

Шифр роботи: діагностика зубчатих зачеплень КП

# **НАУКОВА РОБОТА**

за спеціальністю

274 «Автомобільний транспорт»

на тему:

**«ОБҐРУНТУВАННЯ МАГНІТОЕЛЕКТРИЧНОГО СПОСОБУ  
ДІАГНОСТИКИ ЗУБЧАТИХ ЗАЧЕПЛЕНЬ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ»**

2020

## ЗМІСТ

	ВСТУП.....	3
РОЗДІЛ 1.	АНАЛІЗ МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ ТЕХНІЧНОЇ ДІАГНОСТИКИ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ.....	4
1.1.	Аналіз експлуатаційних дефектів зубчастих передач.....	4
1.2.	Сучасні методи і засоби технічної діагностики зубчастих передач.....	5
1.3.	Висновки до розділу 1.....	7
РОЗДІЛ 2	ОБГРУНТУВАННЯ МАГНІТОЕЛЕКТРИЧНОГО СПОСОБУ ДІАГНОСТИКИ ЗУБЧАТИХ ЗАЧЕПЛЕНЬ КП.....	8
2.1.	Обґрунтування застосування способу моніторингу зубчастих передач.....	8
2.2.	Математичне обґрунтування діагностичного параметра.....	9
2.3.	Дослідження роботи зубчастої передачі в тяговому і гальмівному режимах роботи коробки передач.....	13
2.4.	Діагностичне забезпечення і реалізація процесу діагностики...	15
2.5.	Висновки до розділу 2.....	16
РОЗДІЛ 3.	ПРОГРАМА, МЕТОДИКИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	17
3.1.	Мета та задачі експериментальних досліджень.....	17
3.2.	Вибір режимів тестового діагностування коробки передач.....	19
РОЗДІЛ 4.	ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ.....	22
4.1.	Аналіз результатів лабораторних діагностичних випробовувань коробки передач.....	22
4.2.	Оцінка ефективності використання діагностичного забезпечення.....	23
4.3.	Випробовування дослідного зразка засобу діагностики на промисловому об'єкті.....	28
4.4.	Висновки до розділу 4.....	29
	ВИСНОВКИ.....	30
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	

## ВСТУП

Відмова зубчатих передачах в коробках передач є основною причиною погіршення технічного стану сільськогосподарської техніки (близько 30...67 % відмов залежно від рівня сервісного обслуговування, конструктивних особливостей та умов експлуатації) [1]. Аналіз результатів експлуатації тракторів МТЗ за 10 років показав, що трудомісткість підтримки і відновлення технічного стану коробок передач склала 48 % від трудомісткості відновлення технічного стану машини в цілому [1, 2]. Висока трудомісткість відновлення та підтримки рівня технічного стану значною мірою визначається наявним потоком відмов у вузлах трансмісії загалом, та, зокрема, у зубчастих передачах коробок передач. Причиною є низький рівень сервісного обслуговування, неповна достовірність і висока трудомісткість контролю стану зубчастих передач із застосуванням наявних технічних засобів [3, 4].

В роботі розв'язується наукова задача зниження трудомісткості процесу контролю стану коробок передач, їх зубчастих передач, зменшення потоку відмов завдяки чому можна домогтися зниження трудомісткості процесу відновлення технічного стану механічних трансмісій. Для цього пропонується використовувати магнітоелектричний спосіб шляхом реєстрації значення сумарного кутового зазору (с.к.з.). Значення с.к.з. визначається різницею між кількістю імпульсів, що генеруються джерелом опорного сигналу за один вихідний імпульс до тестового впливу і після тестового впливу на відповідних режимах роботи механічної трансмісії з подальшою обробкою результатів діагностування спеціальним пристроєм з програмним забезпеченням [5, 6].

Застосування магнітоелектричного способу [7, 8], що відрізняється оперативністю реалізації та підвищеною достовірністю контролю, дозволить визначити залишковий ресурс, знизити трудомісткість відновлення технічного стану, розробити рекомендації щодо підвищення рівня технічного стану коробок передач і здійснити диференційований підхід в технічному обслуговуванні, виходячи з поточного технічного стану коробок передач на певний момент експлуатації.

# РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ ТЕХНІЧНОЇ ДІАГНОСТИКИ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

## 1.1. Аналіз експлуатаційних дефектів зубчастих передач

Відповідно до поставленої мети наукової роботи було зібрано статистичні дані щодо проведеного аналізу технічного стану механічних трансмісій тракторів ремонтних підприємств с.-г. техніки Житомирської області. Отримано статистичні дані щодо технічного стану механічних трансмісій с.-г. техніки в кількості 534 одиниці за 2017 рік та 541 одиниці за 2018 рік [9, 10]. Аналіз технічного стану трансмісій показав, що ймовірність безвідмовної роботи за 2017 і 2018 роки змінюється в межах від 0,99 до 0,922. В цілому в механічних трансмісіях за 2017 рік зафіксовано 36 відмов, з них: 5 відмов припадає на зчеплення, 18 відмов на коробку передач і 13 на бортові передачі. Що у відсотковому відношенні складає: 13 %, 50 % і 36 % відповідно. У 2018 році відмови розподілилися наступним чином: кількість відмов по складальних одиницях трансмісії становить 33, з них 13 відмов припадає на коробку передач (39 %), 13 – на бортові передачі (39 %) і 7 відмов по зчепленню (21 %) [10].

В сукупності за 2 роки маємо картину (додаток А) де кількість відмов по вузлам трансмісії суміщена з вартісною оцінкою витрат на відновлення вузлів трансмісії за 2017-2018 роки. За (додаток А) видно, що найбільша кількість відмов і найбільші витрати на їх усунення спостерігаються для коробок передач і складають відповідно 77 відмов, а вартість їх усунення 430,152 тис. грн.

За висновком технічної комісії більшість відмов по коробкам передач і бортовим передачам спостережуваних об'єктів є наслідком порушення режимів експлуатації техніки, неправильного регулювання і підбору, неправильного вибору мастильного матеріалу чи його аналогу [11, 12].

В якості рішення для усунення виявлених проблем передбачається створення безперервної системи сервісного моніторингу, яка дозволить зафіксувати зародження і підвищене зношення зубчастих коліс, і, в результаті, розробити рекомендації щодо підвищення рівня технічного стану зубчастих передач. Покращення оцінки технічного стану зубчастих передач коробок передач шляхом

їх контролю за допомогою сучасних засобів діагностики дозволить зменшити роль суб'єктивного фактору в оцінці технічного стану зубчастих передач, спрогнозувати залишковий ресурс, знизити трудомісткість і підвищити оперативність оцінки технічного стану зубчастих передач.

## **1.2 Сучасні методи і засоби технічної діагностики зубчастих передач**

У механічних трансмісіях машин найбільш поширеними є зубчасті, шліцьові, шпонкові і карданні з'єднання [2]. Під час роботи машини її технічний стан характеризується зміною розмірів елементів наведених сполук. При оцінці технічного стану механічних трансмісій використовують такі діагностичні параметри [13]: сумарний кутовий зазор передачі; кінематична похибка; значення кутових зазорів окремих з'єднань; віброакустичні сигнали, згенеровані з'єднанням під час роботи; інтенсивність зміни температури в часі.

Сумарний кутовий зазор зубчатої передачі коробок передач формується з кутових зазорів її складових [14]. Загальний метод визначення сумарного кутового зазору (фіксованого, наприклад, за допомогою приладу моделі КІ-13909 або моделі КІ-4832 (люфтомір), і розташованого на вході або виході приводу), як діагностичного параметру, є досить поширеним для підприємств, що експлуатують мобільну техніку з механічними трансмісіями на основі коробок передач із зубчатыми передачами. Однак, оцінка значення сумарного кутового зазору здійснюється майстром-діагностом, отже існує ймовірність суб'єктивної оцінки технічного стану зубчастих передач.

Значення бічних зазорів також можуть бути отримані методом дослідження кривих зміни моментів опору на валах коробки передач трансмісії в процесі вибору попередньо накопичених зазорів за допомогою спеціального діагностичного стенда. Стенд складається з електродвигуна, тензометричної муфти, редуктора, тензометричного підсилювача ПА-1, електронного реле реверсу та самописця одноканального Н-327-1. Однак, проведення необхідних діагностичних заходів пов'язано з пересуванням об'єкта діагностики на спеціалізоване підприємство, де потрібно його демонтувати, підключити електричний привід, муфти, виконати підготовчі роботи з діагностики [15, 16].

Близькі за тематикою дослідження велися в ЄС і США (EP № 0462886), в Японії (JP № 56135138, JP № 58186028), Росії (RU №1270645).

Найбільш розповсюдженими приладами, що серійно випускаються на території СНД, є БВ-5058, БВ-5033, БВ-5053, КН-7У або прилад німецького виробництва KLINGELNBERG PSKE 900. Ці прилади призначені для визначення в лабораторних умовах похибки кута повороту зубчастих коліс при безперервному однопрофільному зачепленні з вимірювальним або парним колесом. Прилади дозволяють контролювати циліндричні зубчасті колеса зовнішнього і внутрішнього зачеплення, а також конічні колеса з кутами схрещування до  $90^0$  [17, 18]. Однак, більша частина наявних приладів не відповідає критеріям, які ставляться до сучасних приладів. До них слід віднести здатність контролювати окремі зубчасті пари тільки на невисоких обертах (до  $6 \text{ хв}^{-1}$  на ведучому валу), низька продуктивність і обмежений перелік завдань, що вирішуються, велика маса і габарити, низька ступінь автоматизації процесу.

У ЖНАЕУ розроблено навчальний апаратно-програмний комплекс, який являє собою мікропроцесорний модуль, який включає перетворювач кутових переміщень типу ВЕ-178, пристрій сполучення зі стандартними портами комп'ютера USB, LPT, COM і навчальну керуючу програму. Система дозволяє вести запис кінематичної похибки передачі, її представлення у вигляді амплітудно-частотного спектра для подальшого аналізу і оцінки наступних характеристик точності механічних передач: ступені точності за нормою плавності роботи, ступені точності за нормою кінематичної точності, ступені точності за нормою контакту зубів, величини бокового зазору передачі.

Крім того, програмний комплекс може розпізнавати монтажне зміщення ведучої і веденої ланок передачі, локальні дефекти на зубах.

Визначення бокового зазору програмним комплексом здійснюється не тільки в статичному режимі, але і при роботі під навантаженням. При роботі зубчастої передачі до вихідної ланки прикладається короткочасний додатковий оберт в напрямку обертання. Контакт в зачепленні розривається, і ведена ланка обертається в напрямку обертання до тих пір, поки не з'явиться контакт з ведучою ланкою по поверхні зуба, яка є протилежною стороні зачеплення. При цьому реєструється

функція кінематичної похибки передачі. За величиною викидів здійснюється розрахунок бокового зазору.

$$j = \frac{(\pi \cdot m \cdot z_2 \cdot \Delta\varphi_{\max})}{(360 \cdot 60)}, \quad (1.1)$$

де  $j$  – величина бокового зазору;  $\Delta\varphi_{\max}$  – амплітуда викиду, кут.хв;  $m$  – модуль зачеплення, мм;  $z_2$  – число зубців веденого ланцюга.

Аналіз кінематичної похибки багатоступневих зубчастих передач в зборі помітно ускладнюється, що пов'язано з визначенням частки похибок ведучої, веденої і проміжної ланок в загальній кінематичній похибці. Процедура пов'язана з сегментацією вихідних даних і пошуком кінематичної похибки як середньої за сегментами, яка реалізує процедуру синхронного накопичення. Розрахунки показують, що на практиці можуть бути розділені елементарні похибки одноступінчатих зубчастих передач, деяких двоступінчатих, зрідка – триступінчатих. Для чотириступінчатих і більше, використання методу дає надмірні похибки обчислення [19, 20].

### **1.3. Висновки до розділу 1**

Сьогодні технічний стан зубчастих передач механічних трансмісій багато в чому визначається режимами експлуатації, регулюванням і підбором типу мастильного матеріалу. Засоби контролю без використання прототипів (БВ-5058, БВ-5033, БВ-5053, КН-7У, БВ-5102, БВ-5083, GPG-0.5), що дозволяють зафіксувати сумарний кутовий зазор не дозволяють це здійснювати в умовах експлуатації приводів, без демонтажу вузла.

Створення діагностичного обладнання на основі магнітоелектричного способу для контролю технічного стану зубчастих передач в процесі експлуатації, яке містить засіб діагностування на мікропроцесорній основі зі спеціалізованим програмним забезпеченням усуне наведені недоліки, дозволить спрогнозувати залишковий ресурс, підвищити оперативність моніторингу технічного стану зубчастих передач і розробити рекомендації щодо підвищення рівня їх технічного стану.

## РОЗДІЛ 2

### ОБГРУНТУВАННЯ МАГНІТОЕЛЕКТРИЧНОГО СПОСОБУ ДІАГНОСТИКИ ЗУБЧАТИХ ЗАЧЕПЛЕНЬ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

#### 2.1 Обґрунтування застосування способу моніторингу зубчастих передач

Актуальним є завдання створити пристрій у виготовленні і експлуатації засіб діагностики, що дозволяє виконати контроль технічного стану механічних приводів без їх демонтажу при необхідній глибині і достовірності діагностування [17, 19, 21–24]. Схема і принцип пропонованого способу діагностики зубчастих передач механічних трансмісій представлені (додаток Б, рис. 1, 2). Для діагностики зубів ведучого 1 і веденого 2 коліс, до яких відповідно підведений обертовий момент  $M_d$  і момент опору  $M_o$ , які обертаються з кутовими швидкостями  $\omega_1$  і  $\omega_2$ , з ведучим колесом 1 пов'язаний датчик високочастотного опорного сигналу, що представляє собою зубчастий вінець 3 з кількістю зубів, яка істотно перевищує кількість зубів ведучого колеса 1, наприклад зубчастий вінець маховика двигуна, і датчик 4, що формує високочастотний опорний сигнал 6. Біля зубчастого вінця веденого зубчастого колеса 2 встановлено аналогічний датчик 5, який формує імпульси зубцевої частоти 7 веденого зубчастого колеса 2. Опорний сигнал 6 від ведучого вала (зубчасте колесо 1) і сигнал зубцевої частоти 7 з веденого зубчастого колеса 2 надходять в електронні блоки 8, 9, 10 для обробки і зіставлення їх між собою.

В електронний блок перетворення аналогового сигналу 8 надходять високочастотний гармонійний сигнал 6 від датчика 4, який є опорним сигналом  $U_1$  на (додаток Б рис. 1), і гармонійний сигнал 7 зубцевої частоти від датчика 5, закріпленого на веденому зубчастому колесі 2, для зручності обробки і обрахунку перетворені в прямокутні імпульси  $U_2$ . Надалі, в блоці обробки інформації (БОІ) 9 в такті  $T_1$  (додаток Б рис. 1) по передньому фронту імпульсу  $U_2$  запускається лічильник імпульсів опорного сигналу  $Л_1$  і зупиняється по закінченню такту  $T_1$ . У наступному такті  $T_2$  запускається інший лічильник  $Л_2$  і після закінчення такту дані лічильників порівнюються між собою і з заданим граничним відхиленням числа



імпульсів опорного сигналу на кожному такті  $T_i$ , закладених в програмі. Якщо кількість імпульсів на лічильниках однакова, то перший лічильник обнуляється і знову вступає в роботу на такті  $T_3$  (дод. Б рис. 2). Збереження інформації здійснюється в блоці реєстрації даних (БРД) 10.

## 2.2. Математичне обґрунтування діагностичного параметра

Загальна формула для обчислення величини сумарного кутового зазору в коробці передач  $p$ , з урахуванням окремих значень бічних зазорів зубчастих передач, шліцьових з'єднань і зубчастих муфт, перерахована в одиниці діагностичного параметра (кількість опорних імпульсів  $n_p$ ), наступна:

$$n_p = \sum_{k=1}^i X_k + \sum_{q=1}^e Y_q, \quad (2.1)$$

де  $X_k$  – значення кутового зазору  $k$ -ї зубчастої передачі;  $Y_q$  – значення кутового зазору  $q$ -го шліцьового/муфтового з'єднання;  $i$  – загальна кількість зубчастих передач;  $e$  – загальна кількість шліцьових ділянок і зубчастих муфт.

Згідно з інформацією щодо вибраковування зубчастих коліс при поточному та капітальному ремонті величина граничного зношення для зубчастих коліс, які працюють на колових швидкостях менше 3 м/с приймають рівним 25 % від товщини зуба  $S_n$ , виміряної по хорді початкового кола. В процесі експлуатації трансмісії виникає подальше збільшення бічного зазору через зношення бічної поверхні зубів, що характеризується параметром  $\Delta j^{max}$  для окремої величини бічного зазору [27].

Окремі величини бічних зазорів в сумі, що складають величину сумарного бічного зазору  $L$ , виражену в лінійних одиницях, визначають довжину дуги повороту вихідної ланки кінематичного ланцюга в міліметрах.

$$L = (j_3 / r_6 + ((j_2 / r_4) \cdot r_5) / r_6 + (((j_1 / r_2) \cdot r_3) / r_4) \cdot r_5) / r_6 \cdot r_{6.ш}. \quad (2.2)$$

З формули (2.2) очевидно, що параметр  $L$  (буде використано для формування величини окремого бічного зазору, який визначається в опорних імпульсах) визначається добутком сумарного кутового зазору  $\sum \varphi$  і радіуса вихідної ланки  $r_{6.ш}$  з відмінністю за кількістю окремих зубчастих передач  $i$ .

Оскільки елементи системи «маховик–кінематичний ланцюг–вихідна ланка» взаємопов'язані передаточним числом, то кількість опорних імпульсів маховика на один імпульс вихідної ланки з врахуванням передаточного числа:

$$n_{\max} = (z_{\max} \cdot u_p) / z_{(вих)}, \quad (2.3)$$

де  $n_{\max}$  – кількість опорних імпульсів, які відповідають одному вихідному імпульсу;  $z_{\max}$  – число зубів маховика або опорних сигналів за один його оберт;  $u_p$  – передаточне число кінематичного ланцюга, який діагностується;  $z_{(вих)}$  – кількість зубців зубчастого колеса, біля якого закріплено датчик в кінематичному ланцюзі, що діагностується (далі – джерело вихідного сигналу).

Параметр  $L$  слід виражати через кількість опорних імпульсів, отриманих вхідним первинним перетворювачем.

$$\text{Довжина імпульсу вихідної ланки: } L_{вих.імн} = 2\pi(d_{a(вих.сигн.)}/2) / z_{вих}, \quad (2.4)$$

де  $d_{a(вих.сигн.)}$  – діаметр вершин зубів вихідної ланки, мм.

Кількість опорних імпульсів, які входять в величину сумарного бічного зазору  $L$ , відповідно до математичних виразів (2.3)...(2.4):

$$X_k = (L / L_{вих.імн}) \cdot (z_{\max} \cdot u_p) / z_{(вих)}. \quad (2.5)$$

З урахуванням формули (2.5) величину  $X_k$  відліку окремого бічного зазору в опорних імпульсів для зубчастої передачі коробки передач можна визначити в загальному вигляді співвідношенням:

$$X_k = \frac{\left( (j_k + \Delta j_k) \prod_{L=1}^k \frac{z_{1L}}{z_{2L}} \right) \cdot z_{(вих)} \cdot z_{\max} \cdot u_p}{\pi \cdot m_{(вих)} \cdot z_{(вих)}}, \quad (2.6)$$

де  $z_{1L}$  – кількість зубців шестерні  $L$  ступені досліджуваного кінематичного ланцюга;  $z_{2L}$  – кількість зубців колеса  $L$  ступені досліджуваного кінематичного ланцюга;  $m_{(вих.)}$  – модуль вихідного зубчастого колеса, мм.

Значенням  $X_k$  відповідає число опорних імпульсів:

$$X_k = n_{pk}^{zap} + n_{p\Delta k}, \quad (2.7)$$

де  $n_{pk}^{zap}$  – число опорних імпульсів, яке відповідає гарантованому бічному зазору  $L$  досліджуваної зубчастої передачі  $k$ ;  $n_{p\Delta k}$  – число опорних імпульсів, яке відповідає величині зношення  $\Delta j^{max}$  досліджуваної зубчастої передачі  $k$ .

У випадках, коли складова  $n_{p\Delta k}$  відсутня і об'єкт дослідження знаходиться на початковій стадії експлуатації, формула (2.6) приймає вигляд:

$$n_{pk}^{zap} = \frac{\left( j_k \cdot \prod_{L=1}^k \frac{z_{1L}}{z_{2L}} \right) \cdot z_{(вих)} \cdot z_{max} \cdot u_p}{\pi \cdot m_{(вих)} \cdot z_{(вих)}} \quad (2.8)$$

Вираз для розрахунку окремого бічного зазору з урахуванням (2.8):

$$n_{pk}^{zap} + n_{p\Delta k} = \frac{\left( (j_k + \Delta j_k) \cdot \prod_{L=1}^k \frac{z_{1L}}{z_{2L}} \right) \cdot z_{(вих)} \cdot z_{max} \cdot u_p}{\pi \cdot m_{(вих)} \cdot z_{(вих)}} \quad (2.9)$$

Формула для визначення числа опорних імпульсів з врахуванням зубчастих передач кінематичного ланцюга по складовим наступна:

$$\sum_{k=1}^i X_k = \sum_{k=1}^i (n_{pk}^{zap} + n_{p\Delta k}) = \sum_{k=1}^i \left( \frac{\left( (j_k + \Delta j_k) \cdot \prod_{L=1}^k \frac{z_{1L}}{z_{2L}} \right) \cdot z_{(вих)} \cdot z_{max} \cdot u_p}{\pi \cdot m_{(вих)} \cdot z_{(вих)}} \right) \quad (2.10)$$

У формуванні діагностичного параметра беруть участь шліцьові ділянки валів/зубчасті муфти, які є додатковою величиною в діагностичному параметрі. Формула для розрахунку зазору в шліцьовому/зубчастому з'єднаннях:

$$L_{шл/зМ} = 0,5 \left( \frac{j_{шл/зМ} + \Delta j_{шл/зМ}}{r_{шл/зМ}} \right) \cdot z_{шл/зМ} \cdot m_{шл/зМ} \quad (2.11)$$

$r_{шл/зМ}$  – радіус шліцьової частини валу або напівмуфти з зазором, мм;  $z_{шл/зМ}$  – кількість зубів;  $m_{шл/зМ}$  – модуль шліцьового валу/напівмуфти, мм.

Математичний вираз для визначення кількості опорних імпульсів шліцьових з'єднань/зубчастих муфт кінематичного ланцюга по складовим

$$\sum_{q=1}^e Y_q = \sum_{q=1}^e (n_{pq}^{zap} + n_{p\Delta q}) = \sum_{q=1}^e \left( \frac{\left( (j_q + \Delta j_q) \left( \frac{z_{шл/зМ} \cdot m_{шл/зМ}}{2} \right) \cdot \prod_{M=1}^q \frac{z_{1M}}{z_{2M}} \right) \cdot z_{(вих)} \cdot z_{max} \cdot u_p}{\pi \cdot m_{(вих)} \cdot z_{(вих)}} \right) \quad (2.12)$$

### 2.3 Дослідження роботи зубчастої передачі в тяговому і гальмівному режимах роботи коробки передач

Умова вибору бічного зазору зубчастої передачі в математичній моделі представлено виразом [15]:

$$\begin{aligned} & \text{if } (((\varphi_i / u_i - \varphi_{i+1}) < 0) \text{ and } ((\varphi_i / u_i - \varphi_{i+1}) > -S_i)) \text{ then} \\ & \text{begin } b_i = -(\varphi_i / u_i - \varphi_{i+1}); b_i = \text{abs}(b_i); \text{if } b_i \geq S_i \text{ then } b_i = S_i; \text{ and else } b_i = 0 \end{aligned} \quad (2.14)$$

де  $\varphi_i, \varphi_{i+1}$  – узагальнені координати переміщення зосереджених мас, рад;  
 $u_i$  – передаточне число зубчастої передачі;  $b_i$  – поточне значення бічного зазору, рад.;  $S_i$  – значення бічного зазору, рад.

*Тяговий режим.* В тяговому режимі роботи зубчастої передачі, відповідно до рис. 2.1, коли рушійним є момент двигуна  $M_d$ , зазор  $S_i$  дорівнює нулю (else  $b_i=0$ ), передаточне число  $u_i$  зберігається постійним, а моменти пружних елементів  $M_y$  більші за нуль і, з врахуванням коефіцієнтів жорсткості валів  $c_i$ :

$$M_{y1} = c_1 \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i), \quad (2.15)$$

$$M_{y2} = c_2 \cdot (\varphi_i / u_i - \varphi_{i+1}), \quad (2.16)$$

Стале значення передаточного числа  $u_i$  ланок характеризується відношенням кутових швидкостей ланок з осьовими моментами інерції  $J_1$  і  $J_2$ .

$$u_i = \omega_1 / \omega_2, \quad (2.17)$$

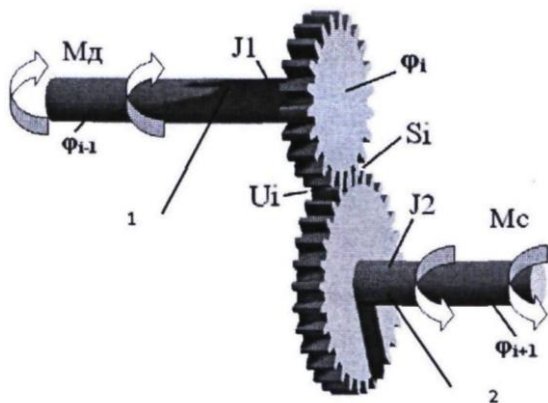


Рис. 2.1. Тяговий режим роботи зубчастої передачі: 1 – ведуче колесо; 2 – ведене колесо.

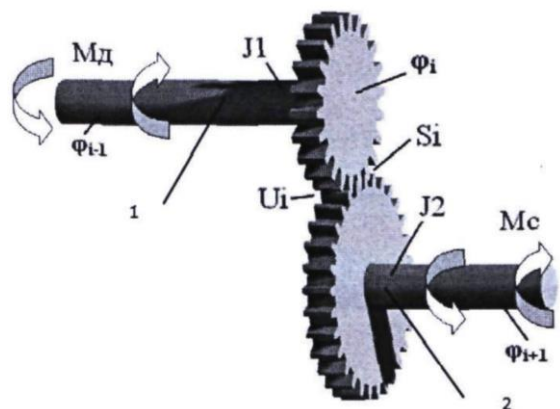


Рис. 2.2. Гальмівний режим роботи зубчастої передачі: 1 – ведуче колесо; 2 – ведене колесо.

Момент двигуна  $M_d$ , величина бокового зазору  $S_i$ :

$$M_d > 0, S_i = 0 \quad (2.18)$$

*Гальмівний режим.* В тестовому режимі на зубчасту передачу в режимі гальмування приводним двигуном спостерігається зниження моменту приводного двигуна  $M_d$  до величини моменту опору  $M_o$  з врахуванням передаточного числа  $u_i$ . Через зниження моменту двигуна  $M_d$  момент пружного елемента  $M_{y1}$  знижується до нуля, оскільки координати  $\varphi_{i-1}$  і  $\varphi_i$  на кінцях вала вирівнюються, а момент пружного елемента  $M_{y2}$  веденого вала, з'єднаного зубчастою передачею з попереднім валом, також знижується до нуля:

$$\varphi_i / u_i - \varphi_{i+1} = 0 \quad (2.19)$$

$$\text{Таким чином, моменти на кінцях валів рівні: } M_o \cdot u_i = M_o \quad (2.20)$$

Різниця координат на кінцях ведучої ланки і момент пружного елемента на етапі вибору бокового зазору:  $\varphi_{i-1} - \varphi_i = 0, M_{y1} = 0$  (2.21)

Різниця координат на кінцях веденої ланки і момент пружного елемента на етапі вибору бокового зазору:  $\varphi_{i-1} - \varphi_i = 0, M_{y1} = 0$  (2.22)

Відповідне передаточне число  $u_i$  зубчастої передачі на даному етапі:

$$u_i \neq \omega_1 / \omega_2 \quad (2.23)$$

Оскільки моменти пружних елементів на етапі вибору бокового зазору в зубчастій передачі рівні нулю, ланка з осьовим моментом інерції  $J_1$  починає втрачати швидкість в режимі гальмування, а ланка з осьовим моментом інерції  $J_2$  зберігає деякий час  $\Delta t$  свою швидкість, то відбувається вибір бокового зазору  $S_i$  і зміна передаточного відношення  $u_i$ .

$$\begin{aligned} & \text{if}(((\varphi_i / u_i - \varphi_{i+1}) < 0) \text{ and } ((\varphi_i / u_i - \varphi_{i+1}) > -S_i)) \text{ then} \\ & \text{begin } b_i = -(\varphi_i / u_i - \varphi_{i+1}); b_i = \text{abs}(b_i); \text{if } b_i \geq S_i \text{ then } b_i = S_i; \quad (2.24) \\ & \text{else } b_i = 0 \end{aligned}$$

Якщо боковий зазор  $S_i$  не досяг граничного значення (*if*((( $\varphi_i/u_i - \varphi_{i+1}$ )<0) and (( $\varphi_i/u_i - \varphi_{i+1}$ )> - $S_i$ ))), зубчаста передача працює в режимі гальмування, бічний зазор визначається з виразів  $b_i = -(\varphi_i/u_i - \varphi_{i+1}); b_i = \text{abs}(b_i)$ , згідно з 2.24.

Якщо бічний зазор  $S_i$  досяг граничного значення (*if*  $b_i \geq S_i$ ), то величина зазору стає рівною граничному значенню ( $b_i = S_i$ ), і система продовжує працювати в режимі гальмування. Момент опору  $M_o$  є в цьому випадку рушійним, а момент двигуна  $M_d$

стає веденим або «моментом опору», моменти пружних елементів валів відрізняються від нуля, відповідно до рис. 2.2.

$$M_{y1} \neq 0, M_{y2} \neq 0 \quad (2.25)$$

При збільшенні частоти обертання валу приводного двигуна і збільшенні моменту двигуна  $M_d > 0$ , відбувається зворотне явище; моменти пружних елементів  $M_y = 0$ . Бічний зазор  $S_i$  вибирається в зворотну сторону, коробка передач входить в тяговий режим роботи (else  $b_i = 0$ ). Як в тяговому, так і в режимі гальмування трансмісії, на точність вимірювання впливає «дискретний імпульс», який слід врахувати. Моделювання процесу діагностики коробки передач механічної трансмісії на стенді представлено (додаток В).

#### 2.4. Діагностичне забезпечення і реалізація процесу діагностики

Діагностичне забезпечення містить: алгоритми підготовки діагностичних даних; алгоритми розрахунку діагностичних параметрів; алгоритми аналізу і систематизації діагностичних параметрів; алгоритми постановки діагнозу; апаратні засоби обробки і візуалізації інформації [26].

Апаратні засоби обробки інформації є носіями алгоритмів діагностування, які містять діагностичні дані, режими тестування, ідентифікують фактичні реакції об'єкта дослідження на тестові впливи. Оцінку стану зубчатих передач коробок здійснюють за сумарним кутовим зазором. Інтегральний параметр  $j_p^{zap}$  характеризує трансмісію в цілому і має гарантовану величину за ДСТУ 2389-94 на початку етапу експлуатації об'єкта діагностики.

$$j_p^{zap} = \sum_{k=1}^i j_k^{zap} + \sum_{q=1}^e j_q^{zap} \quad (2.26)$$

де  $i$  та  $e$  – кількість зубчастих, шліцьових з'єднань/муфт в кінематичному ланцюзі;  $j_{k,q}^{zap}$  – гарантоване значення бокового зазору в передачі, мм.

Процедура підготовки даних призначена для розрахунку характеристик зубчатих передач і діагностичних параметрів (гарантованих і поточних значень бокових зазорів), вираз (2.26) для кінематичного ланцюга, який складається з  $i$  та  $e$  зубчастих передач і шліцьових з'єднань/муфт окремої передачі  $p$  виражено:

$$j_p^{mek} = j_k^{zap} + \Delta j_k^{mek} + j_q^{zap} + \Delta j_q^{mek} \quad (2.27)$$

Гарантований боковий зазор зубчатої передачі при  $j_k^{mek}=0$  виражається виразом:

$$j_k^{mek} = j_k^{zap} + \Delta j_k^{mek} \quad (2.28)$$

Гарантований боковий зазор шліцьових з'єднань/муфт при  $j_q^{mek}=0$  виражається виразом:

$$j_p^{mek} = j_q^{zap} + \Delta j_q^{mek} \quad (2.29)$$

## 2.5. Висновки до розділу 2

Граничне зношення зубів сталевих зубчастих коліс механічних приводів, яке визначає бічний зазор зубчастих передач, що працюють при колових швидкостях менших за 3 м/с, приймають рівним 25 % товщини зуба, яка вимірюється по хорді початкового кола. Бічний зазор є сталим при багаторазових вимірюваннях і характеризується низьким розсіюванням значень відносно середнього значення при сталих умовах вимірювання.

У тяговому режимі роботи зубчастих передач при магнітоелектричній діагностиці значення контрольованого сигналу визначається відношенням добутку кількості зубів джерела опорного сигналу і передаточного числа до кількості зубів джерела вихідного сигналу кінематичного ланцюга.

У гальмівному (тестовому) режимі роботи зубчастих передач при магнітоелектричній діагностиці значення контрольованого сигналу, яке характеризується розривом і замиканням контакту в зачепленні, визначається добутком геометричних параметрів зубчастих передач і відношення добутку числа зубів джерела опорного сигналу і передаточного числа до кількості зубів джерела вихідного сигналу кінематичного ланцюга.

## РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА, МЕТОДИКИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 3.1. Мета та задачі експериментальних досліджень

Метою проведення експериментальних досліджень було оцінити ефективність використання розробленого діагностичного обладнання при діагностуванні зубчатих передач механічних трансмісій.

Задачі експериментальних досліджень: розробити стенд для проведення експериментальних досліджень; отримати експериментальні режими тестування, за допомогою яких реєструється сумарний кутовий зазор; з використанням розробленого діагностичного обладнання визначити сумарний кутовий зазор; визначити достовірність технічної діагностики, порівняти отримане і дійсне значення сумарного кутового зазору; оцінити трудомісткість діагностики на розробленому діагностичному обладнанні, порівнюючи трудомісткість, отриману з використанням розробленого діагностичного обладнання і трудомісткість, отриману із використанням традиційного способу.

Розробка експериментального стенда для оцінки ефективності використання запропонованого способу діагностики здійснювалася на лабораторній базі ЖНАЕУ. Силовою установкою слугував двигун Д-50 (чотирьохциліндровий, чотирьохтактний дизельний двигун), таблиця 3.1.

Таблиця 3.1

Технічна характеристика двигуна Д-50

Компоновка	рядна
Робочий цикл	чотирьохтактний
Кількість циліндрів	4
Потужність	41 кВт
Номінальне число обертів	1700 хв <sup>-1</sup>
Номінальний обертовий момент	230,2 Н·м
Максимальний обертовий момент	260 Н·м



Об'єктом діагностики слугувала чотириступінчаста коробка передач автомобіля ГАЗ-52 (додаток Д, таблиця 1), обертальний момент в якій підводився карданним валом від двигуна.

Навантаження моментом опору  $M_o$  коробки передач здійснювалося за допомогою порошкового гальма ПТ-250, вхідний вал якого жорстко з'єднувався з вихідним валом коробки передач через фланцеве з'єднання.

Таблиця 3.2

Технічні характеристики порошкового гальма ПТ-250

Гальмівний момент, Н·м	0...250
Номинальна потужність розсіювання, кВт	50
Напруга живлення, В (паралел./послед.)	24/48
Сила струму, А (паралел./послед.)	17,4/8,7

Махові маси, закріплені на обох кінцях валу порошкового гальма, імітували навантаження рухомих мас машини на коробку передач. На вихідному валу гальма закріплювалось зубчасте колесо (джерело вихідного сигналу) з числом зубців рівним 38, ( $z_{(вих)}=38$ ), рис. 3.1.



Рис. 3.1. Експериментальний стенд

Виконання стендового експерименту з використанням розробленого зразка обладнання для діагностики здійснювалося за умов, наведених в (додаток Д, таблиця 2).

### 3.2. Вибір режимів тестового діагностування коробки передач

Вимірювання сумарного кутового зазору забезпечується при реалізації тестового режиму функціонування об'єкта діагностики. Факторами реалізації тестового режиму є: момент приводного двигуна  $M_d$ , що залежить від частоти обертання валу двигуна  $(M_d, N_e, G_m, g_e)=f(n_{кв})$ ; гальмівний момент приводного двигуна  $M_0$  ( $M_0=f(n_{кв})$ ); момент опору на вихідному валу ланцюга  $M_o$ . [28].

Слід фіксувати кількість опорних імпульсів за один вихідний імпульс. Функція відгуку  $Y$  в експерименті є відношенням часу одноразового вибору зазору  $T_{зазор}$  до часу проходження зуба вихідної ланки біля датчика  $T_{датч}$ .

$$Y = \frac{T_{зазор}}{T_{датч}} \quad (3.1)$$

Функція відгуку в загальному вигляді:

$$Y = F(n_{кв}, M_o), \quad (3.2)$$

де  $M_o$  – момент опору на вихідному валу трансмісії, Н·м;

$n_{кв}$  – частота обертання колінчастого вала двигуна, хв<sup>-1</sup>.

Спектр плану повного факторного експерименту містить комбінації значень факторів на всіх рівнях їх зміни або вектора значень. У проведеному експерименті фактори варіювання приймають тільки фіксовані значення.

Кількість точок  $N$  спектра плану:

$$N = V^n, \quad (3.3)$$

де  $V$  – число рівнів варіювання факторів;  $n$  – кількість факторів.

Для отримання рівняння регресії фактори змінюються на двох рівнях  $V=2$ . Кількість точок спектра плану в цьому випадку буде  $N=2^2=4$ .

Величина моменту опору  $M_o$  наводиться для первинного валу з врахуванням передаточних чисел  $u_i$  стенової коробки передач і є діапазоном значень 6,43...350 Н·м. Експеримент на математичній моделі стенового об'єкта здійснюється за умови: зчеплення включено, розрахунок починається за умови, що передача в коробці передач включена. 3 факторів варіювання: частота обертання колінчастого вала двигуна  $n_{кв}$ , момент опору на первинному валу  $M_o$ .

Центри експерименту для факторів варіювання мають наступні значення:

Таблиця 3.3

## Центри експерименту і кроки варіювання факторів

Центр експерименту		Крок варіювання	
$x^0 n_{кв}$	$x^0 M_o$	$\Delta x n_{кв}$	$\Delta x M_o$
1350	178,21	350	171,78

Рівні варіювання факторів наведено в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4

## Рівні варіювання факторів

Позначення факторів		Рівень факторів		
натуральне	кодоване	-1	0	+1
$n_{кв}$	$X_1$	1000	1350	1690
$M_o$	$X_2$	6,43	178,22	349,4

План експерименту представлений матрицею в таблиці 3.5. Рядки матриці відповідають дослідам, а стовпці – факторам.

Таблиця 3.5

## Матриця плану експерименту

$i$	Фактори		
	$X_1$	$X_2$	$X_1 \cdot X_2$
1	+1	+1	+1
2	-1	+1	-1
3	+1	-1	-1
4	-1	-1	+1

Символ  $i$  позначає номер точки спектра плану. Для кількості факторів  $n=2$  маємо рівняння лінійної регресії:  $Y = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_{12} \cdot x_1 \cdot x_2$ , (3.4)

де  $b_1 \dots b_{12}$  – коефіцієнти регресії. У кожній точці плану проводимо чотири досліди,  $m=4$ . Рівень значущості  $q=0,05$ .

Таблиця 3.6

## Базисні функції повного факторного експерименту

$i$	$f_0=1$	$f_1=x_1$	$f_2=x_2$	$f_3=x_1 \cdot x_2$
1	+1	+1	+1	+1
2	+1	-1	+1	-1
3	+1	+1	-1	-1
4	+1	-1	-1	+1

Визначаємо коефіцієнти регресії:  $b_0=4,125$ ;  $b_1=0,375$ ;  $b_2=-4,125$ ;  $b_{1,2}=-0,375$

Рівняння регресії:  $Y = 4,125 + 0,375x_1 + -4,125x_2 - 0,375x_1 \cdot x_2$ , (3.5)

Середнє значення функції відгуку:  $Y=4,125$ .

Дисперсія моделі середнього має значення:  $S_y^2=5,766$ .

Похибка визначення коефіцієнтів оцінюється дисперсією:  $S_{bj}^2 = 1,441$ .

Перевірка значущості коефіцієнтів регресії здійснюється за критерієм Стьюдента. Середньоквадратичне відхилення похибки  $S_{bj} = 1,2$

Таблиця 3.7

Перевірка адекватності отриманого рівняння

$X_1$	$X_2$	$X_1 \cdot X_2$	Y
+1	+1	+1	0
-1	+1	-1	0
+1	-1	-1	9
-1	-1	+1	7

Таблиця 3.8

Значення t-критерію для коефіцієнтів рівняння регресії

Коефіцієнти	Значення ( $b_i$ )	t-критерій	Значення ( $t_i$ )
$b_0$	4,125	$t_0$	3,436
$b_1$	0,375	$t_1$	0,312
$b_2$	-4,125	$t_2$	3,436
$b_{12}$	-0,375	$t_{12}$	0,312

Згідно з критерієм Стьюдента при  $q=0,05$ , t-критерій дорівнює 2,776 [29].

Перевірка адекватності рівняння регресії здійснюється з використанням дисперсії адекватності  $S_{ad}^2=7,688$  і критерію Фішера. Розрахункове значення  $F_p=5,333$ . При степенях свободи  $k_1=2$ ,  $k_2=13$  табличне значення  $F_m=3,8$ . За значенням критерію Фішера і обраними ступенями свободи:  $F_m=3,8 < F_p=5,333$ .

Отже, рівняння регресії визнається адекватним і статистично значущим. Коефіцієнт детермінації  $R^2=0,86$ ,  $R=0,93$  [29–31]. На підставі цього можна зробити висновок про те, що якість регресійного рівняння досить висока, тобто в 93 % випадків зміни факторів варіювання  $n_{kv}$  і  $M_o$  призводять до зміни значення цільової функції Y.

## РОЗДІЛ 4

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

#### 4.1. Аналіз результатів лабораторних діагностичних випробовувань коробки передач

Вимірювання, які здійснюються за допомогою приладу КІ-13909 і розробленого засобу діагностики є прямими, в них застосовується метод безпосередньої оцінки досліджуваного параметра [28] (таблиця 4.1).

Таблиця 4.1

Результати вимірювання сумарного кутового зазору по передачі 1

Засіб вимірювання/ номер вимірювання	КІ-13909	Засіб діагн.	КІ-13909	Засіб діагн.	КІ-13909	Засіб діагн.	КІ-13909	Засіб діагн.
	1		2		3		4	
Передача №1	3,45	3,38	3,42	3,21	3,46	3,26	3,44	3,35
Передача №1	5		6		7		8	
Передача №1	3,46	3,4	3,46	3,6	3,47	3,52	3,32	3,42
Передача №1	9		10		11		12	
Передача №1	3,48	3,48	3,5	3,42	3,45	3,42	3,45	3,26
Передача №1	13		14		15		16	
Передача №1	3,44	3,5	3,48	3,31	3,6	3,51	3,51	3,46
Передача №1	17		18		19		20	
Передача №1	3,45	3,22	3,5	3,22	3,41	3,61	3,35	3,42

Середнє арифметичне для впорядкованого ряду спостережень:

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \quad (4.1)$$

де  $y_i$  – значення ряду спостережень. Середнє арифметичне складає 3,398.

Оцінка середнього квадратичного відхилення:

$$S = \left[ \frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \right]^{1/2} \quad (4.2)$$

Оцінка середнього квадратичного відхилення складає 0,122.

Відношення:

$$U_n = \frac{y_i - \bar{y}}{S} \quad (4.3)$$

Максимальне значення відношення різниці значення ряду і середнього арифметичного до середнього квадратичного відхилення складає 0,831. Відповідно, для числа спостережень  $n=20$ , при  $q=0,05$ , значення  $\beta=2,56$ . Оскільки  $2,56 > 0,831$  всі значення ряду спостережень визнаються значимими і залишаються [28]. Відносна похибка засобу діагностування [29–31].

$$\delta = ((X_n - X_d) / X_d) \cdot 100\% \quad (4.4)$$

де  $X_n, X_d$  – виміряне і дійсне значення діагностичного параметра відповідно.

Спостереження, при числі результатів  $50 > n > 15$  перевіряються на належність до нормального розподілу відповідно до складаного критерію 1-2 на основі змішаної оцінки середнього.

Критерій 1. Рівень значимості  $q_1=5\%$ , середнє арифметичне відхилення

$$\tilde{d} = \sum_{i=1}^n \frac{(x_i - \bar{x})^2}{n \cdot S} \quad (4.5)$$

Середнє арифметичне відхилення 0,119. Значення границь інтервалу  $d_{5\%}=0,879$  і  $d_{99\%}=0,07$ , оскільки  $0,07 < 0,119 < 0,879$  критерій 1 належності даних до нормального розподілу підтверджується.

Критерій 2. Приймавши рівень значимості  $q=5\%$  для числа спостережень  $n=20$ , знаходимо за таблицею  $P=0,98$ . З таблиці нормованої функції Лапласа  $Z_{p/2}=2,33$ , тоді  $Z_{p/2} \cdot S=0,284$ . Відповідно до критерію 2 не більше двох різниць  $(y_i - y_{сер})$  можуть перевищити  $Z_{p/2} \cdot S$  [29–31]. За даними спостережень жодна різниця  $(y_i - y_{сер})$  не перевищує значення  $Z_{p/2} \cdot S$ . Отже, гіпотеза про нормальний розподіл узгоджена з даними спостережень. Рівень значимості критерію  $q \leq 0,05 + 0,05 = 0,1$ , тобто гіпотеза про норму узгоджується з даними спостережень з ймовірністю не менше 0,9. Достовірність здійснених вимірювань за допомогою засобу діагностування відносно приладу КІ-13909 складає 90 %.

## 4.2. Оцінка ефективності використання діагностичного забезпечення

Оцінка використання діагностичного забезпечення заснована на співставленні критеріїв порівняння використаного методу діагностування на

поточний момент і нового. Основою оцінки є достовірність постановки діагнозу і середня оперативна трудомісткість діагностики ДСТУ 2389-94.

$$S_{Д} = \sum_{j=1}^N S_{Дj} \quad (4.6)$$

де  $N$  – число операцій даного виду діагностування, чол.-год.;

$S_{Дj}$  – оперативна трудомісткість  $j$ -ї операції діагностування, чол.-год.

$$S_{Дj} = S_{oj} + S_{ej} \quad (4.7)$$

де  $S_{oj}$  – основна трудомісткість  $j$ -ї операції діагностування, чол.-год.;

$S_{ej}$  – середня допоміжна трудомісткість  $j$ -ї операції діагностування, чол.-год.

$$S_{ej} = S_{y.z.n.j} + S_{m.o.p.j} \quad (4.8)$$

де  $S_{y.z.n.j}$  – середня трудомісткість установки і знаття вимірювальних перетворювачів для діагностики, чол.-год.;  $S_{m.o.p.j}$  – середня трудомісткість робіт на виробі для забезпечення доступу до контрольних точок, чол.-год.

Таблиця 4.2

#### Хронометраж часу для виконання операцій діагностики

Номер п/п	Вид операції	Час операції, хв
1	Установка ОД на стенді	2
2	Установка датчика на вхідному ланцюзі	4
3	Підключення датчика вхідного ланцюга до засобу діагностування	2
4	Підключення датчика вихідного ланцюга до засобу діагностування	4
5	Підключення ПК до засобу діагностування за допомогою інтерфейсу	1
6	Включення ПК і засобу діагностування за допомогою блока живлення	1
7	Задавання налагодження діагностування за допомогою засобів діагностування	3

Діагностика кожної передачі здійснюється 3...4 рази для зниження вірогідності появи виявленої несправності, зниження вірогідності отримання помилкових результатів спостереження і підвищення достовірності діагностики. Види операцій, пов'язані з діагностикою різних діапазонів трансмісії МТЗ-1221 і час на кожну операцію наведені в табл. 4.3. Повторення пунктів 2 та 3 таблиці 4.3

для досліджуваної трансмісії залежить від кількості передач, що діагностуються, а час заключних робіт наведений в таблиці 4.4.

Таблиця 4.3

Тривалість операцій діагностики за розробленим способом, люд-год

Номер п/п	Вид операції	Час операції, хв
1	Запуск двигуна ОД	1
2	Включення передачі ОД, що діагностується	0,1
3	Реалізація тестового режиму на ОД	0,5
4	Передача результатів діагностики на ПК	0,1
5	Встановлення причини та друк звіту	2

Таблиця 4.4

Час на здійснення завершальних робіт, новий спосіб, люд-год

Номер п/п	Вид операції	Час операції, хв
1	Виключення двигуна ОД	1
2	Зняття датчика вхідного ланцюга	2
3	Зняття датчика вихідного ланцюга	4
4	Відключення ПК і засобу діагностики від блоку живлення	1
5	Відключення ПК від засобу діагностики	1
6	З'їзд ОД зі стенду	2

За формулами (4.6–4.8) затрати часу на діагностику МТЗ-1221 новим способом складуть 74,3 люд-год, трудомісткість – складе 1,238 люд.-год. Достовірність діагностики визначалась співставленням отриманих результатів за новим способом і шляхом використання КІ-13909 (табл. 4.6). Оцінка отриманих результатів показує збіжність значень діагностичного параметра, знайденого за запропонованим способом і фактичних, зафіксованих КІ-13909. Середня помилка за усіма діапазонами передач для вимірювання – 5,43 %. з максимальним значенням по окремим передачам 8,69 5 для об'єкта діагностики з напрацюванням в 267 мотогодин.

Здійснено статистичну оцінку груп результатів діагностики об'єктів спостереження з напрацюванням 267,1646, 2981 мотогодин. Оцінка результатів діагностики з використанням критерію Ст'юдента наведена в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5



### Оцінка результатів діагностики, критерій Стюдента

Напрацювання, мотогодини	Критерій Стюдента, (розрахунковий)	Критерій Стюдента, (теоретичний)	Ймовірність помилки
267	1,128	1,3006	0,2
1646	0,925	1,3006	0,2
2981	0,672	1,3006	0,2

Сумарний час на діагностику приладом КІ-13909 склав 108,1 люд.-хв., трудомісткість становила 1,801 чол-год. Як об'єкти спостереження використані машини МТЗ-1221 з напрацюванням 267, 1646 і 2981 мотогодин.

Порівняння трудомісткості за використаними способами діагностування ( $T_{н.с.}=1,238$  люд.-год. і  $T_{КІ-13909}=1,801$  люд.-год.) дозволяє зробити висновки, що трудомісткість діагностування з врахуванням використання заявленого способу нижча за 60 % і відповідно час його здійснення до 30 % порівняно з існуючим способом з використанням приладу КІ-13909.

#### **4.3. Випробовування дослідного зразка засобу діагностики на промисловому об'єкті**

Мета проведення досліджень: оцінити ефективність застосування розробленого діагностичного обладнання при діагностиці зубчастих передач коробки передач МТЗ-1221.

Задачі експериментальних досліджень: отримати експериментальні режими тестування, які забезпечують реєстрацію кутового зазору; з використанням розробленого обладнання отримати значення сумарного кутового зазору; визначити достовірність технічної діагностики, зіставивши отримані і дійсні значення сумарного кутового зазору; оцінити трудомісткість діагностики розробленим діагностичним обладнанням і традиційним способом.

Опис об'єкту діагностики: об'єктом діагностики були коробки передач трактору МТЗ-1221 з напрацюванням 267, 1646 і 298 мотогодин з механічною трансмісією, яка має шість діапазонів передач. Передній хід – 16 передач (4 діапазони), задній хід – 8 передач (2 діапазони) відповідно. В якості силової

установки на МТЗ-1221 використовується двигун Д260.2-360 (шестициліндровий, рядний, чотиритактний дизельний двигун, таблиця 4.10).

Таблиця 4.10

Технічні характеристики двигуна Д260.2-360

Компоновка	рядна
Робочий цикл	чотиритактний
Кількість циліндрів	6
Потужність, кВт	96 кВт
Номінальна кількість обертів, хв <sup>-1</sup>	2100 хв <sup>-1</sup>
Максимальний крутний момент, Н·м	500 Н·м

Діагностиці підлягала коробка передач трактора МТЗ-1221, обертовий момент до якої підводився засобами зчеплення від двигуна Д260.2-360. Момент опору  $M_0$  на колесах трактора МТЗ-1221 визначався опором в опорах бігових барабанів, на які встановлені ведучі колеса. Біговий стенд є металевою, жорсткою рамною конструкцією з чотирма біговими барабанами, встановленою на бетонному фундаменті. Бігові барабани попарно з'єднані за допомогою втулково-пальцевих муфт. Кожне ведуче колесо МТЗ-1221 спирається на два бігові барабани з чотирма опорами. Заїзд і з'їзд зі стенду трактора МТЗ-1221 здійснюється за допомогою двох похилих елементів конструкції стенду.



Рис. 4.1. Стенд з біговими барабанами

Проведення дослідів з використанням розробленого дослідного зразка діагностичного обладнання здійснювалось при умовах (додаток Е, табл. 2).

Діагностичні дані з різним відсотком зношення бічної поверхні зубів зубчастих коліс, представлені в (додаток Е, табл. 3–32). Для кожної моделі КП слід

рахувати кількість імпульсів, що відповідає гарантованим зазорам в зубчатих парах і в КП на кожній з передач. Розрахунки легко автоматизуються і надають технічні характеристики вихідної КП, які необхідно ввести в інтерфейс на початку діагностики, що знижує витрати часу на діагностичні роботи.

#### **4.4. Висновки до розділу 4**

Результати діагностики КП розробленим засобом діагностики свідчать, що відносна похибка при вимірюванні сумарного кутового зазору на передачі №1 становить 8,73 % порівняно з КІ-13909. Достовірність проведених вимірювань засобом діагностики відносно приладу КІ-13909 становить 90 %.

Результати діагностики промислового об'єкта показали, що значення відносної похибки при вимірюванні сумарного кутового зазору на діапазонах передач № 1, 2, 3, 4, 5, 6 не перевищує 8,69 % в порівнянні з результатами, отриманими КІ-13909. Довірча ймовірність збігу даних при оцінці технічного стану зубчастих передач приладом КІ-13909 і розробленим діагностичним забезпеченням становить 80 % (імовірність помилки 0,2 (20%)).

## ВИСНОВКИ

1. На основі магнітоелектричного способу розроблено методику контролю значень параметрів технічного стану зубчастих передач КП. Отримано залежності величини контрольованого сигналу від геометричних параметрів зубчастих передач. Це дозволяє встановити значення контрольованого сигналу виходячи з поточної величини зношення бічної поверхні зубів зубчастих передач, а також контролепридатність зубчастих передач кінематичного ланцюга.

2. Розроблено засоби діагностики на базі магнітоелектричного способу контролю, за допомогою яких можна спрогнозувати залишковий ресурс, підвищити оперативність контролю значень параметрів технічного стану зубчастих передач і розроблено рекомендації щодо підвищення рівня технічного стану зубчастих передач КП.

3. Здійснено діагностику технічного стану зубчастих передач КП з метою прогнозування залишкового ресурсу. Розроблено алгоритм технічної діагностики зубчастих передач, що дозволяє знизити трудомісткість діагностики технічного стану зубчастих передач механічної трансмісії до 60 %; підвищити оперативність контролю технічного стану (скоротити час діагностики до 30 % для об'єкта діагностики МТЗ-1221), спрогнозувати залишковий ресурс зубчастих передач і розробити рекомендації для підвищення рівня технічного стану зубчастих передач механічної трансмісії.

4. Отриманий алгоритм технічного діагностування зубчастих передач може бути використаний для контролю технічного стану приводів технологічного обладнання машинобудівної промисловості і приводів мобільної техніки. Економічна ефективність використання розробленого діагностичного обладнання, до складу якого входить алгоритм технічного діагностування, досягається в разі застосування в парку машин МТЗ- 1221, які перебувають на сервісному обслуговуванні в ремонтній майстерні і становить 193033,5 грн. на рік (в цінах 2019 року) (додаток Є).

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Основи технічної діагностики колісних транспортних засобів : навч. посіб. / Біліченко В. В., Крещенецький В. Л., Кукурудзяк Ю. Ю., Цимбал С. В. Вінниця : ВНТУ, 2012. 118 с.
2. Розрахунок геометричних параметрів і виконання робочих креслеників основних ланок зубчастих циліндричних, конічних, черв'ячних і ланцюгових передач / Буда А. Г., Обертюх Р. Р., Архипчук М. Р. Вінниця : ВНТУ, 2016. 84 с
3. Грабар, І. Г. Основи надійності машин : навч. посіб. Житомир : ЖІТІ, 1999. 299 с.
4. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Вип. 46. Кіровоград : КНТУ, 2016. 332 с.
5. Макаров, Р. А. Средства технической диагностики машин. М. : Машиностроение, 1981. 224 с.
6. Марков, Н. Н. Выбор измерительных средств контроля цилиндрических зубчатых колес. М. : Стандартгиз, 1960. 140 с.
7. Діагностика електрообладнання автомобілів / Ю. М. Бороденко, О. А. Дзюбенко, О. М. Биков : навч. посіб. Харків : ХНАДУ, 2014. 300с.
8. Тиль Р. Электрические измерения неэлектрических величин : пер. с нем. М. : Энергоатомиздат, 1987. 192 с.
9. Гащук, П. М., Пельо, Р. А. Досконалість автомобільної трансмісії в системі оцінок проектного менеджменту. *Вісник Львівського державного університету безпеки життєдіяльності*. 2014. № 9. С. 53–71.
10. Статистичний щорічник України. К. : Держкомстат України за 2018 рік, 2019. 650 с.
11. Дорожні машини. Машини для будівництва, ремонту та утримання автомобільних доріг : навч. посібник для студ. ВНЗ. Ч. 2 / Л. А. Хмара, О. С. Шипілов, В. Д. Мусійко [та ін.]. К-Д. : НТУ, 2013. 399 с.
12. Говорущенко Н. Я., Горбик Ю. В. Моделирование процессов стендового диагностирования на топливную экономичность и токсичность транспортных

- машин. *Транспорт, экология – устойчивое развитие* : сб. докладов IX науч.-техн. конф. Варна, 2009. С. 593–599.
13. Елисеев, Ю. С., Нежурин И. П. Деформация и погрешности в зацеплении и их роль в работе зубчатой передачи. *Вестник машиностроения*. 1999. № 8. С. 2–6.
14. Проектирование универсально-пропашных тракторов / под ред. И. П. Ксеновича. Минск : Наука и техника, 1980. 320 с.
15. Конділенко, О. Ш., Міщенко, М. І. Похибки вимірювань фізичних величин. Методичні рекомендації. Київ, 1991.
16. Степнов, М. Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний : справочник. М. : Машиностроение, 1985. 232 с.
17. О влиянии кинематической точности зубчатой передачи на виброактивность машинного агрегата / М. З. Коловский и др. *Проблемы машиностроения и деталей машин*. 1995. № 4. С. 32–36.
18. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів : підручник / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигиринець. К. : Вища школа, 1994. 342 с. – (У 3-х кн.): Кн. 1: Теоретичні основи : Технологія. 342 с.; Кн. 2: Організація, планування і управління. 383 с.; Кн. 3: Ремонт автотранспортних засобів. 599 с.
19. Повышение точности механических передач на основе компьютерного моделирования и использования технологий искусственного интеллекта : монография / В. М. Пашкевич и др. Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2011. 139с.
20. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. К. : Мінтранс України, 1998. 16 с.
21. Драган, А. В. Контрольно-диагностический комплекс для диагностики технического состояния трансмиссий транспортных. *Вестник Национальной академии наук. Серия физико-техн. науки*. 1999. № 4. С. 30–33.
22. Ионак, В. Ф. Приборы кинематического контроля. М. : Машиностроение, 1981. 128 с.