

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Допущений до захисту:
Завідувач кафедри
к.т.н., професор Гунько І.В.

(підпис, вчене звання, прізвище, ініціали)
«___» _____ 2023 р.

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ
ДЕФЕКТУВАННЯ КОЛІНЧАСТИХ ВАЛІВ ДВИГУНІВ
ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ**

Робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр»
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

Виконав: студент групи :62-АІ
Гриша Вадим Вікторович

Керівник: к.т.н., доцент
Купчук Ігор Миколайович

Вінниця – 2023 р.

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний
факультет

Кафедра агроінженерії
та технічного сервісу

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
к.т.н., професор Гунько І.В.

(підпис, вчене звання, прізвище, ініціали)
« ____ » _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ

студенту _____ Гриші Вадиму Вікторовичу

на тему

«Підвищення ефективності технологічного процесу дефектування
колінчастих валів двигунів внутрішнього згорання»

затверджену Наказом від 02 грудня 2022 року № 187м

Вихідні дані для підготовки роботи:

1. Методичні вказівки з виконання магістерської роботи.
2. План-проспект магістерської роботи.
3. Підручники і навчально-методичні посібники, статистичні дані.
4. Наукові видання (монографії, книги, збірники, журнали, методики, матеріали ЦНТІ).
5. Методика економічної оцінки результатів досліджень.
6. Дані власних досліджень, одержаних в попередній період.

Календарний план виконання магістерської роботи

Структура роботи		Обсяг стор.	Термін підготовки
Анотація		2	Лютий 2023 року
Вступ		2	Березень 2023 року
Розділ 1	Стан питання щодо відмов колінчастих валів і способів їх дефектування під час ремонту	23	Квітень 2023 року
Розділ 2	Теоретичні передумови залежності ступеня втомного руйнування та віброакустичних параметрів колінчастого вала від його напрацювання	26	Квітень 2023 року
Розділ 3	Програма та методика проведення роботи	7	Липень 2023 року
Розділ 4	Експериментальна перевірка методу віброакустичного діагностування колінчастих валів	13	Серпень - Вересень 2023 року
Висновки		2	Жовтень 2023 року
Список використаних джерел		7	Жовтень 2023 року

Термін подання роботи на кафедру

для попереднього захисту «__» _____ 2023 р.

Завдання видано «05» Грудня 2022 р.

Завдання прийняв до виконання _____ В.В. Гриша

Керівник _____ І.М. Купчук к.т.н., доцент
(підпис)

АНОТАЦІЯ

Магістерська робота складається зі вступу, 4 розділів, висновку, списку використаної літератури. Повний обсяг роботи 87 сторінки, у тому числі 80 сторінок основного тексту, 43 рисунки та 10 таблиць.

Робота присвячена вирішенню актуальної практичної задачі, що полягає у підвищенні ефективності виконання технологічного процесу відновлення працездатності двигуна внутрішнього згоряння, за розробки методу та алгоритму віброакустичного дефектування колінчастих валів.

При виконанні огляду наукової літератури було встановлено, що найбільш витратною відмовою двигуна є ріст втомлювальних тріщин колінчастого вала, який розвивається поступово і його можливо виявити та прогнозувати з використанням віброакустичного дефектування. На основі аналізу методів неруйнівного контролю визначено, що зі способів дефектування колінчастого вала, які використовують, актуальним на сьогоднішній день вважається віброакустичний з використанням ударного імпульсу.

В результаті виконання теоретичних досліджень було виявлено, що із підвищенням кількості циклів навантаження в металі деталі закономірно збільшується ймовірність руйнування і зростає кількість пошкоджених пластичних елементів, що скорочує кількість пружно деформованих частинок, які несуть пружну деформацію. Отже, амплітуда фактичних напружень у них також зростає, що призводить і до подолання межі пластичності та межі міцності. Частина деталі, що залишилася, зазнає крихких руйнувань. Також отримано математичні моделі колінчастого вала з дефектом (тріщиною) і без дефекту для формування амплітудно-частотної характеристики. Ця характеристика однозначно визначає його добротність, як оціночний показник ступеня його руйнування.

Для проведення експериментальних досліджень було запропоновано програму і методику вимірювання та оброблення віброакустичного сигналу, що дають змогу достовірно оцінювати рівень втомного руйнування колінчастого вала двигуна за величиною таких параметрів, як час релаксації та добротність. В результаті експериментальних досліджень підтверджено валідність запропонованого методу діагностування та узагальнено алгоритм його реалізації.

Ключові слова: дефектування, відмова, працездатність, вібрація, імпульс, тріщина.

ANNOTATION

The master's thesis consists of an introduction, 4 chapters, conclusion, list of used literature. The total volume of the work is 87 pages, including 80 pages of the main text, 43 figures and 10 tables.

The work is dedicated to the solution of the actual practical problem, which consists in increasing the efficiency of the technological process of restoring the efficiency of the internal combustion engine, by developing a method and algorithm for vibroacoustic damage of crankshafts.

During the review of the scientific literature, it was established that the most costly failure of the engine is the growth of fatigue cracks in the crankshaft, which develops gradually and can be detected and predicted using vibroacoustic faulting. On the basis of the analysis of non-destructive testing methods, it was determined that of the methods used to damage the crankshaft, the vibro-acoustic method with the use of a shock pulse is considered relevant today.

As a result of theoretical studies, it was found that with an increase in the number of load cycles in the metal of the part, the probability of destruction naturally increases and the number of damaged plastic elements increases, which reduces the number of elastically deformed particles that carry elastic deformation. Therefore, the amplitude of the actual stresses in them also increases, which leads to overcoming the yield strength and the strength limit. The remaining part of the part undergoes brittle destruction. Mathematical models of the crankshaft with a defect (crack) and without a defect were also obtained for the formation of the amplitude-frequency characteristic. This characteristic unequivocally determines its quality, as an estimator of the degree of its destruction.

For conducting experimental studies, a program and method of measuring and processing the vibroacoustic signal was proposed, which makes it possible to reliably estimate the level of fatigue failure of the engine crankshaft by the value of such parameters as the relaxation time and Q factor. As a result of experimental studies, the validity of the proposed diagnostic method was confirmed and the algorithm for its implementation was generalized.

Key words: defect, failure, performance, vibration, impulse, crack.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ЩОДО ВІДМОВ КОЛІНЧАСТИХ ВАЛІВ І СПОСОБІВ ЇХ ДЕФЕКТУВАННЯ ПІД ЧАС РЕМОНТУ.....	10
1.1 Аналіз технічного стану колінчастих валів двигунів, що надійшли на капітальний ремонт.....	10
1.2 Основи механічних коливань та аналіз способів дефектування колінчастих валів.....	14
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ЗАЛЕЖНОСТІ СТУПЕНЯ ВТОМНОГО РУЙНУВАННЯ ТА ВІБРОАКУСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛА ВІД ЙОГО НАПРАЦЮВАННЯ.....	33
2.1 Кінетика втомних тріщин колінчастого вала в процесі його роботи.....	33
2.2 Обґрунтування способу виявлення тріщин колінчастих валів оцінкою віброакустичних коливань під час імпульсного впливу...	45
2.3 Теоретичний аналіз віброакустичного способу дефектування колінчастого вала за імпульсного впливу.....	46
2.4 Обчислення параметрів коливань під час імпульсного впливу.....	49
2.5 Розпізнавання моделі динамічної системи колінчастого вала без тріщини та з тріщиною.....	53
2.6 Залежність параметрів віброакустичних сигналів колінчастого вала від рівня його втомного руйнування.....	57
2.7 Залежність віброакустичних параметрів колінчастого вала від напрацювання.....	58
2.8 Аналіз процесу знезараження повітря в комбінованій електроустановці.....	52

РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ РОБОТИ.....	59
3.1 Програма та загальна методика дослідження.....	59
3.2 Методика експериментального дослідження	60
3.3 Методика аналізу віброакустичного сигналу.....	64
РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ПЕРЕВІРКА МЕТОДУ ВІБРОАКУСТИЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ КОЛІНЧАСТИХ ВАЛІВ.....	66
4.1 Залежність параметрів віброакустичного сигналу колінчастого вала від рівня його втомного руйнування.....	66
4.2 Оцінювання відповідності добротності вимогам до параметрів дефектування.....	71
4.3 Залежність показників рівня втомного руйнування колінчастого вала і його віброакустичних параметрів від напрацювання.....	74
4.4 Алгоритм і технологія дефектування колінчастого вала за віброакустичними параметрами.....	75
ВИСНОВКИ.....	79
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	81

ВСТУП

Актуальність теми. Під час проведення поточного й особливо капітального ремонту двигунів важливе місце посідає дефектування основних деталей. Від його ефективності багато в чому залежать вартість і вторинний ресурс двигунів. Під час вибору способу дефектування слід враховувати його достовірність, складність, кваліфікацію дефектувальників, вартість. Наразі найбільшого поширення на ремонтних підприємствах набув магнітопорошковий спосіб, який не позбавлений низки недоліків (потрібна висока кваліфікація дефектувальників, не виявляє внутрішні дефекти, висока трудомісткість і вартість).

Проте незважаючи на численну кількість досліджень вітчизняних та зарубіжних науковців, на сьогодні в науковій літературі не повною мірою відображено результати щодо впливу конструктивних, технологічних, експлуатаційних факторів, а також режимів роботи двигуна на механізми розвитку відмов. Немає також даних щодо методів виявлення і способів усунення втомних тріщин. У зв'язку з цим вельми актуальними є дослідження, спрямовані на виявлення закономірностей розвитку втомних руйнувань колінчастого вала двигуна, а також розроблення способів їх виявлення під час ремонту двигуна.

Метою роботи є підвищення ефективності технології ремонту та відновлення працездатності двигунів внутрішнього згорання шляхом розробки алгоритмів дефектування колінчастих валів віброакустичним способом.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні завдання:

1. Провести аналіз основних етапів виникнення і зростання втомлювальних тріщин колінчастого вала в процесі роботи та способів їх виявлення;
2. Обґрунтувати основні чисельні параметри віброакустичного сигналу та їхній зв'язок із параметрами тріщин, напрацюванням колінчастого вала та їхні граничні значення;

3. Дослідити закономірності та розробити методику визначення ступеня руйнувань колінчастого вала від величини втомних напружень під час експлуатації з використанням віброакустичного способу.

4. Удосконалити процес дефектування колінчастого вала під час відновлення з використанням віброакустичного способу.

Об'єктом дослідження алгоритм відновлення колінчастого вала з використанням віброакустичного дефектування.

Предметом дослідження є зміна параметрів віброакустичного сигналу зі зростанням втомної тріщини колінчастого вала.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження виконано на основі законів механіки руйнування, основних положень опору матеріалів, матеріалознавства, теорії коливань. Експериментальні дослідження виконано з використанням сучасних методик і відповідного обладнання (вимірювач шуму та вібрацій ВШ-003-М3, програмних засобів MATLAB, Excel, Statistica 6).

Наукова новизна полягає в розробці математичної моделі зв'язку ступеня втомних руйнувань колінчастого вала з параметрами віброакустичного сигналу, що підтверджує закономірності підвищення його ресурсних показників.

Практична цінність роботи. Досліджено й обґрунтовано спосіб виявлення втомних тріщин колінчастого вала, вдосконалено операцію дефектування під час відновлення колінчастого вала з використанням віброакустичного способу, що дає змогу значно підвищити його довговічність і ремонтпридатність.

Достовірність отриманих результатів. Достовірність отриманих результатів підтверджується проведенням вимірювань достатньої вибірки сертифікованого обладнання та підтверджується збіжністю аналітичних результатів з експериментальними даними. Це дозволило забезпечити обґрунтованість і доказовість прийнятих підходів і отриманих результатів.

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ЩОДО ВІДМОВ КОЛІНЧАСТИХ ВАЛІВ І СПОСОБІВ ЇХ ДЕФЕКТУВАННЯ ПІД ЧАС РЕМОНТУ

1.1 Аналіз технічного стану колінчастих валів двигунів, що надійшли на капітальний ремонт

Однією з деталей двигуна, що визначає ресурс, є колінчастий вал. Зазвичай колінчасті вали мають однаковий хімічний склад зі сталі 42ХМФА ТУ14-І-1296-75, [11] що складається з компонентів, наведених у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1. Хімічний склад сталі 42ХМФА ТУ14-І-1296-75 ТУ14-І-1296-75

вуглець	-0,45 ...0,40%;
кремній	-0,37...0,27%;
марганець	-0,8...0,5%;
ванадій	-0,12...0,08 %;
хром	-1,8 ...1,0%;
молібден	-0,45...0,35 %;
сірка	-0,035...0,01 %;
фосфор	-0,35%;
мідь	-0,025%;
нікель	-0,3%;
решта – залізо [5].	

Колінчасті вали виготовляють з прокату у вигляді прутка квадратного перетину 160x160 мм (НВ255-277). Використовуваний метал застосовується, без термообробки. Ця сталь має певні механічні властивості. На загартованих ТВЧ зразках розміром 25x25 твердістю НВ255-277, отриманих методом загартування нагріванням до 860⁰С, і відпустка на повітрі, вони відповідають нормам [15].

Для обліку показників якості металу під час штампування використовується спеціальний шифр на противазі колінчастого валу (КВ). Це дає змогу ідентифікувати надійність кожного колінчастого валу в процесі експлуатації та дефектування.

У процесі аналізу показників надійності, що призводять до відмов роботи двигуна КАМАЗ-740, за станом колінчастих валів (рис. 1.1) [11, 14] виявлено, що 11 % мають видимі втомні тріщини.

Дефекти типу тріщин виникають також і в процесі виготовлення КВ у ковальському цеху на корінних шатунних і шийках. На заводі-виробнику оцінюються як волосовини. Після штампування і механічної обробки брак за дефектами становить близько 4 %. Найбільшу кількість дефектів становлять тріщини. Ці тріщини виникають у місцях контакту штампа із заготовкою. Тріщини орієнтуються вздовж осі шатунних шийок. Ці тріщини на корінних шийках розташовуються як похило осі КВ, так і вздовж неї.

З результатів випливає, що 50 % дефектів розташовано на 1-ій шатунній шийці, 30% - на 3-й, 20% - на 4-й, а на 2-й дефектів не виявилось. Найнебезпечніші тріщини під час вигину в зоні перекриття шийок із виходом у жолобники. У разі кручення найбільш критичні тріщини на крайках маслопідвідних отворів і в зоні змикання штампа (ЗЗШ) [16].

Тріщини в зоні змикання штампа під час виготовлення КВ зумовлені забрудненням неметалевими включеннями – точковими оксидами і сульфідами. Після штампування КВ проходить дефектоскопію і вироби з тріщинами підлягають вибракуванню. Після остаточної механічної та термічної обробки КВ знову піддається дефектоскопії. Розглянуті КВ були взяті для аналізу і втомних випробувань після останнього дефектування. Тріщини в ЗЗШ утворилися не без впливу обробки шийок ТВЧ. Тут забруднення (в ЗЗШ і поза нею) були «слабкими» ланками виробництва [16].

Колінчасті вали за технологічним процесом до проведення випробувань піддавалися природному старінню шляхом вилежування протягом 3-7 місяців.

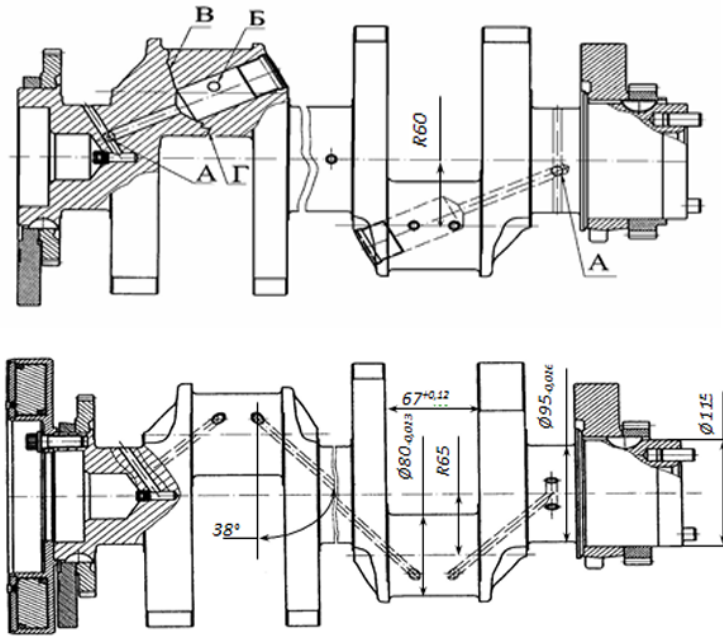


Рис. 1.1 – Колінчасті вали двигунів КАМАЗ (базовий - угорі, ЄВРО - внизу)

Як було раніше зазначено, однією з причин відмови двигуна є втомні руйнування і тріщини в період експлуатації до ремонту двигуна (за гарантійного напрацювання) [12].

У роботі [10] розподіл колінчастих валів за типовими дефектами представлено таким чином:

1. Наявність тріщин без руйнування КВ з провертання шатунних вкладишів (66%).
2. У вигляді руйнування колінчастого вала по щоці [9] (15%).
3. У вигляді руйнування колінчастого вала по шатунній шийці в місці концентратора на кромки основи грязезбірника (3%).
4. У вигляді руйнування колінчастого вала по шатунній шийці з провертанням шатунних вкладишів (12%).
5. Поломка КВ по шатунній шийці з тріщиною, утвореною в результаті кутування колінчастого вала.

Найбільшу кількість дефектів колінчастого вала мають дефекти у вигляді тріщини без руйнування з наявністю повертання шатунних вкладишів. Дефект колінчастого вала через руйнування шатунної шийки з повертанням вкладишів є другим. Такі колінчасті вали мають значні биття. Які є наслідком прояву деформації під час повертання вкладишів, їхньої релаксації під час відпалу та природного старіння. Релаксація залишкових напружень може [5] також дати й ефект розкриття тріщин у зоні змикання штампа, закритих під час термообробки методом ТВЧ. У цих місцях міцність поверхневих шарів металу знижена [2] через точкові забруднення сульфідами й оксидами [4].

Значне биття колінчастого вала (до 1,0 мм) спричиняє зростання згинальних навантажень на вал, що веде до втомних руйнувань. Руйнування по щогі є типовим втомним руйнуванням колінчастого вала, що виникає у зв'язку з дією на нього згинальних навантажень [4].

Руйнування на шатунній шийці відбувається як у зоні розташування кромки підстави брудозбірника, так і у зв'язку з наявністю в заготівлі дефекту у вигляді прихованої тріщини в зоні перекриття шийок за лінією змикання штампа. Втомні руйнування в середньому становлять 1,1% від загального числа КВ, що надходять із двигуном у ремонт [2].

Для якісного аналізу втомних руйнувань було відібрано 35 зруйнованих КВ методом випадкового добору з ділянки дефекації ЗАТ "Ремдизель", що є статично представленою вибіркою КВ після проходження ними гарантійного напрацювання [13]. Середній термін служби зруйнованих КВ склав 4,9 року, що свідчить про відносну "молодість" зруйнованих КВ [19].

Середній ремонтний розмір за корінними шийками зруйнованих КВ становив 0,82; за шатунними - 0,97, що значущо відрізняється від відповідних величин (0,409 і 0,509) загального потоку КВ, які надходять із двигуном у ремонт. Це може свідчити про те, що серед зруйнованих КВ частіше трапляються КВ, які раніше зазнавали ремонтних впливів, ніж серед

КВ загального потоку. Середнє значення ремонтних розмірів обчислені виходячи з того, що номінальному розміру шийки розмір 0, першому і наступним – відповідно 1,2 і так далі [18].

Значна кількість зруйнованих колінчастих валів мали на шийках також інші дефекти. Тільки на трьох - з 35 колінчастих валів не виявлено інших дефектів, що становить 8,6% [21].

Основними іншими (супутніми) дефектами є: задирки, тріщини на циліндричних і жолобниках корінних і шатунних шийок, припали на шийках і буртиках щік.

Найбільш часто повторюваними (супутніми руйнуванню) дефектами є «задири» (68,8%) і тріщини (42,8%). І задири, і тріщини найчастіше з'являються на третій корінній шийці, задири з'являються на третій корінній шийці в 48% з усіх випадків, а тріщини – в 46,7% [16].

Такі втомні руйнування зумовлюють високі витрати на ремонт двигунів. Втрата надійності двигуна внаслідок зазначених вище дефектів визначає високий високим коефіцієнтом ризику відмови. Це визначається співвідношенням витрат на усунення та попередження відмов. Попередження ж їх можливе з використанням ефективних способів і засобів дефектування.

Виконаний аналіз засвідчив важливість встановлення зв'язків між конструктивними елементами колінчастого вала, технологією їх виготовлення, умовами та режимами його експлуатації, і витратами на усунення відмови колінчастих валів та їх попередження.

1.2 Основи механічних коливань та аналіз способів дефектування колінчастих валів

Використання безлічі способів і засобів дефектування колінчастого вала та інших деталей машин [5, 7, 22, 24], потребує аналізу характеристик, основні з яких наведено в табл. 1.2.

Збільшення ресурсу двигунів внутрішнього згорання потребує використання способів і засобів їхньої діагностики та дефектування.

Обґрунтоване їхнє застосування утворює систему, яка дає змогу отримувати великий обсяг інформації про деталь. Інформація, одержувана насамперед від сигналів вібрації та шуму, дає змогу ці сигнали широко використовувати в системах діагностики та дефектування. Використання нових інформаційних технологій дало змогу розширити можливості методів, і поширити їх на нові, доповнені більш складними методами отримання та обробки інформації.

Таблиця 1.2. Способи дефектування колінчастих валів

Способи контролю	Основні принципи контролю
Фарбою	Деталь, змочену гасом, протерли насухо і покривають крейдою. Гас із тріщин вбирається крейдою, темніє, якщо ширина тріщини не менше 0,05 мм. Через певний час забарвлену суміш крейди і гасу рідину змивають 15% водним розчином кальцинованої соди. Деталь протирають і просочують каоліновою суспензією, місце тріщини змінює колір покриття.
Люмінесцентний	Поверхню деталі покривають люмінофором. Після цього деталь промивають проточною водою, сушать. Деталь обробляють ультрафіолетовими променями. Тріщини висвічуються.
Магнітний	Силові лінії огинають тріщини й утворюють над ними поле розсіювання, яке притягують частинки магнітного порошку, який попередньо наносять у сухому або в суміші з рідиною вигляді. Можна виявити тріщини шириною 0,001 мм. Суспензію виготовляють із суміші окису заліза і трансформаторного масла.
Ультразвуковою	Ультразвук проходить через металеві вироби і відбивається від межі розділу двох фаз. Сигнали подають і приймають п'єзокварцові датчики, посилюються і подається на екран монітора.
Вихрострумний	При наближенні котушки зі змінним електричним струмом, що протікає, в металі наводяться вихрові струми, значення яких залежить від неоднорідності (дефектів) виробу. Електромагнітне поле вихрових струмів протилежне за напрямком навісному. Тому вихрові струми впливають на загальний опір (імпеданс) котушки збудження, за зміною якого і судять про наявність дефектів (тріщин).
Віброакустичний	По дефектованій деталі наноситься ударний імпульс і за його параметрами визначається ступінь руйнування.

Для використання віброакустичного способу дефектування в роботі розглянуто основи механічних коливань. В основу застосування ВА способів покладено періодичні процеси, що відбуваються в технічних пристроях і

повторюються через рівні проміжки часу. Такі процеси називаються коливальними. Як відомо, коливання – це зміна характеристик фізичної величини в часі, що підкоряються певному закону. У машинах найпоширенішими коливаннями є механічні коливання. Рухи вузлів машин та їхніх частин повторюються через однакові проміжки часу.

Положення вузлів механізму, під час відхилення від якого механічні коливання почала б діяти сила, що повертає, називаються гармонійними коливаннями.

Коливання можуть бути як вимушеними, так і вільними. Вільні коливання виникають під впливом сил усередині системи, після виведення її зі стану рівноваги. Вимушені коливання виникають під впливом зовнішніх сил, які періодично змінюються під впливом якихось чинників. Вимушені коливання відбуваються під дією зовнішньої сили, що періодично змінюється.

За наявності сил тертя між деталями вузлів вільні коливання можуть мати затухаючий характер, амплітуда яких із плином часу зменшується.

Вимушені коливання, під дією зовнішньої сили, що змінюється, також можуть бути незатухаючими і гармонійними. Частота вимушених коливань дорівнює частоті впливу зовнішньої сили.

Сумарний вплив внутрішніх і зовнішніх сил призводить до появи такого явища як резонанс. Резонанс - це різке зростання амплітуди коливань, що виникає в разі збігу частот впливу зовнішньої сили і власної частоти коливань деталей.

Умову резонансу можна представити у вигляді:

$$\omega_0 = \omega_{\text{вн.}} = \omega_{\text{рез.}} \Rightarrow A \text{ збільшується.} \quad (1.1)$$

ω_0 – власна частота коливань маятника.

Гармонійні коливання є найпростішим видом коливального процесу, що підкоряються закону синуса або косинуса. Рівняння стану фізичної

системи, яка здійснює коливання гармонійні з певною частотою ω_0 , подано таким рівнянням:

$$\alpha + \omega_0^2 x = 0 \quad (1.2)$$

Спільний розв'язок рівняння (1.1) і (1.2) дав змогу отримати рівняння руху для гармонійних коливань:

$$x = A \cos(\omega t + \varphi_0) \quad (1.3)$$

де: α – прискорення гармонійних коливань є перша похідна швидкості за часом:

$$\begin{aligned} \alpha &= v' \\ v &= -A\omega \sin(\omega t + \varphi_0), \quad a = -A\omega^2 \cos(\omega t + \varphi_0), \end{aligned} \quad (1.4)$$

де α – миттєве значення прискорення, тобто прискорення в даний момент часу

x – відхилення тіла від положення рівноваги;

A – амплітуда коливань, або максимальне відхилення від рівноважного стану системи

ω – кругова або циклічна частота коливань ($\omega = 2\pi/T$);

t – час впливу на систему.

Величина $\varphi = \omega t + \varphi_0$, визначає фазу гармонійного процесу. Фаза коливання - це час, у якому коливання перебуває в даний момент. З рівняння видно, що при $t = 0$ і $\varphi = \varphi_0$. Тому φ_0 прийнято називати початковою фазою відносно, якої почалося коливання.

Проміжок часу, після закінчення якого відбувається повторення переміщення тіла, прийнято називати періодом коливань T . Оскільки кількість коливань N , за період часу t , може змінюватися, то період коливань визначаємо за формулою:

$$T = \frac{t}{N} \quad (1.5)$$

Зворотна до періоду коливань фізична величина, носить назву частота коливань:

$$\nu = \frac{N}{t} = \frac{1}{T} \quad (1.6)$$

Кількість коливань за одиницю часу називається частою коливань ν . За одиницю частоти прийнято - Герц (Гц). Частота коливань і циклічна частота ω визначаються періодом коливань T за формулою:

$$\omega = 2\pi\nu = \frac{2\pi}{T} \quad (1.7)$$

Швидкість під час гармонійних механічних коливань залежить від часу за такою формулою:

$$v = x'(t) = -A\omega \sin(\omega t + \varphi_0)$$

Максимум швидкості при гармонійних механічних коливаннях:

$$v_m = \omega A \quad (1.8)$$

Максимальні швидкості за модулем $v_m = \omega A$ настають у ті моменти, коли тіло минає положення рівноваги ($x = 0$). За такими самими виразами обчислюють прискорення об'єкта під час гармонійних коливань $a = a_x$. Формула прискорень від часу при гармонійних механічних коливаннях має вигляд:

$$a = v'(t) = x''(t) = -A\omega^2 \cos(\omega t + \varphi_0) \quad (1.9)$$

Максимум прискорення при цьому становить:

$$a_m = A\omega^2 \quad (1.10)$$

У виразі (1.9) знак мінус характеризує, що прискорення $a(t)$ у будь-який момент часу має знак, протилежний знаку відхилення $x(t)$, і, тому,

об'єкт повертається в початкове положення ($x = 0$), тобто примушує здійснювати його гармонійні коливання.

Таким чином:

- коливальну систему характеризують фізичні властивості, які визначають власну частоту ω_0 і період коливань T .
- Основні параметри коливального процесу, це амплітуда - $A = xm$ і початкова фаза - φ_0 . Вони обчислюються з урахуванням способу виведення системи зі стану рівноваги, в якому вона була в початковий момент.
- Під час коливань об'єкт за період здійснює шлях, який дорівнює 4 амплітудам. Коли об'єкт повертається у вихідне положення, то його переміщення дорівнює нулю. Тому шлях, що дорівнює амплітуді, об'єкт пройде за час, що дорівнює четвертій частині періоду.

Кінетична та потенційна енергії об'єкта під час вільних механічних коливань циклічно змінюються. За максимуму відхилення об'єкта від рівноважного положення його швидкість обертаються в нуль. Тому й кінетична енергія теж дорівнює нулю. При цьому потенційна енергія об'єкта, що коливається, також максимальна.

Під час проходження тілом положення рівноваги, його швидкість максимальна. Тіло за інерцією проходить положення рівноваги. У цій фазі воно має максимальну кінетичну і мінімальну потенційну енергію. Зростання кінетичної енергії зумовлене зниженням потенційної енергії. У наступній фазі руху - навпаки зростання потенційної енергії зумовлене зниженням кінетичної енергії і так далі.

Тобто, під час гармонійних коливань періодично перетворюється потенційна енергія на кінетичну енергію і навпаки. Якщо в коливальній системі немає тертя, то сумарна механічна енергія під час вільних коливань залишається постійною. У цьому випадку, максимум кінетичної енергії

протягом коли відбуваються механічні гармонійні коливання виражається формулою:

$$E_{k \max} = \frac{mv_{\max}^2}{2} = \frac{mA^2\omega^2}{2} \quad (1.11)$$

Максимум енергії потенційної під час механічних гармонійних коливань:

$$E_{p \max} = \frac{kA^2}{2} \quad (1.12)$$

За умови повної механічної енергії характеристика механічного коливального процесу виражається формулою:

$$E = E_{k \max} = E_{p \max} = \frac{mV^2}{2} + \frac{kx^2}{2} \quad (1.13)$$

Якщо частинки, що коливаються, перебувають у твердому, рідкому або газоподібному стані, то відбувається взаємодія атомів і молекул цього середовища. Механічні коливання передаються від однієї точки об'єкта до іншої з певною швидкістю. Цей процес коливань у середовищі прийнято називати хвилею.

Механічні хвилі поділяються на кілька видів. Якщо напрямок зміщення частинок середовища перпендикулярний напрямку поширення хвилі, то така хвиля називається поперечною. Якщо зміщення частинок середовища збігається з напрямком поширення механічної хвилі, то відбувається утворення поздовжньої хвилі.

Механічні хвилі виникають і поширюються в твердих, рідких або газоподібних середовищах.

Основний інтерес для вивчення на практиці мають елементарні гармонійні (синусоїдальні) хвилі. Їхніми параметрами є амплітуда A , частота ν і довжина хвилі λ . Швидкість v поширення цих хвиль в однорідному середовищі постійна.

Довжина хвилі λ – являє собою відстань між двома сусідніми точками хвилі, які перебувають в однакових фазах. Це значення довжини хвилі λ , яку вона долає за час T , що дорівнює періоду. Довжина хвилі може бути визначена формулою:

$$\lambda = vT = \frac{v}{T} \quad (1.14)$$

де: v - швидкість руху хвилі.

При зміні середовища характеристика хвилі змінюється. Змінюється швидкість її поширення та довжина хвилі. Постійними зберігаються частота і період цієї хвилі.

Різниця моментів коливань двох точок хвилі, відстань між якими l визначається за формулою:

$$\Delta\varphi = 2\pi \frac{l}{\lambda} \quad (1.15)$$

Яскравим прикладом механічних гармонійних коливань є звучання дзвону православної церкви під час удару по ньому бойка (язика). Під час одиночного удару коливання і звук дзвону знижуються і через деякий час зникають (стають рівними 0). Графічно це показано на мал. 1.2.

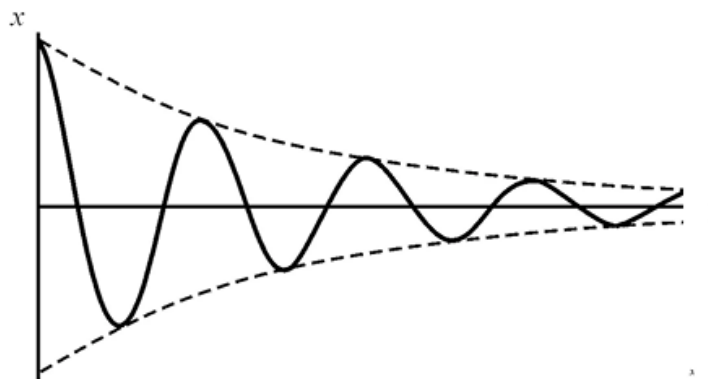


Рис. 1.2 – Затухаючі вільні коливання

Параметри цього коливання (амплітуда, частота) залежать від розмірів, форми та матеріалу дзвона. Під час повторних періодичних ударів по дзвону виникають вимушені коливання, які складаються з вільними (мал. 1.3).

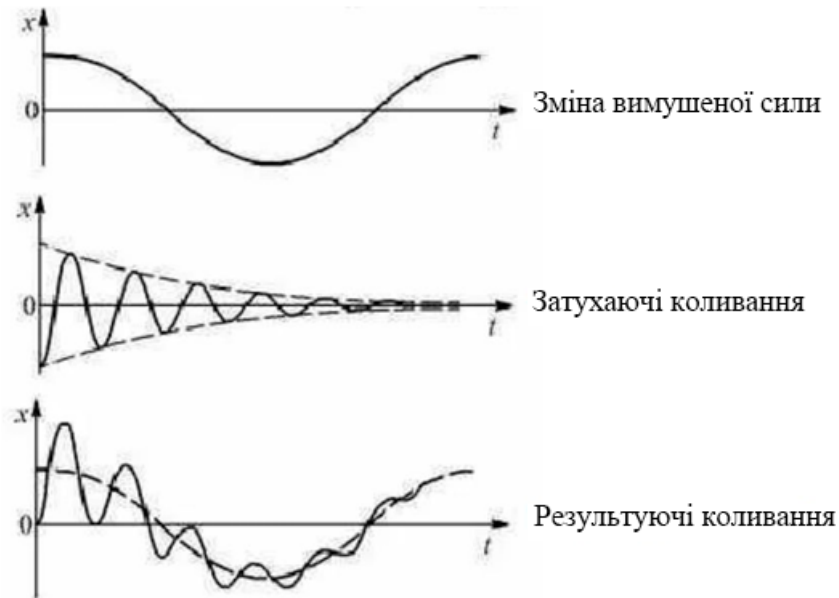


Рис. 1.3 – Додавання вільних і вимушених коливань

На практиці деталі машин здійснюють складні коливання, які мають різну амплітуду і частоту. Цей стан характеризується амплітудно-частотною характеристикою (рис. 1.4).

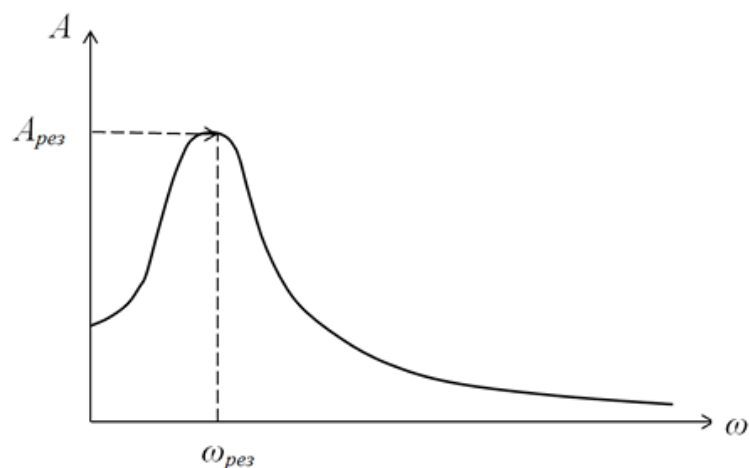


Рис. 1.4 – Амплітудно-частотна характеристика коливальної системи

При максимальному значенні амплітуди настає резонанс коливальної системи. За однакових розмірів і форми деталей амплітудно-частотна

характеристика (АЧХ) коливальної системи залежить від властивостей матеріалу. У разі порушень у кристалічній решітці металів змінюється співвідношення кінетичної та потенційної енергії коливань, що відбивається на формі амплітудно-частотної характеристики. Це явище використовується під час ідентифікації дефектів. Цей принцип використовується при визначенні дефектів кристалевих виробів, елементів ходової частини залізничних вагонів.

За відсутності дефектів у металі коливання відбуваються із заданою амплітудою за вузького діапазону частот. За наявності дефектів через розсіювання енергії цей діапазон частот збільшується і навіть зміщується. Кожному виду дефектів відповідає свій діапазон частот. Тому під час дефектування використовують низькочастотні фільтри. Використовують імпульсний режим початку коливань, за якого забезпечується найбільш інформативний діапазон частот.

Способи аналізу технічного стану двигуна внутрішнього згоряння та засоби їх вимірювання використовуються для прогнозування залежно від часу роботи. Це дає змогу збільшити відсоток обслуговування за фактичною потребою і знизити витрати на ремонт [10].

Значний обсяг інформації дає дефектування, яке є основою визначення динаміки розвитку дефекту. При цьому точніше визначається залишковий ресурс [10].

Для обґрунтованого вибору способу дефектування колінчастого вала необхідна класифікація методів неруйнівного контролю. Ця класифікація ґрунтується на систематизації підсумків досліджень. Їх наведено в науково-технічній літературі [5, 7]. Наведемо коротку характеристику цих методів (рис. 1.5).

Існує магнітно-порошковий метод (рис. 1.5). Він спирається на взаємозв'язок магнітних частинок. Цей процес відбувається в неоднорідних магнітних полях. Під час дефектування вивчаються індикаторні траєкторії. Ці траєкторії складаються з найдрібніших частинок, відповідно до дії

магнітного поля. Це можна побачити не озброєним оком за відповідним малюнком (мал. 1.6) [69].



Рис. 1.5 – Класифікація методів неруйнівного контролю

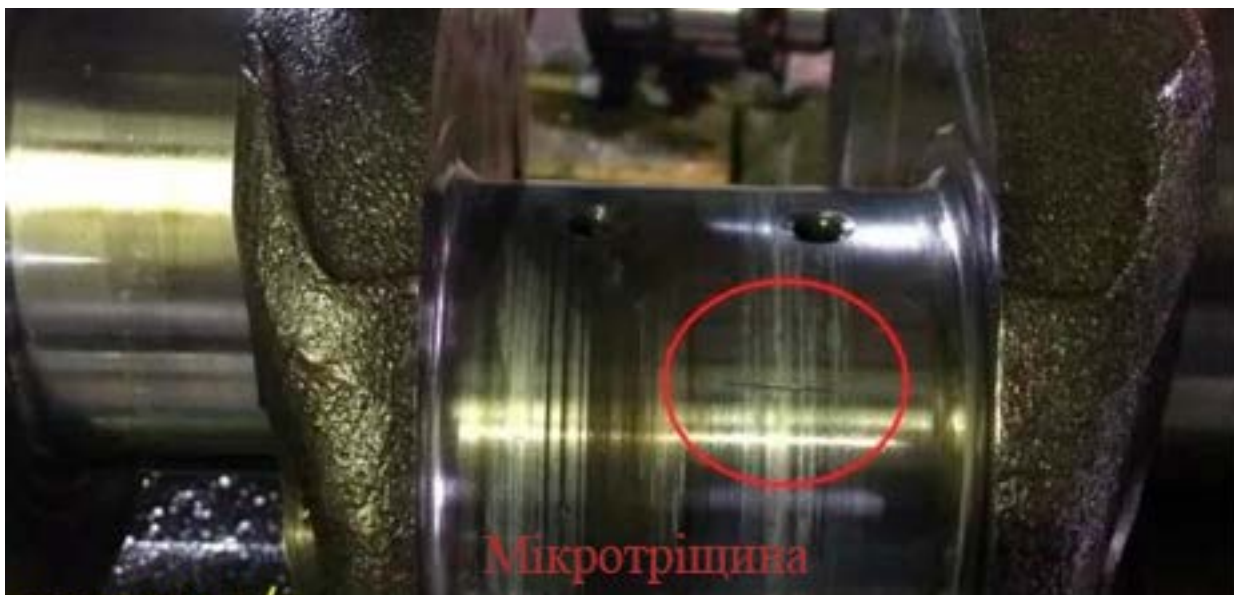


Рис. 1.6 – Виявлення тріщин з використанням магнітопорошкового методу

Метод дає змогу виявляти дефекти на поверхні та в підповерхневому шарі [19]. До переваг способу можна віднести: простоту виконання ручного

контролю; чутливість; наочність. При цьому можна виявити тріщини довжиною від 1 мкм, глибиною 10 мкм і більше. Недоліки способу: труднощі виявлення геометричних розмірів підповерхневих і поверхневих (до 1-2 мм) тріщин; ускладнення виявлення внутрішніх тріщин, вплив людського фактора.

Ферозондовий метод заснований на виявленні магнітного поля розсіювання. Це означає, що присутній дефект у деталі, що перевіряється [15]. Основні переваги методу: – можливе дефектування деталей з великою шорсткістю поверхні; – найкращим чином виявляються підповерхневі дефекти; – можливість контролю забруднених деталей без попереднього очищення поверхні; – автоматизація процесу; – висока чутливість методу; – до недоліків ферозондового контролю належить: – слабкий захист від перешкод; – висока ймовірність появи помилкових сигналів.

Вихрострумний метод заснований на застосуванні індуктивних котушок. Ці котушки взаємодіють з електромагнітним полем вихрових струмів. При цьому змінюється їхній повний опір. До переваг вихрострумного методу можна віднести: – виконання багатопараметрового аналізу; – відсутність контакту під час контролю; – велика продуктивність дефектування; – використання методу в автоматичному режимі. До недоліків методу можна віднести: – можливість контролю тільки електропровідних об'єктів; – утруднення оброблення інформації; – труднощі визначення мікротріщин у поверхневому і тонкому підповерхневому шарах на глибині 0,2 - 2 мм.

Під час акустико-емісійного методу контролю використовується явище генерації хвиль напружень [12]. Зміна внутрішньої структури матеріалу призводить до виникнення цих хвиль. Внутрішня структура змінюється, що пов'язано зі збільшенням розміру дефектів. Переваги методу: проведення одиничного контролю всієї деталі; порівняльна простота методу. До

недоліків методу належать: вплив шуму експерименту на виявлення дефектів; кожен вимір індивідуальний; істотний вплив будови матеріалу на чутливість.

Капілярний контроль призначений для виявлення поверхневих і наскрізних дефектів у деталі. [30, 32]. Використовуються індикаторні рідини. Вони залишаються в поверхневих дефектах і наскрізних тріщинах матеріалу, що дає змогу проводити аналіз візуально. Цей метод: – дає змогу виявляти дефекти від 1 мкм; – переваги візуального методу. До недоліків методу належать: – виявлення тільки поверхневих і наскрізних дефектів; - ретельне очищення аналізованої поверхні; – складність автоматичного контролю.

Вимірювальний і візуальний аналіз - це спрощений метод виявлення дефектів [12]. У цього методу теж є переваги: швидкість виявлення дефектів від 0,1 мм; застосовуються найпростіші вимірювальні засоби. Але є й недоліки у методу: визначаються тільки поверхневі дефекти; суб'єктивність результатів; утруднення автоматичного контролю.

Радіаційні методи аналізу [22] враховують зміну потужності іонізуючого потоку під час його проникнення через об'єкт. Переваги цього методу: висока чутливість; виявлення внутрішніх дефектів малих розмірів. Недоліки: складність виявлення малих внутрішніх дефектів, розташованих під кутом до випромінювача; висока собівартість; необхідність забезпечення радіаційної безпеки.

Тепловий контроль [22] базується на аналізі температури на поверхні об'єкта. Цей параметр інформує про поверхневі дефекти та наявність внутрішніх змін. Цей метод дослідження простий і має високу інформативність. Однак має велику вартість контролю та залежність від погоди.

Електричні методи спрямовані на створення електричного поля і вимірювання його параметрів. При цьому можна виявляти поверхневі та

внутрішні тріщини в аналізованій деталі. Недолік - необхідність ретельної підготовки контрольованої поверхні.

Віброакустичне дефектування – аналіз коливального процесу та обробка інформації. Для цього дослідження нині застосовується ПК.

За результатами аналізу науково-технічних даних складено класифікацію методів віброакустичного дефектування (рис. 1.7) [25].

Стосовно галузі, що розглядається, може бути використаний віброакустичний метод. Цей метод застосовується для виявлення дефектів різних деталей машин, до яких можна віднести і колінчастий вал (КВ). Метод має різні види (рис. 1.7).

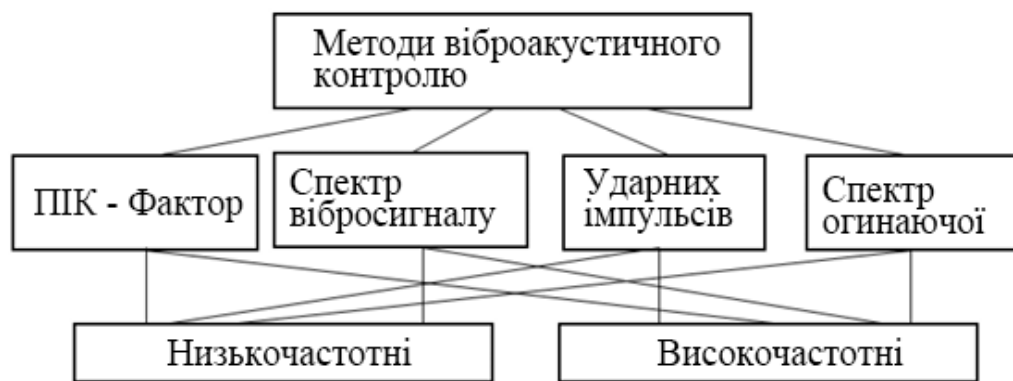


Рис. 1.7 – Методи віброакустичного контролю

Метод ПК-фактора [42] використовує два параметри із застосуванням віброметра: середньоквадратичне значення рівня вібрації; пікова амплітуда (ПК) вібрації. ПК-фактором називається відношення пікової амплітуди до середньоквадратичного значення. Під час дослідження сигналу бездефектної деталі існує шум постійного характеру. Під час роботи виникають дефекти в деталях, і сигнали змінюються. З'являються окремі піки амплітуди, пов'язані з поверхневими руйнуваннями. З подальшим розвитком дефектів збільшується амплітуда і кількість фіксованих піків. Перевага методу ПК фактора: простота. Існують недоліки методу: слабка захищеність від перешкод; багаторазове оцінювання стану.

У віброакустичному контролі за спектром сигналу застосовується аналізатор. При цьому використовується оцінка спектра вібрації, вивчення

частоти, за якою визначають дефекти деталі. Метод хороший тим, що: існує великий захист від перешкод; повна інформативність, що визначає стан аналізованого об'єкта. Про недоліки говорить: висока ціна методу; мала точність під час аналізу шорсткостей малого розміру.

Існує метод спектра огинаючої [32]. У цьому дослідженні використовується аналізатор спектра вібрації. При цьому досліджується функція аналізу спектра огинаючої спектра високочастотної вібрації. Для виявлення дефектів закладено огляд високочастотної та низькочастотної компоненти сигналів. Зміна високочастотного сигналу під дією низькочастотних хвиль служить методом аналізу. При цьому цінність методу: велика чутливість; висока інформативність; перешкодозахищеність. Слабка ланка: висока вартість методу контролю.

Одним з основних методів є метод ударних імпульсів [32]. В основі його лежить вимірювання та фіксація ударних механічних хвиль. Коливання частинок у момент удару викликає хвилю стиснення, поширення якої йде у вигляді ультразвукового коливання. Важливою умовою при цьому є лише швидкість зіткнення частинок. Маса при цьому значення не має. У другій фазі удару виділяється енергія від деформації, за якої відбувається відхилення тіла, що викликає в ньому коливання. Приймачем пристрою в цьому випадку є п'єзо датчик, який не сприймає сторонні шуми і вібрації. У цьому разі датчик фіксує хвилю, яка утворюється внаслідок зіткнення частинок у вигляді затухаючих коливань. Максимум амплітуди при зіткненні прямо пропорційний швидкості удару.

Цей процес перехідний, затухаючий. Він є основною характеристикою. Її можна отримати шляхом фільтрації від шумів низьких частот. Метод ударних імпульсів відрізняється тією особливістю, що параметри загасання не змінюються. Таким чином, основою методу є аналіз досліджуваного перехідного процесу. Перевагами методу є: висока чутливість, достатня інформативність, хороша завадо-захищеність, відносна простота виконання,

порівняно низькі витрати на використання, портативність обладнання. Недолік методу: – він застосовний для обмеженого типу деталей.

Найчастіше на авторемонтних підприємствах, що займаються відновленням вузлів і деталей двигунів, є доцільність технологічної оцінки дефектів колінчастих валів. Актуальним моментом є виявлення тріщин у КВ. Ці дефекти значно знижують на довговічність та довговічність двигуна в цілому процесі подальшої експлуатації.

Експрес-метод є кращим для колінчастих валів виявленням тріщин. При імпульсному впливі на деталь відбувається реєстрація віброакустичних (ВА) коливань колінчастого вала на нього. Цей вплив виконується шляхом удару бойком. При цьому методі виявляються тріщини граничного розміру, і провести вибракування КВ. За відсутності тріщин колінчастий вал перевіряють магнітопорошковим або вихрострумовим методом. Так встановлюють наявність і величину втомного шару на поверхні. Далі виконується шліфування шийок на зазначену глибину. Обґрунтований метод слугує методом експрес-оцінки і працює спільно з іншими методами оцінки стану колінчастих валів, при цьому визначення пошкоджень виконується за 15 - 20 с.

Для вирішення поставленої мети виконують низку етапів: 1 - програмне та методичне забезпечення, фізичне обґрунтування обраного методу; 2 - описати математичну модель колінчастого вала як динамічної системи; 3 - експериментально проаналізувати серію КВ для виявлення тріщин віброакустичним способом за умови імпульсного впливу; 4 - автоматизувати процес дефектування КВ і використати його під час відновлення КВ у режимі авторемонтного виробництва.

Під час розгляду цієї теми необхідно уточнити зміст використовуваних термінів. Найчастіше до діагностування технічного стану відносять процес інструментального вимірювання його параметрів без розбирання вузлів. Нестача інструменту під час аналізу технічного стану вузлів спричиняє суб'єктивність постановки діагнозу. Найчастіше діагноз стану вузла технічно

неможливий або економічно недоцільний без розбирання. У цьому разі процедура оцінки технічного стану називається дефектуванням. Вона є елементом технологічного процесу. Структура цих термінів показана на рис. 1.8.



Рис. 1.8 – Способи оцінювання технічного стану об'єкта

На практиці під час оцінки стану колінчастого вала дефектовщик визначає за характером звуку шляхом удару по ньому. Так і залізничний обхідник використовує цей принцип контролю стану ходової частини вагонів. Результат дефектування при цьому має виключно суб'єктивний характер. Це значною мірою визначається кваліфікацією виконавця.

Застосовуються системи діагностики машин (рис. 1.9), які спираються на базу сучасних методів оцінки технічного стану.



Рис 1.9 – Системи вібраційного дефектування.

За фазо-часового методу аналізується форма сигналів, які виникають через певні проміжки часу. У цьому разі аналізуються стани механізмів

зворотно-поступальної дії з кількома однаковими пристроями, що працюють через однакові проміжки часу. На мал. 1.10 показано часову діаграму вібрації двигуна автомобіля. За формою цієї часової діаграми сигналу визначають відмову кожного циліндра.

Недолік цих досліджень пов'язаний із тим, що розсіювання вимірюваних величин навіть у групі однакових справних машин, найчастіше, перевищує зміни, характерні для дефектів. Крім того, зміни в початковий період функціонування можуть чинити меншу дію (лише у 2-3 рази).

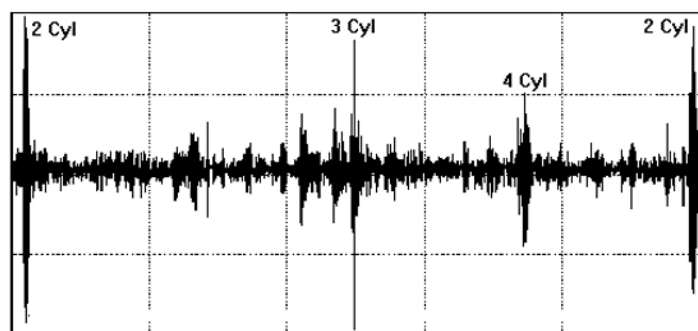


Рис. 1.10 – Сигнал вібрації, виміряний у точці між 2 і 3 циліндрами, двигуна автомобіля

Поряд із цим розвитком систем аналізу на базі вже наявних комп'ютерних та інформаційних технологій у багатьох країнах триває пошук інших методів оцінювання сигналів для розв'язання чергових завдань. Технологія ударних імпульсів дала початок новим системам аналізу [11]. Діаграма Дія методу ударних імпульсів у часі, пояснюється на рис. 1.11.

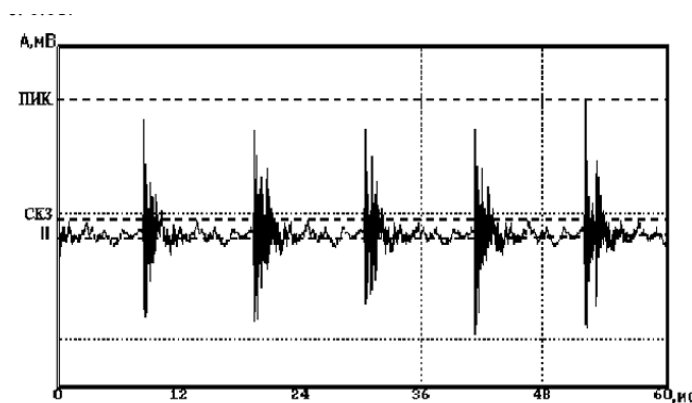


Рис. 1.11 – Діаграма ударних імпульсів у часі

Вібрація, від дії коротких імпульсів, сильно змінює амплітуду сигналу. Середньоквадратичне значення залишається постійним. Відношення цих параметрів називається пік фактор. Випадковий сигнал має при цьому пік фактор у межах від 3 до 4 [20]. Внаслідок малої тривалості імпульсів, вони викликають високочастотну вібрацію.

У технології дефектування, розглянутій у роботі, є можливість використовувати найпростіші засоби вимірювання для розв'язання аналітичних задач. На практиці має місце широке поширення технології ударних імпульсів.

Наведений стислий аналіз усіх методів дослідження сигналів дає змогу здійснювати вичерпну оцінку практично всіх комп'ютерно-інформаційних технологій, що використовуються в сьогоdnішніх системах моніторингу та функціонального моніторингу автомашин і обладнання. Поряд з цим особливо слід відзначити ще одну перспективну технологію отримання аналітичної інформації - технологію статистичного розпізнавання станів.

З огляду на складну конструкцію колінчастого вала та різноманіття напрямків поширення втомних тріщин під час дефектування можна рекомендувати метод ударних імпульсів.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ЗАЛЕЖНОСТІ СТУПЕНЯ ВТОМНОГО РУЙНУВАННЯ ТА ВІБРОАКУСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛА ВІД ЙОГО НАПРАЦЮВАННЯ

2.1 Кінетика втомних тріщин колінчастого вала в процесі його роботи

Поломки деталей втомного характеру визначаються відхиленнями кристалічної решітки від правильної форми (переміщеннями і спотворенням дислокацій). У цьому процесі утворюються вакансії, локальне зростання напружень і температури. Це призводить до зародження тріщин.

На основі концепцій утворення і розвитку дислокацій і тріщин під час дії циклічних напружень було розроблено "модель фізичної межі втоми [11]".

Сенс її полягає в тому, що під час циклічного навантаження з критичною напругою σ_0 у поверхневому шарі завтовшки 1-3 розміри зерна за рахунок спотворення кристалічної решітки та підвищення щільності дислокацій протікає поверхнєве зміцнення металу (рис. 2.1, а - в). Надалі, зі зростанням числа циклів навантаження і перевищення теоретичної кривої утворення суб-мікротріщин A_1 B_1 підвищується концентрація дислокацій до критичної щільності.

У підсумку втомна поломка є наслідком багаторазово повторених пружних і пластичних деформацій, що часто чергуються. Через неоднорідність матеріалу вони розподіляються нерівномірно по всьому об'єму деталі. Початкові руйнування виникають у мікрооб'ємах, несприятливо розташованих щодо напрямку навантаження. Це зумовлено попередніми напруженнями від місцевих дефектів. Тривало накопичуючись і підсумовуючись, місцеві руйнування дають початок загальному пошкодженню деталі.

При втомному руйнуванні важливе значення має дослідження вогнищ виділення тепла в мікрооб'ємах, що піддаються впливу. При підвищенні температури міцність матеріалу різко знижується. Механізм виникнення втомної тріщини складається з таких стадій (рис. 2.1).

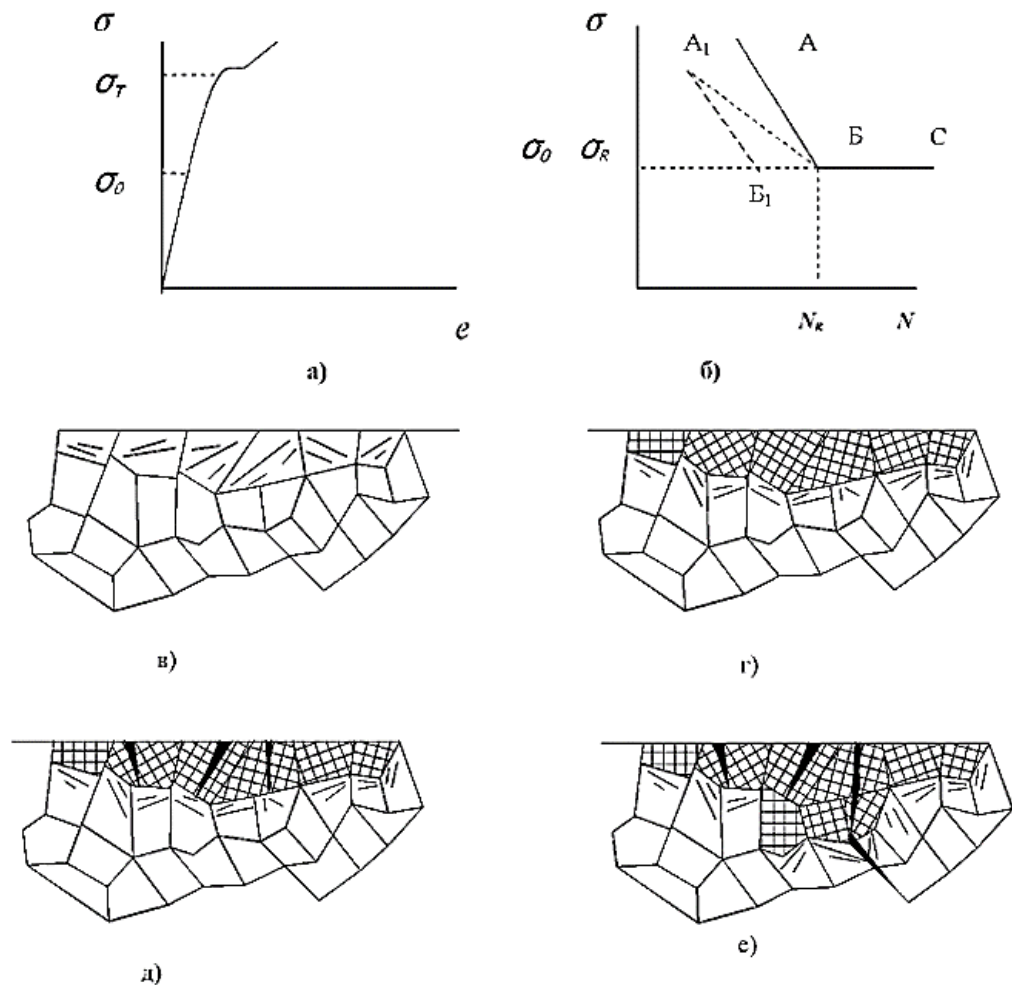


Рис. 2.1 – Схема втоми за фізичної межі

Тріщини виникають напочатку навантаження в межах кристалічних об'ємів зерен металу. Це є результатом пластичних зсувів шарів площин кристалічної решітки, максимальна дія дотичних напружень спрямована паралельно.

У процесі впливу циклічного навантаження шар металу являє собою мозаїку із зерен, що зазнають пластичної деформації, та зерен, що мають меншу напругу, і менш напружених зерен, зумовлених сприятливою орієнтацією площин кристалічної решітки щодо дотичних навантажень. Спільне пружно-пластичне деформування матеріалу відбувається завдяки зміщенню перенапружених зерен відносно одне одного в горизонтальній площині.

Процес зародження початкових тріщин у розмірах зерна є результатом дифузії дислокацій до меж зерен (рис. 2.1, в). Оскільки швидкість дифузії зростає прямо пропорційно зростанню температури та напружень, отже, збільшується внаслідок нагрівання матеріалу.

Концентрація дефектів кристалічної решітки розпушує структуру і призводить до виникнення субмікроскопічних пор. Це призводить до утворення перших тріщин (суб-мікротріщин) в окремих зернах (рис. 2.1, г). Подальше зростання числа циклів аж до базового значення N_R викликає рівномірну стабілізацію шару з високою щільністю дислокацій і субмікротріщин. За великої концентрації утворюються також і мікротріщини. Довжина тріщин не перевищує розміру зерна (рис. 2.1, д). У шарі за значної кількості циклів навантаження зростання пошкоджень припиняється. Фізична межа втоми σ_R настає за амплітуди напруження, що відповідає зміцненому поверхневому шару.

Якщо на об'єкт тривало діє циклічне навантаження, процес росту тріщин триває. У результаті росту дислокації переміщуються на поверхню зерна (рис. 2.1, е). Різна орієнтація кристалічних поверхонь уповільнює пластичні зсуви.

Між зернами є прошарки, які мають сильно спотворену атомно-кристалічну решітку, чим перешкоджають зсувам між зернами. Утворюється певний бар'єр між зернами. Цей бар'єр уповільнює ріст тріщин. Для зменшення дії цього бар'єру, необхідно зробити зусилля. Воно перевершує значення напруги, що призводить до внутрішньокристалічних зсувів.

На певному етапі відбувається масове переміщення дислокацій через міжзернисті шари. У цьому випадку триває поширення тріщини в сусіднє зерно. Насамперед порушуються прошарки між зернами, в яких однакова спрямованість кристалічних площин.

Опір втомним руйнуванням деталі визначається середньою величиною напруги. Вона має забезпечити розрив міжзеренних бар'єрів. Межа

витривалості приймається як середня величина напруги, за якої тріщини не виходять за межі зерен.

При подоланні меж зерна, тріщина різко збільшується, і стає макротріщиною. Тріщина розростається в різних напрямках, переміщаючись найслабшими ділянками металу (мал. 2.1, е). Біля основи тріщини утворюється концентрація напружень, і швидкість росту тріщини збільшується. Макротріщина вже може рости від дії нижчих напружень, ніж ті, що викликають розрив міжзеренного бар'єра. Напруги, необхідні для росту тріщини, згодом знижуються.

Практично кількість тріщин зростає безперервно (мал. 2.1, е). Це зростання спонтанне. Одні з тріщин перестають рости, наштовхуючись на перешкоди, а інші тріщини поширюються в різних напрямках. На певній стадії процес стає місцевим. Він переважно йде в напрямку цієї однієї тріщини. Ці тріщини мають більшу швидкість росту, ніж інші тріщини.

Сусідні тріщини зливаються, і утворюється розгалужена глибока система (мал.2.2). Одна з тріщин продовжує рости, а всі інші сповільнюють своє зростання. Це викликано тим, що всі дефекти долає головна (магістральна) тріщина. Її зростання, призводить до руйнування деталі. Це спричинено зменшенням її несучого перерізу.

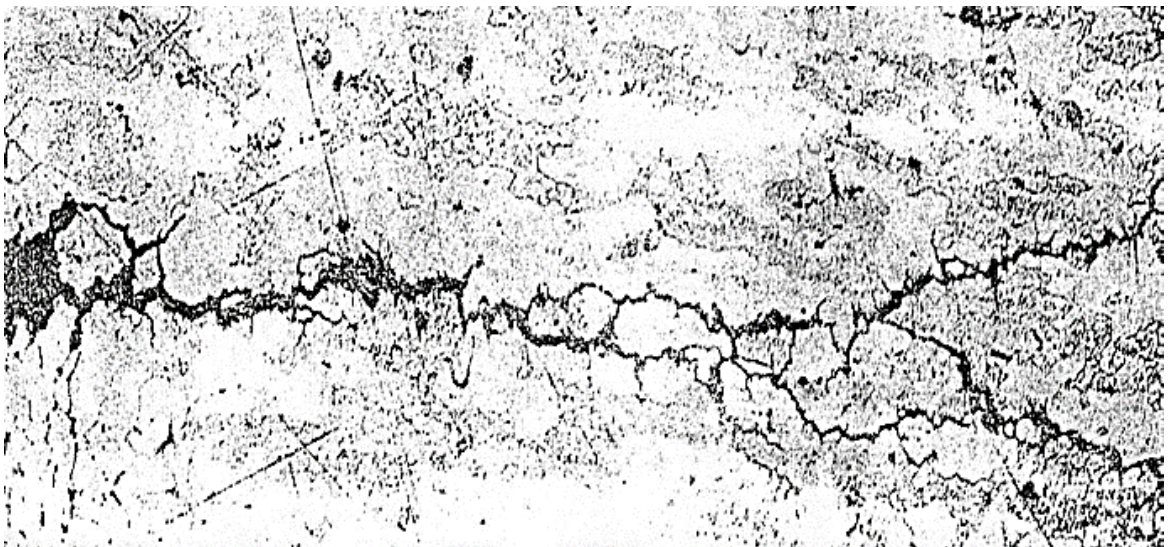


Рис. 2.2 – Зростання міжкристалічної тріщини

Остаточне руйнування відбувається миттєво за законами крихкого зламу. Це головна її відмінність від перших стадій виникнення внутрішньозеренних і міжзеренних тріщин, які розвиваються тривалий час.

При напруженнях, що перевищують цю межу, зароджуються критичні втомні тріщини. Вони мають швидке магістральне зростання (рис. 2.1, е). Цей процес раптовий і спричиняє крихке руйнування. Результатом викладених даних можна уявити послідовність етапів схеми межі втоми: дислокації - субмікро-мікро-мікро-макротріщини - руйнування.

І так, властивість поверхневого шару - основна умова для опору розвитку втоми (мал. 2.3).

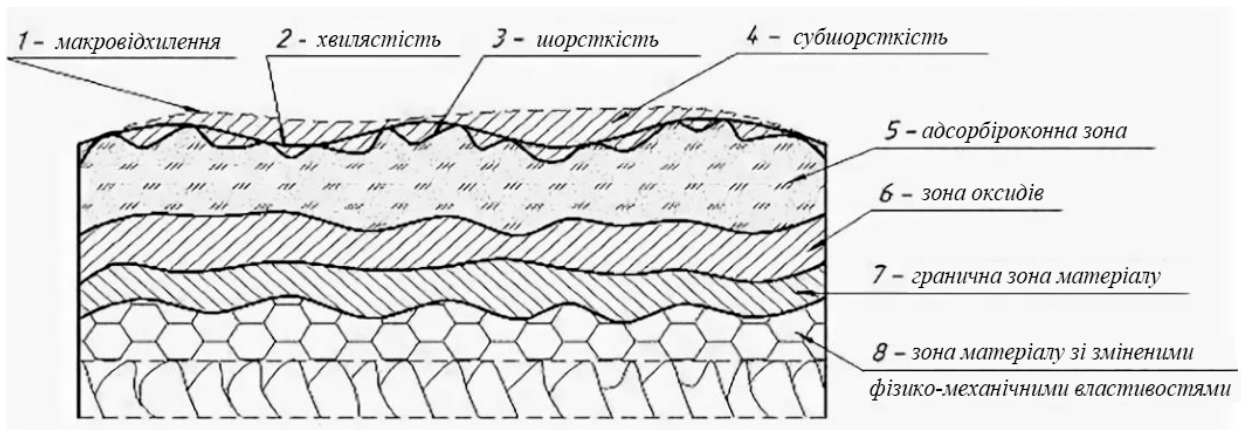


Рис. 2.3 – Будова поверхневого шару металу

Перше: Верхній шар металевої поверхні щільний. Шари, що лежать нижче, більш пухкі, в результаті цього відбувається напруга. Ці шари взаємодіють один з одним, виникають розтягувальні напруги. Це веде до порушення суцільності та утворення нових тріщин.

Друге: Атоми в поверхневому шарі металу, що знаходяться, відчують односторонній вплив з атомами, що знаходяться нижче. Це викликає підвищення їхньої активності. Вони легко взаємодіють з навколишнім середовищем. Порушується суцільність поверхні, що викликає її ослаблення.

Третє: Зовнішній шар завжди пошкоджений попередньою обробкою. У результаті неї відбувається деформація і руйнування металу. Це

супроводжується появою мікротріщин через перевищення напруженнями межі плинності металу.

Четверте: корозія, що відбувається на поверхні, викликає її глибокі пошкодження. Корозія інтенсивно проникає між зернистими прошарками і мікротріщина.

Поверхні металу, які працюють в умовах тертя, піддаються ще одному виду впливу – зносу. Цей знос порушує кристалічну будову верхнього шару, що істотно знижує втомну міцність.

Це є результатом того, що у верхньому шарі концентруються множинні й різні за природою впливу субмікро-, мікро- і макродефекти. Вони спричиняються механічними факторами і супроводжуються технологічними умовами формування верхнього шару. Зовнішній шар має особливу роль, що полягає в контакті металу з навколишнім середовищем. Поверхневий шар є у кожній деталі, він концентрує напруження. Цю концентрацію можна знизити технологічними способами, але повністю не можна усунути.

Ці умови, що розривають суцільність і однорідність верхнього шару в металі, які спричиняють вогнища збільшених напружень, що розривають, роблять менш важким утворення і розвиток перших тріщин і сильно знижують періодичну міцність металу. Навпаки, стиснення спочатку розпушеного верхнього шару, народжують у цьому шарі початкові напруги стиснення, хоч і на маленькій глибині, але вони сильно збільшують опірність металу періодичним навантаженням.

Головні закономірності формування втомних руйнувань під час роботи виходять з аналізу кривої багатоциклової втоми. Найголовніше для наукового представлення кривої багатоциклової втоми металу можна взяти за основу структурну неоднорідність матеріалу і модель [37, 38]. Ця модель містить у собі процес мікропластичного деформування і структурного руйнування пластичних елементів деталей під час циклічного навантаження. За певних умов експлуатації в центральній точці амплітуди напружень у матеріалі σ_a , під час роботи, тобто, судячи з усього, зі збільшенням кількості

циклів навантаження N , у металі об'єкта поступово збільшується кількість спотворених пластичних сегментів. Цей факт свідчить про те, що зменшується кількість несучих пружно-деформованих фрагментів.

По суті це можна побачити на рис. 2.2. З урахуванням фактичного розсіювання параметрів діаграм навантаження і деформації різних ділянок металу деталі, можна прийняти розподіл межі плинності за нормальним законом [40, 41]. Із руйнуванням елементів, що мають залишкову деформацію, при зростанні числа циклів навантаження зменшується кількість пружно деформованих несучих елементів (площа під кривою розподілу не заштрихована рис. 2.2). Амплітуда фактичних напружень у пружно деформованих елементах $\sigma_{\text{аф}}$ збільшується. Цей процес призводить і до подолання середньої межі плинності $T \overline{\sigma}_T$ та межі міцності. Не зруйнована частина продовжує піддаватися руйнуванню крихкого характеру (відбувається злам деталі).

Оцінкою втомних руйнувань таких деталей, як ресори, півосі, колінчасті вали, поворотні кулаки, і подібні, можуть бути такі показники, як глибина мікротріщин, концентрація їх, довжина і сумарна площа руйнування.

Визначення головних причин, що зумовлюють довговічність колінчастого вала, потрібно знати швидкість втомних руйнувань та їх граничні значення. У процесі аналізу колінчастих валів зі шліфуванням тріщин критичної довжини [39] визначили середнє значення відношення глибини (h_m) тріщини до її довжини (l_m), що становило 1:10. У результаті отримано, що відношення h_m/l_m визначається довжиною тріщини, що відображено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Залежність відношення h_m/l_m від довжини тріщини

Інтервали l_m , мм	0 - 2	2 - 4	4 - 6	6 - 8	8 - 10
Відношення h_m/l_m	1:20	1:10	1:8	1:5	1:3

Значення цього співвідношення залежить від етапів росту тріщини, це показано на рис. 2.3.

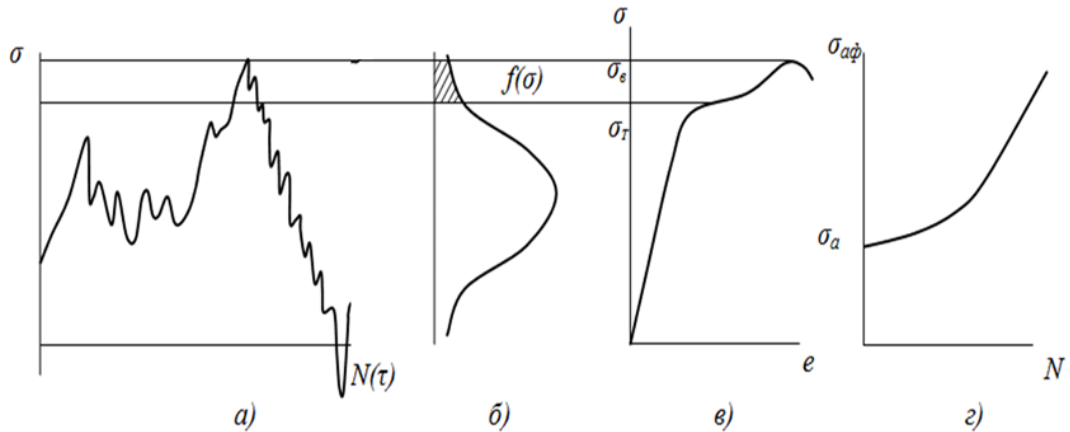


Рис. 2.2 – Вплив нерівномірності навантаження металу деталі на зростання амплітуди фактичних напружень $\sigma_{a\phi}$ зі збільшенням кількості циклів навантаження: а) – зміна напруження елементів металу; б) – розподіл напружень; в) – діаграма напруження – деформація; г) – зростання $\sigma_{a\phi}$ у процесі динамічного навантаження

На колінчастий вал у працюючому двигуні одночасно діють тангенціальні та радіальні сили.

Періодичний вплив цих сил спричиняє пружні коливання колінчастого вала (вигини та крутильні). Основні навантаження припадають на щоки та шатунні шийки. Стадії поширення втомної тріщини елементів КВ свідчить про переважну дію згинальних моментів над дією крутного моменту. Розглянуті етапи зростання втомних тріщин наведено на рис. 2.3. Їх початок припадає на ділянки концентрацій напружень (галтелі, брудо-уловлювачі, отвори для змащення) [17].

Початок втомного руйнування колінчастого вала знаходиться по щоці в зоні перекриття шатунних шийок. Величина перекриття для двигунів КАМАЗ-740 дорівнює – 27,5 мм за діаметра шийок нових колінчастих валів.

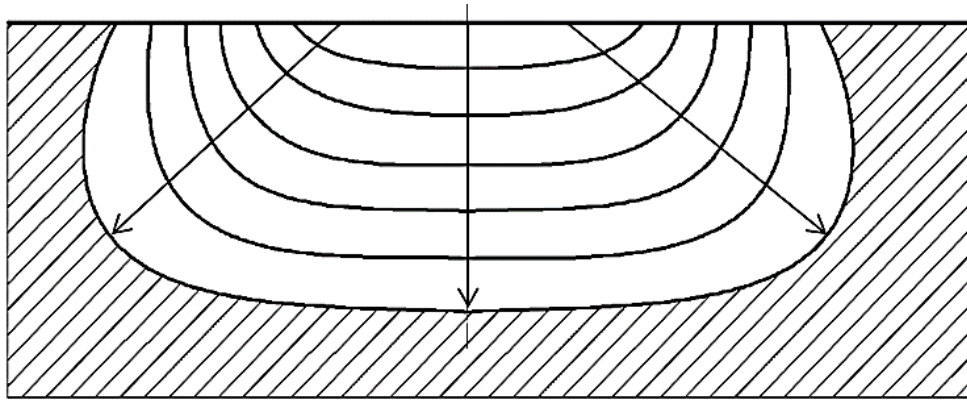


Рис. 2.3 – Сліди зростання втомної тріщини

При досягненні останнього ремонтного розміру шийок розмір перекриття зменшується на 2 мм (7,2%). Як показують розрахунки, напруження вигину збільшуються в середньому на 8% [12]. Значніше зниження перерізу, за рахунок зростаючих втомних тріщин від вогнищ. Це можна побачити на рис. 2.4

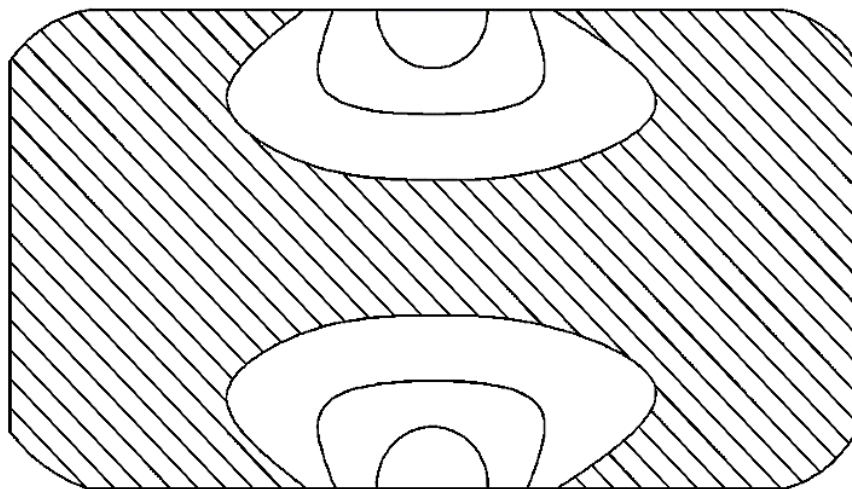


Рис. 2. 4 – Розвиток втомних тріщин

Базові залежності розвитку втомних тріщин у процесі роботи можуть бути розглянуті під час аналізу кривої багатоциклової втоми. Гіпотезою для аналітичного опису кривої втоми можна вважати структурну неоднорідність металу [30]. Ця модель представляє величину пластичного деформування і руйнування мікроелементів металу при циклічному навантаженні.

Застосування навантаження на вал являє собою складний процес із різними гармонійними складовими. У зв'язку з цим процес можна описувати з використанням імовірнісних (статистичних) оцінок. Окремі значення напруги в деталях можуть перевищувати межу плинності та межу міцності, навіть за високого коефіцієнта запасу міцності (рис. 2.2). У найбільш навантажених ділянках колінчастого вала (галтелі) виникають пластичні деформації та втомні тріщини.

За зумовленого умовами роботи середнього рівня амплітуди напружень у колінчастому валу σ_a , тобто зі зростанням кількості циклів навантажування N , у металі KB поступово підвищується ймовірність поломки P_p (площа заштрихована під кривою розподілу напружень на рис. 2.2). І число зруйнованих пластичних зерен теж зростає. Тому зменшується кількість пружно-деформованих частинок, що несуть пружну деформацію.

У процесі руйнування пластичних зерен зі збільшенням кількості циклів навантаження зменшується кількість пружно-деформованих частинок, що несуть пружну деформацію (рис. 2.2). Амплітуда фактичних напружень у пружно деформованих частинках $\sigma_{аф}$ збільшується. Це призводить до подолання середньої межі текучості $\bar{\sigma}_T$ і межі міцності. Інша частина перерізу колінчастого вала схильна до крихкого руйнування (відбувається злам деталі).

Для аналітичного опису втомного руйнування, тобто для зростання глибини тріщини h_p і фактичної амплітуди напружень $\sigma_{аф}$ зі збільшенням кількості циклів навантаження N прийнято певні припущення і співвідношення. Першим із них вважається інтенсивність поломки $\alpha_p = dh_p/dN$, яка збільшується прямо пропорційно фактичній амплітуді діючих напружень $\sigma_{аф}$, тобто [30].

$$\alpha_p = \frac{dh_p}{dN} = a\sigma_{аф}, \quad (2.1)$$

де a – коефіцієнт пропорційності, що характеризує зміну α_p на одиницю амплітуди напружень $a_f = (da_f)/d\sigma_{аф}$, [15].

Для визначення характеру залежності $\sigma_{aф}$ від h_p слід врахувати, що зі зростанням числа циклів навантаження N ймовірність руйнування P зростає за складною кумулятивною залежністю. Крім того, реальні тріщини представляють складні поверхні, тому залежність $\sigma_{aф}$ від h_p , як друге допущення, можна прийняти лінійною у вигляді [40].

$$\sigma_{aф} = \sigma'_a + ch_p, \quad (2.2)$$

де $\sigma'_a = \sigma_a - \sigma_{-1}$; c – коефіцієнт, що характеризує зміну амплітуди напруження на одиницю глибини руйнування $c = d\sigma_{aф}/dh_p$,).

Величину σ'_a застосовують як вільний член унаслідок того, що втомні руйнування починають розвиватися тільки за умови $\sigma_a > \sigma_{-1}$, тобто в разі перевищення амплітуди межі втоми. З урахуванням залежності (2) диференціальне рівняння (2.1) набуде вигляду

$$\frac{dh_p}{dN} = a\sigma'_a + ach_p. \quad (2.3)$$

Інтегрування диференціального рівняння (2.3) за початкових умов $h_p = 0$ за $N = 0$ дає змогу отримати залежність глибини тріщини h_p від числа циклів N у вигляді

$$h_p = h_{p0}(e^{bN} - 1) \quad (2.4)$$

де $b = ac$ – коефіцієнт, з урахуванням сенсу, параметрів a і c має розмірність, обернену N ; h_{p0} – характеризує інтенсивність руйнування на початку експлуатації, зумовлену наявністю концентраторів напружень на поверхні деталі (шорсткість, мікротріщини від обробки тощо), неоднорідністю матеріалу, має розмірність глибини тріщини.

З урахуванням залежностей (2.2) і (2.4) отримаємо залежність фактичної амплітуди напружень $\sigma_{aф}$ від числа циклів навантаження.

$$\sigma_{a\phi} = \sigma'_a e^{bN_k} \quad (2.5)$$

Тобто в процесі експлуатації фактична амплітуда напружень у несучих елементах матеріалу деталі зростає за експоненціальною залежністю (2.5). Руйнування деталі відбудеться тоді (за $N = N_k$), коли $\sigma_{a\phi}$ досягне межі міцності σ_b для несучих елементів, що залишилися, тобто з урахуванням залежності (2.5)

$$\sigma_b = \sigma'_a e^{bN_k} \quad (2.6)$$

Звідси випливає аналітичний вираз кривої багатоциклової втоми

$$N_k = \frac{l}{b} \ln \frac{\sigma_b}{\sigma'_a} \quad (2.7)$$

Для заданих умов роботи автомобіля вважатимемо, що за одиницю пробігу або за одиницю часу колінчастий вал зазнає певної кількості циклів навантаження. Тому, наведені залежності об'єктивні для таких аргументів процесу експлуатації, як час τ і пробіг l замість N , тобто

$$\sigma_{a\phi} = \sigma'_a e^{b\tau} \quad \text{і} \quad \sigma_{a\phi} = \sigma'_a e^{bl}, \quad (2.8)$$

$$\tau_k = \frac{l}{b} \ln \frac{\sigma_b}{\sigma'_a} \quad \text{і} \quad l_k = \frac{l}{b} \ln \frac{\sigma_b}{\sigma'_a} \quad (2.9)$$

Параметри значення b у цьому випадку будуть відмінними від значень у залежностях (2.5) і (2.7).

Наведені показники втомного руйнування колінчастого вала (глибина і довжина тріщини, концентрація мікротріщин, площа руйнування тощо) прямо пропорційні глибині тріщини та зі зростанням числа циклів навантаження збільшуються за експоненціальною залежністю (2.4), аналогічно і зі збільшенням напрацювання τ або l .

З урахуванням того, що залежність (2.4) отримано для періоду роботи після припрацювання. На початку періоду припрацювання величина

напружень та їхньої амплітуди вища, ніж наприкінці внаслідок технологічних відхилень. Ця величина може з більшою ймовірністю перевищувати межу плинності, що призводить до початкових руйнувань в області малоциклової втоми. У результаті наприкінці періоду припрацювання в деталі накопичується глибина тріщини h_{po} . З урахуванням залежності (2.4) загальна площа руйнувань становитиме [40].

$$h_p = h_{po} e^{bN}. \quad (2.10)$$

Параметри цієї залежності для прогнозування втомних руйнувань визначаються за експериментальними даними за розробленою методикою.

2.2 Обґрунтування способу виявлення тріщин колінчастих валів оцінкою віброакустичних коливань під час імпульсного впливу

Віброакустичний спосіб вільних коливань активно застосовують для виявлення тріщин та інших внутрішніх дефектів для деталей [20, 24]. Своєю чергою відоме застосування цього методу для виявлення дефектів в осях і рейках колісної пари [20]. Необхідно дати методичне пояснення потенціалу застосування способу, що має на увазі вивчення й аналіз віброакустичних сигналів, отриманих під час імпульсного впливу на колінчастий вал.

Тобто, ставиться завдання розроблення методичного обґрунтування застосовності ВА способу для виявлення тріщин у колінчастому валу (КВ). Актуальність при цьому показує ідентифікацію колінчастого вала як динамічну систему при ударі. Щоб зрозуміти це потрібно побудувати математичну модель, параметри для якої обчислюються за експериментальними даними [12]. Це дасть змогу провести експрес-аналіз колінчастого вала в ремонтних підприємствах.

Опис динамічної системи колінчастого вала вимагає розгляду коливань, що відбуваються в ньому після імпульсного впливу. Ця робота дає можливість отримання основних інформативних параметрів.

2.3 Теоретичний аналіз віброакустичного способу дефектування колінчастого вала за імпульсного впливу

Пружність об'єкта – це властивість зберігати свої початкові об'єм і форму після закінчення впливу зовнішніх сил. Середовище, що має властивість пружності, є пружним середовищем, у якому під час механічних впливів виникають пружні коливання. Вони можуть також виникати і в механічних системах, або в ділянках пружної системи, при цьому поширюються механічні збурення, які називаються акустичними (пружними) хвилями [6, 18, 19].

Акустичні хвилі широко використовують під час дефектування деталей машин. Під час виконання віброакустичного дефектування різних об'єктів використовують лінійну акустику, тобто деформація прямо пропорційна прикладеній силі [18, 32].

У разі збігу напрямку і поширення коливань хвилі, її називають поздовжньою. Якщо ж коливання спрямовані перпендикулярно поширенню хвилі, то такі хвилі мають назву поперечні. Об'ємні хвилі - узагальнена назва поздовжніх і поперечних хвиль. Сферою застосування таких хвиль є виявлення дефектів у матеріалах різного роду. При цьому обов'язковою умовою є нормальне падіння об'ємних хвиль на поверхню контролю.

Також існують головні та поверхневі («релеєвські») хвилі, які, як випливає з назви, поширюються поверхнею твердого тіла [18].

Хвилі Релея застосовують для виявлення дефектів поверхневого шару. За допомогою головної хвилі можна виявити дефекти в підповерхневому шарі, на глибині не більше 1-2 мм.

Для експериментального визначення параметрів математичної моделі колінчастого вала як динамічної системи потрібно прийняти початкові умови й обмеження:

1. Під час оцінювання вільних механічних коливань під час імпульсного впливу особливе місце посідає фіксування близько резонансної

частоти. У цьому випадку питання математичної аргументації виникнення додаткових складових розглядаються в акустичному супроводі руху об'єктів.

2. Сили, що обурюють під час удару, утворюються внаслідок дії один на одного об'єктів, що зіштовхуються. Вони можуть бути визначені тільки шляхом вивчення динамічної деформації цих об'єктів.

Під час зіткнення двох тіл (у нашому випадку бойка і КВ за схемою на рис. 2.5) відбувається загальна деформація. Нею доцільно знехтувати через незначність порівняно з місцевою деформацією. Оскільки взаємодія між колінчастим валом і бойком займає малий час (1,5...6 мс), а час перехідного імпульсного процесу в досліджуваному випадку 160...200 мс, то вхідний імпульс сили можна розглядати як миттєвий.

3. Під час проведення експериментальних досліджень імпульс сили підбирають такої величини, за якої в спектрі отриманого

віброакустичного сигналу буде найменше число частотних складових. При цьому треба мати на увазі, що ослаблений імпульс сили викличе в КВ віброакустичні коливання незначної амплітуди, що не дає змоги адекватно оцінити якість імпульсної перехідної функції (ІПФ).

4. З метою отримання стабільних результатів в ідентичних умовах під час проведення експериментів потрібно забезпечити мінімальну шорсткість поверхні тіл, що зіштовхуються. У даній роботі розглядається колінчастий вал, поверхня якого після шліфування і має параметр шорсткості $R_a \leq 0,16$ мкм, у свою чергу бойок має $R_a \leq 0,08$ мкм.

5. За місцевої деформації не має значення розташування датчика на об'єкті дефектування у випадку вільних коливань за імпульсного впливу. Однак, для забезпечення однакових умов, цей датчик розташований під кутом 180° щодо бойка.

Є безліч методів апроксимації ударних впливів відомими функціями. Найчастіше під час опису ударів δ – функція, яка широко використовується для розв'язання задач автоматичного керування, також застосовується для

опису ударних збурювальних впливів, які відповідають умові під час використання напівхвилі синусоїди.

$$y(t) = \sin(\omega t + \varphi), \quad (2.11)$$

δ – функція, яку широко використовують під час вирішення питань автоматичного керування, також застосовують для математичного опису ударних імпульсів, відповідає умові

$$\delta(t) = 0 \text{ при } t \neq 0, \delta(t) = \infty \text{ при } t = 0, \int \delta(t) dt = 1. +\infty - \infty; \quad (2.12)$$

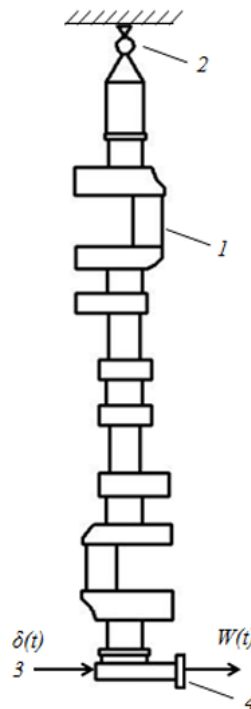


Рис. 2.5 – Збудження коливань у КВ імпульсною дією та їхнє приймання віброперетворювачем: 1 - КВ; 2 - підвіска; 3 - боек; 4 - датчик із віброперетворювачем;

У цьому випадку спектр δ – функції є постійним.

$$\delta(t) = 0 \text{ при } t \neq 0, \delta(t) = \infty \text{ при } t = 0, \int \delta(t) dt = 1. +\infty - \infty;$$

ω – частота коливань; t – час; φ – початкове значення відхилення.

На основі розробленої в дисертації класифікації (мал. 1.3) найприйнятнішим для моделювання кульки, що падає на поверхню КВ, є застосування δ – функції, оскільки вона уособлює собою імпульс

нескінченно малої довжини й описує ударний вплив набагато меншої тривалості перехідного процесу [14, 30].

Дельта-імпульс застосовують, коли необхідно провести аналіз явищ, що швидко протікають у часі. Прикладом таких явищ є ударні процеси. Під час використання дельта-імпульсу описується сила за малий проміжок часу зростає до максимуму значень, а потім, так само швидко повертається до початкового значення.

Використання дельта-імпульсу дає можливість аналізувати швидкі явища. За відомої тривалості сигналу і формули зміни його амплітуди в часі можна розпізнати перехідний процес і обчислити його параметри. Одним із видів таких процесів є власні коливання колінчастого вала під час дії на нього ударного імпульсу у вигляді δ – імпульсу.

2.4 Обчислення параметрів коливань під час імпульсного впливу

При використанні імпульсного впливу на колінчастий вал отримуємо імпульсну перехідну функцію (ІПФ) на підставі фіксації його вільних віброакустичних коливань. На практиці вільні коливання в деталі відбуваються під час опору, через що амплітуда коливань знижується. Такі коливання належать до загасаючих.

Найпоширенішим є випадок, коли швидкість руху в пружному середовищі пропорційна силі протидії [6, 32]:

$$F_c \sim v, F_c = -rv; \quad (2.13)$$

де r – коефіцієнт протидії, знак мінус показує протилежну спрямованість швидкості v і сили F (2.8).

Розглянемо закон руху точки, що здійснює гармонійні коливання в пружному середовищі з коефіцієнтом опору r . Відповідно до другого закону Ньютона, рівняння руху точки має вигляд [6]:

$$ma = -kx - rv;$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{r}{m} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{k}{m} \cdot x = 0;$$

$$\omega_0^2 = \frac{k}{m};$$

$$\alpha = \frac{r}{2m},$$

де α – коефіцієнт загасання, що визначає його швидкість. У міру загасання коливань їхня енергія поступово зменшується.

Уявімо рівняння в диференціальній формі:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2\alpha \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 x = 0 \quad (2.14)$$

а його рішення у виді

$$x = A \cdot e^{-\alpha t} \cos(\omega t + \varphi_0). \quad (2.15)$$

Основними параметрами коливань є частота і період. У разі загасаючих коливань вони обчислюватимуться за такими рівняннями:

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 - \alpha^2}; \quad T = \frac{2\pi}{\sqrt{\omega_0^2 - \alpha^2}}. \quad (2.16)$$

При $\alpha \rightarrow 0, T \rightarrow T_0 = \frac{2\pi}{\omega_0}$, коливання є гармонійними, амплітуда яких знижується за експоненціальним законом:

$$A = A_0 e^{-\alpha t}. \quad (2.17)$$

Розглянемо випадок, за якого амплітуда зменшилася в e разів протягом τ деякого часу :

$$A(t) = A_0 e^{-\alpha t}; \quad (2.18)$$

$$A(t + \tau) = A_0 e^{-\alpha(t+\tau)}; \quad (2.19)$$

$$\frac{A(t)}{A(t+\tau)} = \frac{A_0 e^{-\alpha t}}{A_0 e^{-\alpha(t+\tau)}} = e^{\alpha\tau}; \quad (2.20)$$

$$\frac{A(t)}{A(t+\tau)} = e = e^{\alpha\tau} \rightarrow \alpha\tau = 1; \quad (2.21)$$

$$\alpha = \frac{1}{\tau}, \quad (2.22)$$

де τ – час релаксації.

На основі формули (2.17) можна зробити висновок, що коефіцієнт загасання обернено пропорційний часу зменшення амплітуди в e разів. Важливою характеристикою коливань є декремент загасання D , який визначається як відношення двох амплітуд, різниця між якими становить період.

$$D = \frac{A(t)}{A(t+T)} = \frac{A_0 e^{-at}}{A_0 e^{-a(t+T)}} \quad (2.23)$$

За значенням декременту загасання можна обчислити логарифмічний декремент загасання, що дорівнює логарифму D . Величина логарифмічного декременту загасання визначається числом коливань за умови зменшення амплітуди в e разів.

$$\lambda = \ln D = \alpha T = \ln \frac{A(t)}{A(t+T)} \quad (2.24)$$

$$\lambda = \alpha T = \frac{T}{\tau} = \frac{1}{N_e} \quad (2.25)$$

Розглянуті параметри коливань пов'язані з аналізом ПФ. Основною ж характеристикою коливальної системи, як зазначено в роботі [44], є добротність.

$$Q = \frac{\pi}{\lambda} = \pi N_e = \frac{\pi}{\alpha T} \quad (2.26)$$

Оскільки одиниця виміру $\alpha \text{ с}^{-1}$, а T – с, то добротність безрозмірна. У даному випадку, енергія віброакустичних коливань розсіюється, отже, у міру збільшення розмірів тріщини, розсіювання енергії буде збільшуватися, а добротність динамічної системи колінчастого вала знижуватися [24, 25]. Добротність механічної системи визначається за амплітудно-частотною характеристикою (АЧХ) або за її резонансною кривою (рис. 2.6.).

Для динамічної системи колінчастого вала добротність обчислюють з АЧХ, яку можна отримати з передавальної функції, що визначається з імпульсної перехідної функції. Для визначення добротності необхідно виміряти діапазон резонансної кривої. З цією метою обчислюють значення відношення максимальної амплітуди до кореня з двох, тобто $A_p/\sqrt{2}$. На перетині резонансної кривої і цього обчисленого значення визначають

діапазон резонансної кривої (або АЧХ) f_2 і f_1 . Розраховані значення частот пов'язані з шириною таким співвідношенням: $\Delta f = f_2 - f_1$. Добротність визначається діленням резонансної частоти на ширину резонансної кривої: $= f_p / \Delta f$.

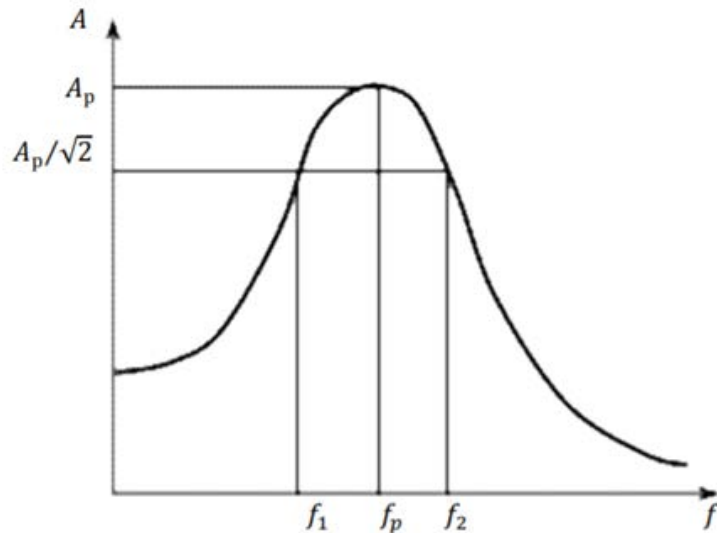


Рис. 2.6 – Визначення добротності динамічної системи за АЧХ

Зростання тріщин обумовлює, як відомо [24, 25], підвищення розсіювання енергії віброакустичних коливань. У цьому сенсі добротність є критерієм якості динамічної системи, і залежить від її характеристик (декремент загасання і резонансна частота). Тому добротність слугує визначником стану динамічної системи колінчастого вала. Розпізнавання математичної моделі колінчастого вала, як динамічної системи під час імпульсного впливу, і є процедура обчислення добротності.

Проаналізуємо колінчастий вал як складову динамічної системи (ДС), у якої є вхідний вплив, бойком. Він фіксується вібраційним датчиком і вихід, а сам колінчастий вал прикріплюється до підвіски (рис. 2.5). З ударом кульки (бойком), імпульсний вплив, [33], сприймається у вигляді дельта-імпульсу, а вихідне коливання - як імпульсну перехідну функцію (ІПФ) $\omega(t)$. На основі ІПФ обчислюється параметр динамічної системи КВ, що дає змогу однозначно ідентифікувати стан вала на наявність дефектів – це добротність.

2.5 Розпізнавання моделі динамічної системи колінчастого вала без тріщини та з тріщиною

Після отримання вібросигналу від датчика і його обробки (фільтрації) візуальне зображення відображається на екрані дисплея комп'ютера. Характерна ІПФ для динамічної системи КВ без дефекту і з тріщиною ілюстрована на рис. 2.7.

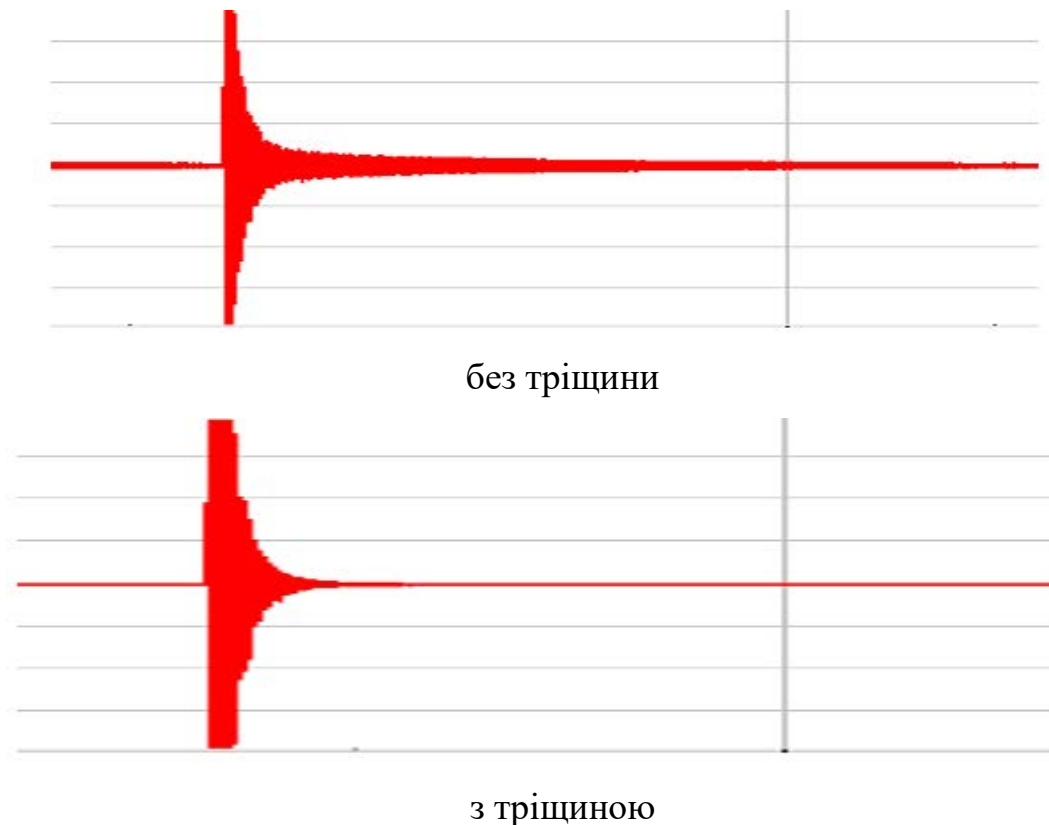


Рис. 2.7 – Імпульсна перехідна функція для КВ

Ці сигнали явно свідчать про те, що вал без тріщини має більший час релаксації, ніж вал із тріщиною і менший набір частот. Це підтверджує і звуковий файл, що показує триваліший і чистіший сигнал у вала без тріщини.

Ця імпульсна перехідна функція (ІПФ) описується рівнянням:

$$A(t) = A_0 e^{-\alpha t} \sin(\omega_0 \cdot t) \quad (2.27)$$

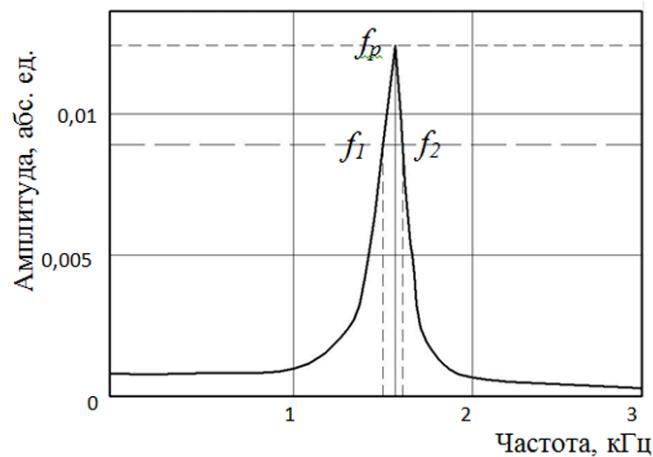
де α – коефіцієнт загасання, ω_0 частота коливань системи, A_0 – початкова амплітуда перехідного процесу. Застосовуючи перетворення

Лапласа до імпульсної перехідної функції (2.27), отримаємо передавальну функцію КВ як динамічної системи:

Далі визначаємо амплітудно-частотну характеристику (АЧХ) динамічної системи КВ за формулою:

$$A^2(\omega) = |W(j\omega)|^2 \quad (2.28)$$

На підставі аналізу ПФ і отриманої АЧХ формується графік. За цим графіком встановлюється добротність динамічної системи (мал. 2.8.).



Рисю 2.8 – Амплітудно-частотна характеристика КВ без тріщини

Базуючись на амплітудно-частотній характеристиці, розраховується добротність за формулою (2.20), тобто $Q = f_p / (f_2 - f_1) = f_p / \Delta f$. Таким чином, отримано передавальну функцію колінчастого вала, як динамічну систему. Величина параметрів k, T, γ визначається розмірами, масою і металом колінчастого вала. Передавальна функція залежить від типу колінчастого вала і для її розпізнавання потрібен експеримент за спеціальною методикою. Розпізнавання моделі колінчастого вала з тріщиною (рис. 2.9) проводиться за тією ж методикою.

Під час аналізу вільних коливань механічних систем згідно з Генкіним М.Д. [27] найбільш значущими є вимірювання, виконані поблизу резонансної області. Виходячи з того, що частоти біля резонансної області розташовані близько одна до одної, то під час розроблення математичної моделі

використовують так само загальний декремент загасання. За наведеними формулами в середовищі Mathcad будується АЧХ динамічної системи колінчастого вала.

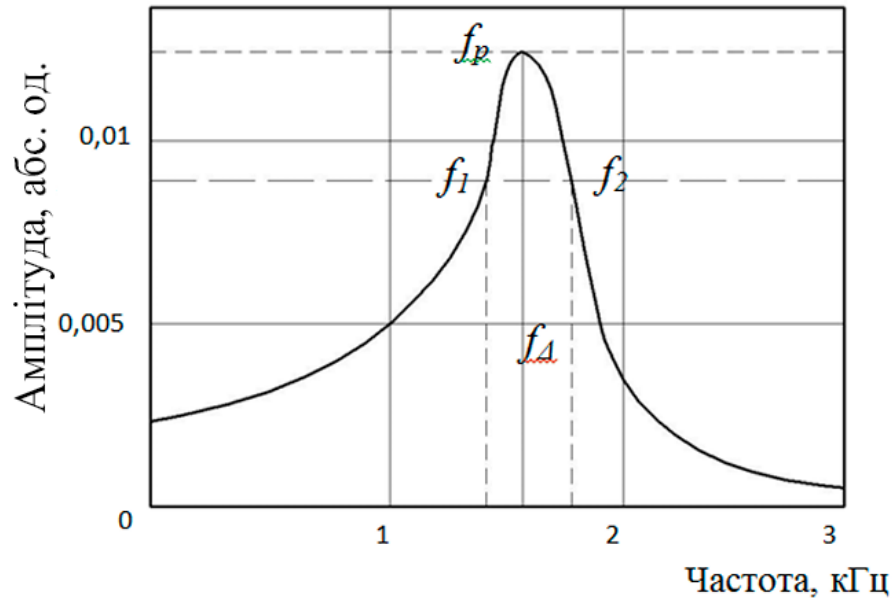


Рис. 2.9 – АЧХ ДС КВ із тріщиною.

Добротність отримують, використовуючи амплітудно-частотну характеристику. Ця характеристика для колінчастого вала з тріщиною буде нижчою, ніж у колінчастого вала без тріщини.

Зовнішньою відмінністю доброго вібросигналу є тривале і дзвінке звучання. Це характерно для коливань з малим діапазоном резонансних частот. За наявності тріщини в колінчастому валу сигнал виходить коротким і глухим. Це характерно для коливань із великим діапазоном резонансних частот.

Методика визначення добротності динамічної системи колінчастого вала під час використання його аналізу може бути описана послідовністю (рис. 2.10):

- 1 Вимірювання віброакустичних коливань колінчастого вала під час імпульсного впливу.
- 2 Застосування до отриманого сигналу низькочастотної фільтрації.

3. Апроксимація ПФ за допомогою формул.
4. Обчислення передавальної функції ДС колінчастого вала.
5. Побудова АЧХ ДС колінчастого вала за допомогою програмного продукту MATLAB.
6. Розрахунок добротності системи за отриманою АЧХ.

Рис. 2.10 – Алгоритм ідентифікації ДС КВ і обчислення добротності

7. Порівняння розрахункової добротності ДС із номінальною величиною добротності.
8. Вибракування колінчастого вала в разі виявлення в ньому дефекту й утилізація.

9. У разі відповідності добротності розглянутого колінчастого вала нормативним значенням - його відновлення. У результаті аналітичних досліджень обґрунтовано методику визначення добротності колінчастого вала як динамічної системи. Методика представлена у вигляді низки послідовних етапів.

2.6 Залежність параметрів віброакустичних сигналів колінчастого вала від рівня його втомного руйнування

Проведено огляд способів віброакустичного дефектування деталей, для колінчастого вала кращим є імпульсний вплив.

За відсутності руйнувань (тріщин) віброакустичний сигнал загасає досить довго. Це означає, що його енергія мало розсіюється в щільному (суцільному) середовищі колінчастого вала. За наявності руйнувань (тріщин) цілісність вала порушується і ВА сигнал розсіюється на поверхні тріщин. Це проілюстровано на рис. 2.11.

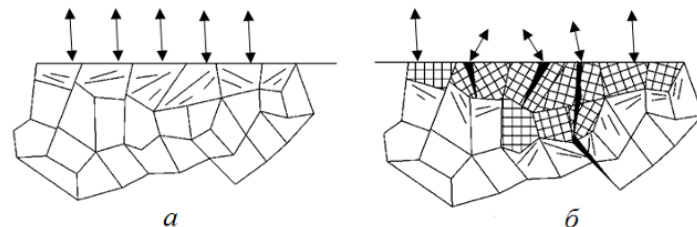


Рис. 2.11 – Схема розсіювання енергії ВА сигналу на бездефектній поверхні (а) і на поверхні з тріщинами (б)

При розсіюванні сигналу частина його не фіксується вібродатчиком через відхилення напрямків відбитого сигналу. При цьому поперечне коливання частково переходить у поздовжнє. Це видно на рис.2.12.

Це має схожість із тим, що якщо навіть справний вал (без тріщин) опустити в сипке середовище, наприклад у пісок, то насправді жодного звуку не почуємо. Як розглянуто в п. 2.1 внаслідок втоми поверхня металу стає пухкою, пористою [17].

Очевидно, що ступінь розсіювання сигналу буде пропорційна глибині

тріщин, оскільки при цьому кількість відображень сигналу від поверхні тріщин збільшується. Отже, добротність сигналу зі збільшенням глибини тріщин (дефектів) буде знижуватися.

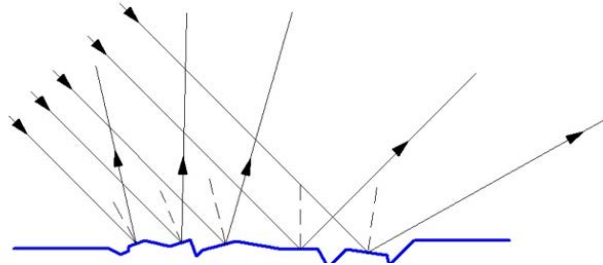


Рис. 2.12 – Розсіювання вібросигналу під час відбиття

З урахуванням складної властивості сигналу і втомних тріщин, що зростають, цю залежність можна описати лінійною залежністю, що спадає:

$$Q = Q_0 - b \cdot X, \quad (2.29)$$

де Q_0 - добротність ДС еталонного (бездефектного) вала; b – коефіцієнт пропорційності; X – розмір (довжина або глибина) тріщини.

2.7 Залежність віброакустичних параметрів колінчастого вала від напрацювання

Як розглянуто в попередньому параграфі, добротність динамічної системи колінвалау зі зростанням тріщин знижується. Розмір же тріщин (довжина, глибина) зі зростанням напрацювання в процесі експлуатації збільшується за експоненціальною залежністю (2.10). З урахуванням залежності, наведеної раніше (2.29), обґрунтуємо залежність добротності динамічної системи колінчастого вала від напрацювання

$$Q = Q_0 - b(X_0 \exp(cl)). \quad (2.30)$$

Залежність є чотирьохпараметричною, на практиці можна апроксимувати її поліномом другого ступеня. Параметри залежності розрахуємо за методом найменших квадратів за експериментальними даними, використовуючи програмний засіб EXCEL.

$$Q = Q_0 - al - dl^2 \quad (2.31)$$

де всі параметри з урахуванням знаків формули (2.31) більші за нуль.

РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ РОБОТИ

3.1 Програма та загальна методика дослідження

Обґрунтована мета і поставлені завдання послужили базою розроблення програми дослідження. Вона охоплює етап теоретичних, експериментальних робіт та обґрунтування практичних рекомендацій (рис. 3.1).

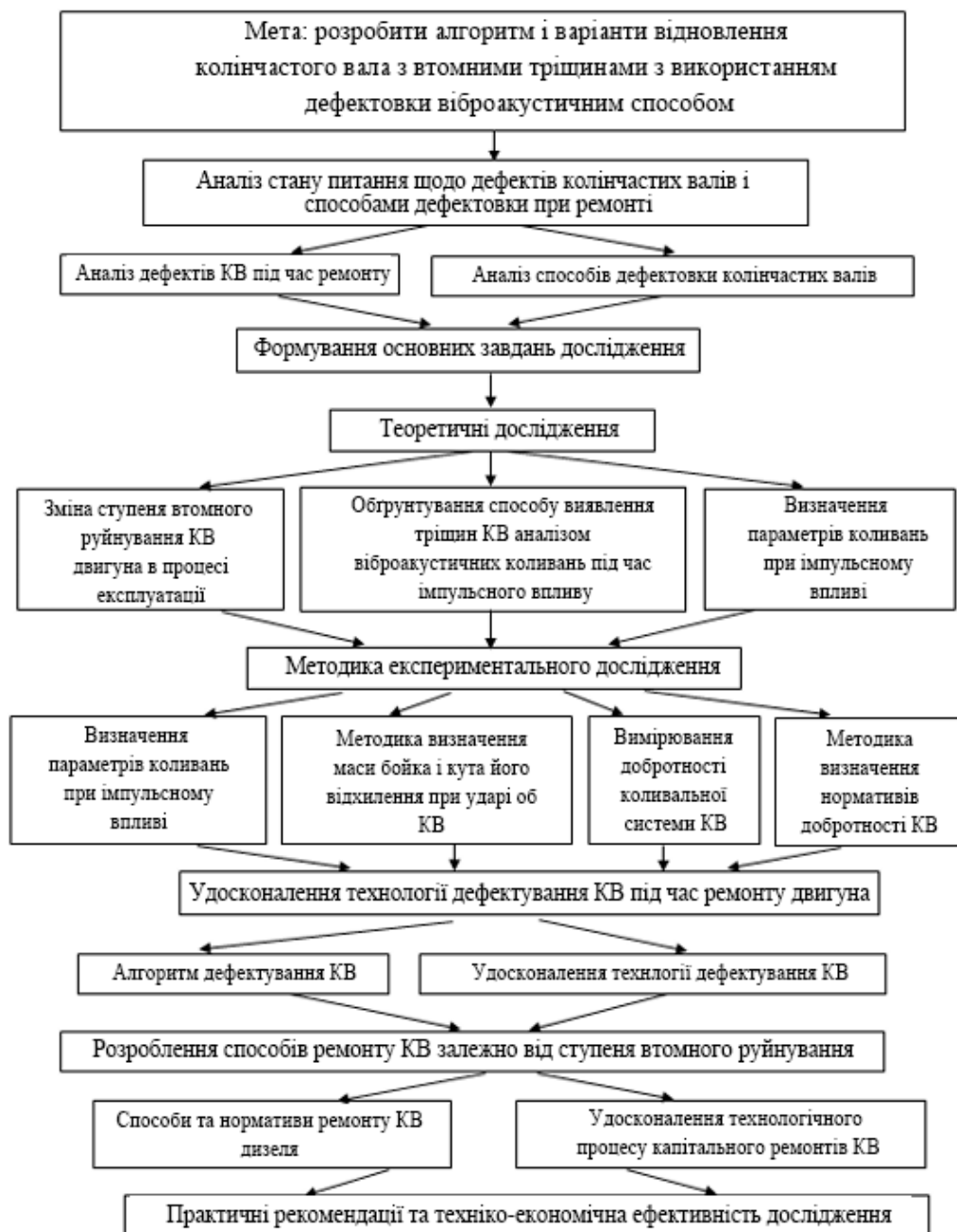


Рис. 3.1 – Етапи програми та загальної методики дослідження

На етапі теоретичних досліджень виконано аналіз технічного стану колінчастого вала. У процесі роботи істотна частка відмов припадає на втомні руйнування. Аргументовано математичні моделі розвитку показників втомного руйнування колінчастого вала в процесі роботи. Розроблені моделі мають імовірнісний характер. Це зумовлено поєднанням дії багатьох чинників, зокрема й випадкових. Математичне моделювання виконували використовуючи теоретичні основи опору матеріалів, технічної діагностики, математичної статистики та механічних коливань [16].

Для реальної оцінки технічного стану колінчастого вала автомашин після розроблення математичних моделей визначали параметри його руйнування в реальних експлуатаційних умовах і в лабораторіях за дослідними даними з використанням кореляційно-регресійного аналізу.

Для збирання експериментальних даних щодо реального стану колінчастого вала дизелів розроблено конкретні методики експериментальних досліджень. На основі їхніх результатів розробляються практичні рекомендації, які використовуються під час удосконалення технології відновлення колінчастого вала дизеля. За результатами їх впровадження дається оцінка техніко-економічних результатів досліджень.

3.2 Методика експериментального дослідження

Для досліджень ВА коливань КВ використовується обґрунтований інтегральний спосіб вільних коливань, збуджених в об'єкті імпульсним (ударним) впливом. ВА коливання у вигляді ПФ реєструються вимірювачем шуму і вібрацій ВШВ-003-М3 (рис. 3.2). У ньому звукові та механічні коливання об'єктів контролю перетворюються на пропорційні їм електричні сигнали, які потім посилюються і вимірюються. Вимірювач використовує віброперетворювачі ДН-3-М1 і ДН-4М1, які закріплюють на КВ магнітом (рис. 3.3).

Контрольований КВ закріплюється до підвіски за передній фланець (рис. 3.3). До задньої противаги з використанням магніту кріпиться п'єзо

датчик. Поруч із колінчастим валом на кронштейні встановлюється підвішений на нитці вантаж. Цей вантаж являє собою кульку зі сталі ШХ-4. На кронштейні (рис. 3.4) кріпиться шкала в градусах. Вона служить для вимірювання сили удару бойка об поверхню колінчастого вала.



Рис. 3.2 – Вимірювач шуму та вібрацій ВШВ-003-М3



Рис. 3.3 – Схема дії бойка та кріплення датчика в експериментальній установці



Рис. 3.4 – Шкала для зміни кута відхилення бойка за КВ

Вимірювач шуму і вібрацій ВШ-003-М3 у даній системі є узгоджувальним пристроєм між п'єзо-датчиком і персональним комп'ютером (ПК). Він під'єднується за допомогою роз'єму розміром 3,5 дюйма до аудіокарти ПК, що слугує аналого-цифровим перетворювачем (АЦП). ПК зі

спеціалізованим програмним забезпеченням для запису віброакустичних коливань з КВ (рис. 3.5) здійснює це у файли формату wav для подальшого опрацювання.



Рис. 3.5 – Вимірювальний пристрій віброакустичного дефектування колінчастих валів

Довжину тріщин визначали з використанням магнітного дефектоскопа (рис. 3.6) і мірної лінійки з ціною поділки 1 мм. Вимірювання виконували на ділянці дефектування (рис. 3.7) і на ділянці дефектування КВ заводу "Ремдизель".

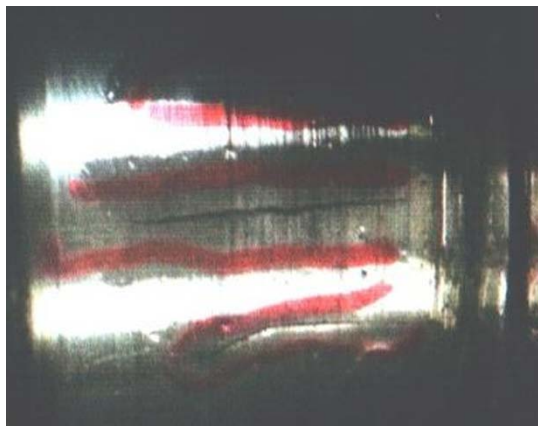


Рис. 3.6 – Вид тріщини на шатунній шийці, що виявлена за допомогою магнітного дефектоскопа

Оцінку отриманих віброграм колінчастого вала виконує програмне забезпечення MATLAB [12, 13]. В основі його лежить прискорене перетворення Фур'є. Програмне забезпечення MATLAB оцінює гармонійні характеристики та спирається на наближений опис віброакустичного сигналу. У результаті обчислюється добротність динамічної системи колінчастого вала.



Рис. 3.7 – Дефектувальна ділянка колінчастих валів

На рис. 3.8 графічно зображено віброакустичний сигнал у вигляді імпульсної перехідної функції (ІПФ). У цьому випадку визначається максимум амплітуди. Формується графік і з позначкою частоти максимуму (рис. 3.9).



Рис. 3.8 – Імпульсна перехідна функція

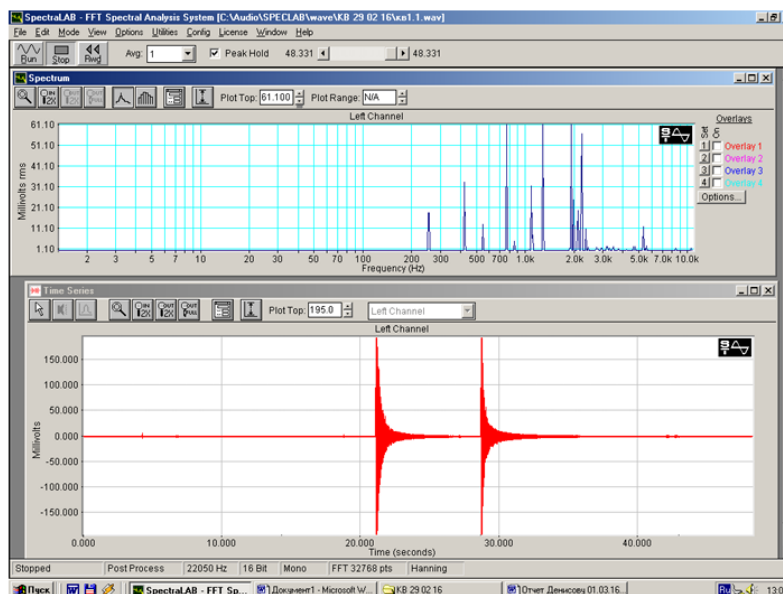


Рис. 3.9 – Результати опрацювання спектра Фур'є з виділенням максимальної частоти та запису віброакустичного сигналу

Таким чином, програмне забезпечення, що використовується, дає змогу отримувати параметри за експериментальними даними. Це забезпечує достатню точність характеристик імпульсної перехідної функції колінчастого вала.

3.3 Методика аналізу віброакустичного сигналу

Віброакустичний сигнал динамічних систем [12] має три складові: низькочастотні, середньочастотні та високочастотні, які можна порівняти з частотою власних коливань. Програмне забезпечення шляхом перетворення Фур'є обчислює параметри експоненти для амплітуди сигналу від часу (рис. 3.13). За тривалістю крива зупиняється при досягненні амплітуди заданого значення (релаксації, найчастіше це 5 % від початкового значення амплітуди)

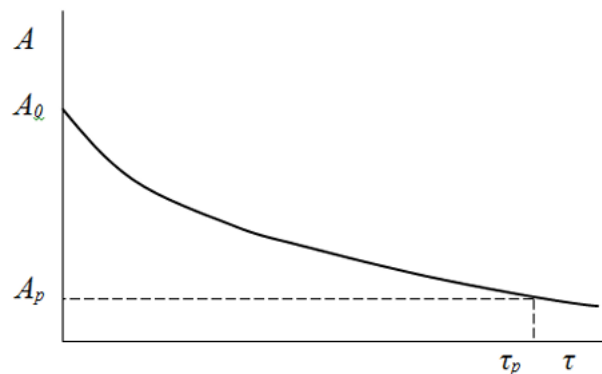


Рис. 3.10 – Зниження в часі амплітуди коливань

$$A = A_0 e^{-\alpha \tau}; \quad (3.1)$$

де A_0 – початкова амплітуда; α – коефіцієнт загасання; A_p – амплітуда релаксації; τ_p – час релаксації.

При $\tau = \tau_p$, $A = A_0 e^{-\alpha \tau_p}$.

Користуючись логарифмічним перетворенням отримаємо

$$\ln A_p = \ln A_0 - \alpha \tau_p$$

Тоді

$$\tau_p = \frac{\kappa_p}{\alpha} \ln \frac{A_0}{A_p}, \quad (3.2)$$

κ_p – ступінь релаксації (зниження).

$$\kappa_p = \ln \frac{A_0}{A_p} \quad (3.3)$$

Добротність динамічної системи обчислюється за формулою:

$$Q = \frac{\pi}{\alpha T} = \frac{\pi}{\frac{\kappa_p T}{\tau_p}} = \frac{\pi \tau_p}{T} \quad (3.4)$$

$$Q = \frac{\pi \tau_p}{\frac{1}{\omega}} = \omega \pi \tau_p \quad (3.5)$$

де T – період коливань, зворотний за величиною частоті, тобто; τ_p – час релаксації.

Із наведених рівнянь видно, що добротність системи лінійно пов'язана з часом релаксації за фіксованої частоти коливань. Час релаксації встановлюється за імпульсною перехідною функцією з дисплея комп'ютера за використання спеціальної заставки (обмежувача).

РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ПЕРЕВІРКА МЕТОДУ ВІБРОАКУСТИЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ КОЛІНЧАСТИХ ВАЛІВ

4.1 Залежність параметрів віброакустичного сигналу колінчастого вала від рівня його втомного руйнування

У процесі фіксації ВА сигналу реєстрували такі характеристики КВ: кількість видимих тріщин за результатами магнітної дефектоскопії (завдовжки щонайменше 2 мм); максимальну довжину тріщин; місце їхнього розташування; рік випуску вала та його конструктивні відмінності (базового двигуна або ЄВРО).

Загалом було проаналізовано 95 КВ, з яких 38 базових двигунів, а решта двигунів ЄВРО (без порожнини відцентрового очищення оливи в шатунних шийках). У результаті аналізу було побудовано залежності добротності ДС КВ від параметрів, що характеризують рівень його втомного руйнування. Значення наведено в табл. 4.1-4.4. Графічно ці результати зображено на рис. 4.1, 4.2, 4.4, 4.5.

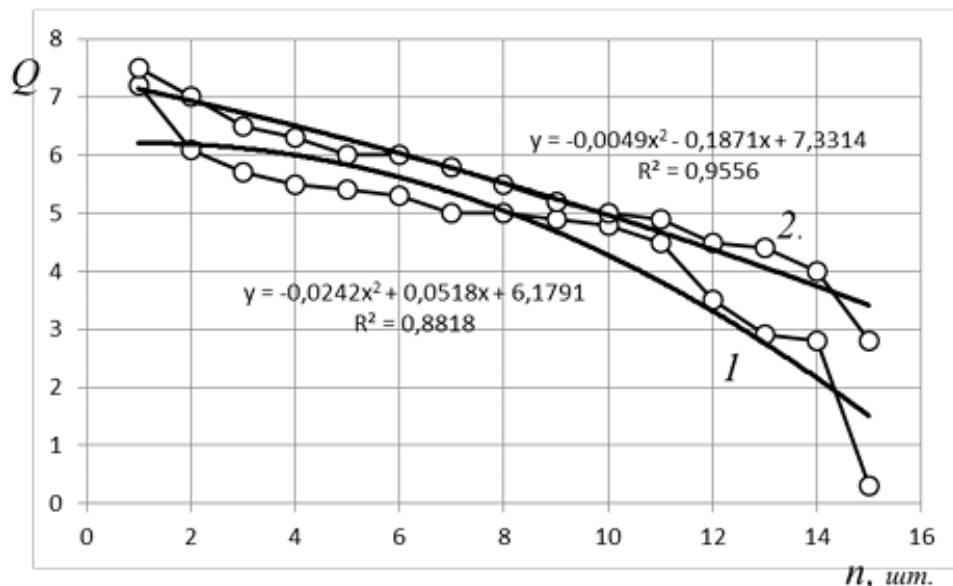


Рис. 4.1 – Залежність добротності ДС КВ від кількості тріщин: 1 - ЄВРО; 2 – базовий

Таблиця 4.1 – Залежність добротності ДС КВ від числа тріщин

Число тріщин на КВ	Двигун ЄВРО	Двигун базовий
1	7,2	7,5
2	6,1	7
3	5,7	6,5
4	5,5	6,3
5	5,4	6
6	5,3	6
7	5	5,8
8	5	5,5
9	4,9	5,2
10	4,8	5
11	4,5	4,9
12	3,5	4,5
13	2,9	4,4
14	2,8	4
15	0,3	2,8

Таблиця 4.2 – Залежність добротності від максимальної довжини тріщини

Довжина тріщини, мм	Двигун ЄВРО	Двигун базовий
2	7,2	8,1
6	6,1	6,7
8	5,7	6,3
9	5,5	6,1
10	5,4	5,9
11	5,3	5,8
12	5	5,7
13	5	5,8
14	4,9	5,4
15	4,6	4,9
16	4,5	4,9
18	3,5	3,9
21	2,9	3,2
23	2,8	3,1
28	0,3	0,9

Значення всіх експериментальних точок на графіках є усередненими величинами показників відповідно до збільшення напрацювання двигунів і рівня втомного руйнування КВ (кількість тріщин, максимальної довжини тріщини, глибини тріщини).

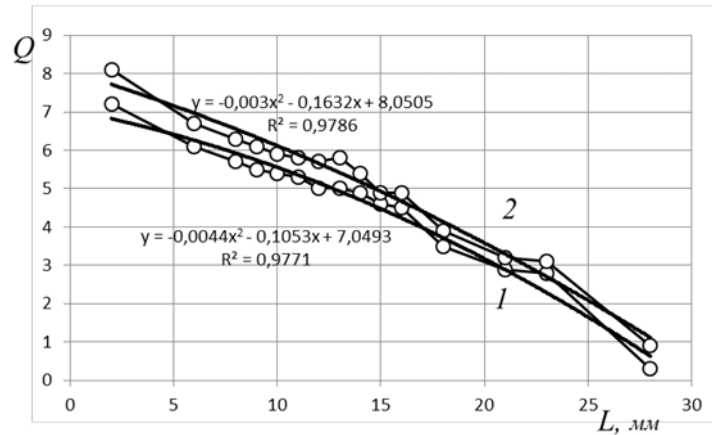


Рис. 4.2 – Залежність добротності КВ від максимальної довжини тріщини: 1 – ЄВРО; 2 – базовий

Таблиця 4.3 – Залежність добротності ДС КВ від глибини тріщини

Довжина тріщини, мм	Двигун ЄВРО	Двигун базовий
1	7,2	8,2
5	6,3	7
7	6,1	6,8
9	5,7	6,3
11	5,4	5,9
12	5,3	5,8
13	5	5,5
14	4,8	5,3
15	4,6	5

Таблиця 4.4 – Залежність добротності ДС КВ від напрацювання

Напрацювання КВ, тис.км	Двигун ЄВРО	Двигун базовий
1	9,6	10,7
2	9,8	10,3
3	9,4	10,2
20	9,2	10,1
40	9,2	10
60	8,6	9,5
80	8,1	9
100	7,9	8,7
120	7,5	8,3
140	7,3	8
160	6,7	7,4
200	5,8	6,5
230	5	5,5
250	3,8	5,2
280	2,6	3,8

Параметри наведених залежностей, обчислені із застосуванням програмного продукту «Excel», що використовує метод найменших квадратів [16, 23], наведено в табл. 4.5.

Таблиця 4.5 – Параметри залежності добротності КВ від кількості тріщин і максимальної довжини тріщини КВ базового двигуна

Залежність Q від n	a	b	c	R_2
Лінійна	7,5552	-0,2661		0,9507
Поліном 2 ступені	7,3314	-0,1871	0,0049	0,9556
Q від L				
Лінійна	7,2762	-0,3854		0,819
Поліном 2 ступені	8,0505	-0,1632	-0,003	0,9786
Q від h				
Лінійна	8,2869	-0,2159		0,994
ЄВРО КВ				
Залежність Q від n	a	b	c	R_2
Лінійна	7,6762	-0,3354		0,819
Поліном 2 ступені	6,1791	0,0518	-0,0242	0,8818
Q від L				
Лінійна	7,8546	-0,2884		0,9548
Поліном 2 ступені	7,0493	-0,1053	-0,0144	0,9771
Q від h				
Лінійна	7,3229	-0,1782		0,9927

З рис. 4.1, 4.2 видно, що залежність добротності від кількості тріщин і довжини тріщини нелінійна. Судячи з (параметру достовірності R_2 для полінома він вищий, ніж для лінійної залежності в середньому на 7,5 %). Це пояснюється тим, що збільшення інтенсивності зниження добротності зі зростанням довжини тріщини не прямо пропорційно пов'язане з рівнем втомного руйнування, про що свідчать роботи [10].

На рис. 2.3 схематично показано стадії росту втомної тріщини, а в табл. 2.1 наведено експериментально отримані співвідношення глибини та довжини тріщини [12]. З урахуванням цього співвідношення на рис. 4.3 показано залежність глибини тріщини від її довжини, Ця залежність не лінійна (судячи з параметра вірогідності, наведеного на графіку). Найбільший ступінь достовірності відповідає поліному другого ступеня.

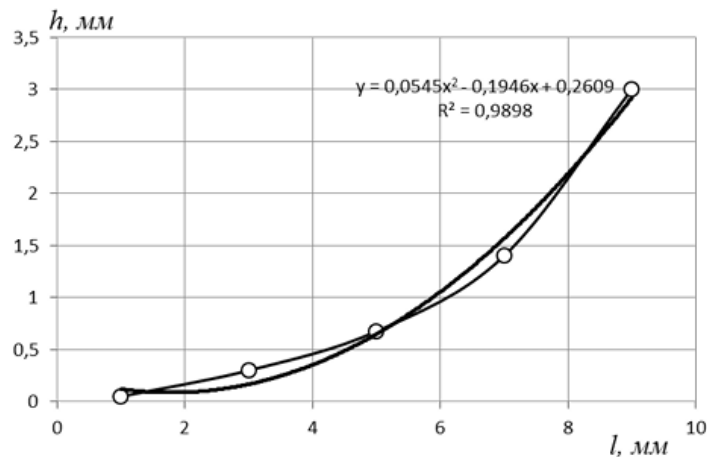


Рис. 4.3 – Зв'язок глибини втомної тріщини колінчастого вала h від її довжини l

Взявши до уваги цей взаємозв'язок, після розрахунків отримали залежність добротності від глибини тріщини (рис. 4.4).

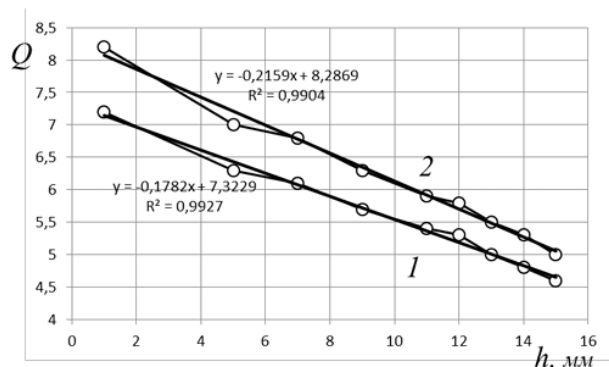


Рис. 4.4 – Залежність добротності динамічної системи КВ від глибини тріщини: 1 – ЄВРО; 2 – базовий

З аналізу параметрів (табл. 4.5) випливає, що залежність ця лінійна. Це підтверджує аналітично отриману залежність (2.29) відносно глибини тріщини, використовуваної як оцінювальний параметр рівня втомного руйнування. На практиці безпосереднє вимірювання глибини тріщини не можливе, то під час ухвалення рішення про придатність колінчастого вала можна користуватися довжиною тріщини.

Для експериментальної перевірки справедливості залежності (2.29) провели такі досліді. На новому колінчастому валу зняли ПФ і обчислили за наведеною методикою добротність ДС КВ. Далі останню корінну шийку обмотали двома шарами гуми товщиною 1 мм і шириною 15 мм. Знову провели вимірювання та обчислення добротності. Її значення знизилися. Такі самі вимірювання повторили при збільшенні числа шарів гуми через 2 мм до 5 шарів (10 мм). Отриману залежність добротності ДС КВ від товщини шарів гуми наведено на рис. 4.5.

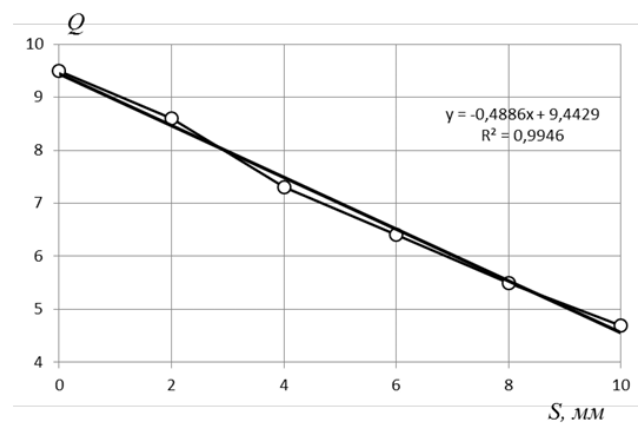


Рис. 4.5. Залежність добротності ДС КВ (Q) від товщини (S) шарів гуми

Обробка результатів експериментів засвідчила, що залежність ця лінійна з параметром достовірності 0,9946. Це підтверджує справедливність гіпотези про вплив розрідженого шару від втомних тріщин на поверхні на параметри коливального процесу, зокрема на добротність.

4.2 Оцінювання відповідності добротності вимогам до параметрів дефектування

До параметрів дефектування висуваються такі ж вимоги, як і до діагностичних: чутливості, однозначності, та інформативності стабільності.

«Вимога однозначності оцінюється відсутністю мінімуму або максимуму в залежності параметра дефектування від структурного параметра [18]».

$$\frac{dS}{dx} \neq 0, \quad (4.1)$$

де dS і dx – зміна відповідно дефектувального та структурного [18] параметрів (як структурний параметр доцільно прийняти глибину тріщини на рис. 4.4).

Накопичені експериментальні значення за глибиною тріщини та добротністю ДС КВ дозволяють визначити параметри залежності дефектувального показника від структурного (мал 4.4). Видно, що екстремумів залежність не має.

Чутливість діагностичного параметра оцінюється відповідним коефіцієнтом

$$K_{\text{ч}} = \left| \frac{dS}{dx} \right| \quad (4.2)$$

де dS і dx - зміна відповідно структурного параметра і дефектовувального параметра [11].

За прямолінійної залежності S від x ($S = S_0 + b \cdot x$) $K_{\text{ч}}$ дорівнює параметру b . У цьому випадку значення коефіцієнта $b = 0,216$ (мал. 4.4). Це свідчить про те, що при збільшенні значення глибини тріщини до 10 мм добротність знизиться на 2 одиниці. Це становить майже половину спостережуваних значень добротності (рис. 4.2).

Стабільність параметра дефектування оцінюється ступенем розсіювання його за постійного значення структурного параметра. Виконані в кількості 25 незалежних вимірювань дефектувального параметра за постійного значення структурного параметра дають змогу обчислити параметри розподілу [18] (середнє значення $S = 5$ і середньоквадратичне відхилення $\sigma_S = 1,15$) та абсолютну похибку параметра дефектування за формулою:

$$\Delta S = t_{p,n} \cdot \frac{\sigma_S}{\sqrt{n}}, \quad (4.3)$$

де $t_{p,n}$ – значення критерію Стюдента за заданої довірчої ймовірності p і розрахункової кількості вимірювань n ; σ_S – середньоквадратичне відхилення

одного вимірювання S [11]. Відносна похибка (точність) визначається як частка від ділення абсолютної похибки на середню величину параметра. У цьому випадку абсолютна похибка за результатами розрахунку дорівнює 0,414, а відносна (точність) – 0,083 (або 8,3 %), що для експлуатаційних цілей [11, 12] цілком достатньо.

Інформативність дефектувального параметра розраховується за підвищенням імовірності несправності об'єкта після дефектування. Її можна розрахувати за результатами, отриманими з дослідження розподілів дефектувального параметра за справними і несправними об'єктами [10]. Такі розподіли отримують за результатами вимірювань зазначених параметрів дефектування за справними і несправними колінчастими валами. Для ухвалення рішення про значущість відмінності середніх значень \bar{S}_1 і \bar{S}_2 отже, інформативності параметра S обчислюють критерій Стьюдента

$$t = \frac{|\bar{S}_2 - \bar{S}_1|}{\sigma \sqrt{\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}}}, \quad (4.4)$$

де σ – середнє значення середньоквадратичних відхилень; n_1, n_2 – число вимірювань у вибірках [11].

Якщо розрахунковий критерій Стьюдента t_p більший за табличний $t_{кр}$ за довірчої ймовірності 0,9, то відмінність \bar{S}_1 і \bar{S}_2 значуща з прийнятою довірчою ймовірністю 0,9 і більше. Цей дефектувальний параметр можна вважати інформативним.

Якщо розглянути рис. 4.6, на якому показано полігон розподілу добротності справних (придатних) колінчастих валів базових двигунів, і звернувшись до рис. 4.7 – несправних (не придатних), видно їхню відмінність. З огляду на наведені на рис. 4.6 і 4.7 статистичні параметри, розраховано, що критерій Стьюдента становить 14,245, а табличний - 2,07 за довірчої ймовірності 0,95. Тому добротність, як дефектувальний параметр із довірчою ймовірністю 0,95 відповідає вимозі інформативності.

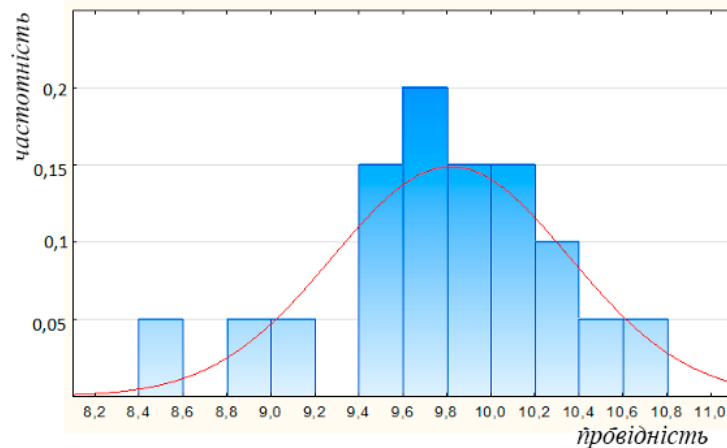


Рис. 4.6 – Розподіл добротності справних (придатних) КВ базових двигунів (середнє значення 9,81, середньоквадратичне відхилення 0,537)

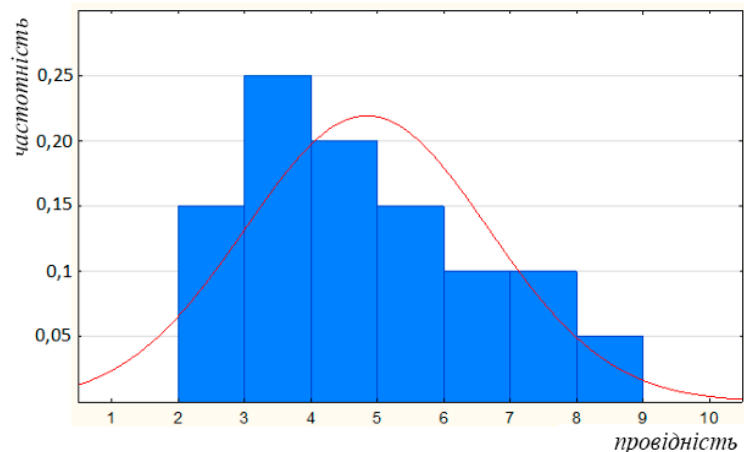


Рис. 4.7 – Розподіл добротності несправних (не придатних) КВ базових двигунів (середнє значення 4,82, середньоквадратичне відхилення 1,817)

4.3 Залежність показників рівня втомного руйнування колінчастого вала і його віброакустичних параметрів від напрацювання

Як раніше теоретично встановлено в п. 2.6, залежність добротності колінчастих валів від напрацювання складна, зменшується експоненціально (2.30). Її можна апроксимувати поліномом другого ступеня. Для обчислення параметрів цього полінома використовували номер колінчастого вала, який свідчить про рік його випуску і про приблизний пробіг з урахуванням середньорічного пробігу 80 тис. км. Після переробки цих даних за допомогою математичної програми EXCEL отримали залежності добротності

динамічної системи колінчастого вала від напрацювання (рис. 4.8). Коефіцієнти цих залежностей наведено в табл. 4.6.

Таблиця 4.6 – Параметри залежності добротності КВ від напрацювання

Двигун	a	b	c	R^2
Базовий	10,415	-0,0129	0,004	0,9951
ЄВРО	9,5316	-0,01	0,005	0,9911

З огляду на ступінь достовірності видно, що зв'язок експериментальних і розрахункових даних високий. Ці залежності необхідно використовувати під час аналізу технічного стану КВ під час використання та ремонту в розробленні граничних значень його добротності.

Використовуючи таблиці значень добротності для колінчастих валів базових двигунів і для двигунів ЄВРО можна за формулою (4.4) оцінити їхню відмінність. Розрахункове значення критерію Стюдента 1,95, а критичне - 2,09. Тому, відмінності в значеннях добротності колінчастих валів цих двигунів не значущі й надалі можна користуватися одним нормативом.

4.4 Алгоритм і технологія дефектування колінчастого вала за віброакутичними параметрами

Алгоритмом називають порядок дій (обчислювальних, логічних та інших), що приводять від вихідних даних до бажаного результату. Він є основою для складання технологічних процесів.

Вибір способу відновлення колінчастого вала зумовлений поєднанням тих дефектів. Можливі такі варіанти та рекомендовані способи відновлення. Під час проведення попереджувального ремонту двигуна КАМАЗ-740 [30] за умови напрацювання автомобіля в умовах третьої категорії умов роботи 120-150 тис. км за параметрами зносу та овальності шийок не потрібне їхнє шліфування, а достатньо тільки полірування. При цьому за результатами дефектації можливе виправлення колінчастого вала, бажано з використанням карбування жолобників [13].

Під час проведення капітального ремонту двигуна КАМАЗ-740 при напрацюванні 200 - 250 тис. км можливі такі варіанти. За параметрами зносу і овальності шийок потрібне їх шліфування під черговий ремонтний розмір і правка КВ. За наявності задирів імовірно шліфування через один або кілька ремонтних розмірів, а також не виключено використання наплавлення. За наявності тріщин аналізується добротність КВ і їхня глибина. Якщо глибина тріщини менша за половину ремонтного інтервалу (на бік), то шліфування проводять на черговий розмір, якщо більша - то через один або кілька ремонтних розмірів відповідно до глибини тріщини.

Якщо глибина тріщини перевищує величину, більшу за половину ремонтного інтервалу, то відновлення цього вала можливе тільки наплавленням або подібним способом (металізація, напилення, приварювання пластин та інші). Слід враховувати, що глибина шару під час наплавлення має розмір у середньому 2 мм за діаметру наплавлюваного дроту 1,6 - 1,8 мм. За більшої глибини тріщини, ніж глибина розтоплення, частина її залишиться не відновленою під наплавленим шаром. Надалі цей залишок тріщини продовжить зростати, що може призвести до руйнування колінчастого вала.

На основі виконаних досліджень удосконалено технологію дефектації колінчастого вала двигунів КАМАЗ-740 і КАМАЗ-ЄВРО під час їхнього відновлення. Основну увагу приділено дефектації колінчастого вала за втомними тріщинами з використанням віброакустичного сигналу. Дефектування КВ виконується за схемою, наведеною на рис. 4.8.

Перший блок містить віброакустичне дефектування за добротністю вала (Q). Це обґрунтовано тим, що великі витрати на усунення втомного руйнування колінчастого вала (небезпека відмови). Тому насамперед проводиться оцінка за добротністю. При виконанні цієї умови проводиться звичайне дефектування. Це дефектування засноване на граничному зносі, при задири шийок і деформації вала (блок 3). Ремонт виконується тільки при дотриманні цієї умови. Він містить у собі шліфування шийок на наступний,

або через черговий ремонтний розмір. Потім виконують правку карбуванням і полірування (P).

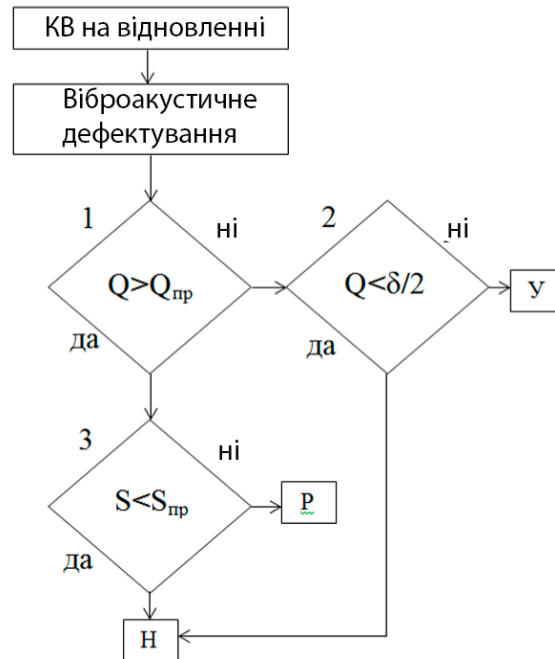


Рис. 4.8 – Схема алгоритму дефектування колінчастого вала з використанням ВА способу

Таблиця 4.7 – Технологічне віброакустичне дефектування КВ

Номер п.п.	Найменування операції	Мета технологічної операції
1	Слюсарна	Розібрати КВ і зняти всі знімні противаги, шестерні та кришки грязеуловлювачів
2	Слюсарна	Підвісити КВ за допомогою підвіски за передній кінець на кронштейні
3	Дефектувальна	Встановити бойок на кронштейні та відрегулювати довжину маятника;
4	Дефектувальна	Встановити датчик вібрації на противазі КВ
5	Монтажна	Під'єднати прилади кабелями за схемою
6	Налаштувальна	Налаштувати прилад на потрібний діапазон амплітуди коливань
7	Вимірювальна	Відвівши бойок на заданий кут, виконати імпульсний вплив на КВ, записавши на комп'ютер імпульсну передавальну функцію. Вимірювання виконати тричі
8	Монтажна	Від'єднати кабелі та датчики від КВ, зняти КВ з підвіски
9	Аналітична	Порівняти отримане значення добротності з нормативом і дати висновок про технічний стан КВ за тріщиною

Якщо добротність не знижується нижче граничного значення, проводиться наплавлення (Н) і подальший ремонт, що містить шліфування шийок, правку карбуванням і полірування шийок (блок 2) [15]. За невиконання цієї умови, колінчастий вал утилізується. На основі цього алгоритму розроблено технологію віброакустичного дефектування колінчастого вала, основні етапи якого наведено в 4.7.

Відносне скорочення питомих витрат через зниження трудомісткості дефектування за втомними тріщинами становить 24%. Цю зміну питомих витрат необхідно враховувати під час оцінювання економічної ефективності результатів роботи [13].

Таким чином, використання наведеної технології віброакустичного дефектування колінчастого вала скорочує трудомісткість відновлення, підвищуючи ремонтпридатність і ресурс двигуна загалом.

ВИСНОВКИ

1. Однією з найдорожчих відмов двигуна є закономірне втомне руйнування колінчастого вала, що розвивається закономірно (11% відмов), і яке можна виявити та прогнозувати з використанням віброакустичного дефектування. Кінетику руйнування під час втоми задають рухи і взаємодії дислокацій та інших дефектів кристалічної решітки. Результатом аналізу літературних даних можна уявити послідовність етапів схеми межі втоми: дислокації-субмікро-мікро-макротріщини-руйнування.

У процесі роботи колінчастого вала, високі циклічні навантаження несуть шатунні шийки та щоки. Особливості зруйнованої поверхні колінчастого вала свідчать про переважну дію згинальних моментів (75-80%). Меншу дію чинить крутний момент (20-25 %).

2. З різноманіття способів дефектації колінчастого вала перевагу можна віддати віброакустичному методу, в якому використовується ударний імпульс. Це вимагає складання алгоритму дій з отримання та обробки віброакустичного сигналу на основі програмного забезпечення. Зі зростанням кількості циклів навантаження в деталі систематично збільшується ймовірність руйнування і кількість зруйнованих пластичних елементів. Це веде і до подолання межі плинності та межі міцності. Ослаблений переріз деталі зазнає крихкого руйнування. Під час подальшої роботи амплітуда фактичних напружень у несучих елементах деталі експоненціально зростає. Це призводить до експоненціальної аналітичної залежності глибини тріщини від кількості навантажень і напрацювання, що дає змогу прогнозувати напрацювання до руйнування.

3. Доведено важливість застосування віброакустичного дефектування для виявлення тріщин у КВ під час впливу на нього ударного імпульсу. Розроблено математичні моделі ДС КВ з дефектом (тріщиною) і без дефекту. Вони використовуються для побудови амплітудно-частотної характеристики, яка визначає його добротність, як критерій ступеня руйнування. Вироблено алгоритм визначення дефектів у структурі КВ на основі розпізнавання

імпульсної перехідної функції, за якою обчислюється добротність. Доведено лінійний зв'язок добротності та часу релаксації.

4. Залежність добротності від глибини тріщини як оціночного показника рівня втомного руйнування лінійна. На практиці під час ухвалення рішення про придатність КВ доцільно користуватися довжиною тріщини. Збіжність експериментальних даних і обґрунтованої залежності добротності КВ від напрацювання висока ($R^2=0,99$). У процесі експлуатації КВ добротність закономірно знижується в 2,5-2,8 рази. Отримані залежності корисно використовувати для передбачення технічного стану КВ у процесі використання і розроблення граничних значень його добротності під час відновлення. Гранична (нормативна) величина добротності ДС колінчастого вала базового двигуна становить 9, а колінчастого вала двигуна ЄВРО - 8.

5. Покращено розроблений технологічний процес відновлення колінчастих валів двигунів КАМАЗ740 і КАМАЗ-ЄВРО. Модернізацію проведено при дефектуванні КВ за втомними тріщинами за запропонованим алгоритмом і технологією віброакустичного дефектування.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Borysiuk D., Spirin A., Kupchuk I., Tverdokhlib I., Zelinskyi V., Smyrnov Ye., Ognevyy V. The methodology of determining the place of installation of accelerometers during vibrodiagnostic of controlled axes of wheeled tractors. *Przeгляд Elektrotechniczny*. 2021. Vol. 97, № 10. P. 44-48. DOI: 10.15199/48.2021.10.09.
2. Hraniak V. F., Matviychuk V. A., Kupchuk I. M. Mathematical model and practical implementation of transformer oil humidity sensor. *Electronics*. 2022. № 1 (26). P. 3-8. DOI: 10.53314/ELS2226003H
3. Kaletnik H., Adamchuk V., Bulgakov V., Kyurchev V., Nadykto V. Main problems in the field of agricultural mechanization in Ukraine. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2016. №3 (95). С. 6-12.
4. Kupchuk I., Kolisnyk M., Shtuts A., Paladii M. Development of the technological process of forming rings from sheet samples by stamping rollers and rotary hood. *Bulletin of the Transilvania University of Braşov. Series I: Engineering Sciences*. 2021. Vol. 14 (63), № 2. P. 1-13. DOI: 10.31926/but.ens.2021.14.63.2.1
5. Kupchuk I., Kolisnyk M., Shtuts A., Paladii M., Didyk A. Experimental evaluation stress-strain state for billets during rolling stamping by rollers. *Colloquium-journal*. 2021. № 16 (103). P. 40-48. DOI: 10.24412/2520-6990-2021-16103-40-48
6. Matviichuk V. A., Haidamak O. L. Increasing of the durability of details working under repeatable-loads. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2020. №1 (96) С. 5-14.
7. Matvijchuk, V., Shtuts, A., Kolisnyk, M., Kupchuk, I., Derevenko, I. Investigation of the tubular and cylindrical billets stamping by rolling process with the use of computer simulation. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. 2022. Vol. 66, № 1. P. 51-58. DOI: 10.3311/PPme.18659
8. Matviychuk V., Kolisnyk M. Development of the combined technological process of blank stacks flanges formation by the method of stamping

by rolling and rotary drawing. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2021. №1(100). P. 111-121.

9. Rutkevych V., Kupchuk I., Yaropud V., Hraniak V., Burlaka S. Numerical simulation of the liquid distribution problem by an adaptive flow distributor. *Przegląd Elektrotechniczny*. 2022. Vol. 98, № 2. P. 64-69. DOI: 10.15199/48.2022.02.13

10. Sivak R. Evaluation of metal plasticity and research of the mechanics of pressure treatment processes under complex loading. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. Kharkiv. 2017. № 6/7 (90). P. 34-41.

11. Spirin A., Borysiuk D., Truhanska O., Shvets L., Zelinsky V. Mathematical model of a wheeled tractor steering axle as an object of diagnostics. *ТЕКА. Commission of motorization and energetics in agriculture*. 2017. Vol. 17, № 1. P. 41-48.

12. Sree L. G., Matvijchuk V. A., Rubanenko O.O., Branitskyi Yu. Yu. Justification and development of methods building curves boundary deformation of metals. *Materials Today: Proceedings*. 2021. Vol. 38, Part 5. P. 3337-3344.

13. Агулов І. І., Вознюк Л.Ф., Левчій О.В. Довідник по технічному обслуговуванню сільськогосподарських машин. К. : Урожай, 1989. 252 с.

14. Бакум М.В., Нікітін С.П., Сергєєва А.В. Проектування сільськогосподарських машин: навч. посіб.; за ред. М. В. Бакума; Харк. держ. техн. ун-т с.-г. Х., 2003. – 336 с.

15. Бондаренко М. Г. Комплектування і використання машинно-тракторного парку в рослинництві: підруч. для студ. вузів / М. Г. Бондаренко, В. А. Демещук. К. : Вищ. шк., 1995. 237 с.

16. Борисюк Д.В., Твердохліб І.В., Купчук І.М., Бєвз І.В. Функціонально-вартісний аналіз антиблокувальної гальмівної системи (ABS) автомобілів. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2023. № 2 (121). С. 51-62. DOI: 10.37128/2520-6168-2023-2-8

17. Борисюк Д.В., Твердохліб І.В., Купчук І.М., Полевода Ю.А. Математична модель діагностування підшипникового вузла маточини

керованих мостів колісних тракторів тягового класу 1,4. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2023. № 1 (120). С. 14-20. DOI: 10.37128/2520-6168-2023-1-2

18. Борисюк Д.В., Твердохліб І.В., Купчук І.М., Цуркан О.В. Математична модель автоматизації процесу діагностування системи «Common Rail» дивигунів серії «ЯМЗ-5340». *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2023. № 2 (121). С. 63-74. DOI: 10.37128/2520-6168-2023-2-9

19. Булгаков В.М., Калетнік Г.М., Пилипака С.Ф., Яропуд В.М., Захарова Т.Н, Плоскі вертикальні криві, що забезпечують постійні тиск і швидкість руху матеріальної точки. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2014. № 1 (73). С. 25-33.

20. Власенко В.В. Розробка і технологія виробництва сільськогосподарських машин: зб. наук. пр. / В.В. Власенко, В. О. Кондратець, Ю. М. Коровайченко. К., 1994. 210 с.

21. Вознюк Л.Ф., Іщенко В.В., Михайлович Я.М. Технічне обслуговування і діагностування сільськогосподарських машин: навч. посіб. для мол. спец. К. : Урожай, 1994. 216 с.

22. Войтюк Д.Г., Яцун С.С., Довжик М.Я. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку: навч. посіб.; за ред. Д. Г. Войтюка. Суми : Унів. кн., 2008. 543 с.

23. Гайдамак О. Л., Гунько І. В., Паладій М. С. Дослідження швидкості руху порошкових частинок холодного газодинамічного наплення. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2021. №2 (109). С. 115-123.

24. Гайдамак О. Л., Матвійчук В. А., Кучеренко Ю. В. Перспективи створення полімерних функціональних покриттів із застосуванням газодинамічного наплення. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2020. №2 (109) С. 105-112.

25. Гайдамак О.Л., Матвійчук В.А. Створення композиційних електропровідних покриттів газодинамічним напленням. *Вібрації в техніці*

та технологія. 2021. №1 (100). С. 122-132.

26. Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Павх І.І. *Машини сільськогосподарського виробництва: навч. посіб. для студ. вузів; М-во освіти і науки України, Терноп. акад. нар. госп-ва. Тернопіль, 2002. 251 с.*

27. ГСТУ 46.012-2000. *Техніка сільськогосподарська. Методи економічної оцінки техніки. – [Чинний від 2001.02.01] – К. : Мінагрополітики України, 2000. – III, 18 с. – (Галузевий стандарт України).*

28. Гунько І.В., Коваль Л.Г. *Енергоощадні безконтактні методи діагностування показників технічного стану мобільної сільськогосподарської техніки. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2016. №3 (95). С. 89-93.*

29. Гунько І.В., Рябошапка В.Б., Коваль Л.Г. *Перспективи розвитку безрозбірного діагностування машино-тракторного агрегату, працюючого з використанням альтернативного палива. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. №3(98). С. 145-150.*

30. *Довідник по регулюванню сільськогосподарських машин / В. І. Кочев, А. С. Кушнар'єв, В. Д. Роговий, П. П. Карпуша [та ін.]; за ред. В. І. Кочева. К. : Урожай, 1985. 312 с.*

31. *З'єднання в машинобудуванні: Навч. Посібник / В.С. Павленко, І.П. Паламарчук, О.В. Цуркан, Ю.А. Полевода / За 84ед.. В.С. Павленка. Вінниця: ПП «ТД Едельвейс і К», 2015. 110 с.*

32. Заїка П. М. *Теорія сільськогосподарських машин: навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. Т. 1. Ч. 1. Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. М-во освіти і науки України, М-во аграр. політики України, Харк. держ. техніч. ун-т с.-г. Харків: ОКО, 2001. 443 с.*

33. Ільченко В.Ю., Деркач О.Д., Пономаренко Н.О., Яропуд В.М., Волошин С.В. *Пристосованість конструкцій трактора до операцій технічного обслуговування і зберігання. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2016. №4 (96). С. 31-36.*

34. Ільченко В.Ю., Пономаренко Н.О., Яропуд В.М., Бондаренко А.С. *Дослідження першочерговості постановки тракторів на зберігання. Техніка,*

енергетика, транспорт АПК. 2017. №2 (98). С. 49-55.

35. Іскович-Лотоцький Р.Д., Зелінська О.В., Веселовська Н.Р., Веселовський Я.П. Оцінювання ефективності функціонування технологічного комплексу з використанням системного підходу. *Техніка енергетика транспорт АПК. 2017. №2(97). С. 109-114*

36. Калетнік Г.М., Адамчук В.В., Булгаков В.М., Яременко В.В.. Дослідження та розробка методів діагностування гідравлічних приводів зернозбиральних комбайнів. *Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2016. №2 (94). С.12-19.*

37. Кобець А. С. Основи теорії робочих органів сільськогосподарських машин : навч. посіб. Дніпропетровськ: ДДАУ, 1999.

38. Ковбаса В.П., Солоня О.В., Спирін А.В., Цуркан О.В. Про спрощення критерію вигляду напружено-деформованого стану суцільного середовища. *Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2018. №1(100). С. 44-49*

39. Малаков О.І., Бурлака С.А., Ярошук Р.О. Зниження навантаження елементів конструкції моста керованих коліс самохідної косарки шляхом раціональної установки гідроциліндрів. *Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки. 2018. № 4. С.56-61.*

40. Матвійчук В.А., Гайдамак О.Л., Колісник М.А. Підвищення службових характеристик поверхневого шару деталей шляхом застосування поверхневого пластичного деформування і газодинамічного напилення. *Вібрації в техніці та технологіях. 2020. №2 (97). С. 90-100.*

41. Матвійчук В.А., Колісник М.А. Розробка технологічного процесу формування широких фланців на листових заготовках методом штампування обкочуванням. *Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2021. №1 (112). С. 38-45.*

42. Матвійчук В.А., Колісник М.А., Любін М.В. Розробка і дослідження процесів штампування обкочуванням складно профільних заготовок. *Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2018. №4 (103). С. 56-63.*

43. Матвійчук В.А., Колісник М.А., Штуць А.А. Дослідження

напружено-деформовного стану матеріалу заготовок при прямому витискуванні методом штампування обкочуванням. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2018. №3(102) С. 77-84.

44. Матвійчук В.А., Рубаненко О.О., Бубновська І.А. Спосіб оцінки технологічних можливостей плющення циліндричних заготовок вальцюванням. Пат. №122547, Україна, заявлено 21.08.2018. Опубл. 10.01.2018, бюл. №1.

45. Ольшанський В.П., Сліпченко М.В., Солоня О.В., Купчук І.М. Про аналітичний розв'язок рівняння сили удару двох пружних тіл. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2021. № 3 (102). С.34-42. DOI: 10.37128/2306-8744-2021-3-4

46. Ольшанський В.П., Сліпченко М.В., Твердохліб І.В., Купчук І.М. Коливання імпульсно навантаженого осцилятора з квадратичним опором у складі дисипативної сили. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2021. № 2 (101). С. 35-45. DOI: 10.37128/2306-8744-2021-2-4

47. Павленко В.С., Цуркан О.В., Кравченко І.Є. Підшипники кочення. Вибір за статичною та динамічною вантажопідйомністю, конструювання підшипникових вузлів: Навчальний посібник; за ред. В.С. Павленка. К.: «Хай-Тек Прес», 2012. 128 с.

48. Павленко В.С., Цуркан О.В., Кравченко І.Є., Любін М.В. Пасові передачі. Теорія, розрахунки, конструювання: Навчальний посібник; за ред. В.С. Павленка. К.: «Хай-Тек Прес», 2011. 140 с.

49. Підвищення якості роботи сільськогосподарської техніки / М. С. Хоменко, Ю. Г. Вожик, В. Г. Герасимчик [та ін.]; за ред. М. С. Хоменка. К.: Урожай, 1987. 212 с.

50. Пономаренко Н.О., Ільченко В.Ю., Яропуд В.М., Усенко А.І. Аргументація середньої відстані пробігу пересувних засобів технічного обслуговування машин. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2016. №3 (95). С. 63-66.

51. Сивак І.О., Деревенько І.А., Островський А.Й. Практикум з

механіки матеріалів і конструкцій. Навчальний посібник. Вінниця: ВНАУ, 2011. 144 с.

52. Сивак Р. І. Визначення кінематики деформації на основі сплайн-апроксимації. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2020. №2 (97). С. 101-107.

53. Сивак Р. І., Рекечинський В. І. Особливості пластичної деформації металів при немонотонному деформуванні. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2019. №2 (93). С. 50-55.

54. Сивак Р.І., Гунько І. В., Залізняк Р.О. Застосування ліній току при визначенні кінематичних характеристик в стаціонарних процесах пластичної течії металу. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2021. №2 (109). С. 92-98.

55. Сивак Р.І., Деревенько І.А. Короткий курс теоретичної механіки. Вінниця: ТОВ «Вінницька міська друкарня», 2016. 200 с.

56. Солоня О. В., Купчук І.М. Практикум з теорії механізмів і машин: навч. посіб. Вінниця: ТОВ «Друк», 2020. 252 с.

57. Солоня О. В., Купчук І.М. Теорія механізмів і машин. Курсове проектування: навч. посіб. Вінниця: ВНАУ, 2019. 249 с.

58. Солоня О.В. Статика взаємодії абсолютно твердих тіл із сипучим середовищем. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2018. №3 (90). С. 105-116

59. Солоня О.В., Купчук І.М. Прикладна механіка. Методичні рекомендації для виконання практичних робіт. Вінниця: ВНАУ, 2017. 116 с.

60. Солоня О.В., Купчук І.М., Паламарчук В.І. Прикладна механіка. Методичні рекомендації для виконання курсового проекту. Вінниця: ВНАУ, 2017. 84 с.

61. Твердохліб І.В., Барановський В.М., Спірін А.В., Полевода Ю.А. Роль і місце технічного діагностування в системі технічної експлуатації автомобілів в сільському господарстві. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2018. №1(100), Том 1. С. 24-28

62. Труханська О.О. Підвищення якості ремонту і технічного обслуговування сільськогосподарської техніки. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2018. 3 (102). С. 88-97.