdot 10^{-3}$
6	0.89	0.04	0.13	0.03	$5.84 \cdot 10^{-4}$	$9.96 \cdot 10^{-4}$	$8.17 \cdot 10^{-4}$	$9.96 \cdot 10^{-4}$	$2.7 \cdot 10^{-3}$	$3.29 \cdot 10^{-3}$	$2.7 \cdot 10^{-3}$	$3.29 \cdot 10^{-3}$	$2.7 \cdot 10^{-3}$
7	0.89	0.05	0.15	0.03	$8.09 \cdot 10^{-4}$	$1.38 \cdot 10^{-3}$	$1.13 \cdot 10^{-3}$	$1.38 \cdot 10^{-3}$	$3.63 \cdot 10^{-3}$	$4.42 \cdot 10^{-3}$	$3.63 \cdot 10^{-3}$	$4.42 \cdot 10^{-3}$	$3.63 \cdot 10^{-3}$
8	0.89	0.06	0.17	0.04	$1.08 \cdot 10^{-3}$	$1.83 \cdot 10^{-3}$	$1.5 \cdot 10^{-3}$	$1.83 \cdot 10^{-3}$	$4.69 \cdot 10^{-3}$	$5.72 \cdot 10^{-3}$	$4.69 \cdot 10^{-3}$	$5.72 \cdot 10^{-3}$	$4.69 \cdot 10^{-3}$
9	0.9	0.07	0.2	0.04	$1.39 \cdot 10^{-3}$	$2.36 \cdot 10^{-3}$	$1.94 \cdot 10^{-3}$	$2.36 \cdot 10^{-3}$	$5.88 \cdot 10^{-3}$	$7.18 \cdot 10^{-3}$	$5.88 \cdot 10^{-3}$	$7.18 \cdot 10^{-3}$	$5.88 \cdot 10^{-3}$
10	0.91	0.08	0.22	0.04	$1.74 \cdot 10^{-3}$	$2.97 \cdot 10^{-3}$	$2.44 \cdot 10^{-3}$	$2.97 \cdot 10^{-3}$	$7.21 \cdot 10^{-3}$	$8.8 \cdot 10^{-3}$	$7.21 \cdot 10^{-3}$	$8.8 \cdot 10^{-3}$...

Додаток М
Акти впровадженъ

Міністерство освіти і науки України
Таврійський державний агротехнологічний університет

Погоджено
директор Національного
наукового центру «Інститут
механізації та електрифікації
сільського господарства»
д.т.н., проф., академік НААН
України

В.В. Адамчук



Затверджую
ректор Таврійського
державного
агротехнологічного
університету д.т.н., проф.,
член НААН України
В.М. Кюрчев



РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО ЗАБЕЗПЕЧЕННЮ НАДІЙНОСТІ
МОБІЛЬНОЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ ПРИ
ВИКОРИСТАННІ БІОПАЛИВО-МАСТИЛЬНИХ
МАТЕРІАЛІВ

(нормативно-технічний документ)



Погоджено
директор Приватного
малого виробничо –
комерційного підприємства
«Ассоль»
П.І. Харченко



Погоджено
директор Департаменту
агрпромиислового розвитку
Запорізької обласної
державної адміністрації
В.В. Фіоктістов



Розробники:

 д.т.н., проф. В.А. Дідур
 к.т.н., доц. Д.П. Журавель

Мелітополь, 2017



Іркл С.В.



Кюрчев В.М

Акт

про впровадження результатів НДР

04 квітня 2017 р.

Ми, що нижче поставили свої підписи: менеджер служби збуту Яремчук А.А. (ТОВ «ВТК «Юждизельмаш»), з одної сторони, доктор технічних наук, професор Дідур В. А., кандидат технічних наук, доцент Журавель Д.П. (Таврійський державний агротехнологічний університет) з другої сторони склали дійсний акт про те, що в 2017 році були прийняті до впровадження у виробництво рекомендації щодо забезпечення надійності мобільної сільськогосподарської техніки при використанні біопаливо-мастильних матеріалів. Для забезпечення надійності функціональних систем мобільної сільськогосподарської техніки при експлуатації її на біопаливо-мастильних матеріалах необхідно провести наступні заходи, а саме:

1. Замінити матеріал плунжерних пар зі сталі ШХ15 на сталь 25Х5М, 5Х або 38ХМЮА. Така заміна дозволяє збільшити середній ресурс плунжерних пар ПНВТ з 7000 до 12000 мото - годин., що відповідає технічним вимогам до надійності паливних систем.

2. Замінити матеріали системи трансмісії зі сталей 40Х, 45Х на сталі, які підлягають нітроцементації (ціануванню) для створення нітридів лігатури, що призведе до зниження вакансій в поверхневих шарах металів і, як результат, підвищення зносостійкості матеріалів деталей сполучень.

3. Замінити конструкційний матеріал ущільнень ПНВТ із натурального чи синтетичного каучуку на фторкаучук, що дозволить збільшити ймовірність безвідмовної роботи паливної системи з 960 до 4000 мото - годин.


4. З метою виключення ступінчастої динаміки зношування деталей при зупинці двигуна забезпечити перехід з біологічного палива на дизельне або промивку паливної системи.

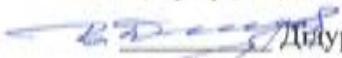

5. Замінити існуючий фільтр грубого очищення системи живлення двигуна на вдосконалений, який містить фільтруючий, коагулюючий і водовідштовхуючий елементи з одночасним підігрівом палива до 30...40 °С. Така заміна дозволить збільшити строк служби фільтра тонкого очищення з 750 до 1500 мото - годин.

6. З метою збільшення строку служби елементів гідравлічних систем з 8000 до 9000 мото - годин необхідно вводити в біологічні оливи добавки: металоплакувальну, типу МКФ-18 в кількості 0,8...1,0% для забезпечення ефекту вибіркового переносу та антифрикційну, типу SMT 2514 в кількості 6...8% для покращення змащувальних властивостей в режимі граничного тертя.

7. З метою інтенсифікації роботи двигуна та покращення екологічних показників необхідно, в усмоктувальному патрубку встановити апарат розділення повітря, за рахунок магнітних полів, на два потоки, з підвищеним вмістом азоту і кисню, що дасть змогу збільшити номінальну ефективну потужність двигуна з 56,6 кВт до 59,6 кВт і зменшити питому витрату палива з 241 г/кВт · год до 226 г/кВт · год.

Економічний ефект від впровадження вказаних заходів для України складе 2, 236 млн. грн. на рік.

Від «ВТК «Юждизельмаш»
менеджер служби збуту

Яремчук А.А.

Від ТДАТУ
д.т.н., проф., академік АН ВШУ

Дітур В.А.
к.т.н., доцент

Журавель Д.П.

УТВЕРЖДАЮ



Проректор по ИР ТДАУ, Чл.-кор. НААНУ
д.т.н., проф. В.Т.Надыкто,

2015г.

УТВЕРЖДАЮ



Директор ФХ «Лаванда»
Козярин В.И.

2015г.

А К Т

**внедрения результатов научно-исследовательских,
опытно-конструкторских и технологических работ**

«27» мая 2015 г.

Мы нижеподписавшиеся, представитель Таврического государственного агротехнического университета (ТДАУ)

Дидур В.А., д.т.н., проф., Журавель Д.П., к.т.н., доц., с одной стороны

(фамилия, имя, отчество, должность)

и представители ФХ «Лаванда» с. Успеновка Гуляйпольского района
Запорожской области

(наименование предприятия, организации, учреждения)

Козярин В.И., Бутенко А. Н. с другой стороны

(фамилия, имя, отчество, должность)

составили настоящий акт о том, что с 15 января по 15 мая 2015г

(сроки внедрения)

в результате проведения научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ по теме «Повышение ресурса пар трения сельскохозяйственной техники, работающей в среде биотоплива» на ФХ «Лаванда» с. Успеновка Гуляйпольского района Запорожской области

(наименование организации, предприятия, учреждения)

внедрено Рекомендации по уточнению ресурса функциональных систем мобильной техники, работающих на биологических ТСМ

(наименование машины, процесса, устройства)

В процессе внедрения выполнены следующие работы:

1. Техническим службам предприятия переданы рекомендации по уточнению межремонтных периодов мобильной техники, работающей на биологических ТСМ.

2. Рекомендованы фактические сроки наработки функциональных систем мобильной техники, работающих на биологических ТСМ.

От внедрения получен следующий технико-экономический эффект:

Внедрение предлагаемых рекомендаций по снижению межремонтных периодов с 15667 мото-часов до 14465 мото-часов дает возможность повысить эксплуатационные показатели надежности работы мобильной техники за весь срок эксплуатации, что позволяет снизить расход ТСМ, и обеспечить экономический эффект 10769 грн на один трактор .

Предложения по дальнейшему внедрению результатов работы:

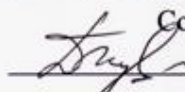
Предложенные рекомендации по снижению межремонтных периодов мобильной техники на биологических ТСМ, позволяют повысить эксплуатационную надежность и снизить затраты на ТСМ.

Представители ТГАТУ

Руководитель НИР:

 Дидур В.А.

Соискатель:

 Журавель Д.П.

Представители ФХ «Лаванда»



 Бугенко А. Н.

УТВЕРЖДАЮ	УТВЕРЖДАЮ
Проректор по ИР ТДАТУ, Чл.-кор. НААНУ д.т.н., проф. <u>В.Т.Надыкто,</u>	Директор ЧП «Сократ» 31322 <u>Параскевов С.С.</u>
2015г.	2015г.

А К Т

внедрения результатов научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ

“27” мая 2015г.

Мы нижеподписавшиеся, представители Таврического государственного агротехнического университета (ТДАТУ)

Дидур В.А., д.т.н., профессор, Журавель Д.П., к.т.н., доцент с одной стороны

(фамилия, имя, отчество, должность)

И представители ЧП «Сократ» с. Юрьевка Приморского района Запорожской области Параскевов. С.С., Камурзанов И.Г. с другой стороны

(наименование предприятия, организации, учреждения)

составили настоящий акт о том, что с 15 января по 15 мая 2015г.

(сроки внедрения)

в результате проведения научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ по теме «Повышение ресурса пар трения сельскохозяйственной техники, работающей в среде биотоплива» на ЧП «Сократ» с. Юрьевка Приморского района Запорожской области

(наименование организации, предприятия, учреждения)

Внедрено: Рекомендации по использованию новых материалов уплотнений топливной аппаратуры ДВС, работающих на биотопливе

(наименование машины, процесса, устройства)

В процессе внедрения выполнены следующие работы:

1. Техническим службам предприятия переданы рекомендации по применению фторкаучука для уплотняющих прокладок и колец топливной аппаратуры ДВС, работающих на биотопливе.

2. Установлено, что ресурс указанных уплотняющих прокладок и колец составляет не менее 12000 мото-часов, что соответствует нормируемому ресурсу ТНВД.


От внедрения получен следующий технико-экономический эффект:
Замена уплотняющих прокладок и колец из фторкаучука, вместо существующих резино-технических изделий (РТИ) изготовленных из синтетических каучуков (СК), для топливной аппаратуры дизельного двигателя МТЗ-82, работающего на биотопливе позволяют увеличить срок наработки уплотняющих элементов топливных насосов с 960 мото-часов до 12000 мото-часов и дает экономический эффект на 1 насос в размере 7800 грн с учетом стоимости материалов и затрат на ремонтные работы.

Предложения по дальнейшему внедрению результатов работы:
Рациональное использование новых материалов уплотняющих элементов топливной аппаратуры ДВС (фторкаучука) при работе на различных видах топлива, позволяют повысить надежность работы мобильных средств и снизить затраты на эксплуатацию и ремонт.


Представители ТГАТУ

Представители ЧП «Сократ»

Руководитель НИР:

 Дидур В.А.



 Камурзанов И.Г.

Соискатель:

 Журавель Д.П.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

о надёжности уплотняющих элементов функциональных систем мобильной техники из фторорезины и фторопластов в среде биологического топлива на основе подсолнечного масла

Герметичность и надёжность работы узлов и агрегатов функциональных систем мобильной техники определяются уплотняющими элементами – прокладками, кольцами и манжетами, а также состоянием подвижных элементов.

Уплотняющие элементы обеспечивают герметичность функциональных систем, что сказывается на ресурсе и безопасности работы.

Согласно технических условий на сборку топливных насосов высокого давления, устанавливаемые между деталями прокладки должны быть целыми, без морщин и трещин. Соответствующие отверстия в прокладках и деталях должны совпадать.

При соединении деталей прокладки сжимаются до 50% своей толщины. Однако, остается зазор, обеспечивающий плотностью материалов прокладок, в которые попадают смазывающие материалы и топливо.

Основными материалами для прокладок используются техническая резина, получаемая путем вулканизации каучуков, и термопластичные полимеры. Кроме того, для уплотняющих элементов могут быть использованы фторкаучуки и фторопласты.

Поскольку сейчас для изготовления резино - технических изделий используются не натуральные каучуки - НК, а синтетические каучуки – СК, имеющие полимерную основу с наполнителем сажа или графит, то при использовании биологического топлива, необходимо учитывать их взаимодействие с топливом, которые имеют одинаковую молекулярную основу, подвергаются разрушению.

Исследованию подвергались резино - технические изделия (РТИ), изготовленных на основе синтетических каучуков, ремонтного комплекта

двигателя Д-240, Д-65, изготовленных по ГОСТ 9833-73, ГОСТ 6969-54, ГОСТ 6678-72, ГОСТ 18829-73, ГОСТ 14896-84, ГОСТ 2274-77.

Исследуемые объекты помещались в среду биотоплива на основе подсолнечного масла, свойства которого регламентируются ДСТУ 6081:2009, как альтернативное топливо «Эфиры метиловых жирных кислот масел и жиров для дизельных двигателей». Метод испытаний соответствовал ГОСТ 9.030-74.

Прокладочные изделия, изготовленные на основе технической резины путем вулканизации синтетических каучуков, через 96 часов нахождения в биотопливе, увеличили объем, вес и эластичность, с частичным разложением, с изменением цвета биотоплива - с желтого до темно - коричневого, что доказывает способность материала разлагаться в биологическом топливе. (Рис. 1).

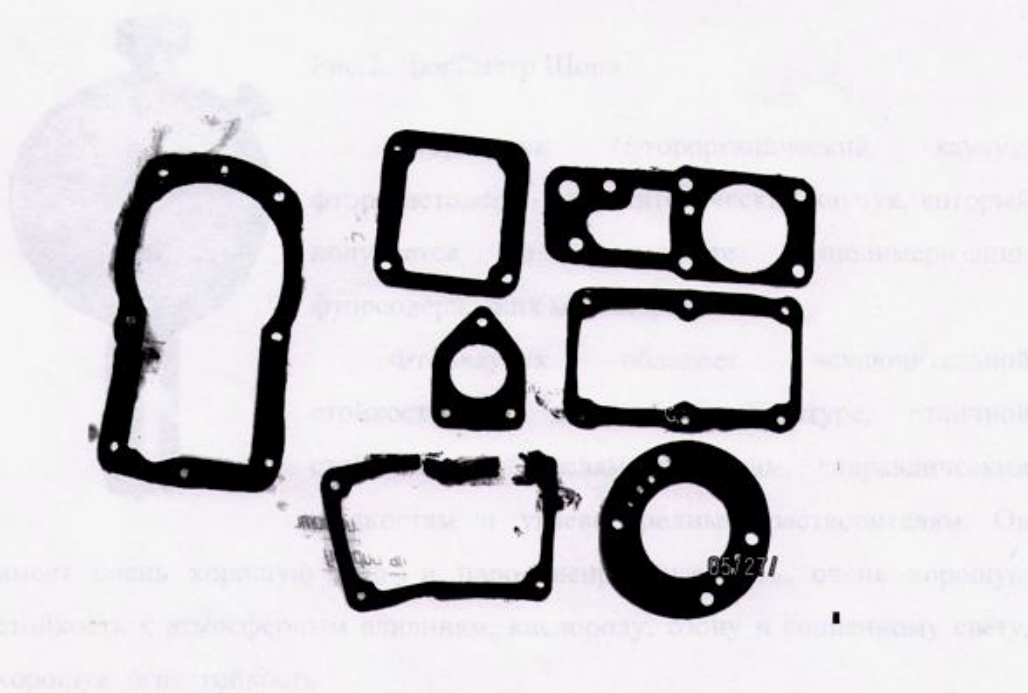


Рис.1. Прокладки топливных насосов из технической резины подвергнутые воздействию биологического топлива

В некоторых прокладках произошло полное размягчение и частичный разрыв тонких прокладок

Только прокладки с асбестовым наполнителем не потеряли своей формы, хотя дали помутнение топлива. Сальники, манжеты, уплотнительные кольца топливных систем ДВС тоже среагировали на биотопливо, топливо стало темным и мутным, что подтверждает частичное разложение в биотопливе.

Также исследованию подвергались резино - технические изделия ремонтного комплекта двигателя Д-21, СМД 31/60, СМД 14-24, А-41, изготовленных по ТУ 38105646-78 и ТУ 425.1-2485511050-003-2006., изготовленных из фтор каучука ИРП 1314 по ТУ У 600152135.071-99 с твердостью по Шору «А» - 76-86.

Твердость определялась по дюрометру Шора.



Рис.2. Дюрометр Шора

Фторкаучук (фторорганический каучук, фторэластомер) - это синтетический каучук, который получается в результате сополимеризации фторсодержащих мономеров.

Фторкаучук обладает исключительной стойкостью к высокой температуре, отличной стойкостью к маслам, бензинам, гидравлическим жидкостям и углеводородным растворителям. Он имеет очень хорошую газо- и паро- непроницаемость, очень хорошую стойкость к атмосферным влияниям, кислороду, озону и солнечному свету, хорошую огнестойкость.

Уплотняющие элементы, изготовленные на основе фторкаучука, через 96 часов нахождения в биотопливе не изменили своей формы, толщины, массы и плотности. Набухание изделий отсутствует.

Исследуемые прокладки и кольца представлены на рисунке 3.

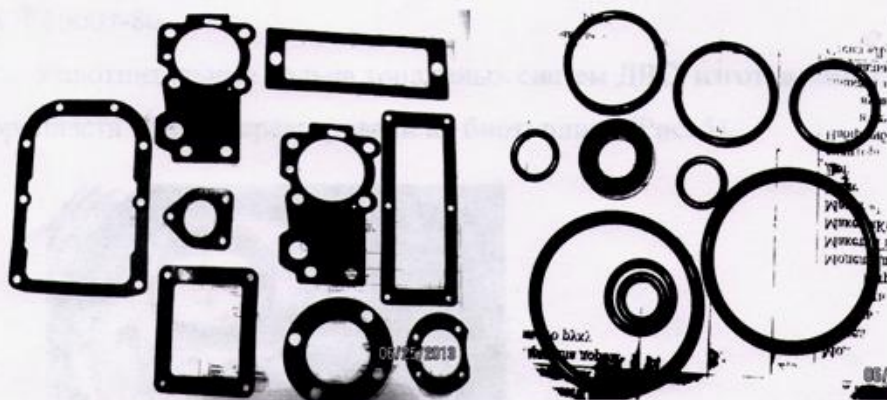


Рис. 3. Прокладки и кольца, изготовленные из фторокаучука, после воздействия эфиров биотоплива

Также исследовались прокладки из полиамида (капрона) по ТУ У 25.2-2485511053-002: 2005г.

По изделиям из полиамидов (капрона) реального разложения не установлено, однако биотопливо стало непрозрачным – легкое помутнение с выраженным белым оттенком (Рис. 4)

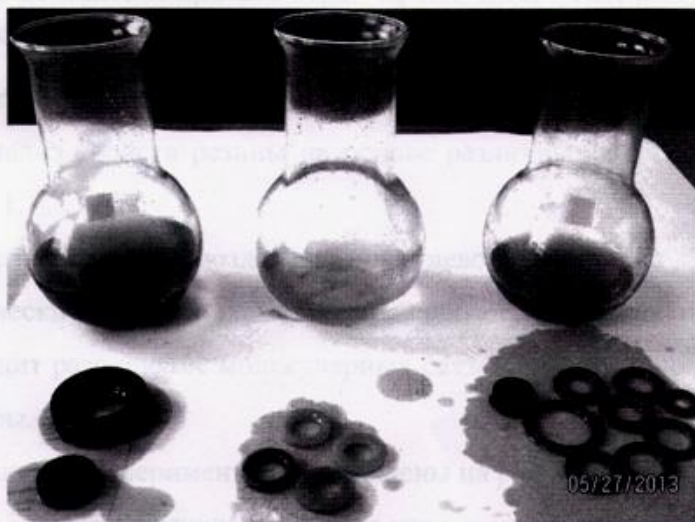


Рис. 4. Результаты воздействия биологического топлива на резино – технические и полимерные изделия

Также исследовались кольца из фторопласта по ГОСТ 13744-87, ГОСТ 10007-80.

Уплотнительные кольца топливных систем ДВС, изготовленных из фторопласта тоже не среагировали на биотопливо (Рис. 5).

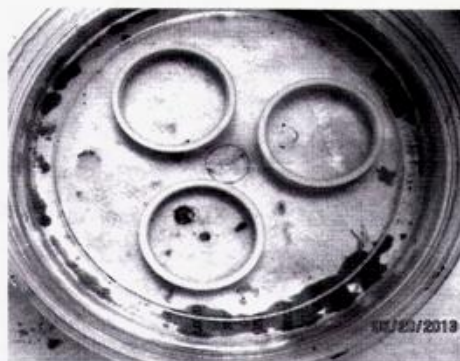


Рис. 5. Кольца из фторопласта в процессе эксперимента

Разброс твердости, прочности и эластичности резины зависит от содержания вулканизатора - серы.

Минимальное значение показателя при 1...1,5 % серы, а максимальное значение показателя при 3% серы. Кроме того, введение ускорителей типа каптакс и свинцовый глет повышают твердость резины, но оставляют стойкость к углеводородам.

Анализ свойств резины на основе различных каучуков представлен в таблице 1.

При прямом воздействии углеводородов на натуральные и синтетические каучуки (кроме фторокаучука) в течение первых 100 часов происходит разрушение молекулярных связей каучука с полным разрушением структуры.

Данные эксперимента представлены на рисунке 6.

Из этого рисунка видно, что уплотняющие элементы ТНВД изготовленные из фторокаучука подлежат замене при механическом повреждении при демонтаже в период подналадки насоса - через 4000 часов.

Уплотняющие элементы ТНВД, изготовленных из натурального или синтетического каучуков при свободном доступе эфиров биотоплива дают течь в крышках насоса уже через 120...200 часов наработки.

Таблица 1

Свойства резины на основе различных каучуков

Показатель	Натуральный (НК) и синтетич. изопреновые (СКИ)	Бутилкаучук (БК)	Бутадиен-нитрильный (СКН)	Фторокаучук (СКФ)
Твердость по Шору А	30-95	35-90	35-95	35-90
Прочность при растяжении МПА				
Ненаполненные резины	18-36	3-20	3-7	3-7
Наполненные резины	15-39	8-23	10-30	10-25
Сопротивление раздиру кН/м	20-170	20-80	25-85	15-60
Эластичность по отскоку, % при 20 ⁰ С	35-75	8-11	14-44	5-10
Максимальная температура эксплуатации. ⁰ С.	80-140	130-180	110-140	130-300
Стойкость к действию углеводов	плохая	плохая	удовлетв.	отличная

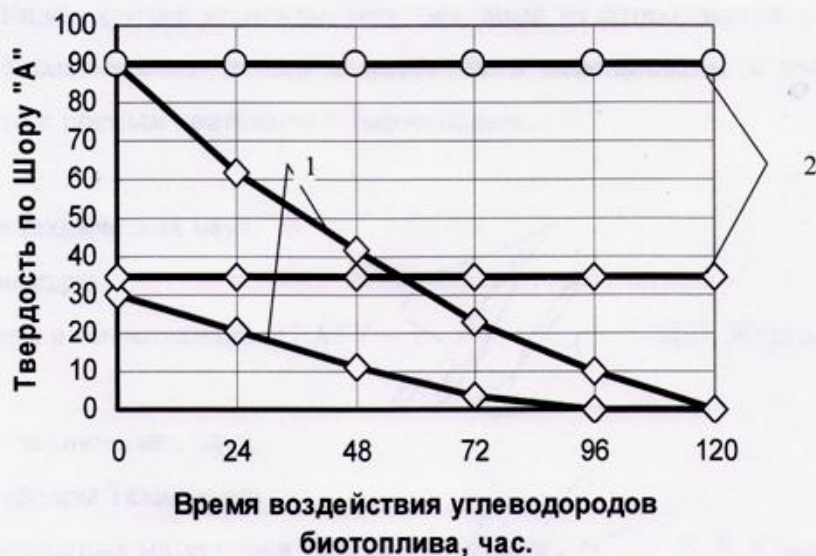


Рис. 6. Изменение твердости резины на основе натурального и синтетического каучука – 1 и фторокаучука – 2 во всем диапазоне их прочностей при прямом воздействии углеводородов

Таким образом, можно сделать следующие выводы:

1. Все материалы, имеющие в своем составе высокомолекулярные органические соединения, такие как полимерные материалы и синтетические каучуки, взаимодействуя с метанолами биологического топлива, подвергаются растворению с последующим разрушением в течении 96 часов.

2. Материалы уплотнений, изготовленных из материалов, имеющих в своей основе фтора или его соединений, не реагируют на эфиры биологических топлив, и рекомендуются для герметизации элементов топливных систем, работающих с биологическими топливами и не меняют механические свойства в течении всего периода до подналадки ТНВД, т.е 4000 часов.

3. Резино – технические изделия, изготовленные на основе синтетических каучуков и полимерные изделия, изготовленные на основе полиамидов, могут быть использованы для герметизации в топливной аппаратуре только без прямого контакта с биотопливом.

4. Уплотняющие элементы, изготовленные из фторопластов, стойки к эфирам биологических топлив и могут быть использованы в топливной аппаратуре с прямым контактом с биотопливом.

Кандидат технических наук,
доцент кафедры
Гидравлики и теплотехники ТГАТУ

Д.П. Журавель

Кандидат технических наук,
доцент кафедры Технологии
конструкционных материалов ТГАТУ

В. Б. Юдовинский

Кандидат технических наук

В.А. Коломоец

Инженер

К.Г. Петренко

Принято к внедрению





НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ АГРАРНИХ НАУК УКРАЇНИ (НААН)
ІНСТИТУТ МЕХАНІЗАЦІЇ ТВАРИННИЦТВА (ІМТ)

острів Хортиця, Орджонікідзевський р-н, м. Запоріжжя, 69017, Україна тел/факс: (061) 289-81-44
E-mail: imtuaan@ukr.net; http://www.imt.zp.ua
р/р 35229001000137, банк одержувач ГУ ДКСУ в Запорізькій області МФО 813015, ЄДРПОУ 00496745

№ 63 від 27.01.2011р.

ДОВІДКА

ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВО-ДОСЛІДНИХ,
ДОСЛІДНО-КОНСТРУКТОРСЬКИХ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ РОБІТ

Надана доценту кафедри «Гідравліка і теплотехніка» Таврійського державного агротехнологічного університету Журавель Д.П. про те, що результати наукових досліджень по застосуванню матеріалів трибоспрямижень мобільної техніки для кормовиробництва при експлуатації її на біопаливі увійшли до звіту про виконання завдання 05.1-2/01 НТП Біосировина Підпрограма 05 Промислова переробка джерел біосировини «Створити наукові основи глибокої переробки та використання біосировини для енергетичного і кормового забезпечення виробництва тваринницької продукції» за 2008-2010 рр. (№ держреєстрації 0108U005350).

Проведені дослідження впливу біопалива на поведінку поверхневих шарів різних металів показали, що чисті метали (алюміній, мідь) істотно підпадають під вплив біопалива; із чавунів, найбільшу чутливість до біопалива мають чавуни з феритною металевою основою; відсутність окисних плівок на поверхнях сталей запобігає розпаду вуглеводнів, з вільним виділенням водню; наявність хрому в сплавах, у межах 1-3%, підвищує зчирхчування хромистих сталей. Розроблені на основі цих результатів рекомендації по застосуванню матеріалів трибоспрямижень мобільної техніки для кормовиробництва при експлуатації її на біопаливі можуть бути використані при прогнозуванні її ресурсу.

Директор ІМТ НААН

д. т. н., професор, член-кор. НААН України  І.А. Шевченко

Тел. 289-81-44



Затверджую
Директор Приватного
науково-виробничого
підприємства «Кермек»

Ковальов О.І.

_____ 2012 р.



Затверджую
Ректор Таврійського
державного агротехнологічного
університету

Кюрчев В.М.

_____ 2012 р.





Акт


Ми, що нижче поставили свої підписи: зав. виробництвом Бабенко А.В., зав. лабораторією Назаренко О.І. (ПНВП «Кермек») з одної сторони та доктор технічних наук, професор Дідур В.А., кандидат технічних наук, доцент Журавель Д.П., кандидат технічних наук, доцент Юдовинський В.Б., асистент Петренко К.Г. (Таврійський державний агротехнологічний університет) з другої сторони склали дійсний акт про те, що в 2012 році була прийнята до впровадження в виробництво методика оцінки поверхневої структури матеріалів трибоспряжень мобільної техніки, яка працювала на біологічних паливно-мастильних матеріалах.

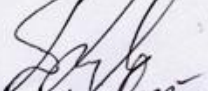
Використання хромистих сталей в механізмах і агрегатах функціональних систем транспортної техніки, яка експлуатувалась на біологічних паливно-мастильних матеріалах повинно бути обмежене із-за інтенсивності водневого зкрихчування. Найбільш підвержені сталі з вмістом хрому 1...3%.

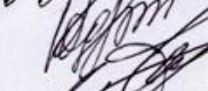
Підписи:


 А.В. Бабенко

 О.І. Назаренко

 В.А. Дідур

 Д.П. Журавель

 В.Б. Юдовинський

 К.Г. Петренко

Затверджую

Затверджую



Директор ТОВ

Ректор Таврійського

«Мелітопольська машинобудівна
компанія»державного агротехнологічного
університету

Селютін А.Г.

Жюрчев В.М.

_____ 2012 р.



_____ 2012 р.

Акт

Ми, що нижче постави свої підписи: технічний директор Акімов Ю.В., головний механік Старцев В.В. (ТОВ «Мелітопольська машинобудівна компанія») з одної сторони та доктор технічних наук, професор Дідур В.А., кандидат технічних наук, доцент Журавель Д.П., асистент Петренко К.Г. (Таврійський державний агротехнологічний університет) з другої сторони склали дійсний акт про те, що в 2012 році на Мелітопольському машинобудівному заводі була апробована та впроваджена у виробництво методика прогнозування ресурсу гідравлічного обладнання в середовищі біологічних рідин.

Ресурс гідравлічного обладнання в порівнянні з експлуатацією його на нафтових рідинах знизився на 12...18%.

Підписи:

Ю.В. Акімов

В.В. Старцев

В.А. Дідур

Д.П. Журавель

К.Г. Петренко

Затверджую

Директор Приватного

підприємства

«Ниса-2010»

Шевченко В.О.

2012 р.



Затверджую

Ректор Таврійського

державного агротехнологічного

університету

Кюрчев В.М.

2012 р.



Акт

Ми, що нижче поставили свої підписи: начальник виробництва Смирнов Р.В., інженер-механік Панадій Д.О. (Приватне підприємство «Ниса-2010») з одної сторони та кандидат технічних наук, доцент Журавель Д.П., асистент Петренко К.Г. (Таврійський державний агротехнологічний університет) з другої сторони склали дійсний акт про те, що в 2012 році був прийнятий до впровадження у виробництво удосконалений гідравлічний привод пресу та методика його технічної експлуатації на нафтових та біологічних оліях.

Використання аксіально-плунжерного насосу типу НП-90 дозволило збільшити швидкість пресування в 3(три), тим самим покращити технологічний процес на 70%. При застосуванні соняшникових біологічних олій основні техніко-економічні показники знаходились в допустимих межах.

Підписи:

Р.В.Смирнов

Д.О.Панадій

Д.П. Журавель

К.Г. Петренко

Затверджую
 Директор
 Приватного підприємства
 «Скоробогатько»
 Скоробогатько І.Л.
 _____ 2012 р.



Затверджую
 Ректор Таврійського
 державного агротехнологічного








Акт

Ми, що нижче поставили свої підписи: Директор Приватного підприємства Скоробогатько І.Л., механік Карташов Ю.А., з одної сторони, кандидат технічних наук, доцент Журавель Д.П., кандидат технічних наук, доцент Юдовинський В.Б., асистент Петренко К.Г. (Таврійський державний агротехнологічний університет) з другої сторони склали дійсний акт про те, що в 2012 році була прийнята до впровадження у виробництво методика виробничих випробувань гідромеханічних передач фронтальних навантажувачів «Балканкар» на суміші нафтових і біологічних олій.

Оптимальний склад нафтових і біологічних олій повинен становити в пропорціях 60:40 при цьому індекс в'язкості та основні фізико-хімічні та експлуатаційні показники знаходились в допустимих межах.

Підписи:

 І.Л. Скоробогатько
 Ю.А. Карташов
 Д.П. Журавель
 В.Б. Юдовинський
 К.Г. Петренко

ДОДАТОК Н

Патенти

УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА ВИНАХІД

№ 108897

**ПРИСТРІЙ ДЛЯ ОЦІНКИ ТРИБОТЕХНІЧНИХ
ВЛАСТИВОСТЕЙ ПЛУНЖЕРНИХ ПАР ПАЛИВНОГО НАСОСА
ВИСОКОГО ТИСКУ**

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи
25.06.2015.

Голова Державної служби
інтелектуальної власності України

А.Г. Жарінова





ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **108897** (13) **C2**
(51) МПК
G01N 3/56 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

<p>(21) Номер заявки: а 2013 04716</p> <p>(22) Дата подання заявки: 15.04.2013</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на винахід: 25.06.2015</p> <p>(41) Публікація відомостей про заявку: 27.10.2014, Бюл.№ 20</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.06.2015, Бюл.№ 12</p>	<p>(72) Винахідник(и): Журавель Дмитро Павлович (UA), Юдовинський Валерія Борисович (UA), Коломеєць Віталія Анатолійович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): ТАВРИСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, пр. Б. Хмельницького, 18, м. Мелітополь, Запорізька обл., 72312 (UA)</p> <p>(56) Перелік документів, взятих до уваги експертизою: UA 72584 U, 27.08.2012 UA 49312 A, 16.09.2002 RU 2084863 C1, 20.07.1997 RU 2277704 C1, 10.06.2006 SU 1629823 A1; 23.02.1991 US 3703449 A, 21.11.1972 CN 202204746 U, 25.04.2012</p>
---	---

(54) ПРИСТРІЙ ДЛЯ ОЦІНКИ ТРИБОТЕХНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПЛУНЖЕРНИХ ПАР ПАЛИВНОГО НАСОСА ВИСОКОГО ТИСКУ

(57) Реферат:

Винахід застосовується у випробувальній техніці для дослідження процесів тертя в середовищах, різних за походженням, паливно-мастильних матеріалів. Пристрій для оцінки триботехнічних властивостей містить корпус, в якому встановлена пара тертя "плунжер-штулка" зворотньо-поступального руху, пружний елемент, який одночасно є несучим елементом, тензодатчики для контролю зміни сил тертя з подальшим реєструванням на комп'ютері, пристрій оснащений додатковою парою тертя "плунжер-штулка", яка встановлена на подовженому валу електродвигуна. Винахід дає можливість скоротити робочий час при оцінці змащувальних властивостей паливно-мастильних матеріалів.

UA 108897 C2

У К Р А І Н А



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 72584

**ПРИСТРІЙ ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ СИЛ ТЕРТЯ В
ТРИБОСПРЯЖЕННІ ВАЛ-ВТУЛКА ПАЛИВНОГО НАСОСА**

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі **27.08.2012.**

Перший заступник Голови
Державної служби
інтелектуальної власності України

О.В. Янов



(11) **72584**(19) **UA**(51) МПК
G01N 3/56 (2006.01)(21) Номер заявки: **u 2012 00834**(22) Дата подання заявки: **27.01.2012**(24) Дата, з якої є чинними
права на корисну модель: **27.08.2012**(46) Дата публікації відомостей
про видачу патенту та
номер бюлетеня: **27.08.2012,
Бюл. № 16**(72) Винахідники:
**Журавель Дмитро Павлович,
UA,
Юдовинський Валерій
Борисович, UA,
Дідур Володимир
Аксентійович, UA,
Коломоєць Віталій
Анатолійович, UA**(73) Власник:
**ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ
АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ,
пр. Б. Хмельницького, 18, м.
Мелітополь, Запорізька обл.,
72312, Україна, UA**

(54) Назва корисної моделі:

**ПРИСТРІЙ ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ СИЛ ТЕРТЯ В ТРИБОСПРЯЖЕННІ ВАЛ-ВТУЛКА ПАЛИВНОГО
НАСОСА**

(57) Формула корисної моделі:

Пристрій для вимірювання сил тертя в трибоспряженні вал-втулка паливного насоса, що містить корпус, в якому встановлена пара тертя "вал-втулка" зворотно-поступального руху, пружний елемент, який одночасно є несучим елементом, тензодатчики для контролю зміни сил тертя з подальшим реєструванням на комп'ютері, який відрізняється тим, що пристрій оснащений механізмом радіального навантажування пари тертя "вал-втулка".





УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **98876** (13) **U**

(51) МПК (2015.01)

G01N 29/00

G01N 33/00

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2014 12693</p> <p>(22) Дата подання заявки: 26.11.2014</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 12.05.2015</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 12.05.2015, Бюл.№ 9</p>	<p>(72) Винахідник(и): Журавель Дмитро Павлович (UA), Куценко Юрій Миколайович (UA), Кушлик Роман Васильович (UA), Кушлик Роман Романович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, пр. Б. Хмельницького, 18, м. Мелітополь, Запорізька обл., 72310 (UA)</p>
---	--

(54) ПРИСТРІЙ ДЛЯ КОНТРОЛЮ ГЛІЦЕРИНОВИХ ФРАКЦІЙ В БІОДИЗЕЛІ**(57) Реферат:**

Пристрій для контролю гліцеринових фракцій в біодизелі включає послідовно з'єднаний генератор збуджуючих імпульсів, випромінюючий перетворювач, приймальний перетворювач, підсилювач, детектор і формувач одиночних імпульсів, вихід якого підключено до входу генератора збуджуючих імпульсів, послідовно з'єднаний вимірювач часових інтервалів, вхід якого підключено до другого виходу генератора збуджуючих імпульсів, індикатор, формувач одиночних імпульсів - підключено між генератором збуджуючих імпульсів і формувачем імпульсів, генератор лічильних імпульсів, вихід якого підключено до другого входу індикатора, і комутатор, який включено між випромінюючим перетворювачем і приймальним перетворювачем, компаратор, який підключено між детектором і формувачем імпульсів, та двійкові лічильники вхід яких підключено до другого виходу генератора збуджуючих імпульсів, а вихід двійкових лічильників підключено до цифро-аналогового перетворювача, вихід якого підключено до другого входу компаратора, вихід якого послідовно підключено до входу формувача імпульсів, вихід якого підключено до входу формувача одиночних імпульсів, вихід якого з'єднано з другим входом вимірювача часових інтервалів, причому пристрій оснащено мікроконтролером гліцеринових фракцій в біодизелі.

UA 98876 U



У К Р А І Н А



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 70726

МАШИНА ТЕРТЯ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 25.06.2012.

Т.в.о. голови Державної служби інтелектуальної власності України

В.С. Дмитришин



(11) **70726**(19) **UA**(51) МПК
G01N 3/56 (2006.01)

<p>(21) Номер заявки: u 2011 13905</p> <p>(22) Дата подання заявки: 25.11.2011</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.06.2012</p> <p>(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: 25.06.2012, Бюл. № 12</p>	<p>(72) Винахідник: Журавель Дмитро Павлович, UA</p> <p>(73) Власник: ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ТДАТУ), пр. Б. Хмельницького, 18, м. Мелітополь, Запорізька, 72312, UA</p>
--	---

(54) Назва корисної моделі:

МАШИНА ТЕРТЯ

(57) Формула корисної моделі:

Машина тертя, що містить корпус, на якому встановлений важіль з розміщеним на ньому тримачем, на поверхні якого закріплено прямокутний зразок, привод обертання циліндричного контрзразка, систему навантаження та систему вимірювання основних параметрів, яка відрізняється тим, що машина оснащена індикатором контролю сили тертя, який з'єднаний з прямокутним зразком, а він, в свою чергу, з'єднаний з рухомих важелем.





ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **86867** (13) **U**
(51) МПК (2013.01)
C01B 13/00

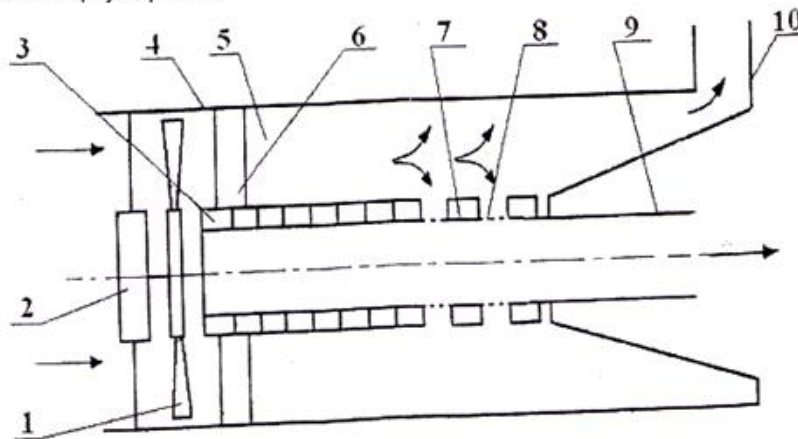
(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2013 09583	(72) Винахідник(и): Петров Віктор Олексійович (UA), Стручась Микола Іванович (UA), Журавель Дмитро Павлович (UA), Петров Андрій Вікторович (UA)
(22) Дата подання заявки: 31.07.2013	(73) Власник(и): ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ТДАТУ), пр. Б. Хмельницького, 18, м. Мелітополь, Запорізька обл., 72312 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.01.2014	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.01.2014, Бюл.№ 1	

(54) ПРИСТРІЙ ЗБАГАЧЕННЯ ПОВІТРЯ КИСНЕМ

(57) Реферат:

Пристрій збагачення повітря киснем містить вентилятор, електродвигун, постійний магніт, з конусом з немагнітного матеріалу над ним, які розміщені та закріплені всередині корпусу, виготовленого з немагнітного матеріалу, між корпусом і магнітом виконана кільцева щілина. Крім цього, вентилятор та електродвигун розміщено перед входом в пристрій, а постійний магніт виконаний у вигляді групи кільцевих магнітів, які встановлені на поверхні патрубку, що створює магнітне поле з високим градієнтом, а на вході в кільцевий зазор встановлений лопатевий вихороутворювач.



Фіг.

UA 86867 U



УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 70695

**СПОСІБ ОЦІНКИ ТРИБОТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК
МАТЕРІАЛІВ ЧЕРЕЗ УЗАГАЛЬНЕНИЙ ПОКАЗНИК ЗНОСУ**

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 25.06.2012.

Т.в.о. голови Державної
служби інтелектуальної
власності України

В.С. Дмитришин





ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **70695** (13) **U**
(51) МПК
G01N 3/56 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2011 13563	(72) Винахідник(и): Журавель Дмитро Павлович (UA), Юдовинський Валерій Борисович (UA)
(22) Дата подання заявки: 18.11.2011	(73) Власник(и): ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, пр. Б. Хмельницького, 18, м. Мелітополь, Запорізька обл., 72312, Україна (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.06.2012	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.06.2012, Бюл.№ 12	

(54) СПОСІБ ОЦІНКИ ТРИБОТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАТЕРІАЛІВ ЧЕРЕЗ УЗАГАЛЬНЕНИЙ ПОКАЗНИК ЗНОСУ

(57) Реферат:

Спосіб оцінки триботехнічних характеристик матеріалів через узагальнений показник зносу включає знаходження величини зносу трибоспряжень через коефіцієнт зносу залежно від тиску і шляху тертя. Процес зношування трибоспряжень виражений через функцію коефіцієнта зносу з врахуванням силових, швидкісних, ресурсних характеристик, середовища і режиму роботи трибоспряжень мобільної техніки методом математичного моделювання.

UA 70695 U





ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **98243** (13) **U**
(51) МПК
G01N 3/56 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: **u 2014 11175**
(22) Дата подання заявки: **14.10.2014**
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **27.04.2015**
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: **27.04.2015, Бюл.№ 8**

(72) Винахідник(и):
**Журавель Дмитро Павлович (UA),
Муравйов Владислав Андрійович (UA),
Бондаренко Сергій Валерійович (UA)**
(73) Власник(и):
**ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ
АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ,
пр. Б. Хмельницького, 18, м. Мелітополь,
Запорізька обл., 72312 (UA)**

(54) ПРИСТРІЙ ДЛЯ ОЦІНКИ ЗМАЩУВАЛЬНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РОБОЧИХ РІДИН

(57) Реферат:

Пристрій для оцінки змащувальних властивостей робочих рідин містить основу, на якій встановлена ванна зі змащувальним матеріалом, досліджуваний зразок (колодка), який затиснутий між притисною планкою та втулкою, електродвигун для приводу в обертний рух втулки, систему навантаження, систему вимірювання основних параметрів та блок фотоперетворювачів.

UA 98243 U





ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **108476** (13) **U**
(51) МПК (2016.01)
B01D 25/00

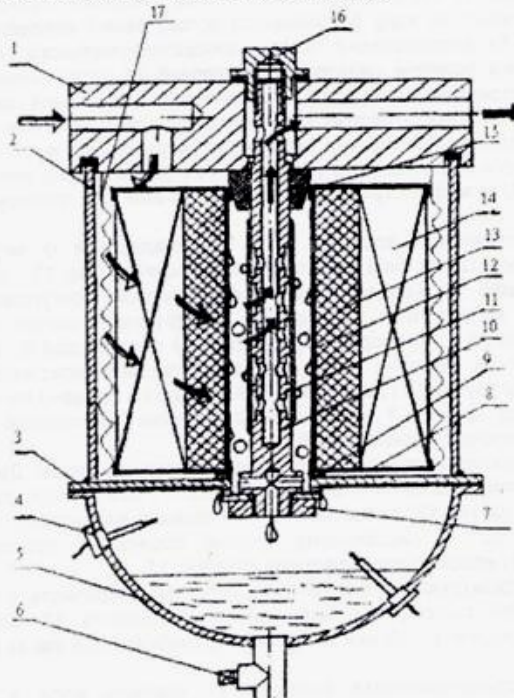
(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2015 10929	(72) Винахідник(и): Журавель Дмитро Павлович (UA), Вороновський Ігор Богданович (UA), Петренко Костянтин Григорович (UA)
(22) Дата подання заявки: 09.11.2015	(73) Власник(и): ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, пр. Б. Хмельницького, 18, м. Мелітополь, Запорізька обл., 72310 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.07.2016	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.07.2016, Бюл.№ 14	

(54) ФІЛЬТР ОЧИЩЕННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА

(57) Реферат:

Фільтр очищення дизельного біопалива містить корпус з верхньою та нижніми кришками, вхідний та вихідний патрубки, фільтруючий елемент, що містить фільтруючий, коагулюючий, водовідштовхувальний шари. Фільтр оснащено нагрівальним елементом, який встановлено між внутрішньою поверхнею корпусу і фільтруючим елементом.



UA 108476 U





ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **113745** (13) **U**
(51) МПК (2016.01)
B01D 25/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2016 08687	(72) Винахідник(и): Журавель Дмитро Павлович (UA), Вороновський Ігор Богданович (UA), Петренко Костянтин Григорович (UA)
(22) Дата подання заявки: 09.08.2016	(73) Власник(и): ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, пр. Б. Хмельницького, 18, м. Мелітополь, Запорізька обл., 72310 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.02.2017	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.02.2017, Бюл.№ 3	

(54) ФІЛЬТР ОЧИЩЕННЯ БІОДИЗЕЛЯ ДЛЯ ЗАПРАВОЧНИХ СТАНЦІЙ

(57) Реферат:

Фільтр очищення біодизеля для заправочних станцій містить корпус з кришкою, в нижній частині якого виконана горизонтальна опорна перегородка, вхідний та вихідний патрубки, фільтруючий елемент, що містить фільтруючий, коагулюючий, водовідштовхувальний шари. Фільтр оснащений нагрівальним елементом, який встановлений між кришкою і горизонтальною опорною перегородкою.

UA 113745 U

Додаток П

Список публікацій здобувача та відомості про апробацію
результатів дисертації

Список публікацій здобувача за темою дисертації

Список публікацій, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Юдовинский В. Б. Дослідження процесу зношування основних сполучень деталей сільськогосподарської техніки через коефіцієнт зносу / В. Б. Юдовинський, Д. П. Журавель, О. Д. Савченко // Праці Таврійської державної агротехнічної академії : наукове фахове видання / ТДАТА. – Мелітополь, 2003. – Вип. 15. – С. 24-29 (здобувачем обґрунтована методика оцінки зносу сполучень деталей сільськогосподарської техніки через коефіцієнт зносу).
2. Ультразвуковий аналізатор моторного масла / В. А. Дідур, В. Ф. Яковлев, Р. В. Кушлик, Д. П. Журавель // Праці Таврійської державної агротехнічної академії / ТДАТА ; відп. за вип. В. А. Дідур. – Мелітополь, 2006. – Вип. 42. – С. 137-142 (здобувачем обґрунтована методика контролю вологи в оливах ультразвуковим методом).
3. Журавель Д. П. Обоснование комплексного показателя износостойкости материалов / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський, К. Г. Петренко // Праці Таврійської державної агротехнічної академії / ТДАТА ; відп. за вип. В. А. Дідур. – Мелітополь, 2006. – Вип. 42. – С. 15-20 (здобувачем обґрунтована методика оцінки механічних характеристик деталей сполучень через коефіцієнт зносу).
4. Журавель Д. П. Класифікація основних спряжень гідросистем сільськогосподарської техніки по коефіцієнтам зносу / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський, Р. В. Кушлик // Праці Таврійської державної агротехнічної академії / ТДАТА ; відп. за вип. В. В. Овчаров. – Мелітополь, 2006. – Вип. 45. – С. 113-118 (здобувачем обґрунтована класифікація основних спряжень гідросистем сільськогосподарської техніки через коефіцієнт зносу).
5. Журавель Д. П. Моделювання хімотологічних та триботехнічних процесів в спряженнях тертя / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський // Праці Таврійської державної агротехнічної академії / відп. за вип. В. А. Дідур. – Мелітополь, 2007. – Вип. 7, т. 3. – С. 30-38 (здобувачем обґрунтовано взаємозв'язок між хімотологічними і триботехнічними процесами в спряженнях тертя).

6. Кушлик Р. В. Дизельне топливо із ріпаку / Р. В. Кушлик, Д. П. Журавель, Р. Р. Кушлик // Праці Таврійської державної агротехнічної академії / ТДАТА ; відп. за вип. В. Т. Надикто. – Мелітополь, 2007. – Вип. 7, т. 1. – С. 145-151 (здобувачем проведено аналіз технологій отримання дизельного палива із ріпаку).
7. Дідур В. А. Вплив метилових ефірів на процес зношення триботехнічних спряжень / В. А. Дідур, Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ ; відп. за вип. В. А. Дідур. – Мелітополь, 2008. – Вип. 8, т. 4. – С. 3-9 (здобувачем обгрунтована методика оцінки впливу метилових ефірів на процес зношення триботехнічних спряжень).
8. Дідур В. А. Металографічні дослідження процесу впливу метилового ефіру на поверхневу структуру металів і сплавів / В. А. Дідур, В. Б. Юдовинський, Д. П. Журавель // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / відп. за вип. В. А. Дідур. – Мелітополь, 2008. – Вип. 8, т. 2. – С. 10-14 (здобувачем проведені дослідження впливу метилового ефіру на поверхневу структуру металів і сплавів).
9. Вплив фізико-хімічних властивостей біодизеля на роботу ДВЗ / Д. П. Журавель, Б. В. Мітков, В. Б. Юдовинський, В. П. Кувачов // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / відп. за вип. В. Т. Надикто. – Мелітополь, 2008. – Вип. 8, т. 6. – С. 104-108 (здобувачем досліджено ступінь впливу основних фізико-хімічних властивостей біодизеля на роботу ДВЗ).
10. Журавель Д. П. Прогнозування ресурсу трибоспряжень мобільних сільськогосподарських агрегатів / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський, С. В. Кюрчев, Б. В. Мітков // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П.Василенка: наук. фах. видання / ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків, 2008. – Вип. 75 : Механізація сільськогосподарського виробництва, т. 2. – С. 11-23 (здобувачем розроблено методику структурної послідовності прогнозування ресурсу трибоспряжень мобільних сільськогосподарських агрегатів).

11. Особенности эксплуатации мобильной сельскохозяйственной техники при использования биодизельного топлива / В. А. Дидур, В. Т. Надыкто, Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинский // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – № 3. – С. 3-6 (здобувач прийняв участь в проведенні експлуатаційних досліджень та обробці результатів статистичних даних).

12. Журавель Д. П. Вплив біопалива на знос матеріалів паливної апаратури двигунів мобільної техніки / Д. П. Журавель, С. В. Кюрчев // Науковий вісник Луганського аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Луганськ, 2009. – С. 87-90 (здобувачем розроблені практичні рекомендації щодо використання матеріалів паливної апаратури).

13. Дідур В. А. Критерії оцінки стійкості складових металів до зношування в середовищі біопалива / В. А. Дідур, Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський // Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві: зб. наук. праць / Ін-т механізації тваринництва УААН; гол. ред. І. А. Шевченко. – Запоріжжя, 2009. – Вип. 1(3-4). – С. 329-332 (здобувачем отримані залежності механічних характеристик металів в середовищі біопалив).

14. Журавель Д. П. Знос матеріалів в середовищі біопалива / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / від. за вип. В. В. Тарасенко. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10, т. 2. – С. 77-85 (здобувач розробив методіку оцінки зносу матеріалів в середовищі біопалив).

15. Журавель Д. П. Вплив меркаптанів біопалива на водневе зношування поверхонь тертя / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський // Вісник Львівського НАУ /ЛНАУ. – Львів, 2009. – Вип. 13, т. 2. – С. 182-189. – (Агроінженерні дослідження) (здобувач обгрунтував ступінь впливу меркаптанів біопалива на водневе зношування поверхонь тертя).

16. Журавель Д. П. Математическое моделирование рабочего процесса и определение экологических показателей дизеля Д-245 на номинальном режиме / Д. П. Журавель, С. В. Мурай // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / відп. за вип. В. В. Овчаров. – Мелітополь,

2010. – Вип. 10, т. 4. – С. 124-131 (здобувач обгрунтував методику моделювання робочого процесу і оцінки екологічних показників дизелю).

17. Юдовинский В. Б. Моделирование процесса изнашивания материалов трибосопряжений в среде биотоплива при периодической работы мобильной техники / В. Б. Юдовинский, Д. П. Журавель // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету : наукове фахове видання / ТДАТУ. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10, т. 8: Моделювання технологічних процесів в АПК : матеріали міжнародної науково-практичної конференції . – С. 265-278 (здобувач дослідив особливість процесу зношування матеріалів сполучень в середовищі біопалива при періодичному режимі роботи).

18. Журавель Д. П. Износ материалов деталей сопряжения типа вал-втулка продольного относительного перемещения в среде биотоплива / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинский // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету : наукове фахове видання / ТДАТУ; відп. за вип. В. Т. Діордієв. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10, т. 10. – С. 76-87 (здобувач розробив методику зносу матеріалів деталей сполучень типу вал-втулка в середовищі біопалива).

19. Журавель Д. П. Диференціація зносу матеріалів пар тертя мобільної техніки, що працює на біопаливі [Електронний ресурс] / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип.1, т.1. – Режим доступу: <http://www.nbu.gov.ua/e-journals/nvtdau> (здобувач прийняв участь в розробці методики оцінки ступеню впливу різних факторів на коефіцієнт зносу в середовищі біологічних ПММ).

20. Журавель Д. П. Моделирование процесса изнашивания прецизионных соединений топливных систем ДВС, работающих в среде биотоплива / Д.П. Журавель, В. Б. Юдовинський, В. А. Коломоец// Науковий вісник Луганського національного аграрного університету / ЛНАУ. – Луганськ, 2011. – № 29. – С. 380-390. – (Технічні науки) (здобувач прийняв участь в розробці методики процесу моделювання процесу зношування прецизійних з'єднань паливної системи ДВЗ).

21. Журавель Д. П. Триботехнічні властивості олій біологічного походження / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету : наукове фахове видання / ТДАТУ. – Мелітополь : ТДАТУ, 2011. – Вип. 11, т. 4 : Матеріали міжнародної науково-практичної конференції "Актуальні питання енергетики і прикладної біофізики в агровиробництві". – С. 160-167 (здобувач обґрунтував основні триботехнічні властивості олій біологічного походження).

22. Посвятенко Е. К. Прогнозування ресурсу деталей функціональних систем мобільних машин до виводу їх в ремонт / Е. К. Посвятенко, Д. П. Журавель // Вісник [Національного транспортного університету] : наук.-техн. збірник / Нац. трансп. ун-т. – К., 2011. – № 24, ч. 2. – С. 45-47 (здобувач запропонував методику прогнозування ресурсу деталей функціональних систем до виводу їх в ремонт).

23. Журавель Д. П. Исследования местных износостойкостей деталей плунжерных пар топливных насосов ДВС [Электронный ресурс] / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський, В. А. Коломоец // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип.2, т.5. – Режим доступу: <http://www.nbu.gov.ua/e-journals/nvtdau> (здобувач обґрунтував методику оцінки місцевих зносів плунжерних пар ПНВТ).

24. Журавель Д. П. Исследования видов изнашивания деталей топливной аппаратуры в среде биоуглеводородных жидкостей / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський, В. А. Коломоец // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету : наукове фахове видання / ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12, т. 1. – С. 62-67 (здобувач прийняв участь в дослідженнях та обробці отриманих статистичних даних).

25. Журавель Д. П. Оцінка зносу трибоспряжень в середовищі біопаливомастильних матеріалів / Д. П. Журавель // Праці ТДАТУ: наукове фахове видання / ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12, т.2. – С. 28-33.

26. Журавель Д. П. Обґрунтування методу прогнозування ресурсу мобільної техніки при експлуатації її на біопаливі / Д. П. Журавель // Праці ТДАТУ: наукове фахове видання / ТДАТУ. – Вип. 12. т. 3. – Мелітополь, 2012. – С. 109-119.

27. Журавель Д. П. Прогнозирование ресурса плунжерных пар топливных насосов / Д. П. Журавель // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. праць / КНТУ. – Кіровоград, 2012. – Вип. 25, т. 1. – С. 46-49.

28. Журавель Д. П. Экспериментальное моделирование процесса работы плунжерных пар ДВС / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинский, В. А. Коломоец // Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві: зб. наук. праць / Ін-т механізації тваринництва УААН; гол. ред. І. А. Шевченко. – Запоріжжя, 2012. – Вип. 1(9). – С. 195-199 (здобувач прийняв участь в розробці експериментальної установки та обробці отриманих результатів).

29. Журавель Д. П. Визначення металевого контакту при абразивному зношуванні деталей спряжень транспортних засобів [Електронний ресурс] / Д. П. Журавель // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 2. т. 1. – С.254-259. – Режим доступу: <http://www.nbuuv.gov.ua/e-journals/nvtdau>

30. Исследование износа материалов деталей плунжерных пар топливной аппаратуры ДВС в среде биотоплива / В. А. Дидур, Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинский, В. А. Коломоец // Науковий вісник Луганського національного аграрного університету / ЛНАУ. – Луганськ, 2012. – № 41. – С.67-76 – (Технічні науки) (здобувач прийняв участь в отриманні результатів досліджень та їх статистичній обробці).

31. Журавель Д. П. Взаємозв'язок між коефіцієнтом зносу та коефіцієнтом тертя матеріалів / Д. П. Журавель // Вісник СевНТУ: зб. наук. праць / СевНТУ. – Севастополь, 2012. – Вип. 128 : Машиноприладобудування та транспорт. – С. 72-76.

32. Журавель Д. П. Дослідження впливу присадок на експлуатаційні властивості олій [Електронний ресурс] / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський, Б. В. Мі-

тков // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету : Електронне наукове фахове видання / ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 2, т. 4. – Режим доступу: <http://www.nbuu.gov.ua/e-journals/nvtdau> (здобувач встановив оптимальне співвідношення впливу присадок на експлуатаційні властивості олив).

33. Журавель Д. П. Ультразвукової експресс-метод оценки глицерина в биодизеле / Д. П. Журавель, Р. В. Кушлик // Известия МААО. – СПб., 2013. – Вип. 16. т. 1. – С. 104-109 (здобувач прийняв в участь в розробці методики досліджень та статистичній обробці отриманих результатів).

34. Влияние износа плунжерных пар топливных насосов высокого давления на их гидравлическую плотность / В. А. Дидур, Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинский. В. А. Коломеец // Известия МААО. – СПб, 2013. – Вип. 18. – С. 39-43 (здобувач прийняв участь в розробці методики досліджень та статистичній обробці отриманих результатів).

35. Журавель Д. П. Моделювання енергетичного балансу трибосистеми сільськогосподарської техніки в середовищі змащувальних матеріалів / Д. П. Журавель // Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти : збірник наукових праць / УВ МААО; голов. ред. В. А. Дідур. – Запоріжжя, 2013. – Вип. 1. – С. 126-132.

36. Журавель Д. П. Дослідження надійності ущільнюючих елементів паливних насосів високого тиску дизелів в середовищі біопалива / Д. П. Журавель, В. А. Коломеець // Праці ТДАТУ : наукове фахове видання. – Мелітополь, 2014. – Вип. 14. т.2. – С. 76-86 (здобувач прийняв участь в отриманні результатів досліджень та їх статистичній обробці).

37. Журавель Д. П. Особливості використання олив біологічного походження для мобільної техніки / Д. П. Журавель // Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти: зб. наук. праць / УВ МААО; гол. ред. В. А. Дідур. – Запоріжжя, 2014. – Вип. 2. – С. 157-165.

38. Журавель Д. П. Обробка біодизеля ультразвуком / Д. П. Журавель // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету : наукове фахове

видання / ТДАТУ. – Мелітополь, 2015. – Вип. 15, т. 2 : Технічні науки. – С. 181-184.

39. Журавель Д. П. Влияние абразивности биотоплива на износ плунжерных пар ТНВД / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинский, В. А. Коломоец // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету : наукове фахове видання / ТДАТУ. – Мелітополь, 2015. – Вип. 15, т. 3. – С. 350-356 (здобувач прийняв участь в отриманні результатів досліджень та їх статистичній обробці).

40. Дидур В. А. Надежность мобильной сельскохозяйственной техники при использовании биологических топливо - смазочных материалов / В. А. Дидур, Д. П. Журавель // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України / НУБіП ; відп. ред. Д. О. Мельничук. – К., 2016. – № 251. – С. 69-78. – (Техніка та енергетика АПК) (здобувач прийняв в участь в розробці методики забезпечення надійності СГТ при експлуатації на різних видах пально-мастильних матеріалів).

41. Журавель Д. П. Методологія оцінки надійності мобільної сільсько-господарської техніки при експлуатації на різних видах паливо-мастильних матеріалів / Д. П. Журавель // Вісник Сумського національного аграрного університету / СНАУ. – Суми, 2016. – Вип. 10/3(31). – С.66-71. – (Механізація та автоматизація виробничих процесів).

42. Журавель Д. П. Вплив забрудненості абразивом біопаливо-мастильних матеріалів на енергоємність поверхневих шарів металів вузлів і агрегатів мобільної техніки / Д. П. Журавель // Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти. – Херсон, 2017. – Вип. 5. – С.56-65.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

43. Журавель Д. П. Енерго-екологічні аспекти використання біопалива // Д. П. Журавель, К. Г. Петренко // Екологічне підприємництво в АПВ: зб. наук. праць міжнар. наук.-практ. конф. (12-14 червня 2008 р., м. Мелітополь) / ТДАТУ. – Мелітополь, 2008. – С. 45-47.

44. Журавель Д. П. Моделирование износа зубчатых передач трансмиссий в среде биологических масел / Д. П. Журавель // Современные проблемы инновационного развития агроинженерии: матер. междунар. науч.-производ. конф. (г. Белгород, 20-21 ноября 2012 г.) / БелГСХА им. В.Я. Горина. – Белгород, 2012. – Ч. 2. – С. 37-40.
45. Кюрчев С. В. Прогнозирование ресурса трибосопряжений мобильной техники при использовании различных смазочных материалов / С. В. Кюрчев, В. Б. Юдовинский, Д. П. Журавель // Актуальные проблемы научно-технического прогресса в АПК: сб. науч. статей по матер. VIII Междунар. науч.-практ. конференции . (г. Ставрополь, 20-22 марта 2013 г.) и науч.-практ. конференции "Ресурсо- и энергосбережение в АПК. Альтернативные виды топлива" (г. Ставрополь, 7-8 ноября 2013 г.) / ФГБОУ ВПО Ставропольский гос. аграрный ун-т. – Ставрополь, 2013. – С. 50-55.
46. Посвятенко Е. К. До прогнозування ресурсу мобільної техніки / Е. К. Посвятенко, Д. П. Журавель, О. В. Сушко // Матеріали LXIX наукової конференції професорсько-викладацького складу національного транспортного університету (м. Київ, 23-25 квітня 2013 р.) / НТУ – К, 2013. – С.5 - 8.
47. Сравнительная оценка надёжности плунжерных пар топливной аппаратуры дизелей на различных видах топлив / В. А. Дідур, Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинский, В. А. Коломоец // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: матер. Междунар. науч.-техн. конф. (г. Минск, 16-17 октября 2013 г.) / НАН Беларуси, РУП "Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства" ; ред.: П. П. Казакевич, С. Н. Поникарчик. – Минск, 2013. – Т. 3. – С. 250-257.
48. Журавель Д. П. Методология обеспечения надежности мобильной техники при использовании биологических ТСМ / Д. П. Журавель // Енергозабезпечення технологічних процесів в агропромисловому комплексі України : матер. VI Міжнар. наук.-техн. конф. ... (м. Мелітополь, 10-14 червня 2015 р.) / ТДАТУ. – Мелітополь, 2015. – С. 8-10.

49. Журавель Д. П. Забезпечення надійності мобільної сільськогосподарської техніки при експлуатації на різних видах паливо-мастильних матеріалів /Д. П. Журавель // Сучасні проблеми землеробської механіки : збірник тез доповідей XVII міжнародної наукової конференції (м. Суми, 17-18 жовтня 2016 р.) / СНАУ. – Суми, 2016. – С. 163-164.

50. Журавель Д. П. Підвищення ефективності експлуатації мобільної сільськогосподарської техніки при використанні біопаливо-мастильних матеріалів / Д. П. Журавель / Рациональне використання енергії в техніці. TechEnergy 2017: збірник тез доповідей XIII Міжнародної наукової конференції (м. Київ, 17-19 травня 2017 р.) / НУБіП. – К., 2017. – С. 155-156.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

51. Патент України № 70695U, МПК G01N 3/56. Спосіб оцінки триботехнічних характеристик матеріалів через узагальнений показник зносу / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський. – № у 2011 13563; заявл. 18.11.2011; опубл. 25.06.2012, бюл. № 12.

52. Патент України № 70726U, МПК G01N 3/56. Машина тертя / Д. П. Журавель. – № у 2011 13905; заявл. 25.11.2011; опубл. 25.06.2012, бюл. № 12.

53. Патент України № 72584U, МПК G01N 3/56. Пристрій для вимірювання сил тертя в трибоспряженні вал-втулка паливного насоса / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський, В. А. Дідур, В. А. Коломоєць. – № у 2012 00834; заявл. 27.01.2012; опубл. 27.08.2012, бюл. № 16.

54. Патент України № 86867U, МПК C01B 13/00. Пристрій збагачення повітря киснем / Д. П. Журавель, М. І. Стручаєв, В. О. Петров, А. В. Петров. – № у 2013 09583; заявл. 31.07.2013; опубл. 10.01.2014, бюл. №1.

55. Патент України № 98243U, МПК G 01N 3/56. Пристрій для оцінки змащувальних властивостей робочих рідин / Д. П. Журавель, В. А. Муравйов, С. В. Бондаренко. – № у 2014 11175; заявл. 14.10.2014; опубл. 27.04.2015, бюл. № 8.

56. Патент України № 98876U, МПК G 01N 29/00. Пристрій для контролю гліцеринових фракцій в біодизелі / Д. П. Журавель, Ю. М. Куценко, Р. В. Куш-

лик, Р. Р. Кушлик. – № u 2014 12693; заявл. 26.11.2014; опубл. 12.05.2015, бюл. № 9.

57. Патент України № 108897U, МПК G 01N 3/56. Пристрій для оцінки триботехнічних властивостей плунжерних пар паливного насоса високого тиску / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський, В. А. Коломоец. – № а 2013 04716; заявл. 27.10.2014; опубл. 26.05.2015, бюл. № 12.

58. Патент України № 108476 U, МПК В 01D 25/00. Фільтр очищення дизельного біопалива / Д. П. Журавель, І. Б. Вороновський, К. Г. Петренко. – № u 2015 10929; заявл. 09.11.2015; опубл. 25.07.2016, бюл. № 14.

59. Патент України № 113745 U, МПК В 01D 25/00. Фільтр очищення біодизеля для заправочних станцій / Д. П. Журавель, І. Б. Вороновський, К. Г. Петренко. – № u 2016 08687; заявл. 09.08.2016; опубл. 10.02.2017, бюл. № 3.