

НАУКОВА РОБОТА

зі спеціальності «Автомобільний транспорт»

напряму конкурсу «Автомобілі та трактори»

на тему: «Діагностування циліндро-поршневої групи дизельних двигунів
КамАЗ-740»

АНОТАЦІЯ

Метою роботи є розробка методу та підвищення точності і вірогідності діагностування циліндро-поршневої групи дизельних двигунів КамАЗ-740, а також зменшити трудомісткість діагностування цих двигунів на підставі використання вібродіагностики.

Виконаний аналіз стану питання у практиці свідчить про те, що переважно визначення стану дизельних двигунів здійснюється за їх шумністю. Зокрема, за відтінками та рівнями шуму різної частоти оцінюється технічний стан двигуна, визначається несправності їх окремих складових. За множиною рівнів шуму, що зумовлені вібрацією дизельних двигунів, досвідчений механік може визначити правильність регулювання паливного насоса, форсунок, газорозподільного механізму, а також несправності у циліндро-поршневій групі.

Важливими моментами, які передбачаються віброакустичною діагностикою дизельних двигунів, є те, що існують пружні коливання від ударів спряжених деталей. Водночас, зміна навантаження на окремі складові дизельних двигунів дає можливість отримати різні рівні ударів спряжених деталей одна об одну за умови наявності зазорів між ними. В цілому це зумовлює різний рівень вібрації дизельних двигунів.

Одержані результати дають змогу підвищити точність і вірогідність діагностування циліндро-поршневої групи дизельних двигунів КамАЗ-740, а також зменшити трудомісткість діагностування цих двигунів на підставі використання вібродіагностики.

Ключові слова: циліндро-поршнева група, діагностика, димність, вібрація, двигун.

ЗМІСТ

ВСТУП.....		7
Розділ 1	СТАН ПИТАННЯ В ТЕОРІЇ ТА ПРАКТИЦІ ДІАГНОСТУВАННЯ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ.....	7
1.1.	Аналіз особливостей вібродіагностики технічного стану циліндро-поршневої групи дизельних двигунів.....	7
1.2.	Аналіз науково-методичних праць стосовно вібродіагностики технічного стану циліндро-поршневої групи.....	10
Розділ 2.	НАУКОВО-МЕТОДИЧНІ ЗАСАДИ ДІАГНОСТУВАННЯ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ	15
2.1.	Будова та робота лабораторної установки.....	15
2.2.	Методика вимірювання димності та вібросигналу.....	19
Розділ 3.	РЕЗУЛЬТАТИ ДІАГНОСТУВАННЯ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ КАМАЗ-740	23
3.1.	Результати визначення залежності димності відпрацьованих газів від режиму роботи дизельного двигуна.....	23
3.2.	Результати визначення залежності вібросигналу від рівня зношення деталей циліндро-поршневої групи дизельних двигунів КамАЗ-740.....	26
ВИСНОВКИ		30
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ		31

ВСТУП

Сьогодні досить актуальними є питання підтримання автомобілів у працездатному стані. Однією із складових цієї задачі є якісне та вчасне діагностування автомобілів. При цьому найбільш складнішим є діагностування циліндропоршневої групи дизельних двигунів. Із розвитком науково-технічного прогресу іде розвитком методів та способів такого діагностування. Одним із них є віброакустична діагностика. Вона належить до технічної діагностики і передбачає використання теорії та методів розпізнавання технічних станів автомобілів за вихідною інформацією акустичних сигналів. Віброакустичну діагностику можна використати для діагностування циліндропоршневої групи дизельних двигунів КамАЗ-740, яких є багато на території Волинської області.

Виконаний аналіз стану питання у практиці свідчить про те, що переважно визначення стану дизельних двигунів здійснюється за їх шумністю. Зокрема, за відтінками та рівнями шуму різної частоти оцінюється технічний стан двигуна, визначається несправності їх окремих складових. За множиною рівнів шуму, що зумовлені вібрацією дизельних двигунів, досвідчений механік може визначити правильність регулювання паливного насоса, форсунок, газорозподільного механізму, а також несправності у циліндро поршневій групі. Попри позитивні моменти, діагностування дизельних двигунів на слух має суб'єктивний характер, що у переважній більшості приводить до невірної діагнозу. Окрім того, визначити залишковий моторесурс дизельних двигунів на слух неможливо.

Усі фізичні процеси, що відбуваються у дизельних двигунах базуються на коливних рухах. Зокрема. Дл таких належить робота кривошипно-шатунного механізму, паливо-впорскної системи, клапанно-розподільчого механізму, процеси згоряння, впуск і випуск, а також процеси, що відбуваються у допоміжних механізмах та приводах. Без балансування відцентрових та інерційних сил, які викликані масами, що обертаються і рухаються у зворотньо-поступальному напрямі, неможливо вірно провести діагностику дизельних двигунів.

Важливими моментами, які передбачаються віброакустичною діагностикою дизельних двигунів, є те, що існують пружні коливання від ударів спряжених деталей. Водночас, зміна навантаження на окремі складові дизельних двигунів дає можливість отримати різні рівні ударів спряжених деталей одна об одну за умови наявності зазорів між ними. В цілому це зумовлює різний рівень вібрації дизельних двигунів.

Усе вище зазначене свідчить про те, що задача діагностування циліндропоршневої групи дизельних двигунів КамАЗ-740 за їх вібрацією та димністю є досить актуальною як у науковому, так і в практичному значенні.

Мета роботи – запропонувати метод та підвищити точність і вірогідність діагностування циліндро-поршневої групи дизельних двигунів КамАЗ-740, а також зменшити трудомісткість діагностування цих двигунів на підставі використання вібродіагностики.

Завдання дослідження: 1) проаналізувати особливості та методи вібродіагностики технічного стану циліндро-поршневої групи дизельних двигунів; 2) провести дослідження та визначити залежності вібросигналу та димності відпрацьованих газів від режиму роботи двигуна; 3) обґрунтувати залежності вібросигналу від рівня зношення деталей циліндро-поршневої групи дизельних двигунів КамАЗ-740 та визначити економічну ефективність.

Об'єкти дослідження – процеси та режими роботи дизельних двигунів внутрішнього згоряння, циліндро-поршнева група дизельних двигунів КамАЗ-740.

Предмет дослідження – залежність параметрів вібрації та димності дизельних двигунів КамАЗ-740 від їх режимів роботи та технічного стану.

Методи дослідження. У роботі використані методи: спектрального аналізу впливу робочих газів на утворення вібраційних імпульсів від перекладки поршня; виконання лабораторних експериментів для визначення показників димності та вібрації дизельних двигунів; аналітичних розрахунків та графоаналітичного аналізу.

Наукова новизна одержаних результатів. Розкривається залежність часу виникнення та сили ударних імпульсів від параметрів процесу розширення – тиску, а також показника політропи завдяки модельованню перекладки поршня у двох фазах, які відрізняються часом їх виникнення.

Встановлено сукупний вплив температурного режиму у циліндро-поршневій групі дизельних двигунів КамАЗ-740 на появу та характеристики вібросигналу.

Практичне значення одержаних результатів. Одержані результати дають змогу підвищити точність і вірогідність діагностування циліндро-поршневої групи дизельних двигунів КамАЗ-740, а також зменшити трудомісткість діагностування цих двигунів на підставі використання вібродіагностики.

1. СТАН ПИТАННЯ В ТЕОРІЇ ТА ПРАКТИЦІ ДІАГНОСТУВАННЯ ЦИЛІНДРОПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

1.1. Аналіз особливостей вібродіагностики технічного стану циліндро-поршневої групи дизельних двигунів

Двигунам внутрішнього згоряння (ДВЗ), які використовуються на сучасних автомобілях, порівнюючи із роторними механізмами, притаманні складні спектри віброакустичних процесів, які на практиці важко оцінити. До характеристик зазначених спектрів належать: 1) наявність великої кількості гармонік частоти обертання колінчатого вала дизельних двигунів із чіткою наявністю частоти перекладки поршня; 2) наявність частот, які кратні кількості циліндрів і та тактів дизельних двигунів. Водночас, ударне збурення зумовлює появу у дизельних двигунах множини власних частот.

Робочі процеси ДВЗ належать до значних джерелам коливань і утворювачів шуму. На підставі теорії віброакустичної діагностики пружні коливання утворюються від зіткнення спряжених деталей ДВЗ. При цьому, зміна навантажень та напрямку дії окремих сил у ДВЗ, за наявності між спряженими деталями зазорів, лежить в основі отримання ударів. Зазначені удари зумовлюють вібрацію як окремих складових двигунів, так і цілого деталей двигуна. Водночас, отримані удари зумовлюють коливання деталей із власними частотами, які є специфічні для кожної складової (підшипників, клапанів, кілець, поршнів тощо). Це лежить в основі їх виокремлення з-поміж загального спектра вібрацій ДВЗ. Отже, для працюючого ДВЗ, з позицій віброакустичного сигналу, характерним є його не стаціонарність. Це значно унеможливує застосування звичайного спектрального підходу до діагностики ДВЗ та окреслення відповідних діагностичних ознак [1,2,3].

Також, до характерних особливостей віброакустичного сигналу ДВЗ слід віднести те, що коливання зумовлені отриманими ударами прив'язані до кута повороту колінчатого вала ДВЗ (окремої фази циклу). Водночас удари

відбуваються із заданою частотою обертання колінчатого вала, або ж із окремими кратними їм частотами. При цьому, зміщення збурюючих процесів у окрему сторону відносно окремої фази циклу свідчить про наявність неправильної роботи ДВЗ, що зумовлено появою зазорів між його деталями, неправильність регулювань його складовищ тощо.

Усе вище викладене свідчить про те, що діагностування ДВЗ можна виконувати на підставі аналізу віброакустичних сигналів лише на певних тимчасових інтервалах, які чітко пов'язані із кутом повороту колінвала. Це можна виконати на підставі часової (фазової) селекції сигналу (рис. 1.1).

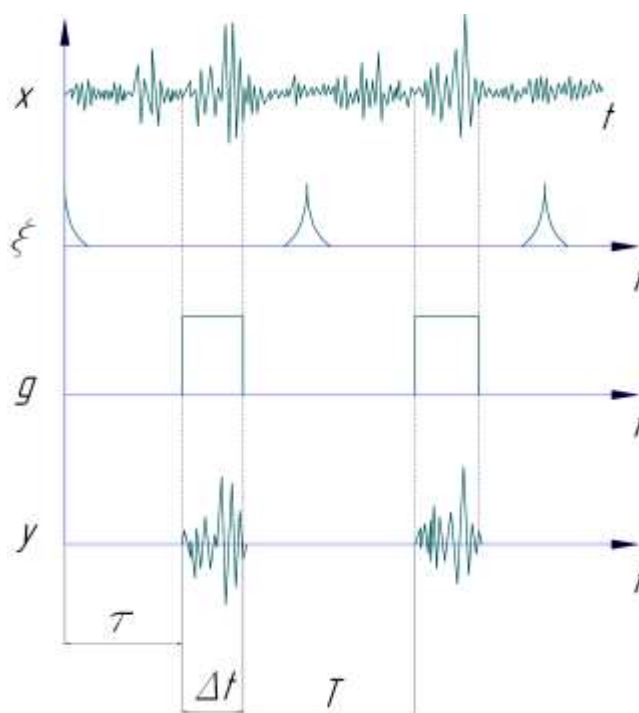


Рис. 1.1. Розташування на координатній осі часу і характеристика сигналів ударних імпульсів

При цьому, синхронізацію вібропроцесів у переважній більшості виконують змінюючи частоту обертання колінчатого вала ДВЗ. Початком відліку часу приймають таке положення поршня, яке відповідає верхній мертвій точці (ВМТ) першого циліндра (див. рис 1.1).

У роботі [4,5] зазначається, що «... результуючим процесом є послідовність імпульсів потрібної довжини Δt , що йдуть з періодом T

протікаючого в системі фізичного процесу $x(t)$. Регульованими параметрами часового селектора являються затримка імпульсу τ . відносно синхроімпульсу і довжина імпульсу Δt . Застосування часової селекції дозволяє не тільки відділити корисний сигнал від перешкоди, але і визначити ряд важливих параметрів механізму, за якими можна ставити діагноз. Одним з таких параметрів є інтервал часу між верхньою мертвою точкою (ВМТ) і моментом удару поршня об стінку гільзи на такті робочого ходу, який зв'язаний з зазором між поршнем і гільзою».

Із практики діагностування дизельних ДВЗ відомо, що вібраційну дію зумовлюють сили різної фізичної природи. До первинних сил належать ті, що зумовлені згорянням пальної суміші у циліндрі. До вторинних сил належать ті, що виникають у кривошипно-шатунному механізмі. Вони нелінійно пов'язані із первинними силами і зумовлюють удари поршня, удари у підшипниках та розподільному механізмі ДВЗ тощо. Окремо слід виділити сили, що виникають у системах випуску та впорскування пальної суміші тощо [6,7,8].

Основне джерело шуму у поршневих ДВЗ зумовлене процесом згоряння пальної суміші у циліндрах. Вимірювання цього шуму у першому та останньому циліндрі шестициліндрового дизеля ДВЗ свідчить про те, що він утворюється послідовними імпульсами, які співпадають із часом запалювання пальної суміші в окремих циліндрах. Водночас, вібрація та повітряний шум ДВЗ характеризуються частотою проходження імпульсного збурення. Ця частота належить до низькочастотного діапазону, а власні частоти ДВЗ знаходяться у межах від 250...12000 Гц.

У роботі [9] зазначається, що «... будь-які зміни функціональних показників є наслідком порушення регулярності певних процесів у роботі дизельного двигуна. За допомогою часового послідовного аналізу можна не тільки визначати момент початку таких змін, але й вказувати час, коли їх розвиток приведе до критичного стану».

Водночас, виконані дослідження свідчать про доцільність застосування методів віброакустичної діагностики для діагностики дизельних ДВЗ. Це лежить в основі забезпечення безрозбірного контролю технічного стану

дизельних ДВЗ в умовах підприємств, що їх експлуатують. Зокрема, належну практичну цінність має віброакустична діагностика стану циліндропоршневої групи, підшипників, клапанів та форсунок дизельних ДВЗ.

1.2. Аналіз науково-методичних праць стосовно вібродіагностики технічного стану циліндро-поршневої групи

На сьогодні відомо низку науково-методичних праць стосовно вібродіагностики технічного стану циліндро-поршневої групи. Зокрема у роботах [10,11,12] зазначається, що «... діагностування циліндро-поршневої групи полягає в оцінці ступеня зношення спряження поршень – гільза – кільце й визначенні такого дефекту, як задир поверхонь спряження поршень – гільза. Оцінка технічного стану поршневих кілець пов'язана з більшими труднощами виявлення слабкого корисного сигналу на тлі потужних віброперешкод, створюваних при функціонуванні циліндро-поршневої групи. Створення умов при дослідженні виникнення задир контактуючих поверхонь пов'язано з небезпекою виходу з ладу двигуна, обумовленого внесеним дефектом».

На підставі вище викладеного можна говорити про можливість діагностування пари поршень – гільза, яке характеризується простотою проведення експериментів та незначної потреби апаратного забезпечення.

Також у роботі [13] зазначається «... фізичною основою для оцінки технічного стану спряження поршень – гільза служить явище перекладки поршня в межах зазору, обумовленого сумарним зношенням твірної циліндрової гільзи й юбки поршня, й тепловим зазором, що передбачений умовами експлуатації».

У деяких роботах [14,15] обґрунтовано існування залежності між рівнем вібрації та зазором між спряженими деталями. Зокрема, у цих роботах зазначається що. «... максимальна інтенсивність віброакустичних процесів спостерігається в частотному діапазоні $f=2...4$ кГц при перекладці поршня

у В.М.Т на такті робочого ходу». У цих роботах їх автори доводять, що у фазі робочого циклу двигуна вібросигнал має найбільшу інформативність.

Водночас, запропонований у роботі [16] алгоритм обробки вібросигналу не забезпечує належну вірогідність отримання інформації щодо технічного стану спряжених деталей, що зумовлено наявністю значного впливу віброперешкод, які виникають через існуючі процеси згоряння пальної суміші.

Водночас у роботі [12] зазначається, що «...необхідні ефективні заходи для підвищення відношення сигнал / перешкода, тобто інформативності досліджуваного коливного процесу. Для цього варто звернутися до моделі формування вібросигналу, необхідною умовою створення якої є аналіз джерел і механізму порушення коливань, що реєструються. Одне з таких джерел - ударна взаємодія поршня й гільзи. Загальна властивість для всіх механічних систем, які піддаються ударному навантаженню - виникнення власних загасаючих коливань одночасно всіх форм і частот після закінчення дії такого збурення. Очевидно, що власні коливання гільзи є безпосереднім носієм діагностичної інформації».

Відомо, що на такті робочого ходу існують вимушені коливання гільзи, яке зумовлені газодинамічними процесами, що відбуваються у ДВЗ. При цьому відомо, що «Газодинамічне джерело характеризується коливаннями газового стовпа в камері згоряння, частота яких залежить від швидкості поширення ударної хвилі й лінійних розмірів камери згоряння, і коливаннями тиску газу в кожній точці камери, де відбувається згоряння. Ці коливання носять випадковий характер, їх частотний спектр розташований у діапазоні 0,2...40 кГц і має практично рівномірну амплітудну інтенсивність» [16].

На підставі аналізу збурюючих чинників окреслено модель коливання втулки $x(t)$ у часі відносно такту робочого ходу:

$$x(t) = s(t) + \xi(t), \quad (1.1)$$

де $s(t)$ – корисний сигнал (складова власних коливань ДВЗ); $\xi(t)$ – перешкоди (широкосмугова складова вимушених коливань).

Подана модель формування вібросигналу свідчить про те, що для підвищення відношення сигнал / перешкода слід вирішити завдання максимально можливої локалізації складовій $s(t)$. Це зумовлює потребу пошуку ефективного алгоритму отримання та доставки потрібної інформації для виконання діагностики. Враховуючи те, що процеси роботи циліндро-поршневої групи узгоджуються з кутом повороту колінчатого вала ДВЗ, то під час їх діагностування слід використати $x(t)$, які стосуються окремих ділянок часових реалізацій вібросигналу. Ці ділянки характеризуються попередньою частотною селекцією, яка має центральну частоту пропускання, яка повністю відповідає власним коливанням гільзи ДВЗ.

Враховуючи те, що інформація, яка потрібна для діагностування складових ДВЗ має різні частоти, то слід подати часову послідовність $x(t)$ за допомогою перетворення Фур'є. У роботі [16] зазначається, що «... безпосередньо таке перетворення послідовності приводить до ефекту «розмивання» інформації в частотній області, пов'язаному з так званими розривами першого роду. Це викликано тим, що будь-який реальний фізичний процес обмежений інтервалом спостереження T_H . У математичній формі такий ефект еквівалентний множенню функції $x(t)$ на одиничну функцію $u(t)$ ».

На підставі вище сказаного можна записати:

$$x_{T_H}(t) = x(t)u(t), \quad (1.2)$$

$$\text{де } u(t) = \begin{cases} 1 & \text{при } |t| \leq T_H \\ 0 & \text{при } |t| > T_H \end{cases}.$$

Перетворення Фур'є одиничної функції $u(t)$ можна описати виразом:

$$u(f) = \int_0^{T_H} u(t) e^{-j2\pi ft} dt = \frac{\sin \pi \eta T_H}{\pi \eta}. \quad (1.3)$$

Добутку двох функцій $x(t)$ і $u(t)$ у часі, які належать до перетворення Фур'є, відповідає операція згортки $x(f)$, що належить до частот [16]:

$$x_{T_H}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(f - \eta) \frac{\sin \pi \eta T_H}{\pi \eta} d\eta. \quad (1.4)$$

Вцілому опис отриманих виразів зводиться до зв'єрення перетворень Фур'є вихідної функції з нескінченною довжиною запису $x(f)$ й функції $\sin \pi \eta T_H / \pi \eta$. Це є підставою для зниження впливу ефекту «розмивання» завдяки використанню функцій часового згладжування. Вони характеризуються наявністю у частотній області дослідження головного й бічних пелюстків [16]. У роботі [Ошибка! Источник ссылки не найден.] зазначається, що «... мета часового згладжування – приглушити вплив бічних пелюстків, що приводить до погіршення інформативної здатності спектральних компонентів, і поліпшити селективні властивості головного пелюстка».

За умови, що зношення внутрішньої поверхні гільзи Δ_{BT} набагато перевищує зношення юбки поршня, то можна дослідити на підставі моделювання два крайніх стани гільзи одного із циліндрів дизеля, які належать до незношених (нових гільз) і гранично зношених (потребують ремонту). При цьому, критерієм вибору гранично зношеного стану гільзи можуть служити заводські стандарти, які представлені у вигляді залежності обсягу S_a зношування втулки по ходу поршня від НМТ до ВМТ у площині хитання шатуна (рис. 1.2).

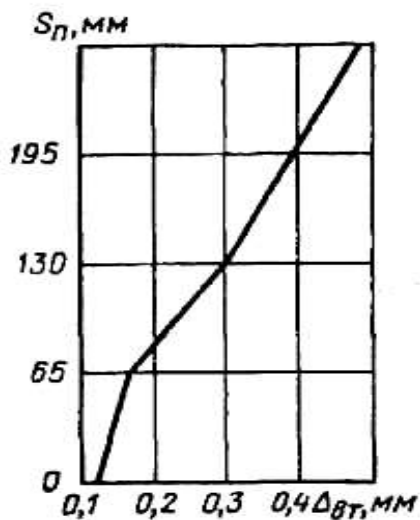


Рис. 1.2. Залежність обсягу S_a зношування втулки по ходу поршня від НМТ до ВМТ у площині хитання шатуна

Для реєстрації коливань гільзи дизельного ДВЗ слід мати відповідне приладове забезпечення, структурна схема якого представлена на рис. 1.3.

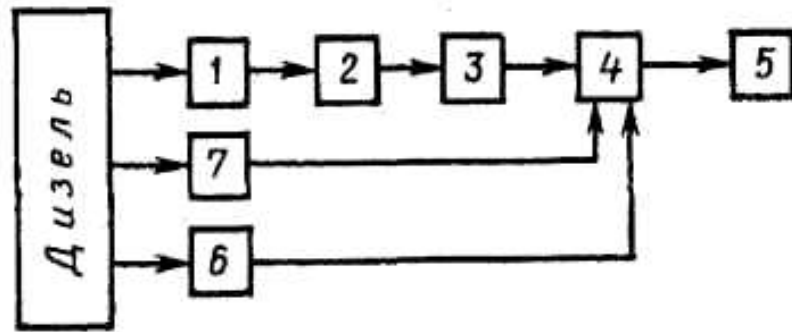


Рис. 1.3. Структурна схема приладового забезпечення реєстрації коливань гільзи дизельного ДВЗ: 1 – акселерометр; 2 – попередній підсилювач; 3 – смуговий фільтр; 4 – електронний осцилограф; 5 – фотоапарат; 6 – індуктивний давач відмітки ВМТ; 7 – індуктивний давач пуску розгортки осцилографа

Отже, представлена структурна схема приладового забезпечення реєстрації коливань гільзи дизельного ДВЗ може використовуватися для проведення експерименту із використанням стандартної вимірювально-реєструючої апаратури (див. рис.1.3).

2. НАУКОВО-МЕТОДИЧНІ ЗАСАДИ ДІАГНОСТУВАННЯ ЦИЛІНДРОПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

2.1. Будова та робота лабораторної установки

Виконання експериментальних досліджень із заданою вірогідністю отриманих результатів виконується з метою дослідження впливу різних чинників на експлуатаційні показники дизельного двигуна КаМАЗ-740. Для цього використовують відому методику проведення відповідних досліджень із використанням приладів, що використовуються для проведення відповідних вимірів [17]. Для цього використовували стенд для комплексного дослідження характеристик вібрації циліндро-поршневої групи дизельних двигунів КаМАЗ-740 та димності їх відпрацьованих газів (рис. 2.1).

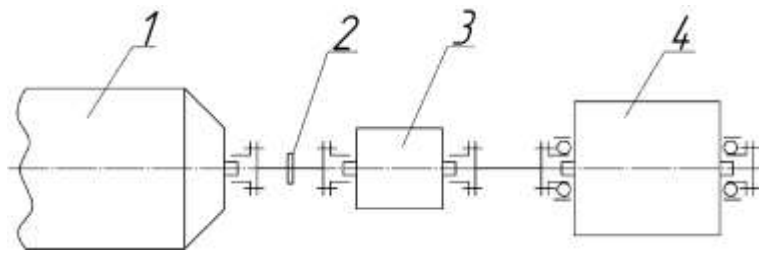


Рис. 2.1. Принципова схема стенда для комплексного дослідження характеристик вібрації циліндро-поршневої групи дизельних двигунів КаМАЗ-740 та димності їх відпрацьованих газів

Представлена принципова схема стенда для комплексного дослідження характеристик вібрації циліндро-поршневої групи дизельних двигунів КаМАЗ-740 та димності їх відпрацьованих газів (див. рис. 2.1) передбачає наступні складові: 1 – дизельний двигун КаМАЗ-740; 2 – вимірювач частоти обертів; 3 – гідромеханічна коробка передач; 4 – балансирна електрична машина, яка створена на базі тролейбусного двигуна типу ДК-207А. Окрім того, є допоміжні агрегати і пристрої (вентилятор, глушник тощо), які забезпечують отримання ефективних показників роботи двигуна відносно показників, які існують у експлуатаційній зовнішній швидкісній їх характеристиці.

Розроблена система, яка дає можливість керувати в автоматичному режимі балансною електричною машиною. При цьому, вона працює у генераторному режимі. Принципова схема системи керування стендом для комплексного дослідження характеристик вібрації циліндро-поршневої групи дизельних двигунів КаМАЗ-740 та димності їх відпрацьованих газів предствлена на рис. 2.2.

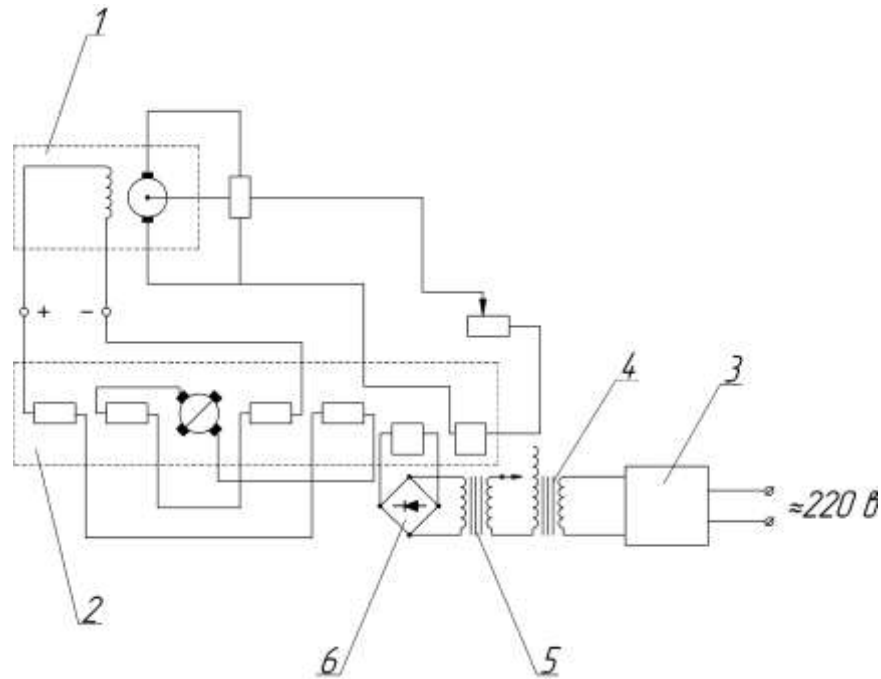


Рис. 2.2. Електрична схема системи керування стендом для комплексного дослідження характеристик вібрації циліндро-поршневої групи дизельних двигунів КаМАЗ-740 та димності їх відпрацьованих газів

Балансирна електрична машина 1, яка має незалежне збудження виконана на базі тролейбусного двигуна ДК-207А і застосовується для зняття контрольних показників двигуна, а також імітування опору руху автомобіля.

У якості збудника використовують електромашинний підсилювач ЕМУ-50. 2. Регулювання гальмівного моменту є ступеневим і забезпечується балансною електричною машиною, яка змінює опір навантаження, що включений у ланцюг наявного якоря. Тонке регулювання забезпечується зміною струму збудження, який регулюється зміною струму збудження підсилювачем ЕМУ-50. При цьому використовують стабілізатор напруги 3, лабораторний автотрансформатор 4, підвищуючий трансформатор 5, а також двохпівперіодний

випрямляч 6. Це забезпечує тонке регулювання гальмового моменту, а також зменшення його коливань при коливаннях напруги у мережі.

Для фіксування вібрації використовують вимірювач ВШВ-003, який призначений для вимірювання та частотного аналізу параметрів шуму та вібрації. Схема його підключення представлена на рис. 2.3.

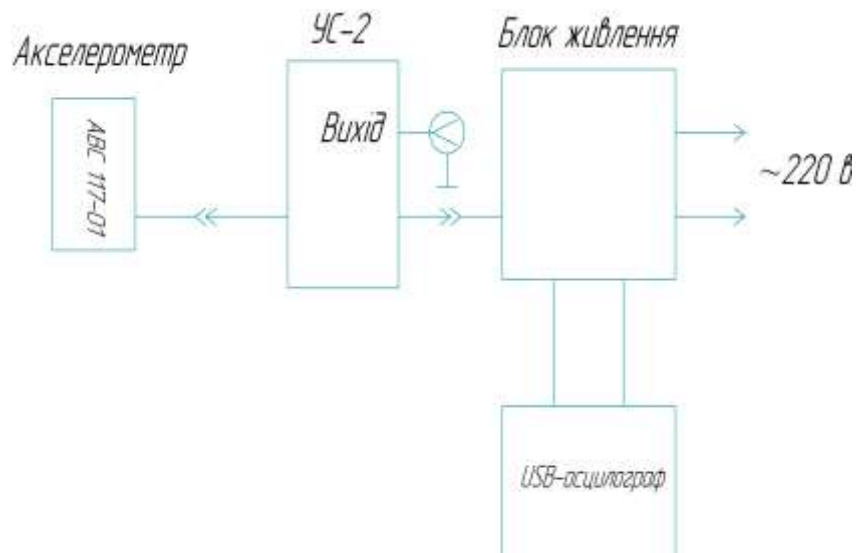


Рис. 2.3. Схема підключення вимірювача ВШВ-003

Представлений вимірювач ВШВ-003 працює за принципом перетворення звукових та механічних коливань циліндро-поршневої групи дизельних ДВЗ пропорційних електричних сигналів. Ці сигнали підсилюються та вимірюються вимірювальними приладами. Для перетворення звукових коливань у електричні сигнали застосовують капсуль МІОІ. Перетворювачем механічних коливань у електричні сигнали є п'єзоелектричні вібровимірювальні ДН-3 та ДН-4 перетворювачі. Електричні сигнали, які отримують із віброперетворювачів є прямопропорційні віброприскоренню складовим циліндро-поршневої групи дизельних ДВЗ.

Електросигнали, які пропорційні віброшвидкості, або віброприскоренню і звуковому тиску підсилюються до потрібної роботи середньоквадратичного детектора. Після цього вони подаються на прилад, який показує у децибелах середні квадратичні значення рівня звуку та відповідно віброприскоренню, віброшвидкості, які є безрозмірні.

Для вимірювання димності використовується димомір ДО-1, який призначений для експрес-контролю димності відпрацьованих газів дизельних двигунів КаМАЗ-740. Схеми приєднання димоміра та електричних з'єднань димоміра для оцінення димності відпрацьованих газів дизельних двигунів КаМАЗ-740 представлено на рис. 2.4 та 2.5.

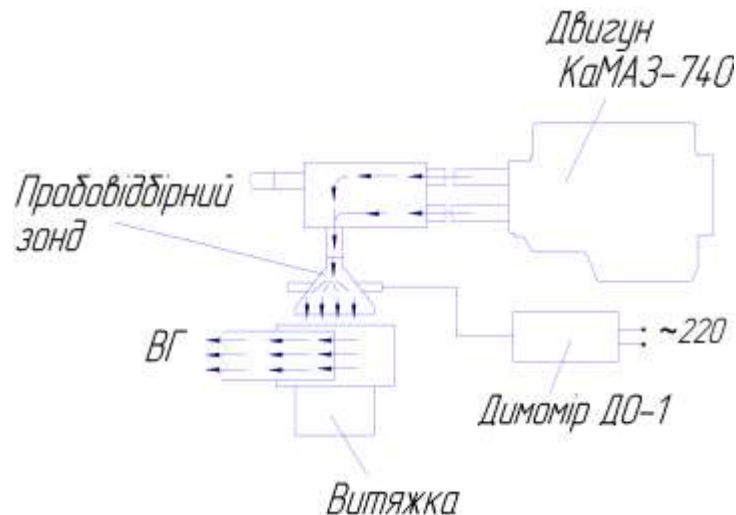


Рис. 2.4. Схема вимірювання димності відпрацьованих газів дизельних двигунів КаМАЗ-740

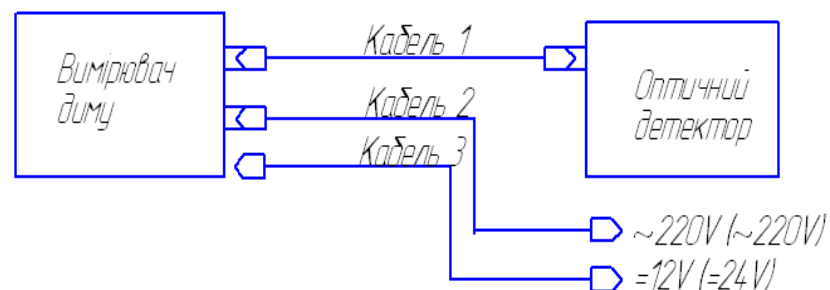


Рис. 2.5. Схема електричних з'єднань димоміра для вимірювання димності відпрацьованих газів дизельних двигунів КаМАЗ-740

Димомір уміщує два блоки, якими є оптичний детектор (ОД) та вимірювач диму (ВД). Вони з'єднуються між собою за допомогою кабелю 1 (див. рис. 2.6). Окрім того, ВД підключений до мережі змінного струму, яка має напругу 220В і частоту 50 Гц. Окрім того, вона може мати мережу постійного струму із напругою 12 або 24В. Цей струм проводиться за допомогою кабелів 2 і 3.

Оптичний детектор (ОД) має патрубок із прямокутним перетином у його робочій зоні. Він виконаний у вигляді литого корпусу, який має у торцевих

сторонах оптичні осі, що вміщують вузли випромінювача та приймача, які мають оптичні елементи.

Працює димомір на принципі просвічування відпрацьованих газів дизельних двигунів КаМАЗ-740, що забезпечує вимір димності порівнюючи із еталонним, який визначається із використанням коефіцієнта пропускання світлового фільтра. Джерелом світла є індикатор АЛ307 КМ. Зокрема, світло від джерела фокусується конденсором у окремий паралельний пучок, що проходить через відпрацьовані гази та попадає на лінзу. Вона збирає потік на фотоприймач, який має фотодіод ФД263-01.У1.1.

Перед лінзою є контрольний світлофільтр, який має коефіцієнт пропускання $0,74 \pm 0,05$, який є основою контролю роботи димоміра. При цьому, ОД використовують для перетворення світлового потоку, який проходить через відпрацьовані гази дизельних двигунів КаМАЗ-740, у електричні сигнали.

Також для фіксування отриманих даних використовують USB-осцилограф. При цьому використовується програма «UsbOscilloscope», яка забезпечує моніторинг, зберігання та аналіз аналогових і цифрових сигналів. Вона працює одночасно із пристроєм – USB-осцилограф у двох режимах:

- 1-, 2-, 4-, 8- канальний аналоговий осцилограф;
- цифровий 4 або 8 - канальний аналізатор.

Програма «UsbOscilloscope» USB-осцилографа працює із операційними системами: Windows 98/Me, Windows 2000/XP.

2.2. Методика вимірювання димності та вібросигналу

Основною умовою вимірювання димності є те, що двигун слід прогріти до межі діапазону робочих температур, які представлені підприємствами їх виробниками. Якщо вони відсутні, то повинні становити не менше ніж $+80^{\circ}\text{C}$.

Контроль температурного режиму двигуна слід здійснювати встановленими на автомобілі покажчиками, а за їх відсутності використовувати додаткові засоби вимірювання.

Насамперед, вимірювання димності, яке проводиться у режимі вільного прискорення виконують на підставі реалізації наступних етапів:

- встановити важіль перемикачів передач у нейтральне положення;
- загальмувати автомобіль стоянковим гальмом;
- зупинити двигун;
- підєднати відбіральну магістраль димоміра до автомобільної випускної системи;
- завести двигун;
- за роботи двигуна з мінімальною частотою обертання колін вала швидко без ривків перемістити педаль паливоподі до упору і зберігати це положення поки не буде досягнута максимальна частота обертання холостого ходу. Зняти покази димоміра стосовно максимальної нормованої димності у період розгону двигуна. Відпустити педаль керування паливоподачею. Стрілка димоміра повертається у початкове положення. Такі дії слід повторити не менше 6 разів з інтервалами близько 15 с, але загальна тривалість проведення цих вимірювань не повинна перевищувати 2 хв.;
- починаючи та завершуючи вимірювання потребує перевірки положення «0» стрілки димоміра. За відхилення стрілки від положення «0» більше як 1%, вимірювання слід повторити;
- розраховують середнє арифметичне значення 4 останніх вимірювань димності.

При цьому складається протокол та автомобіль, який має димність відпрацьованих газів, що не перевищує допустимих значень, вважають таким, що пройшов випробовування [17].

Вимірювання вібросигналу проводять у наступній послідовності. Вимірювач ВШВ-003 перевіряється на механічну справність органів керування та розємів. Прилад ВШВ-003 слід тримати 24 годин за температури, що не нижче -10°C . У подальшому слід заземлити прилад з'єднавши гніздо \perp із заземленою шиною. Встановити стрілку приладу на поділку «0», який має шкалу 0...10. Встановити перемикач «РІД РОБОТИ» у положення \perp \perp , яке забезпечує контроль напруги.

При цьому стрілка приладу повинна знаходитися у діапазоні від 7 до 10 шкали - $\infty \div 10dB$. Після цього перемикач «РІД РОБОТИ» ставлять у положення *F* або *S*, що свідчить про готовність його до роботи.

Електричне калібрування приладу виконується перед початком вимірів віброприскорення або віброшвидкості, а також за потреби у процесі вимірів. Вибирати перетворювач та відповідно його встановити у досліджуваному об'єкті. Підсилювач ПМ-3 з'єднуємо з перехідником 5Ф5.282.167 та кабелем 5Ф6.644.090 (5м) за допомогою роз'єму вимірювального приладу.

Перемикачі вимірювального приладу слід встановити у положення: «ДІЛЬНИК, dB 1 - 40», «ДІЛЬНИК, dB 2 - 50», «ФІЛЬТРИ - ЛІН» та «РІД РОБОТИ – F або S».

Вмикаємо кнопку «КАЛІБР», робиться витримка 2 хв і після цього встановлюється потенціометром стрілку приладу на відмітку відповідну шкали 0-10, так як подано у табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Дані щодо встановлення потенціометра на відповідну відмітку

Фактичне значення коефіцієнтів перетворення віброперетворювачів, мВ С ² м ⁻¹		Числове значення за шкалою вимірювального приладу під час калібрування вимірника ВШВ-003
ДН-3	ДН-4	
від 9 до 9.4	від 0.9 до 0.94	5.4
> 9.4 до 9.8	> 0.94 до 0.98	5.2
> 9.8 до 10.2	> 0.98 до 1,02	5.0
> 10.2 до 10.6	> 1.02 до 1.06	4.8
> 10.6 до 11	> 1.06 до 1.1	4.6

Якщо паспортне значення коефіцієнта перетворення віброперетворювача ДН-3 становить 10.8 мВ С² м⁻¹, то за електричного калібрування вимірювача ВШВ-003 стрілку приладу слід встановити на поділку 4,6 та ввімкнути кнопку «КАЛІБР».

Вимір віброприскорення за допомогою октавних фільтрів вимірювального приладу проводить у наступній послідовності. Насамперед, слід провести вимір

за загальною схемою, а потім натиснути перемикач «ФІЛЬТРИ ОКТАВНІ», Hz із октавним фільтром. При цьому слід користуватися тільки перемикачем «ДІЛЬНИК, dB 2». Також перемикач слід поставити у положення «ДІЛЬНИК, dB 1».

Вимір віброшвидкості потребує калібрування вимірювача ВШВ-003, за методикою і даними, що представлено у табл. 2.2. Заданий віброперетворювач ДН-3 (ДН-4) слід встановити на об'єкті, що потребує дослідження та з'єднати із перехідником 5Ф5.282.167 та підсилювачем ПМ-3.

Перемикачі вимірювача встановити у наступні положення: «ДІЛЬНИК, dB I -.80», «ДІЛЬНИК, dB 2 – 50», «ФІЛЬТРИ – ЛИН» та «РІД РОБОТИ – S».

Для визначення віброприскорення (або ж віброшвидкості) слід оцінити покази світодіода по шкалі «dB M101» з показами приладу (за шкалою $-\infty \div 10\text{dB}$), після чого за результатами виміру додати або відняти наступні значення (в децибелах) за виміру:

- віброприскорення з віброперетворювачем ДН-4 – додати 10 дб;
- віброприскорення з віброперетворювачем ДН-3 – відняти 10 дб;
- віброшвидкості з віброперетворювачем ДН-4 – додати 46 дб;
- віброшвидкості з віброперетворювачем ДН-3 – додати 20 дб.

3. РЕЗУЛЬТАТИ ДІАГНОСТУВАННЯ ЦИЛІНДРОПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ КАМАЗ-740

3.1. Результати визначення залежності димності відпрацьованих газів від режиму роботи дизельного двигуна

Для базових дизельних двигунів обсяг витрати повітря коригується блоком керування відповідно до подачі палива. Зазначені двигуни на нестачу повітря, яка зумовлюється відкриванням клапана рециркуляції відпрацьованих газів, реагують втратою потужності та появою чорного диму. Окрім того, за наявності опору на виході випускної труби зумовлює низький тиск надуву та відповідно знижується потужність двигуна.

За умови, що димність під час повного навантаження нижча відносно норми, то подача палива є занадто низькою. При цьому слід перевірити тиск підкачування, що створюється насосом низького тиску.

Якщо спостерігається висока димність за спрацьовування обмежувача обертів колінвала, то слід звернути увагу на частоту обертання колінвала. За нормованої димності на холостому ходу та відповідно повному навантаженні двигуна слід перевірити функціонування регулятора початку подачі палива.

При цьому можуть виникати наступні ситуації, коли двигун не розвиває потужність і значно димить. У цьому випадку втрати потужності визначають за повільним отриманням максимальної частоти обертання колін вала та за допомогою «округленої» її кривої. За пізнього початку подачі палива характерними є високі значення димності відпрацьованих газів, які спостерігаються на всіх режимах. Окрім того, існує недостатня потужність. За умови, що початок подачі палива є занадто ранній, то спостерігається величина димності відпрацьованих газів нижча на холостому ходу. Також при цьому збільшується димність відпрацьованих газів у режимі повного навантаження.

За умови, що обсяг димлення є високим у всіх трьох вище зазначених випадках, то існує проблема упорскування палива та підвищена витрата масла.

Також може бути погана якість палива. За умови підвищеної витрати масла димності відпрацьованих газів є високою у всіх режимах – спостерігається синій дим.

Неякісне паливо є причиною високих значень димності відпрацьованих газів у всіх трьох вище зазначених випадках. При цьому спостерігається чорний дим за зниженої потужності двигуна. За цієї причини слід запустити двигун і подати якісне паливо із ємності спостерігаючи за роботою двигуна. Окрім того, слід зазначити, що якість палива дуже важко визначити за запахом.

За умови використання димоміра «ДО-1» слід одночасно переглядати перегляд пам'ять несправностей автомобіля. Це має переваги в тому, що дозволяє оцінювати кінцевий продукт процесу згоряння та механічні дефекти, а також несправності у системі паливоподачі. Результати пошуку несправностей за вимірами димності відпрацьованих газів представлено у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Результати пошуку несправностей за вимірами димності
відпрацьованих газів

Потужність двигуна	Обсяг димності за вільного прискорення			Причина
	Холо стий хід	Повне наванта- ження	Оберти регулятора	
+	н	+	н	Наявність тюнінгу, занадто велика подача на повному навантаженні та частота обертання регулятора
-	н	-	н	Низька величина подачі та тиск надуву, блок керування в аварійному режимі, несправний вимірник витрати повітря
н(-)	н	+	н	Несправність у системі рециркуляції, забруднений повітряний фільтр, несправний турбокомпресор
-	н	+	н	Дуже ранній початок подачі, твердий шум згоряння
-	+	+	н	Дуже пізній початок подачі

Потужність двигуна	Обсяг димності за вільного прискорення			Причина
	Холостий хід	Повне навантаження	Оберти регулятора	
-	н	н(+)	+	Несправний механізм випередження впорскування
-	+	+	+	Дефектний розпилувач, стукіт
-	+	+	+	Неякісне пальне
н	+	+	+	Перевитрата мастила (голубий дим). Несправність двигуна або турбокомпресора

Примітка: «н» – нормальне значення; «+» – високе значення; «-» – низьке значення

За умови, що димність відпрацьованих газів на холостого ходу перевищує 5% (коефіцієнт поглинання $k > 0.1 \text{ м}^{-1}$), то свідчить про несправність одного із циліндрів двигуна. При цьому слід почергово відключати циліндри від'єднанням трубопроводів високого тиску. Після кожного від'єднання слід фіксувати значення димності відпрацьованих газів. За умови, що після відключення циліндра через 10 с. значення димності відпрацьованих газів знизиться, то це засвідчує дефектний циліндр, який є джерелом підвищеної димності відпрацьованих газів (див. табл. 3.2 та 3.3).

Таблиця 3.3 Результати визначення відносної димності за відключення дефектного циліндра

Показник	Циліндр 1	Циліндр 2	Циліндр 3	Циліндр 4
Відносна димність за відключення одного із циліндрів, %	23	23	26	3

У результаті визначення відносної димності за відключення дефектного циліндра встановлено, що із нещільно встановленою форсункою існуюча димність зменшилась із 17 до 3 %.

Використаний метод визначення відносної димності за відключення дефектного циліндра досить ефективним є для систем із насос-форсунками та акумуляторними системами впорскування. Це пов'язано із тим, що насос-форсунки та форсунки акумуляторної системи мають таку конструкцію, що їх неможна перевірити іншим способом. При цьому, у двигунах із насос-форсунками потрібно від'єднати штекер від відповідного електромагнітного клапана, що дасть можливість відключити відповідний циліндр. Водночас, у акумуляторній системі впорскування слід мати додаткову форсунку із справним електричним елементом. Вона під'єднується замість тої, що перевіряється.

Враховуючи те, що дизельні ДВЗ працюють на бідних сумішах ($\alpha > 1$), і у результаті недосконалості процесу приготування робочої суміші, яка подається у камери згоряння, зношення їх циліндро-поршневої групи має локальне значення. При цьому, $\alpha < 1$, а у окремих випадках наближається до 0. Отже, це є основним джерелом виникнення сажі.

Збагачення пально-повітряної суміші у дизельних ДВЗ відбувається під час збільшення навантаження. При цьому вихід сажі із відпрацьованими газами слід аналізувати одночасно із врахуванням навантаження (потужності дизельних ДВЗ). При цьому, інтенсивність збільшення вмісту сажі завжди за навантажень близьких до повного. Водночас, коефіцієнт надлишку повітря знижується до 1,4...1,6.

3.2. Результати визначення залежності вібросигналу від рівня зношення деталей циліндро-поршневої групи дизельних двигунів КамАЗ-740

У результаті проведених досліджень за представленою вище методикою, отримано залежності вібросигналу від рівня зношення деталей циліндро-поршневої групи дизельних двигунів КамАЗ-740, дані про які представлено у табл. 3.3-3.6.

Таблиця 3.3 Момент часу появи імпульсів сил у точці $O_2 - R_1$ та $O_3 - R_2$ від протікання процесу розширення за умови $n=1600$ об/хв, $n_2 = 1.22$ та змінних δ

δ_1	δ_2	$t(R_1)$	$t(R_2)$	Δt_R	<i>Graph O_2</i>		<i>Graph O_3</i>	
					Y_2	X_2	Y_3	X_3
0.14	0.1	2.78	2.289	0.491	0.46	-0.145	0.245	-0.1
0.154	0.11	2.902	2.374	0.528	0.52	-0.16	0.265	-0.12
0.168	0.12	3.025	2.457	0.568	0.56	-0.17	0.29	-0.125
0.182	0.13	3.1458	2.5395	0.606	0.61	-0.181	0.32	-0.13
0.196	0.14	3.264	2.624	0.640	0.65	-0.195	0.35	-0.14
0.224	0.16	3.498	2.778	0.721	0.75	-0.23	0.39	-0.165
0.252	0.18	3.727	2.932	0.795	0.825	-0.25	0.44	-0.176
0.280	0.20	3.953	3.085	0.868	0.87	-0.28	0.49	-0.20
0.294	0.21	4.054	3.152	0.902	0.89	-0.29	0.515	-0.21

Таблиця 3.4 Момент часу появи імпульсів сил у точці $O_2 - R_1$ та $O_3 - R_2$ від протікання процесу розширення за умови $n=2600$ об/хв, $n_2 = 1.22$ та змінних δ

δ_1	δ_2	$t(R_1)$	$t(R_2)$	Δt_R	<i>Graph O_2</i>		<i>Graph O_3</i>	
					Y_2	X_2	Y_2	X_2
0.14	0.1	5.4553	4.0682	1.387	0.48	-0.13	0.25	-0.1
0.154	0.11	5.8159	4.3036	1.5123	0.54	-0.16	0.275	-0.116
0.168	0.12	6.1744	4.5368	1.6376	0.59	-0.17	0.30	-0.12
0.182	0.13	6.5311	4.7683	1.7628	0.64	-0.18	0.33	-0.13
0.196	0.14	6.8863	4.9983	1.8880	0.69	-0.19	0.35	-0.136
0.224	0.16	7.5929	5.4548	2.1381	0.79	-0.212	0.418	-0.16
0.252	0.18	8.2958	5.9077	2.3881	0.89	-0.225	0.46	-0.18
0.280	0.20	8.9958	6.3580	2.6378	0.99	-0.28	0.515	-0.2
0.294	0.21	9.3449	6.5823	2.7626	1.05	-0.29	0.53	-0.22

Таблиця 3.5 Момент часу появи імпульсів сил у точці $O_2 - R_1$ та $O_3 - R_2$ від протікання процесу розширення за умови $n=2000$ об/хв, $n_2 = 1.22$ та змінних δ

δ_1	δ_2	$t(R_1)$	$t(R_2)$	Δt_R	<i>Graph O_2</i>		<i>Graph O_3</i>	
					Y_2	X_2	Y_2	X_2
0.14	0.1	3.6634	2.8877	0.7757	0.47	-0.18	0.25	-0.1
0.168	0.12	4.058	3.1516	0.904	0.57	-0.17	0.295	-0.12
0.196	0.14	4.4449	3.4087	1.0362	0.665	-0.19	0.35	-0.138

δ_1	δ_2	$t(R_1)$	$t(R_2)$	Δt_R	Graph O_2		Graph O_3	
					Y_2	X_2	Y_2	X_2
0.252	0.18	5.2031	3.9086	1.2945	0.865	-0.26	0.45	-0.18
0.294	0.21	5.7621	4.2748	1.4873	1	-0.29	0.525	-0.22

Таблиця 3.6 Момент часу появи імпульсів сил у точці $O_2 - R_1$ та $O_3 - R_2$ від протікання процесу розширення за умови $n=1000$ об/хв, $n_2=1.22$ та змінних δ

δ_1	δ_2	$t(R_1)$	$t(R_2)$	Δt_R	Graph O_2		Graph O_3	
					Y_2	X_2	Y_2	X_2
0.14	0.1	1.8279	1.6209	0.207	0.46	-0.14	0.25	-0.11
0.168	0.12	1.9281	1.693	0.2351	0.55	-0.17	0.29	-0.120
0.196	0.14	2.0238	1.7614	0.2624	0.64	-0.19	0.34	-0.135
0.252	0.18	2.2053	1.8901	0.3152	0.81	-0.25	0.43	-0.18
0.294	0.21	2.3350	1.9813	0.3337	0.95	-0.29	0.5	-0.215

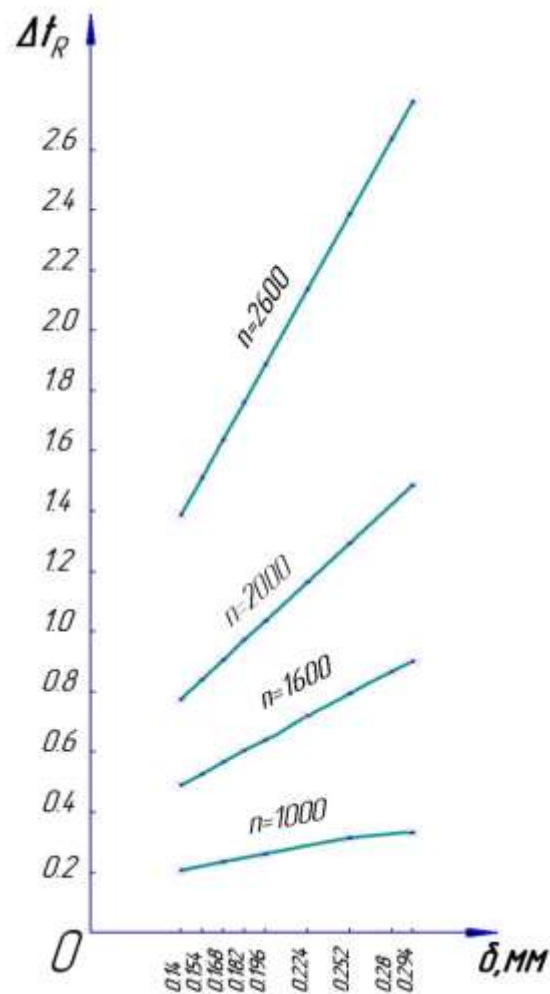


Рис. 3.1. Залежність різниці показника Δt_R від зміни зазорів за різних значень n

На підставі виконаних досліджень отримано наступні результати, які свідчать про те, що процес згорання-розширення робочої суміші у дизельних двигунах може відбуватися за різних навантажень, частоті обертання колін вала, інтенсивності охолодження двигуна та інших параметрів, що впливають на мінливість кінематики їх циліндро-поршневої групи. При цьому важливе значення як джерела інформації має момент часу перекидання поршня у межах його зазору із гільзою.

Значний вплив на точність оцінювання окремих вібросигналів від перекидання поршнів циліндро-поршневої групи у зазорі має швидкісний режим дизельних ДВЗ. За умови, що частота обертання колінвала зменшується до 1850 хв^{-1} , то перекидання поршня не залежить від проходження процесу згорання-розширення, а відбувається в одну фазу (один імпульс).

За умови змінної частоти обертання колінвала, існуюча потужність вібросигналу за заданого розташування вібродавача на блоку циліндрів стає слабшим. Зазначені зміни відбуваються за мінливості частоти обертання колін вала навіть на 50 хв^{-1} . Отже, вібродіагностування слід проводити за умови фіксованого по висоті закріпленого вібродавача, а також за фіксованої частоти обертання колінвала дизельних ДВЗ.

В цілому слід зазначити, що отримані у результаті проведених досліджень результати можна використати не лише для дизельних двигунів КамАЗ-740, але і для інших марок. Це дає можливість виявити технічний стан дизельних двигунів та отримати результати діагностики щодо автоматичного регулювання якості процесів згорання-розширення робочої суміші.

ВИСНОВКИ

1. Виконаний аналіз стану питання у практиці свідчить про те, що переважно визначення стану дизельних двигунів здійснюється за їх шумністю, що має ряд недоліків, а тому пропонується діагностування циліндропоршневої групи дизельних двигунів КамАЗ-740 пропонується виконувати за їх вібрацією та димністю.

2. Для визначення залежності вібросигналу від режиму роботи двигуна розроблена імітаційна модель у середовищі MathLab, зокрема у його розширенні Simulink. При моделюванні прийнято, що мінливими є показник політропи, частота обертання колінвала дизельного ДВЗ та зазори між поршнем і гільзою δ_1, δ_2 . Встановлено, що траєкторія руху поршня є дуже чутлива до зміни частоти обертання колінвала. При цьому, навіть за зміни частоти обертання колін вала на 50 хв^{-1} , спостерігаються зміни у характері процесу розширення та вібросигнал.

3. Встановлено, що димність дизельних ДВЗ, які працюють на бідних сумішах ($\alpha > 1$) зумовлена недосконалістю процесу приготування робочої суміші, яка подається у камери згоряння, зношення їх циліндро-поршеної групи має локальне значення. При цьому, $\alpha < 1$, а у окремих випадках наближається до 0. Отже, це є основним джерелом виникнення сажі. Збагачення пально-повітряної суміші у дизельних ДВЗ відбувається під час збільшення навантаження. При цьому вихід сажі із відпрацьованими газами слід аналізувати одночасно із врахуванням навантаження (потужності дизельних ДВЗ).

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Генбом Б.Б. Метод комплексного исследования влияния параметров двигателя и трансмиссии на тягово-скоростные качества и топливную экономичность автомобилей / Генбом Б.Б, Никитин Н.Н, Хома С.С. // Автомобильная промышленность, №2. – 1969, – С.5-8.
2. Гюбертус Г. Диагностика дизельных двигателей. Серия «Автомеханик». Пер. с нем. Ю.Г. Грудского.-М.: ЗАО «КЖИ» «За рулем», 2004 . – 176 с.
3. Екологія автомобільного транспорту: Навчальний посібник / Ю.Ф. Гутаревич, Д.В. Зеркалов, А.Г. говорун, А.О. Корпач, Л.П. Мержиєвська. – К.: Основа, 2002. – 312с.
4. Колчин А.В. Новые средства и методы диагностирования автотракторных двигателей / Колчин А.В., Бобков Ю.К. – М.: Колос, 1982. – 112 с.
5. Барков А.В. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации: Учебное пособие / Барков А.В. Баркова Н.А. // СПб.: СПб ПМТУ, 2004. – 156с.
6. Ждановский Н.С. Диагностика автотракторных двигателей с использованием электронных приборов : метод. пособие для фак. повышения квалификации с.-х. ВУЗов / Н. С. Ждановский, В. А. Аллилуев. – Л., Пушкин, 1984. – 346 с.
7. Лайон М. Проектирование высокоуровневой диагностической системы / Лайон М, Дедисонт К. // Конструирование и технология машиностроения. – 1984. – №1. – С.11-16.
8. Карибский В.В. Основы технической диагностики. Кн.1. / Карибский В.В., Пархоменко П.П., Согомонян Е.С., Халчев В.Ф. – М.: Энергия, 1976. – 356с.
9. Надточій О.В. Діагностування циліндро-поршневої групи дизеля зернозбирального комбайна за віброакустичними параметрами: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.11 / О.В. Надточій. – К.: Національний аграрний університет, 2001. – 22 с.

10. Малышенко Ю.В. Автоматизация диагностирования электронных устройств / Малышенко Ю.В., Чипулис В.П., Шаршунов С.Г. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 456с.
11. Никитин Е.А. Диагностирование дизелей / Е.А. Никитин, Л.В. Станиславский, Э.А. Улановский. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.
12. Технічна експлуатація та надійність автомобілів: Навчальний посібник / Форнальчик Є.Ю., Оліскевич М.С., Мاستикаш О.Л., Пельо Р.А. // За загальною ред. Є.Ю.Форнальчика. – Львів: Афіша, 2004. – 492 с
13. Яманин А.И. Динамика поршневых двигателей: учеб. пособие / А.И. Яманин, А.В. Жаров. – М.: Машиностроение, 2003. – 464 с.
14. Мигаль В.Д. Вибрационные методы и средства распознавания дефектов машин / В.Д. Мигаль // Харьков. госуд. политехн. ун-т. – Харьков, 1996. – 235с.
15. Красиленко В.Г. Исследование и моделирование эквивалентностной модели гетероассоциативной памяти. / В.Г. Красиленко, Р.А. Яцковская, В.И. Яцковский. // Научная сессия мифи-2010. XII всероссийская научно-техническая конференция «Нейроинформатика-2010»: Сборник научных трудов. В 2-х ч.
16. Cezary I. Bocheński zagrożenia ruchu drogowego i środowiska naturalnego w eksploatacji ciągników i maszyn rolniczych / Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie Wydawnictwo SGGW. – Warszawa, 1999. – p. 126.
17. Бендат Д. Измерение и анализ случайных процес сов / Бендат Д, Пирсол А. – Мир. – 1974, 463 с.