

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Факультет “Транспортна інженерія”

Кафедра “Локомотиви”

“ДО ЗАХИСТУ”

Зав.кафедрою *Б. Боднар* Борис БОДНАР

“ 19 ” 09 2024 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи *магістра*

на тему: “Впровадження засобів діагностування дизеля Д50”

за освітньою програмою: “Локомотиви та локомотивне господарство”
зі спеціальності 273 “Залізничний транспорт”
галузі знань 27 “Транспорт”

Виконав: студент групи ЛГ2226

Керівник *Дмитро* Дмитро АЛЕКСАНДРОВ
Нормоконтролер *Олександр* Олександр ОЧКАСОВ
Людмила Людмила КОЛОДІЙ

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент *Дмитро*

Дніпро, 2024

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
UKRAINIAN STATE UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGIES

Faculty “*Transport engineering*”

Department “*Locomotives*”

Explanatory Note
to Master’s Thesis

master

on the topic: “**Implementation of diagnostic tools for diesel engine D50**”

according to educational curriculum: “*Locomotives and Locomotive Economy*”
in the Speciality 273 “*Railway transport*”
Branch of knowledge 27 “*Transport*”

Done by the student of the group LG2226:

Dmytro ALEKSANDROV

Scientific Supervisor: Oleksandr OCHKASOV

Normative controller: Liudmyla KOLODII

Dnipro, 2024

Український державний університет науки і технологій

Факультет «*Транспортна інженерія*», кафедра «*Локомотиви*»

Спеціальність 273 «*Залізничний транспорт*»

за ОП «*Локомотиви та локомотивне господарство*»

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри «Локомотиви»

_____ Борис БОДНАР

« ____ » _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу на здобуття ОС «*магістр*»

студенту групи *ЛГ2226*

Александрова Дмитра Вікторовича

1. Тема кваліфікаційної роботи: «**Впровадження засобів діагностування
дизеля Д50**»

затверджена наказом від «**17**» січня 2023 р № 31ст

2. Термін подання студентом закінченої роботи «**12**» січня 2024 р

3. Вихідні дані до кваліфікаційної роботи: проектно-конструкторська документація дизеля типу Д50; креслення форсунки дизеля Д50.

4. Перелік креслень (демонстративного матеріалу)

- 1) Пункт реостатних випробувань.
- 2) Пост екологічного контролю при проведенні випробувань.
- 3) Методи діагностування паливної апаратури.
- 4) Прояви несправностей форсунок.

5) Результати моделювання прояву несправності форсунок.

6) Структура експертної системи для виявлення несправностей форсунок.

5. Перелік питань до розробки та термін виконання

Назва розділу кваліфікаційної роботи	Термін виконання	Обсяг розділу, %
Види випробувань дизелів. Діагностування дизель генераторів під час реостатних випробувань.	28.11.2023	30
Оцінка технічного стану елементів конструкції дизеля методами віброакустичного діагностування	19.12.2023	30
Моделювання несправностей. Побудова експертної системи	09.01.2024	40

Студент _____ Дмитро АЛЕКСАНДРОВ

Керівник роботи _____ Олександр ОЧКАСОВ

ЗМІСТ

ВСТУП.....	
1 ВИДИ ВИПРОБУВАНЬ ДИЗЕЛІВ	
2 ДІАГНОСТУВАННЯ ДИЗЕЛІВ ГЕНЕРАТОРІВ ПІД ЧАС РЕОСТАТНИХ ВИПРОБУВАНЬ.....	
2.1 Види реостатних випробувань	
2.2 Характеристика реостатних випробувань.....	
2.3 Облік екологічних факторів при реостатних випробуваннях.....	
3 ОЦІНКА ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ ДИЗЕЛЯ МЕТОДАМИ ВІБРОАКУСТИЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ.....	
3.1 Оцінка технічного стану циліндро-поршневої групи	
3.2 Оцінка технічного стану форсунки	
3.3 Розробка заходів з удосконалення випробувань форсунки	
4 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЯК ОСНОВА ДІАГНОСТУВАННЯ...	
4.1 Математична модель роботи форсунки	
4.2 Імітаційне моделювання форсунки.....	
5 ВПРОВАДЖЕННЯ ЗАСОБІВ ДІАГНОСТУВАННЯ	
5.1 Обладнання для діагностування.....	
5.2 Експертна система для діагностування форсунок	
ВИСНОВКИ.....	
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	

					<i>0032.226318.000.01MP.ПЗ</i>		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Александров			Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Очкасов				5	
Реценз.					УДУНТ, ЛГ2226		
Н. Контр.		Колодій					
Затверд.		Боднар					

РЕФЕРАТ

Дипломна магістерська робота на тему: «Впровадження засобів діагностування дизеля Д50». Загальний обсяг проекту 6 креслень і 100 аркушів розрахунково-пояснювальної записки, яка складається з п'яти розділів, містить 36 рисунків, 4 таблиць, список літератури з 16 джерел.

Об'єкт дослідження: процес діагностування дизеля типу Д50.

Мета дослідження: зменшення витрат на експлуатацію, підвищення рівня надійності та забезпечення безпеки експлуатації тепловозів можливі завдяки впровадженню засобів технічного діагностування.

Магістерська робота присвячена комплексному дослідженню методів та засобів діагностики тепловозних дизелів для забезпечення їхньої надійності та ефективності в експлуатації. Робота детально розглядає реостатні випробування, враховуючи їх характеристики та екологічні аспекти для зменшення шкідливих викидів. Діагностика дизель-генераторів під час реостатних випробувань виявила ключові аспекти, такі як технічний стан циліндро-поршневої групи та форсунок. Застосування віброакустичного методу дозволило виявити та усунути потенційні дефекти. Математичне моделювання форсунок в середовищі Autodesk Inventor надало глибоке розуміння їхньої роботи при різних умовах та дефектах, визначаючи оптимальні заходи для підтримання ефективності. Впровадження засобів діагностики, таких як обладнання та експертна система для форсунок, забезпечує індивідуалізацію оцінки стану дизелів протягом всього періоду експлуатації.

Галузь застосування: експлуатація та ремонт засобів транспорту.

Ключові слова: ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ТЕПЛОВОЗ, ДІАГНОСТУВАННЯ, ДИЗЕЛЬ, ФОРСУНКА, ЗАСОБИ ВІБРАЦІЙНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ

					0032.226318.000.01МР.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ВСТУП

Найбільш важливими показниками тепловозних дизелів є надійність і ефективність функціонування. Обидва ці показники формуються на стадії розробки, створення та виготовлення дизелів і реалізуються в період експлуатації. При експлуатації відбуваються незворотні зміни в конструкції, пов'язані з погіршенням технічного стану дизеля які призводять до постійних, або раптових відмов.

Прагнення попередити відмову обумовило розробку планово-попереджувальної системи обслуговування та ремонту дизелів. Інтервали між обслуговуваннями та ремонтами, їх обсяг і зміст формуються на основі статистичних даних. При цьому не враховуються особливості конкретної конструкції, а розглядаються певний тип, модифікація двигуна тощо. Заснована на такому підході (методі статистичного діагностування) система обслуговування та ремонту має недоліки:

- ремонтно-регульовальним роботам підлягає дизель, що знаходиться в задовільному стані і не потребує таких робіт;
- прихована відмова, що настала в період експлуатації, усувається тільки під час регламентних робіт.

Зазначені недоліки усунені при використанні методів функціонального діагностування, що забезпечує індивідуалізацію оцінки стану об'єкта протягом усього строку його експлуатації. Застосування функціонального діагностування дозволяє відмовитися від регламентації робіт через певні фіксовані проміжки експлуатації та перейти до робіт, обсяг і зміст яких визначаються фактичним станом об'єкта. У такий спосіб можуть бути забезпечені своєчасні заходи щодо підтримки експлуатованого об'єкта на високому технічному рівні протягом тривалого строку.

У магістерській роботі проведено комплексне дослідження методів і

засобів діагностування дизелів, спрямоване на визначення їх технічного стану та виявлення потенційних дефектів. Робота визначає важливі принципи діагностування з врахуванням загального технічного стану дизелів, що спрощує та прискорює процес.

У роботі виконано аналіз методів випробувань дизель генераторів. Дана характеристика реостатних випробувань тепловозів. Для скорочення шкідливих виходів та кращого налаштування дизеля в роботі запропоновано впровадити пункт екологічного контролю.

В третьому розділі детально розглянути методи діагностування циліндро-поршневої групи та форсунок, включаючи використання віброакустичного діагностування та спектрального аналізу мастила для виявлення дефектів у третьових деталях.

У четвертому розділі роботи виконано аналіз математичних моделей які відображують процеси у форсунках дизелів. Використання імітаційного моделювання форсунки Д50 в середовищі Autodesk Inventor дозволяє аналізувати її роботу при різних дефектах. Це допомагає ефективно визначати технічний стан форсунок та розробляти заходи для їх вдосконалення.

Оцінка ефективності діагностичних методів та засобів в четвертому та п'ятому розділах вказує на значущість їх впровадження для підтримання надійності та економічності роботи дизелів. Використання експертної системи та спеціального обладнання для діагностування форсунок підкреслює важливість автоматизації цього процесу.

Отже, робота систематизує та розширює знання про діагностування дизелів, надаючи підстави для подальших досліджень та вдосконалення методів діагностики у сфері автомобільної техніки.

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1 ВИДИ ВИПРОБУВАНЬ ДИЗЕЛІВ

Перевірка якості виготовлення окремих компонентів, складальних блоків, вузлів і дизельного двигуна в цілому є ключовим етапом випробувань дизелів. Цей процес включає в себе визначення правильності монтажу, відповідність основних характеристик дизеля вимогам, передбаченим стандартами. Результати випробувань необхідні для налагодження оптимальної технічної експлуатації, а також для ведення обліку витрат палива, масла та інших матеріалів. Крім того, випробування служать основою для вдосконалення конструкції дизеля [1].

Обкатка та регулювання - це важливий етап, спрямований на припрацювання тертьових поверхонь. Регулювання включає встановлення необхідних фаз подачі палива та газорозподілу, а також забезпечення оптимальних параметрів робочого процесу: потужність, обертання валу, витрата палива, тиск згоряння тощо.

Приймально-здавальні випробування [2] проводяться для перевірки роботи дизеля на заводі. Після установки на тепловоз, дизель піддається новому циклу випробувань разом з іншими агрегатами тепловоза, включаючи реостатні і поїзні випробування.

Періодичні випробування призначені для контролю параметрів дизеля в умовах експлуатації, дотримання технічних умов та стабільності якості його виготовлення. Ці випробування проводяться на окремих зразках дизелів.

Додатково можуть проводитися інші види випробувань на дослідних або спеціально виділених зразках, такі як теплобалансові випробування для визначення розподілу теплоти, або спеціальні випробування для визначення моторесурсу, експлуатаційних витрат, властивостей палива, мастила тощо.

Реостатні випробування, які проводяться на ремонтних заводах і в депо, призначені для обкатки дизель-генератора після ремонту. Також ці випробування включають перевірку параметрів роботи дизеля, регулювання окремих циліндрів,

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

0032.226318.000.01MP.ПЗ

налаштування електричної схеми тепловоза та випробування інших вузлів. Зазвичай, реостатні випробування виконуються після поточних ремонтів ПР-1, ПР-2, ПР-3, а також при виявленні несправностей у роботі дизель-генератора під час експлуатації.

Під час реостатних випробувань генератора використовується водяний реостат для навантаження. Потужність дизеля визначається значеннями струму та напруги. Основні параметри роботи дизель-генератора встановлюються при повній (номінальній) потужності, а також в інших режимах експлуатації. Проте обов'язкові режими включають: холостий хід; мінімальне навантаження; 25, 50 і 75% номінальної потужності згідно тепловозній характеристиці; номінальна або повна потужність; мінімально стійка частота обертання колінчастого валу. Тривалість та режим обкатки кожного типу двигуна встановлюються експериментальним шляхом в залежності від рівня та стабільності технології виготовлення двигунів.

Обкатка дизеля відіграє важливу роль у його довговічності та зносостійкості. Вірно підібрана обкатка, особливо з використанням відповідного мастила та пального з необхідними присадками, може значно зменшити знос деталей двигуна на 35-40% у порівнянні з тими, які не пройшли обкатку.

Процес припрацювання дизеля розпочинається з проведення заводської холодної (якщо це передбачено) та гарячої стендової обкатки. Під час холодної обкатки, що включає прокручування вала дизеля електродвигуном, споживана потужність для подолання опору тертя поступово зменшується і стабілізується до завершення процесу обкатки. Рекомендації щодо режимів гарячої обкатки базуються на практиці та методиках визначення зносу мастила.

Дизель обкатують поетапно, збільшуючи частоту обертання та навантаження. Тривалість роботи на кожному етапі визначається експериментально на основі вмісту заліза, свинцю та міді в маслі, а також за зовнішніми параметрами, такими як витрата палива та температура деталей.

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Проби мастила забираються через кожні 10 хвилин, і на основі аналізів будуються криві, знаходять момент стабілізації – завершення обкатки для кожного режиму.

Обкатувальні випробування передбачають плавний перехід від мінімальних до максимальних навантажень. Тривалість роботи на невеликих навантаженнях та частота обертання повинні становити не менше 50% від загальної тривалості обкатки. Перед досягненням повної потужності проводиться регулювання кутів випередження подачі палива та потужності по циліндрах. У процесі гарячої обкатки регулятор повинен функціонувати стійко, і відхилення навантаження в межах ± 10 кВт допускається. Параметри, такі як температура випускних газів, води, масла, тиск масла та палива, повинні відповідати технічним умовам.

Подібні режими обкатки встановлюються після ремонту заміною окремих деталей, які потребують припрацювання для нормальної експлуатації. В таких випадках режим обкатки може бути скорочений, залежно від обсягу проведених ремонтних робіт та заміни компонентів.

Приймально-здавальні і періодичні випробування. Під час випробувань визначають наступні основні величини, що характеризують роботу дизеля: ефективну потужність N_e ; частоту обертання колінчастого вала n_o ; витрата палива (часову і питому) B_c, g_e ; максимальний тиск згоряння по циліндрах p_z ; тиск стиснення по циліндрах p_c ; температуру відпрацьованих газів на виході з циліндрів тиск і температуру продувочного або наддувочного повітря p_s, T_s ; температуру і тиск газів до турбіни t_m, p_m ; температуру охолоджуючої води на вході і виході з дизеля $t_{в.вх}, t_{в.вих}$; тиск мастила в системі змащування до і після фільтрів p_{m1}, p_{m2} ; температуру мастила в системі змащування на виході з дизеля t_m ; розрідження в картері p_{pk} ; тиск палива до і після фільтра тонкої очистки p_{n1}, p_{n2} ; температуру навколишнього середовища t_0 ; барометричний

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

тиск p_0 ; мінімально стійку частоту обертання холостого ходу n_{xx} .

Крім цього, проводять аналізи палива та мастила, а під час заводських випробувань перевіряють систему пуску та автоматики. Також вимірюють рівень шуму та вібрації, а також димність відпрацьованих газів. Кількість вимірів може бути скороченою під час стендових випробувань серійних дизелів та випробувань на тепловозі. У спеціальних випробуваннях номенклатура вимірювань може бути значно розширена. Важливо зауважити, що аналіз відпрацьованих газів при стендових випробуваннях дизелів має значення лише в окремих випадках при проведенні спеціальних досліджень.

У кожному режимі випробування рекомендується проведення не менше трьох вимірів всіх контрольованих величин. Початок вимірювань слід виконувати через 15-20 хвилин після переходу на новий режим для стабілізації теплового режиму дизеля. Під час реостатних випробувань вимірювання проводяться при ввімкнених допоміжних агрегатах. Під час обчислення результатів випробувань ефективна потужність дизеля та питома витрата палива при номінальному навантаженні коригуються до нормальних умов навколишнього середовища. Результати реостатних випробувань фіксуються у паспорті, в якому зазначаються всі параметри, що відображають технічний стан дизеля.

Після завершення здавальних випробувань на стенді, дизель частково розбирається для огляду вузлів і деталей, який відповідає технічним умовам. Зазвичай оглядають "на вибірку" частину поршнів, кільць, підшипників, а також окремі вузли, якщо під час випробувань виникли сумніви у їхній надійності. Здавальні випробування не враховуються, якщо під час огляду виявляється необхідність заміни одного з основних компонентів дизеля, таких як колінчастий вал, шатун, циліндрична втулка, поршень, повітродувка, вертикальна передача, кулачковий вал і т. д. У разі виявлення необхідності заміни деяких деталей під час огляду після здавальних випробувань, дизель повторно обкатують протягом

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2-3 годин для підтвердження його готовності до експлуатації після ревізії та повторної збірки.

Поїзні випробування дизелів (тепловозів) виконуються безпосередньо в умовах експлуатації за спеціальними методиками [3]. Після проходження відстані не менше 5 тис. км. від часу їх будівництва тепловози піддають тягово-теплотехнічним випробуванням, які проводять науково-дослідні організації та заводи-виробники. Під час експлуатаційних випробувань, які проводяться при проходженні до 150 тис. км., перевіряють надійність роботи вузлів і агрегатів, зручність ремонту і обслуговування, ступінь зносу вузлів і деталей, спостерігають за виконанням графіка руху поїздів та витратою палива.

Програма дослідних поїздок для визначення питомої витрати палива на тягу поїздів повинна включати перевірку їх фактичної витрати. Зазвичай поїзні випробування проводяться з використанням динамометричного вагона, а оцінка теплотехнічного стану дизеля і тепловоза в цілому відбувається під час попередніх реостатних випробувань, що є основним аспектом підготовки до таких випробувань. Для тягово-експлуатаційних випробувань важливо вибрати тепловоз із локомотивного парку, який максимально відповідає середньому технічному стану локомотивів у парку.

Дослідні поїздки з тепловозами без використання динамометричного вагона часто здійснюються для перевірки часу руху по перегонах, витрати палива, режимів ведення поїзда з метою уточнення режимних карт при їх розробці. Ці карти розробляють для забезпечення мінімальної витрати палива в середніх умовах та забезпечення безпеки руху.

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Під час планових контрольних реостатних випробувань виконують перевірки і регулювання в тому самому порядку, що і при повних, але за скороченою програмою. У випадку позапланових випробувань дії виконують в залежності від характеру ремонту.

2.2 Характеристика реостатних випробувань

Обкатка дизель-генераторної установки (ДГУ) відбувається на тепловозі, а не на спеціалізованому випробувальному стенді для дизелів. У цьому випадку процес обкатки дизеля поєднується із випробуваннями на реостатній станції. Тобто тепловоз, повністю укомплектований паливо-мастильними матеріалами і охолоджуючою водою, подається на реостатну станцію і закріплюється на колії гальмівними башмаками.

Підготовка до першого запуску проводиться одночасно з перевіркою полярності обмоток електричних машин, підготовкою електричної схеми та перевіркою ізоляції. Підключення головного генератора тепловоза до водяного реостату виконується за допомогою силових кабелів відповідного перерізу, який повинен бути однаковим і становити 300 мм².

Для підключення головного генератора до водяного реостату на тепловозі передбачено панелі затискачів К1 і К2. Водяний реостат з'єднується з панеллю затискачів К2 (-) і збірною шиною контакторів КП1 – КП3 (+). На панелі затискачів К1 проводиться шунтування замикаючих контактів замикачів двигунів ОМ1 – ОМ3 за допомогою технологічної перемички, яка знімається після завершення випробувань.

Перевірка полярності обмоток електричних машин виконується за допомогою вольтметра під час роботи дизеля. Послідовність перевірки полярності обмоток електричних машин виглядає наступним чином:

					0032.226318.000.01МР.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

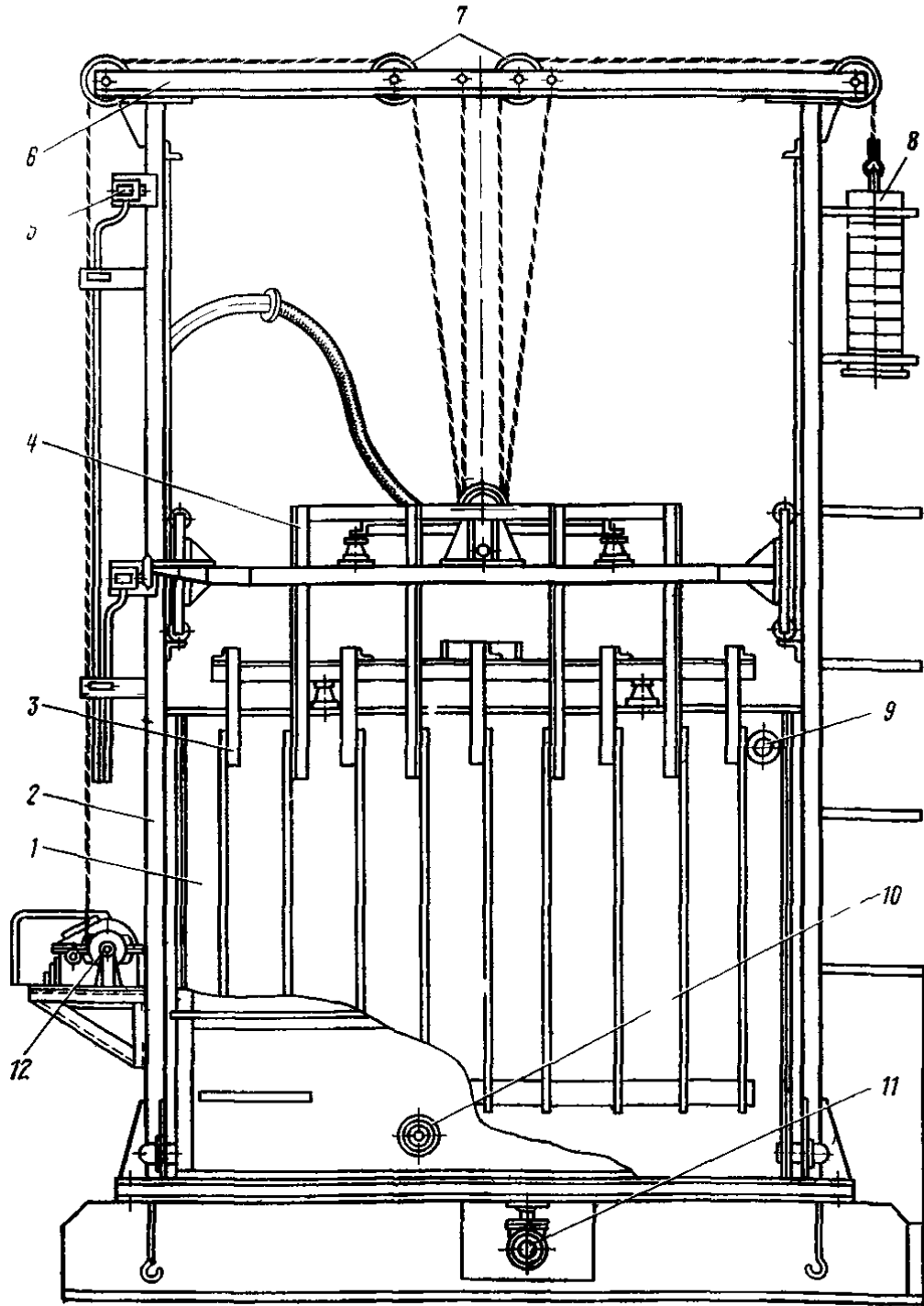


Рисунок 2.1 – Рідинний реостат для випробування тепловозів:

1-бак; 2-бічна стійка; 3-нерухомий електрод; 4-рухомий електрод;
 5-перекладина; 7-привід реостата; 8-кронштейн привода; 9-труба для зливу води;
 10-напірна труба; 11-запірний вентиль; 12-електричний нагрівач

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

0032.226318.000.01MP.ПЗ

Лист

зливу води. Також можуть бути встановлені нагрівальні елементи (12) для обігріву води в зимовий період. Якщо підігрів води не потрібен, фланці кріплення елементів можна заблокувати. Бокові стійки (2 та 6) також є зварною конструкцією і мають направляючі для руху пересувного електрода (3). На лівій стійці розташований кронштейн (8) для приводу реостата, а на правій - обмежувальні скоби для врівноважування вантажу. Бокові стійки з'єднані щабліною, на якій закріплені блоки і кінці канатів. Пересувний електрод складається з чотирьох пластин, з'єднаних ізоляторами, такими як підвіски і рама. Рама має чотири направляючі ролики з підшипниками. Нерухомий електрод складається з п'яти пластин, з'єднаних двома сталевими смугами в нижній частині для більшої жорсткості. Привід реостата включає електродвигун, електромагнітне гальмо, двоступінчастий черв'ячний редуктор, барабан для намотування троса і пристрій, який контролює положення пластин рухомого електрода.

2.3 Облік екологічних факторів при реостатних випробуваннях

Одним з основних забруднювачів повітря на залізничному та промисловому транспорті України є його парк тепловозів, на долю їх силових установок доводиться близько 80 % від загальної витрати палива в локомотивному господарстві Укрзалізниці. Тому, екологічний контроль дизелів тепловозів, що знаходяться в експлуатації, є актуальною проблемою для України.

Для організації екологічного контролю дизелів тепловозів в експлуатації необхідні ряд умов: нормативно-технічна документація, комплекс технічних засобів вимірювань, кадри. В даний час на залізничному транспорті України ці умови виконані і в галузі здійснюється екологічна паспортизація тепловозів.

Нормуванню підлягають величини середньоексплуатаційних питомих викидів оксидів азоту (NOx), оксидів вуглецю (C) і вуглеводнів (CH). Норми

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

викидів забруднюючих речовин встановлені з урахуванням часу експлуатації дизелів, тепловозів.

Средньоексплуатаційний питомий викид забруднюючої речовини визначається за наслідками реостатних випробувань дизеля, тепловоза, на п'яти режимах (холостий хід, 0,25, 0,50, 0,75 від максимальної потужності і режим максимальної потужності). При цьому величина холостого ходу, тепловоза, рівна сумарній потужності допоміжного устаткування і механізмів тепловоза.

Величина середньоексплуатаційного питомого викиду забруднюючої речовини розраховується залежно від режиму навантаження і часу роботи дизеля тепловоза на цьому режимі. У ДСТУ 32.001-94 представлені середні значення відносних часів завантаження дизеля залежно від виду виконуваної тепловозом роботи.

Визначення величин середньоексплуатаційних питомих викидів забруднюючих речовин здійснюється на пунктах екологічного контролю (ПЕК) дизелів, тепловозів. Функціонування ПЕК здійснюється відповідно до нормативного документа ВНД 32.0.06.001-99 "Пункти екологічного контролю викидів забруднюючих речовин від дизелів, тепловозів. Загальні технічні вимоги". Даний документ встановлює технічні вимоги для створення ПЕК на підприємствах залізниць України, які експлуатують тепловози.

ПЕК створюються при пристроях, що дозволяють навантажувати дизель по всій характеристиці тепловоза (реостатні пункти, станції випробувань дизелів, діагностичні лабораторії і т.п.).

У ПЕК розміщуються газоаналізуючі прилади, допоміжне устаткування і робочі місця обслуговуючого персоналу. При проведенні випробувань дизелів на екологічну безпеку у відпрацьованих газах контролюються величини середньоексплуатаційних питомих викидів забруднюючих речовин, встановлених ДСТУ 32.001-94.

При відповідності одержаних величин середньоексплуатаційним питомих

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

викидів забруднюючих речовин нормам, які встановлені ДСТУ 32.001-94, на дизель, тепловоза, оформляється паспорт екологічної безпеки, який затверджується керівниками підприємства і територіального органу Міністерства екологічної безпеки і природних ресурсів України.

Паспорт екологічної безпеки дизеля, тепловоза, діє до проведення чергового або капітального ремонтів, відповідно до наказу Укрзалізниці, а також позапланового ремонту, який вимагає реостатних випробувань. Показниками термінів для проведення чергового ремонту є: для магістральних тепловозів - пробіг від дати споруди (тис. км.), для маневрових - час напрацювання (місяць, рік).

ПЕК повинен мати атестат акредитації на проведення робіт за визначенням величин викидів забруднюючих речовин з відпрацьованими газами дизелів, тепловозів.

Величини концентрацій забруднюючих речовин визначаються методом інструментального вимірювання за допомогою газоаналізаторів.

Величина витрати повітря через дизель, необхідна для розрахунку питомого викиду забруднюючої речовини, визначається розрахунковим методом з використанням аналізу відпрацьованих газів по величинах концентрацій діоксиду вуглецю або кисню.

Важливою величиною при визначенні питомих викидів забруднюючих речовин з відпрацьованими газами дизелів, тепловозів, є витрата палива дизелем. У ПЕК Укрзалізниці ця величина визначається за допомогою автоматичного вимірника витрати палива. Автоматичний вимірник розходу палива складається з двох блоків: датчика і електронного блоку. Датчик встановлюється безпосередньо в паливну систему дизеля перед паливними насосами високого тиску в тепловозі, електронний блок знаходиться в приміщенні ПЕК. Автоматичний вимірник розходу палива дозволяє вимірювати на кожному режимі випробувань потужність, годинну і питому витрати палива.

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

В магістерській роботі для удосконалення пункту реостатних випробувань пропонується впровадити додаткове обладнання з метою контролю рівня шкідливих викидів при роботі дизеля. Для екологічного контролю пропонується впровадження стаціонарного газоаналізатора АНАКАТ 410.

Створення пунктів екологічного контролю дизелів, тепловозів, дозволить поліпшити якість ремонту і створити систему моніторингу навколишнього середовища.

Стаціонарний газоаналізатор промислових викидів АНАКАТ 410 призначений для безперервного екологічного і технологічного контролю паливоспалюючих і технологічних установок, вимірює концентрації O_2 , C , CO_2 .

Галузь застосування: газоаналізатора паливоспалюючі і технологічні установки підприємств енергетики, металургійної, скляної, хімічної і нафтової промисловості, підприємства виробники будівельних матеріалів, залізничний транспорт.

Тип газоаналізатора стаціонарний. Метод вимірювання електрохімічний (по каналах CO_2 , SCH - оптикоабсорбційний). Режим роботи - безперервний або циклічний. Спосіб отримання проби - примусовий (від зовнішнього джерела витрати, або за рахунок надмірного тиску)

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	0032.226318.000.01МР.ПЗ					

3 ОЦІНКА ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ ДИЗЕЛЯ МЕТОДАМИ ВІБРОАКУСТИЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ

3.1 Оцінка технічного стану циліндро-поршневої групи

Модель формування вібросигналу. Діагностування циліндро-поршневої групи полягає в оцінці ступеня зношування спряження поршень – втулка – кільце та визначенні такого дефекту, як задир поверхонь спряження поршень – втулка.

Оцінка технічного стану поршневих кілець пов'язана з великими труднощами виявлення слабкого корисного сигналу на фоні потужних віброперешкод, створюваних при функціонуванні циліндро-поршневої групи. Створення умов при дослідженні виникнення задир контактуючих поверхонь сполучене з небезпекою виходу з ладу двигуна, обумовленого внесеним дефектом.

Відомо, що фізичною основою для оцінки технічного стану спряження поршень – втулка служить явище перекидання поршня в межах зазору, обумовленого сумарним зношенням утворюючої циліндрової втулки і юбки поршня й тепловим зазором, який передбачений умовами експлуатації. Існує залежність між рівнем реєструємої вібрації і зазором. Максимальна інтенсивність віброакустичних процесів спостерігається в частотному діапазоні $f = 2 \dots 4$ кГц при перекиданні поршня у в.м.т. на такті робочого ходу. Доведено, що саме на цій фазі робочого циклу двигуна вібросигнал має найбільшу інформативність. Однак запропонований у цьому випадку алгоритм обробки вібросигналу не дозволяє з високим ступенем достовірності одержувати інформацію про технічний стан спряження внаслідок значного впливу віброперешкод, обумовлених процесом згоряння.

Таким чином, необхідні ефективні заходи для підвищення відношення сигнал/перешкода, тобто інформативності досліджуваного коливального

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

процесу. Для цього слід звернутися до моделі формування вібросигналу, необхідною умовою створення якої є аналіз джерел і механізму збудження реєструємих коливань. Один з таких джерел – ударна взаємодія поршня і втулки. Загальна властивість для всіх механічних систем, що випробовують ударне навантаження, – виникнення власних загасаючих коливань одночасно всіх форм і частот після закінчення дії такого збурювання. Очевидно, що власні коливання втулки є безпосереднім носієм діагностичної інформації.

На такті робочого ходу також відбуваються вимушені коливання втулки, обумовлені газодинамічними процесами. Газодинамічне джерело характеризується коливаннями газового стовпа в камері згоряння, частота яких залежить від швидкості поширення ударної хвилі та лінійних розмірів камери згоряння, і коливаннями тиску газу в кожній точці камери, де відбувається згоряння. Ці коливання носять випадковий характер, їх частотний спектр розташовано в діапазоні 0,2...40 кГц і має практично рівномірну амплітудну інтенсивність.

Проведений аналіз збурюючих факторів дозволяє представити коливання $x(t)$ втулки в тимчасовій області на такті робочого ходу аддитивною моделлю

$$x(t) = s(t) + \xi(t), \quad (3.1)$$

де $s(t)$ – складова власних коливань (корисний сигнал);

$\xi(t)$ – широкопasmугова складова вимушених коливань (перешкоди).

Вибір алгоритмів обробки вібросигналу. Із представленої вище моделі формування вібросигналу випливає, що для підвищення відношення сигнал/перешкода треба розв'язати задачу максимально можливої локалізації складової $s(t)$. На цій основі необхідний вибір ефективних алгоритмів виділення та представлення діагностичної інформації. Враховуючи, що всі процеси, що

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$C_2 = \frac{2}{5} \left(\frac{1}{\pi} \text{Si}(2T_H) - J_{1/2}^2(T_H) - J_{3/2}^2(T_H) - \frac{1}{2} J_{5/2}^2(T_H) \right). \quad (3.11)$$

Перетворення Фур'є згладженої тимчасової послідовності $x_{T_i}^*(t)$ має вигляд

$$x^*(f) = \int_{-0}^{T_i} x_{T_i}^*(t) e^{-j2\pi ft} dt, \quad (3.12)$$

де $x_{T_i}^*(t)$ – операція тимчасового згладжування, $x_{T_i}^*(t) = x_{T_i}(t)\sigma(t)$.

З розподілу модуля комплексного спектра амплітуд $|F(f)|$ (амплітудний спектр) випливає, що вся інформативна частина спектра зосереджена в районі власної частоти f_0 (рисунок 3.4). В якості діагностичного параметра обрані максимальні складові A_{f_1} й A_{f_2} амплітудного спектра для кожного стану.

Виходячи з того, що параметри A_r й A_f реєструючого вібро сигналу мають флуктуацію близько своїх середніх значень \bar{A}_r і \bar{A}_f , обумовлену наявністю випадкового шумового компонента $\xi(t)$, обробка дослідних даних була проведена статистичними методами. За допомогою критерію погодження Пірсона χ^2 при 5%-вому рівні значимості встановлено, що немає підстав відкидати гіпотезу про нормальний закон розподілу параметрів A_r і A_f . Значення χ^2 при об'ємі вибірки $N_0 = 50$ для кожного стану може бути визначене виразом

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^{N_0} (n_i - n'_i)^2 / n'_i, \quad (3.13)$$

де n_i – емпіричні частоти;

n'_i – теоретичні частоти спостережуваних величин.

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Перевірка гіпотез про нормальність розподілів параметрів A_r і A_f , а також рівність їх генеральних дисперсій дозволила за допомогою критерію, що має t -розподіл Стьюдента, встановити вплив якісного фактора (ступінь зношення) з q градаціями (кількістю моделюючих станів) на досліджувану величину (параметр A), тобто перевірити значимість відмінності вибірових середніх розглянутих сукупностей. Спостережуване значення критерію при рівних об'ємах вибірок ($N_1 = N_2 = N = 30$)

$$t_{\text{набл}} = \frac{|\bar{A}_1 - \bar{A}_2| \sqrt{N}}{\sqrt{D_1 + D_2}}, \quad (3.15)$$

де \bar{A}_1 і \bar{A}_2 – вибірові середні;

D_1 і D_2 – виправлені дисперсії параметра A відповідно для незношеного та гранично зношеного станів.

З порівняння спостережуваних значень критерію $t_{\text{набл}}^{(t)} = 2,13$ та $t_{\text{набл}}^{(f)} = 28,6$, обчислених відповідно при тимчасовому і спектральному представленні діагностичної інформації, з критичним значенням $t_{\text{кр}} = 3,307$, яке знайдене для двосторонньої області при 1%-вому рівні значимості з $2(N-1)$ ступенями вільності, випливає, що $t_{\text{набл}} > t_{\text{кр}}$. В зв'язку з цим гіпотези про рівність середніх відкидаються, що свідчить про істотний вплив зношення на діагностичні параметри контролюючого вібросигналу. Зіставлення відношень середніх вибірових діагностичних параметрів $\bar{A}_{r2}/\bar{A}_{r1} = 1,78$ і $\bar{A}_{f2}/\bar{A}_{f1} = 2,33$ вказує на підвищену чутливість спектральних характеристик у порівнянні з тимчасовими щодо зміни ступеня зношення циліндрової втулки. Таким чином, проведені дослідження підтвердили ефективність запропонованих алгоритмів виділення й представлення діагностичного параметра, що дозволяє з високим ступенем достовірності визначати ступінь зношення спряження поршень – втулка.

3.2 Оцінка технічного стану форсунки

Джерела віброакустичних процесів. Віброакустичні процеси, що виникають в працюючої форсунки, визначаються двома основними факторами – ударними впливами голки при її підйомі й посадці та гідродинамічними явищами в процесі паливоподачі. Розглянемо механізм виникнення віброакустичних процесів, обумовлених цими факторами.

Умови, що визначають рух голки, наступні. Після того, як хвиля тиску, що утворилася в насосі, пройде весь трубопровід, тиск у порожнині розпилювача підвищується. Голка притиснута до сідла доти, поки тиск у порожнині розпилювача не досягне тиску початку підйому. Як тільки тиски зрівняються, голка відривається від сідла. При цьому тиск впливає і на ту частину голки, яка до підйому була закрита сідлом. В результаті сила, з якою паливо прагне підняти голку, стискаючи пружину, зростає. Це приводить до різкого наростання швидкості руху голки після її відриву від сідла.

Диференціальне рівняння руху голки при її підйомі можна записати в наступному вигляді

$$m_n \frac{d^2 h_n}{dt^2} = [(f_n - f_k)(p_\phi - p_{н.п}) - \delta_{пр}(h_n - z_0)], \quad (3.16)$$

де m_n – маса голки;

h_n – підйом голки;

f_n – площа поперечного перерізу голки;

f_k – диференціальна площа голки;

z_0 – попереднє стиснення пружини;

p_ϕ – тиск в порожнині розпилювача;

$p_{н.п}$ – тиск палива в підігольчатій порожнини;

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$\delta_{\text{пр}}$ – жорсткість пружини форсунки.

Регульованим параметром, від якого залежать значення інших, є зусилля попереднього затягування пружини $P_{\text{зат}} = \delta_{\text{пр}} \cdot z_0$. Отже, величина $m_{\text{и}} d^2 h_{\text{и}} / dt^2$, що визначає інтенсивність зіткнення голки при досягненні упору обмежувача, буде залежати від зусилля попереднього затягування пружини $P_{\text{зат}}$.

Залежно від співвідношення сили пружності пружини й тиску палива при положенні голки в крайньому верхньому положенні можливі коливальні рухи голки в упорі та її повторні зіткнення. Однак для форсунок закритого типу такі явища практично відсутні. Тому при досягненні упору голка знаходиться в притиснутому стані аж до моменту закінчення впрыскування палива. Потім починається рух голки вниз, що закінчується її посадкою на сідло.

Таким чином, коливальні процеси в форсунці, викликані ударним впливом голки при підйомі й посадці, обумовлені зусиллям затягування пружини. Отже, зміна $P_{\text{зат}}$, можливе в процесі експлуатації форсунки, безпосередньо впливає на параметри віброігналу, який відображає його ударні процеси у форсунці. Виходячи з цього, величину $P_{\text{зат}}$ можна використовувати в якості структурного параметра, що визначає ступінь регулювання паливної апаратури. В якості діагностичного параметра багато дослідників вибирають максимальний розмах амплітуди віброігнальсів, що виникають відповідно при підйомі й посадці голки. По відстані між передніми фронтами цих віброігнальсів оцінюють тривалість впрыскування палива, а по відстані від фазової відмітки опорного сигналу до переднього фронту першого віброігнальсу визначають зміну кута випередження впрыскування.

У всіх паливних системах тиск під конусом голки, а отже, і обумовлена цим тиском швидкість впрыскування палива різко змінюються. При цьому в першій половині процесу впрыскування вони зростають до максимального значення,

наприкінці швидкість зменшується до нуля, а тиск – до величини тиску середовища, в яке вприскується паливо.

Особливості протікання процесу подачі палива дають підставу вважати його короткочасним одиничним імпульсом, який виникає у вхідному перерізі нагнітального трубопроводу внаслідок виштовхування палива плунжером насоса з об'єму камери нагнітання. У зв'язку з тим, що паливо – стислива рідина, у вхідному перерізі нагнітального трубопроводу виникає несталий рух стисливої рідини, при якому від насоса до форсунки з швидкістю звуку йде первинна хвиля тиску.

Стрибкоподібний перехід від прохідного перерізу нагнітального трубопроводу до прохідних перерізів розпилюючих отворів гальмує рух палива й підвищує його тиск, внаслідок чого виникає гідравлічний удар. Наявність останнього дозволяє описувати рух палива в нагнітальному трубопроводі рівняннями теорії гідравлічного удару, запропонованими Н. Е. Жуковським. Загальні рівняння теорії гідравлічного удару мають вигляд

$$\frac{\partial c}{\partial t} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x}, \quad \frac{\partial c}{\partial x} = -\frac{1}{a^2 \rho_T} \frac{\partial p}{\partial t}; \quad (3.17)$$

де c – швидкість палива;

p – тиск палива по довжині паливопроводу;

a – швидкість поширення звуку в паливі;

ρ_T – густина палива;

x – координата по довжині трубопроводу.

Рівняння справедливі для випадку, коли коефіцієнт стисливості палива приймають незмінним і не враховують в'язкість палива. Такі допущення прийнятні для паливної апаратури швидкохідних дизелів з довжиною трубопроводу $l = 1$ м.

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Рівняння (3.17) при прийнятих допущеннях можна записати у вигляді так званого телеграфного рівняння $\frac{\partial c}{\partial t} - \frac{1}{a^2 \rho_T} \frac{\partial^2 c}{\partial t^2} = 0$ або $\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 p}{a^2 \partial t^2} = 0$. Телеграфне рівняння характеризує хвилі, амплітуда яких при їхньому русі безупинно змінюється.

При гідравлічному ударі для складних граничних умов і одиничного імпульсу доцільно розв'язок рівнянь записати у формі Даламбера. Внаслідок кінцевої швидкості поширення тиску можна розглядати роздільно вхідний переріз нагнітального трубопроводу в насоса та вихідний переріз у форсунки. Проаналізуємо процеси, що формують тиск і швидкість палива у форсунці. Для вихідного перерізу трубопроводу, коли $x = l$ і $c = 0$ (відомо, що, як правило, до початку нового вприскування рух палива в трубопроводі припиняється), можна записати

$$p_\Phi - p_{\text{ост}} = F(t - l/a) - W(t + l/a), \quad (3.18)$$

$$c_T = \frac{1}{a \rho_T} (F(t - l/a) + W(t + l/a)); \quad (3.19)$$

де $p_{\text{ост}}$ – залишковий тиск;
 c_T – швидкість руху палива;
 $F(t - l/a)$ – пряма хвиля тиску;
 $W(t + l/a)$ – відбита хвиля тиску.

В момент вприскування через розпилюючі отвори потік палива має турбулентний характер. Турбулентність виникає також в результаті стиснення струменя в соплі й наступного розширення, наявності шорсткостей і гострих краєчок. Турбулентний рух рідини характеризується нерегулярною, безладною зміною швидкості в часі в кожній точці потоку. Швидкість потоку як би пульсує

близько свого середнього значення, змінюючись від більших до малих значень, тобто має широкий спектр амплітуд. Турбулентний потік внаслідок цього характеризується також пульсаціями тиску, причому спектр їх амплітуд і частот широкий, як і спектр пульсацій швидкості.

Процес подачі палива у форсунці можна описати наступними диференціальними рівняннями:

– суцільності потоку палива в порожнині перед голкою

$$\alpha V_{\phi} \frac{dp_{\phi}}{dt} = f_{\tau} u_l - \varepsilon_{и} f_{и} \frac{dh_{и}}{dt} + \frac{dV_{\text{осв}}}{dt} - \xi' \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho_{\tau}}} \sqrt{|p_{\phi} - p_{\text{р.о}}|}; \quad (3.20)$$

– суцільності потоку палива в порожнині під голкою

$$\alpha V_a \frac{dp_{\text{р.о}}}{dt} = \xi' \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho_{\tau}}} \sqrt{|p_{\phi} - p_{\text{р.о}}|} - (\mu f)_c \sqrt{\frac{2}{\rho_{\tau}}} \sqrt{p_{\text{р.о}} - p_{\text{ц}}} - \frac{dV_{\text{осв}}}{dt}, \quad (3.21)$$

де $p_{\text{р.о}}$ – тиск палива перед розпилюючими отворами;

$p_{\text{ц}}$ – тиск газів в циліндрі;

V_{ϕ} і V_a – об'єм камер розпилювача;

$V_{\text{осв}}$ – об'єм, що вивільнюється конусом голки при її підйомі;

f_{τ} – площа вихідного перерізу нагнітального паливопроводу;

u_l – швидкість палива в вихідному перетині паливопроводу;

$u_{и}$ – швидкість руху голки;

$$\varepsilon_{и} = \begin{cases} 1 & \text{при } 0 < h_{и} < h_{и \text{ max}}; \\ 0 & \text{при } h_{и} = h_{и \text{ max}}; \end{cases} \quad \xi' = \begin{cases} 1 & \text{при } p_{\phi} \geq p_{\text{р.о}}; \\ 0 & \text{при } p_{\phi} < p_{\text{р.о}}. \end{cases} \quad (3.22)$$

Ще одним джерелом збудження коливань може бути періодична зміна тиску, пов'язана з зривом вихрів в паливі з отвору розпилювача. Частота зриву

вихрів може займати смугу спектра до семи октав.

З наведеного аналізу випливає, що одними з основних джерел коливань корпусу форсунки є гідродинамічні процеси, що виникають внаслідок подачі та вприскування палива, що й мають широкий частотний спектр амплітуд тисків і швидкостей. Протікання цих процесів від циклу до циклу носить випадковий характер.

Розрахунково-експериментальні результати. Можливість діагностування елементів форсунки експериментально була перевірена на безмоторному стенді й на повнорозмірному дизелі 8ЧН26/26. Алгоритмом обробки досліджуваного вібросигналу був обраний метод тимчасової реалізації з попередньою фільтрацією сигналу в діапазоні частот 7...16 Гц. Діагностичними параметрами були максимальні значення розмаху амплітуд і відстань між передніми фронтами віброімпульсів, які характеризують відповідно підйом і посадку голки.

В процесі експериментальних досліджень моделювалися наступні відмови: зміна зусилля попереднього затягування й поломка форсуночної пружини; зависання голки форсунки й зміна циклової подачі палива. Для запису досліджуваного вібросигналу використовувалась стандартна вимірально-реєструюча апаратура (рисунок 3.5).

При проведенні випробувань на повнорозмірному двигуні застосовувався індуктивний датчик відміток ВМТ, при безмоторних випробуваннях – датчик тиску у вхідному штуцері форсунки. Місце встановлення акселерометра вибиралося виходячи з умови максимального наближення його до джерела коливань і конструктивних особливостей встановлення форсунки на двигуні. З цього погляду найбільш раціональним є встановлення акселерометра на зовнішній стороні фланця кріплення форсунки.

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Виміри амплітуд віброімпульсів підйому A_1 та посадки A_2 , виражені в умовних одиницях

A_1/A_2 при			A_1/A_2 при		
$P_{\text{зат}}, \text{МПа}$			$P_{\text{зат}}, \text{МПа}$		
32	28	24	32	28	24
9,4/13,3	10,7/7,1	10,5/10,8	8,6/12,2	10,4/13,8	11,8/12,8
9,2/15,0	10,1/8,3	13,0/8,9	9,1/14,2	9,7/10,2	12,4/9,2
8,9/12,6	9,2/9,7	12,0/12,7	10,4/14,8	10,5/9,8	10,6/9,0
9,1/12,8	9,7/10,3	13,2/12,0	9,6/13,2	11,4/8,6	12,8/9,2
9,3/14,5	10,1/12,8	14,2/15,0	8,7/15,8	11,3/8,8	10,6/13,7
9,5/13,2	9,9/13,4	14,2/7,7	8,7/13,8	9,3/7,8	14,1/14,8
8,0/15,2	11,8/11,5	15,0/9,8	8,4/13,6	8,8/12,5	15,2/12,6
9,3/14,2	9,1/11,7	10,2/13,3	8,8/15,2	8,9/13,6	16,7/11,8
8,7/13,4	10,2/10,2	8,8/14,2	9,2/12,0	9,0/14,2	12,4/15,8
8,7/15,5	10,1/12,4	10,2/10,7	8,3/13,9	10,4/15,8	13,8/14,7

Порівняння обчисленого значення критерію Пірсона χ^2 з табличним вказує на нормальний характер розподілу величин A_1 і A_2 . Виходячи з цього перевірка гіпотези про приналежність вибірок значень параметрів A_1 і A_2 для даного стану та цих же параметрів для іншого до різних генеральних сукупностей проводилася за допомогою дисперсійного аналізу, в основі якого лежить обчислення критерію F , що має розподіл Фішера.

Для даного випадку

$$F = \frac{(1/R)S_1}{(R+1)(n-1)^{-1}S_2}, \quad (3.23)$$

де R – кількість несправних станів, $R = 2$;

S_1 – величина, що характеризує ступінь розбіжності параметра A для

різних станів (розсіювання по станах), $S_1 = n \sum_{j=0}^R (\bar{A} - \bar{A}_j)^2$;

\bar{A}_j – вибіркоче середнє арифметичне j -го стану ($j = 0, R$);

\bar{A} – загальне середнє арифметичне значення параметра A при всіх

$(R+1)n$ вимірах, $\bar{A} = \frac{1}{R+1} \sum_{j=0}^R \bar{A}_j$;

S_2 – величина, що характеризує ступінь розсіювання параметра A , обумовлену впливом похибок вимірів і ряду інших неврахованих

факторів (залишкове розсіювання), $S_2 = \sum_{j=0}^R \sum_{i=1}^n (A_{ij} - \bar{A}_j)^2$;

A_{ij} – поточне значення параметра A для j -го стану.

Порівняння спостережуваних значень критерію Фішера з табличними показало, що вибірки параметрів A_1 і A_2 для кожного стану не належать до різних генеральних сукупностей. Таким чином, результати дисперсійного аналізу вказують на неможливість виконання оцінки ступеня розрегулювання замикаючого органа форсунки (для значень, що перевіряються) по максимальному розмаху амплітуд віброімпульсів підйому й посадки голки, реєструємих у зазначеному частотному діапазоні.

На наступному етапі експерименту вирішувалося питання про можливість діагностування форсунки при поломці форсуночної пружини. За допомогою дисперсійного аналізу віброграм параметрів A_1 і A_2 , отриманих на повнорозмірному двигуні, у випадку поламаної пружини та пружині з еталонним значенням попереднього зусилля затягування була встановлена відмінність цих станів.

З розгляду віброграми при зависанні голки (рисунок 3.7, б) видно, що відбулася якісна зміна структури реєструючого вібросигналу, яке проявляється у виродженні першого віброімпульсу.

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

вібросигналу від циклової подачі є необхідною, але не достатньою умовою для розв'язку задачі діагностування. Слід дати оцінку розв'язувальній спроможності запропонованого методу, на яку в основному буде впливати неоднозначність, що виникає при фіксації моменту появи другого віброімпульсу.

Для встановлення розв'язувальної спроможності потрібен набір статистичних даних. В принципі можливе визначення зміни кута випередження вприскування по відстані від переднього фронту першого віброімпульсу до моменту появи опорного сигналу (відмітка в.м.т.).

Враховуючи неможливість визначення ступеня розрегулювання пружини форсунки по амплітудних параметрах отриманих віброімпульсів, слід детально розглянути джерела їх походження та проаналізувати протікання ударних процесів, які виникають при підйомі й посадці голки. Необхідною умовою є вивчення форсунки як коливальної системи й, в першу чергу, знаходження частот її власних коливань, які є в частотному спектрі перехідного процесу для будь-якого механічного об'єкту.

Для визначення частоти (періоду) власних коливань форсунки необхідно враховувати можливість їх реєстрації в реальних умовах. З цього погляду практичний інтерес представляють поздовжні коливання форсунки (вздовж осі симетрії), фіксацію яких доцільно проводити на зовнішній стороні фланця її кріплення до кришки циліндра.

Виходячи з цього та враховуючи конструктивні особливості монтажу форсунки на двигуні, представимо її моделлю коливальної системи у вигляді балки постійного перерізу з забитими кінцями й рівномірно розподіленим підресореним навантаженням (рисунок 3.9), в цьому випадку балка – фланець кріплення. Під рівномірно розподіленою навантаженням мається на увазі вага корпусу форсунки та її деталей. Ефект підресорювання викликаний пружністю ущільнень, що не допускають прориву газів з циліндра. В обраній моделі ущільнення представлені у вигляді пружної основи. Вибір моделі коливальної

системи обумовлює розгляд поперечних коливань фланця кріплення.

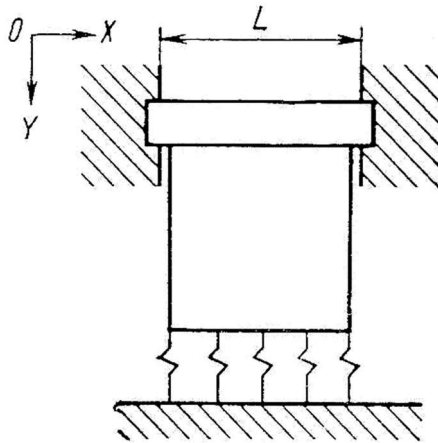


Рисунок 3.9 – Модель коливальної системи форсунки

Якщо балка постійного перерізу з розподіленим підресореним навантаженням має вісь симетрії, то для знаходження частот її власних поперечних коливань в одній з головних площин без обліку затухання, моменту інерції повороту перерізів і сил перерізування необхідно знайти розв'язок наступного диференціального рівняння

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho_a (1 + e) F \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + cy = 0, \quad (3.24)$$

де EJ – жорсткість балки при вигині;

F – площа поперечного перерізу балки;

ρ_a – густина матеріалу балки;

$$e = M / (\rho_a FL);$$

M – маса балки;

L – довжина балки;

$$c = k/L;$$

k – коефіцієнт жорсткості пружної основи;

x і y – координати;

t – час.

Введемо безрозмірну координату $\xi = x/L$. Тоді рівняння (3.24) прийме вигляд

$$\frac{\partial^4 y}{\partial \xi^4} + \rho_a F \frac{L^4}{EJ} (1 + e) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{L^4 c}{EJ} y = 0. \quad (3.25)$$

Розв'язком цього рівняння буде залежність

$$y(\xi, t) = (A \cos \omega t + B \sin \omega t) Y(\xi), \quad (3.26)$$

де ω – частота коливань балки.

Після підстановки $y(\xi, t)$ в це рівняння одержимо диференціальне рівняння відносно $Y(\xi)$

$$Y^{IV}(\xi) - r^4 Y(\xi) = 0, \quad (3.27)$$

де

$$r^4 = \frac{L^4}{EJ} (\rho_a F (1 + e) \omega^2 - c). \quad (3.28)$$

Розв'язком рівняння відносно $Y(\xi)$ є рівність

$$Y(\xi) = A \operatorname{ch} r \xi + B \operatorname{sh} r \xi + C \cos r \xi + D \sin r \xi, \quad (3.29)$$

де A, B, C , і D – довільні постійні, які визначають із граничних умов.

Для визначення r необхідно розв'язати трансцендентне рівняння, яке для балки із забитими кінцями має вигляд $\cos r \operatorname{sh} r = 1$. Розв'язуючи це рівняння методом ітерацій, знайдемо $r_1 = 4,7300$; $r_2 = 7,8532$; $r_k = (2k + 1)/2$ (для $k > 2$).

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Використовуючи формулу (3.28) і враховуючи, що $f = \omega/(2\pi)$, знайдемо основну частоту власних коливань розглянутої механічної системи

$$f_1 = \frac{r_1^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EJ + c}{\rho_a F(1 + e)}}, \quad (3.30)$$

Всі величини, що входять у формулу (3.30), незмінні для конкретного конструктивного виконання форсунки. Виняток становить лише параметр c , що характеризує пружні властивості ущільнень. Цей параметр у реальних умовах визначається багатьма випадковими факторами (зусиллям затягування при монтажі форсунки на двигуні, розмірами й формою ущільнень, внутрішніми властивостями матеріалу ущільнень тощо), внаслідок чого можливий істотний розкид його значень, визначити який дуже важко. Отже, в чисельному виразі можна знайти тільки нижню границю частотного діапазону власних коливань, що відповідає випадку, коли $c = 0$, тобто ефект підресорювання не враховується.

Для закритої форсунки двигуна ЧН 26/26, що має наступні розрахункові дані: $E = 2,2 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$; $J = 787,5 \cdot 10^{11} \text{ м}^4$; $L = 0,008 \text{ м}$; $F = 105 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$; $\rho_a = 800 \text{ кг/м}^3$; $e = 3,24$; $f_1 \approx 78 \text{ кГц}$. Таким чином, власні частоти поперечних коливань фланця знаходяться в ультразвуковому діапазоні.

Очевидно, у загальному спектрі коливань працюючої форсунки міститься й ударний спектр частот, обумовлений взаємодією голки з обмежувачем і сідлом. Для аналізу ударних явищ у механічних системах слід оцінити тривалість зіткнення контактуючих тел. На основі цього вибирають математичну модель збурювань.

Для визначення тривалості зіткнення замикаючого органа форсунки об відповідні поверхні прийнятна модель удару стержня з вільними кінцями об тверде тіло, яка, зокрема, не враховує форму співударяючих поверхонь. У цьому випадку тривалість зіткнення визначають по формулі:

$$\tau_{\dot{n}} = 2l_{\dot{n}0}/\nu, \quad (3.31)$$

де $l_{\dot{n}0}$ – довжина стержня (голки);

ν – швидкість поширення пружних хвиль.

Для вибору форми (математичної моделі) ударного збурювання знаходять відношення тривалості зіткнення до основного періоду $T_1 = 1/f_1$ власних коливань реагуючої системи. У даному випадку $\tau_c/T_1 = \tau_c \cdot f_1 = 1,25$.

Беручи до уваги вимоге $\tau_c/T_1 > 0,5$ і отриманий результат, для досліджуваної механічної системи необхідно враховувати форму збурювання при описі ударних процесів, що відбуваються в ній. Відношення τ_c/T_1 показує, що визначення нижньої границі частотного діапазону є достатньою умовою для вибору форми збурювання, тому що при обліку параметра c у виразі (3.30) зростає величина f_1 , а отже, і відношення τ_c/T_1 .

Найпоширенішою формою для опису ударних процесів, що відбуваються при взаємодії вузлів і деталей у двигуні, є збурювання у формі напівсинусоїди. У цьому випадку відбувається повне відновлення вихідного стану в місці контакту (абсолютно пружний удар), і ударний імпульс має симетричний характер.

Для лінійної системи без демпфірування функції збурювання у вигляді напівсинусоїди й реакції в часі в період дії мають такий вигляд:

– для $0 \leq t \leq \tau_c$

$$\left. \begin{aligned} \zeta(t) &= \zeta_p \sin(\pi t/\tau_c); \\ \nu(t) &= \frac{\zeta_p}{1 - T_1^2/(4\tau_c^2)} \left[\sin(\pi t/\tau_c) - \frac{T_1}{2\tau_c} \sin(\omega t) \right]; \end{aligned} \right\} \quad (3.32)$$

– для $\tau_c < t$

						Лист
					0032.226318.000.01MP.ПЗ	
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

залежить від жорсткості пружини форсунки. Отже, інтенсивність (амплітуда) першого віброімпульсу при поламаній пружині менше, ніж інтенсивність аналогічного віброімпульсу для цілої пружини. Умови формування структури другого віброімпульсу залишаються незмінними для різних станів конструктивних елементів форсунки.

Розглянемо один з варіантів визначення технічного стану розпилюючих отворів соплового наконечника. Необхідність встановлення ступеня закоксованості або розмиву розпилюючих отворів, яка визначається площею ефективного прохідного перерізу, пояснюється помітним впливом стану розпилюючих отворів на робочий процес, а також відсутністю надійного і апробованого методу діагностування даного елемента конструкції форсунки.

Для вибору прийняттого рішення поставленої задачі розглянемо висновки, які були зроблені при аналізі гідродинамічних джерел збудження віброакустичних процесів у форсунці. Зокрема, турбулентний рух палива, що виникає в результаті вприскування, збуджує коливання соплового наконечника, спектр частот яких визначається спектром пульсації тиску (швидкості). Збудником коливань може бути й періодична зміна тиску, яка відбувається в результаті зриву вихрів палива при виході його з отворів розпилювача.

Як у першому, так і в другому випадку збуджуються й власні коливання соплового наконечника, особливості протікання яких будуть визначатися внутрішніми властивостями самої коливальної системи й згаданими вище зовнішніми збуджуючими факторами. Очевидно, що характер і величина зміни цих факторів багато в чому залежать від стану розпилюючих отворів. Виходячи із цього, можна припустити, що зміна технічного стану розпилюючих отворів повинна відбитися на характеристиках власних коливань соплового наконечника.

Виконаємо оцінний розрахунок власних частот соплового наконечника. З врахуванням того, що в реальних умовах найбільш простою є реєстрація вібросигналу в напрямку осі симетрії форсунки, практичний інтерес представляє

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

дослідження поздовжніх коливань соплового наконечника, який для розрахунків можна представити у вигляді стержня постійного перерізу із забитим кінцем. При відсутності затухання рівняння власних поздовжніх коливань стержня постійного перерізу має вигляд

$$f_{\text{ст}} E \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \rho_{\text{ст}} f_{\text{ст}} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0, \quad (3.34)$$

де $u(x, t)$ – переміщення перерізу стержня в поздовжньому напрямку x ;

E – модуль пружності матеріалу стержня;

$f_{\text{ст}}$ – площа перерізу стержня;

$\rho_{\text{ст}}$ – густина матеріалу стержня (голки).

Вводячи безрозмірну координату $\eta_{\text{ст}} = x/l_{\text{ст}}$ (де $l_{\text{ст}}$ – довжина стержня) і позначаючи через $a^2 = E/\rho_{\text{ст}}$, отримаємо рівняння (3.34) в наступному вигляді

$$\frac{\partial^2 u}{\partial \eta_{\text{ст}}^2} - \frac{l_{\text{ст}}^2}{a^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0. \quad (3.35)$$

Для власних коливань розв'язок рівняння (3.35) наступний

$$u = (A \cos \omega t + B \sin \omega t) v(\eta_{\text{ст}}). \quad (3.36)$$

Після підстановки цього виразу в рівняння (3.35) отримаємо

$$v''(\eta_{\text{ст}}) + \beta^2 v(\eta_{\text{ст}}) = 0, \quad (3.37)$$

де $\beta = \omega^2 l_{\text{ст}}^2 / a^2$.

Отже

$$v(\eta_{\text{ст}}) = A_1 \cos \beta \eta_{\text{ст}} + B_1 \sin \beta \eta_{\text{ст}}. \quad (3.38)$$

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Для забитого кінця стержня $u(0)=0$. Для вільного кінця $\frac{\partial u}{\partial x_{x=l_{ct}}}=0$. З врахуванням рівняння (3.35) можна записати – $A_1\beta \sin \beta + B_1\beta \cos \beta = 0$. З умови $u(0)=0$ слідує, що $A_1 = 0$. Тому рівняння для визначення власних частот соплового наконечника отримаємо у вигляді $B_1\beta \cos \beta = 0$, звідки $\cos \beta = 0$ й $\beta = \pi/2 \pm k\pi$ ($k = 0, 1, 2, \dots$).

Для основного тону $\beta = \pi/2$. Основну частоту власних коливань соплового наконечника визначають, використовуючи співвідношення

$$f_{c.n} = \omega/(2\pi) = a\beta/(2\pi l_{ct}) = a/(4l_{ct}). \quad (3.39)$$

Враховуючи, що $a = \sqrt{E/\rho_{ct}}$, отримаємо $f_{c.n} = \sqrt{E/\rho_{ct}}$.

Для соплового наконечника дизеля серії ЧН26/26 $l_{ct} = 0,023$ м. Тоді, приймаючи $E = 2,2 \cdot 10^{11}$ Н/м² й $\rho_{ct} = 800$ кг/м³, отримаємо $f_{c.n} \approx 180,3$ кГц.

Таким чином, оцінювати технічний стан отворів розпилювача слід вимірюванням характеристик коливального процесу, протікаючого в ультразвуковому частотному діапазоні.

Аналіз експериментальних і розрахункових результатів дозволяє зробити висновки про можливість діагностування елементів конструкції форсунки закритого типу по віброакустичних параметрах.

3.3 Розробка заходів з удосконалення випробувань форсунки

Призначення паливної апаратури полягає в подачі палива в циліндри двигуна в строго певний момент, точно дозованої кількості, необхідного для повного якісного згорання (далекобійність струменя, рівномірний розподіл за об'ємом камери згорання), забезпечення заданої потужності і частоти обертання

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	0032.226318.000.01МР.ПЗ					

колінчастого валу. При виготовленні дизелів деталі паливної апаратури виконують з високою точністю і настроюють (регулюють) на строго певну взаємозалежність роботи. Проте в процесі експлуатації дизелів відбуваються знос, розрегулювання паливної апаратури, що спричиняє за собою порушення процесу згорання палива і, як наслідок цього, погіршення експлуатаційних (потужність, частота обертання, надійність деталей і вузлів) і економічних (питома витрата палива) характеристик дизеля. Технічне обслуговування і ремонт паливної апаратури призначені для періодичної перевірки її стану і у разі наближення або виходу за встановлені межі приведення стану деталей апаратури в регламентовані норми, що забезпечують справну і економічну роботу дизеля. Ознаками хорошої якості ремонту і регулювання паливної апаратури є чітка, рівномірна і стійка робота дизеля без стуку, відсутність димного випуску, однакова температура вихлопних газів всіх циліндрів дизеля.

До основних пошкоджень паливної апаратури відносяться:

- вихід із ладу паливного насосу високого тиску (ПНВТ).
- заклинювання голки форсунки.
- підсос повітря в паливну систему.
- інші пошкодження.

Одним з найменш надійним вузлом паливної системи є форсунка. Розглянемо основні причини виходу з ладу форсунок та їх складових частин. Зношення розпилювачів форсунок, направляючої прецизійної поверхні розпилювача найчастіше носить абразивний характер [9]. Зустрічаються також корозійні пошкодження і випадки втрати рухливості (зависання) голки в каналі корпусу розпилювача. Для розпилювачів, що пройшли ремонт, зокрема відновлення ущільнюючої здатності конуса, характерне також нерівномірне зношення поверхні від попадання абразиву пасти. Збільшення середнього діаметрального зазору оцінене безпосередніми вимірюваннями в розпилювачах, що не проходили ремонт протягом пробігу 135 - 200 тис. км , складає 0,4 -

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

0,6 мкм для дизеля Д 49 і 0,4-1,1 мкм для дизеля Д 50.

Необхідно відзначити, що зустрічаються випадки і зменшення середнього діаметрального зазору, що викликається відкладенням на прецизійних поверхнях плівок оксидного або лакового характеру, що є продуктами окислення і полімеризації складових палива. Погіршення рухливості голок і поява натирання може бути викликана попаданням на прецизійну поверхню з боку хвостовика голки продуктів зношення опорних поверхонь штанги і пружини форсунки.

Терміни служби розпилювачів у великій мірі визначаються зносостійкістю його замикаючої конічної поверхні, зношення і руйнування якої приводять до погіршення якості розпилювання палива і втрати герметичності (підтікання). Характер руйнування та інтенсивність зношення конічних поверхонь розпилювачів залежать від ряду експлуатаційних чинників, особливостей конструкції і технології виготовлення. До експлуатаційних чинників слід віднести: переважаючі режими роботи дизелів, що визначають температуру замикаючого конуса і сопла, якість протікання процесів, закінчення вприскування; якість палива і його склад, зокрема за змістом сірі, механічних домішок і води; систему ремонту, включаючи особливості технологічних прийомів відновлення. З конструктивних особливостей необхідно відзначити в першу чергу жорсткість конструкції форсунки, що визначає можливість виникнення деформаційних змін геометрії прецизійної поверхні від дії монтажних і робочих навантажень; рівень контактної напруги, який виникає на конічній поверхні і залежить від швидкості посадки голки і її маси; підбір матеріалу і технології його зміцнення.

Характер зношення конічної поверхні розпилювача, зібраного взаємним притиранням конусів, можна проаналізувати по профілограмах конуса корпусу і голки розпилювача дизеля 11Д45 (рисунок 4.1)

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

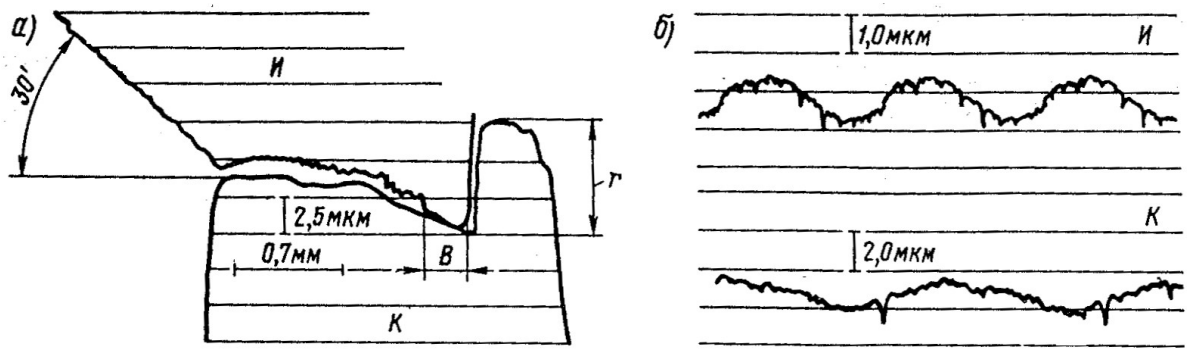


Рисунок 3.10 – Профілограми утворюючих конусів голки И і корпуса К розпилювачів зібраного взаємною притиркою

знятим після пробігу 279 тис. км. Привертає увагу глибоке (до 7-10 мкм) вироблення “Г” в поздовжньому перетині конуса корпусу. Це вироблення утворене в основному при взаємному притиранні з голкою в процесі виготовлення і ремонту розпилювача на зв'язаній поверхні конуса голки, починаючи з поясочка ущільнювача. Також є витерта поверхня, що повторює профіль вироблення конуса корпусу. Розгорнені профілограми поперечного перетину цих поверхонь записані в зоні передбачуваного контакту, вказують на велику кількість тріщин в металі голки (сталь Р18), а також окремих розколин і вм'ятин на азотованій поверхні конуса корпусу. Утворення мікро тріщин глибиною до 1,0-1,5 мкм є дуже малою, тому розкриття можна віднести до втомного характеру, викликаного додатком більшої кількості ударних циклічних навантажень (до 100 млн. зіткнень за 1000 г роботи). Поява вм'ятин і розколин завглибшки від 2 до 10 мкм, як правило, пов'язано з попаданням в зону конусного ущільнення чужорідних частинок, що поступають разом з паливом. Розколи виходять і в результаті розвитку мікро тріщин втомного характеру при тривалій роботі. Проте дефектний шар уражений мікро тріщинами, із-за малої глибини майже завжди повністю знімається при ремонті в результаті взаємного притирання конусів, і тим самим запобігає подальшому розвитку руйнувань контактної поверхні. Профілограми і круглограми (рисунок 3.11) конічних

подальшому нормальне експлуатаційне зношення, що викликається ударами замикаючої поверхні голки в зв'язану поверхню корпусу, супроводжується ущільненням цих поверхонь, утворенням наклепаного шару металу і його взаємним стиранням. Поява мікротріщин втомного характеру незначної глибини (до 1 мкм), як це має місце при пробігу 180 тис. км, ще не є ознакою інтенсивного руйнування контактної поверхні Термін служби розпилювача визначається кількістю допустимих циклів зіткнень, після яких починається розвиток втомних мікро тріщин в розколах, і в основному залежить від рівня силової дії і якості матеріалу. В даному випадку початкові ознаки такого руйнування можна спостерігати у розпилювачів, що пропрацювали 480 тис. км.

Поява раковин і вм'ятин на конічних поверхнях в початковій стадії експлуатації викликається зазвичай попаданням в зону контакту конусного ущільнення чужорідних частинок, що є продуктами зношення деталей паливної апаратури і технологічною гряззю. У початковій стадії експлуатації втомні руйнування можуть з'являтися і в розпилювачах, що мають вищу ударну напругу в конічних поверхнях. Профілограми I і круглограми II конічної поверхні розпилювачів, забракованих із-за втрати герметичності, приведені на рисунку 3.11. Розпилювачі працювали у форсунках, форсованих по гідравлічній і силовій дії на конічну частину більше, ніж у попередньому випадку (хід голки 0,75 мм, маса 16 г). Причиною негерметичної роботи розпилювача після пробігу 10 тис. км були вм'ятини завглибшки до 9 мкм з кутом розкриття 20 - 30°, поява яких пов'язана з попаданням в зону замикаючого поясочка технологічної грязі, що вимивається під час роботи з паливопідводячих каналів. Крім того, на контактному поясочку голки цього розпилювача вже спостерігаються окремі мікро тріщини і розколи з кутом розкриття 3 - 5°, завглибшки до 2 мкм.

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

рухливості голки, що приводить до відкладення нагару всередині розпилювача, лакоутворення, підвищення температури носика сопла.

Поява нагару на соплі викликає зменшення ефективного переріза розпилюючих отворів і їх загоряння. Зношення розпилюючих отворів соплових наконечників форсунок дизелів типу Д100 не лімітує їх працю до пробігу 600 - 800 тис. км. Термін служби сопел до бракованих значень багато в чому визначається якістю і стабільністю технологічних процесів виготовлення розпилюючих отворів. Так, у значної кількості сопел форсунок дизелів типу Д49 відмічена різка зміна пропускної здатності вже при пробігу 10 - 50 тис. км. У експлуатації зустрічаються випадки руйнування соплових наконечників форсунок дизелів типу Д49, 11Д45 по розпилюючих отворах, а також по відриву носиків від корпусів розпилювачів дизелів типу Д50 і К6S310DR. Такі відмови, як правило, пов'язані з виробничими дефектами (підвищена крихкість азотованого шару, цементация стінок). Подібні відмови можуть викликатися збільшенням виходу розпилювача в камеру згорання, тривалою роботою форсунки з розпилювачем, що має завислу голку, або незадовільною герметичністю.

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЯК ОСНОВА ДІАГНОСТУВАННЯ

4.1 Математична модель роботи форсунки

При розв'язанні задач діагностування все більш широке застосування знаходять математичні моделі процесів у різних агрегатах дизелів. Їх розробляють на основі закономірностей механічних, фізичних, газодинамічних і хімічних процесів, що протікають у дизелі. При цьому використовують як теоретичні розробки, так і результати експериментальних досліджень. Залежність між багатьма параметрами процесів має складний характер, що утрудняє розв'язок задач діагностування. Тому при розробці математичних моделей у ряді випадків застосовують обґрунтовані спрощення, замінюючи диференціальні рівняння в достатньому ступені еквівалентними емпіричними залежностями, а нелінійні функціональні залежності – лінійними тощо.

Розглянемо математичну модель роботи форсунки дизеля типу Д50. Виділимо в розпилювачі форсунки два об'єми рідини (рисунок 4.1): перший – перед голкою V_{ϕ} , що включає також об'єми в каналах корпусів голки і форсунки; другий – під голкою V_a .

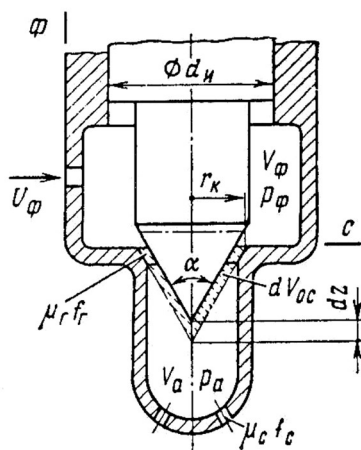


Рисунок 4.1 – Розпилювач форсунки

$$dz/dt = v_e, \quad (4.1)$$

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

0032.226318.000.01MP.ПЗ

$$M_{\text{и}} \frac{dv_{\text{и}}}{dt} = p_{\text{а}} f_{\text{ик}} + p_{\text{ф}} (f_{\text{и}} - f_{\text{ик}}) - c_{\text{и}} (z_0 + z); \quad (4.2)$$

де $z, v_{\text{и}}$ – переміщення і швидкість голки;

$M_{\text{и}}$ – маса голки і деталей, що рухаються з нею;

$p_{\text{а}}, p_{\text{ф}}$ – тиск в об'ємах;

$f_{\text{и}}, f_{\text{ик}}$ – площі перетину голки по діаметру $d_{\text{и}}$ і запірного отвору по місці посадки конуса з радіусом $r_{\text{к}}$;

$c_{\text{и}}, z_0$ – жорсткість і попереднє стиснення пружини.

При переміщенні голки на величину d_z об'єм перед голкою зміниться на величину

$$dV_{\text{ф}} = \varepsilon_{\text{и}} (f_{\text{и}} d_z - dV_{\text{ос}}), \quad (4.3)$$

де $dV_{\text{ос}}$ – зміна об'єму внаслідок виходу запірного конуса з об'єму під голкою;

$\varepsilon_{\text{и}}$ – коефіцієнт, що враховує припинення зміни об'єму, коли голка досягне свого упору і $z = z_{\text{max}}$, тобто

$$\varepsilon_{\text{и}} = \begin{cases} 1 & \text{при } 0 < z < z_{\text{max}}; \\ 0 & \text{при } z = z_{\text{max}}. \end{cases} \quad (4.4)$$

Зміна об'єму $dV_{\text{ос}}$ може бути виражена залежно від d_z і геометрії конуса, тобто

$$dV_{\text{ос}} = f(dz), \quad (4.5)$$

Об'єм під голкою змінюється на величину

						0032.226318.000.01МР.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

$$dV_a = dV_{oc}, \quad (4.6)$$

Елементарний об'єм рідини, що впливає в об'єм під голкою, буде

$$dV_{и} = \zeta_{и} \mu_{г} f_{г} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{\phi} - p_a|} \cdot dt, \quad (4.7)$$

де $\mu_{г}$, $f_{г}$ – коефіцієнт витрати та площа прохідного перерізу під конусом голки;

$\zeta_{и}$ – коефіцієнт, що враховує напрямок руху рідини, тобто $\zeta_{и} = 1$, якщо $p_{\phi} \geq p_a$, і $\zeta_{и} = -1$, якщо $p_{\phi} < p_a$.

При зміні тиску рідини перед голкою на dp_{ϕ} зміна об'єму палива в результаті стиснення складе

$$d_{\phi сж} = \alpha_{ж} V_{\phi} dp_{\phi}, \quad (4.8)$$

Рівняння балансу елементарних об'ємів у порожнині перед голкою з врахуванням надходження палива з нагнітального трубопроводу буде

$$u_{\phi} f_{г} dt - dV_{\phi} - dV_{\phi сж} - dV_{и} = 0, \quad (4.9)$$

де $f_{г}$ – площа перерізу нагнітального трубопроводу.

Після постановки та перетворень цього виразу отримуємо диференціальне рівняння для тиску в порожнині перед голкою

$$\frac{dp_{\phi}}{dt} = \frac{1}{\alpha_{ж} V_{\phi}} \left(u_{\phi} f_{г} - \frac{dV_{\phi}}{dt} - \frac{dV_{и}}{dt} \right), \quad (4.10)$$

Елементарний об'єм рідини, що впливає з порожнини під голкою через сопловий отвір, буде

$$dV_c = \mu_c f_c \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_\phi - p_\Pi)} \cdot dt, \quad (4.11)$$

де μ_c, f_c – коефіцієнт витрати та площа перерізу соплових отворів;
 p_Π – тиск в циліндрі.

З рівняння балансу елементарних об'ємів отримуємо диференціальне рівняння для тиску під голкою

$$\frac{dp_a}{dt} = \frac{1}{\alpha_{\text{ж}} V_a} \left(\frac{dV_\Pi}{dt} - \frac{dV_c}{dt} - \frac{dV_a}{dt} \right), \quad (4.12)$$

Таким чином, система рівнянь (4.1) – (4.12) описує процеси, що відбуваються у форсунці та дозволяє визначити величини $z, v_\Pi, V_\phi, V_{oc}, V_a, V_\Pi, V_c, p_\phi, p_a$. Швидкість рідини u_ϕ на вході в об'єм під голкою визначають зі спільного розв'язку цієї системи з рівняннями, що описують процеси в нагнітальному трубопроводі.

Корінь похідних dp_ϕ/dt та dp_a/dt , що задовольняють системі диференціальних рівнянь (4.1) – (4.12), знаходять шляхом розв'язку системи нелінійних алгебраїчних рівнянь.

З геометричних розмірів конуса голки форсунки визначаємо залежність площі прохідного перерізу від підйому голки z (див. рисунок 4.1)

$$f_r = \pi z \sin \alpha \left(\frac{r_k}{\cos(\alpha/2)} - \frac{z}{2} \sin \frac{\alpha}{2} \right), \quad (4.13)$$

де α – кут при вершині конуса.

Визначимо зміну об'єму $V_{i\Pi}$ внаслідок виходу запірного конуса з об'єму під голкою. Якщо $z = 0$, то об'єм конуса під перерізом c буде

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

$$V_o = \frac{1}{3} \pi r_k^3 \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}. \quad (4.14)$$

При підйомі голки на висоту z об'єм конуса під перерізом c буде

$$V_z = \frac{1}{3} \pi \left(r_k \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - z \right)^3 \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right)^2. \quad (4.15)$$

Тоді $V_{oc} = V_o - V_z$. Тому що V_o – постійна величина, то $dV_{oc} = -dV_z$. В результаті диференціювання отримуємо

$$dV_{oc} = \pi \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right)^2 \left(r_k \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - z \right)^2 dz. \quad (4.16)$$

Інші характеристики форсунки дизеля Д50 наведені в таблиці 4.1. Ці конструктивні характеристики використовують при гідродинамічному розрахунку паливної системи.

Таблиця 4.1 – Характеристики форсунки дизеля Д50

Найменування, позначення та розмірність	Значення
1	2
Маса голки форсунки з рухомими деталями (без пружини) M_n , г	26,6
Маса пружини форсунки, г	28,6
Найбільша площа перерізу голки f_n , мм ²	38,4
Площа голки по місцю посадки конуса $f_{нк}$, мм ²	12,55
Жорсткість пружини голки c_n , Н/мм	15,7
Попереднє затягування пружини z_0 , мм	33,9
Початковий об'єм перед голкою V_ϕ , мм ³	1800
Початковий об'єм під голкою V_a , мм ³	82,17
Площа перерізу соплових отворів f_c , мм ²	0,7375

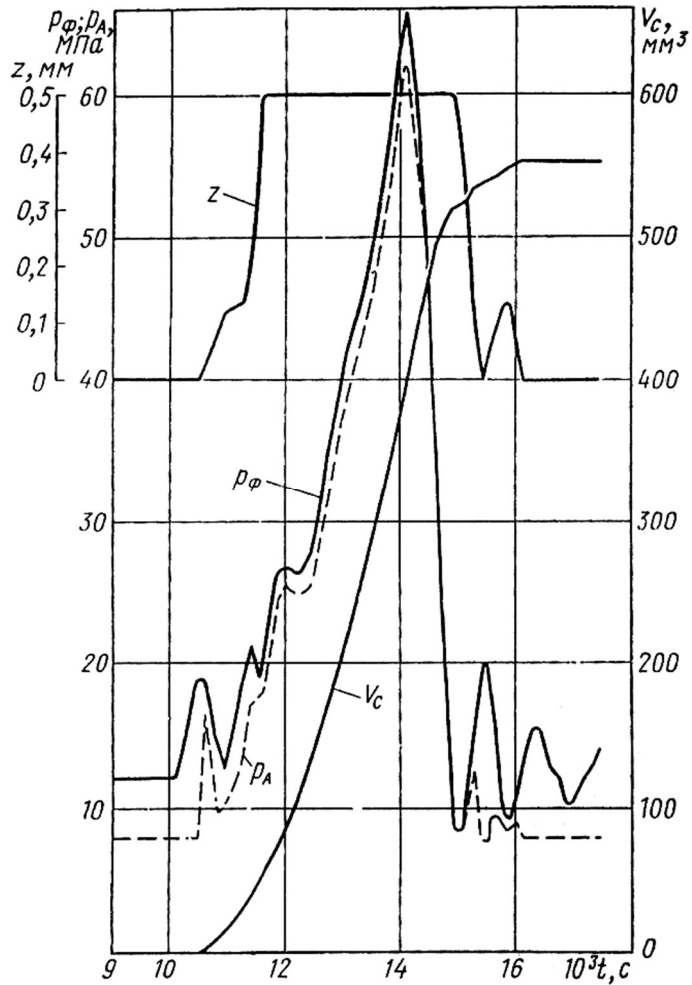


Рисунок 4.2 – Характеристики роботи форсунки залежно від часу

Ці коливання тисків викликають вторинний частковий підйом голки та додаткове підвприскування палива. Після посадки голки на своє місце коливання тисків у порожнинах нагнітального клапана й форсунки стабілізуються та розмах їх досягає 4 – 6 МПа. Тривалість подачі палива в циліндр становить $5,6 \cdot 10^{-3}$ с, що відповідає $28,5^\circ$ повороту кулачкового вала.

Залежність $V_c(t)$ визначає закон подачі палива в циліндр дизеля. Найбільші тиски в системі та характер їх зміни, тривалість і закон подачі палива добре узгоджуються з дослідними даними, отриманими шляхом осцилографування паливної системи.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

4.2 Імітаційне моделювання форсунки

Імітаційне моделювання було здійснене у програмному комплексі для 3D-моделювання Autodesk Inventor. Autodesk® Inventor® представляє собою сімейство продуктів для промислового 3D-проектування, включаючи інструменти моделювання, створення інструментального обладнання та обміну проектними даними. Використання технології цифрових прототипів дозволяє ефективно створювати високоякісні вироби за коротший період часу. Autodesk® Inventor® інтегрує дані AUTOCAD і 3D-моделі Inventor у цифрових прототипах. Оскільки цифрові прототипи точно відображають готовий виріб у 3D, вони є зручним інструментом для перевірки форми і функціональності виробів перед створенням їх фізичних прототипів. Засоби динамічного аналізу входять до складу 3D-середовища промислового проектування, що робить проведення аналізу впродовж усього процесу проектування дуже ефективною з точки зору економії коштів. Середовище динамічного аналізу підтримує моделювання руху та статичний аналіз, а також дозволяє виконувати розрахунки методом кінцевих елементів на рівні окремих деталей і взагалі на рівні виробу.

Функціонал моделювання руху в Autodesk Inventor використовує складальні залежності 3D-моделі для визначення ступеня жорсткості тіл, створення рухливих з'єднань і розрахунку динамічної поведінки. Це дозволяє аналізувати рух компонентів виробу, включаючи їхнє розташування, швидкість та прискорення. Візуалізація моделі сприяє оцінці взаємодії між компонентами і експлуатаційними характеристиками виробу. Autodesk Inventor також дозволяє створювати анімовані візуалізації цифрового прототипу, які базуються на фізичних моделях і заданих навантаженнях.

Графіки надають можливість оцінити зміну значень параметрів в робочому циклі виробу. Інформацію про параметри (координати, сили, прискорення тощо) можна отримати з графіків в конкретний момент часу. Можливість відображення

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

кількох графіків на одній координатній площині сприяє високій ступені наочності. Також результати моделювання можна експортувати в електронні таблиці Microsoft® Excel®.

Створена досить спрощена твердотіла модель форсунки дизеля Д50 в масштабі 1:1. Вона складається з 13 елементів, серед яких: корпус, голка, голкотримач, пружина та інші деталі.

На рисунку 4.3 зображено інтерфейс програми Autodesk Inventor для створення збирання моделі з твердотілих елементів. Воно складається зі стандартної панелі інструментів, анімаційного вікна, браузеру елементів та панелі інструментів для створення моделі.

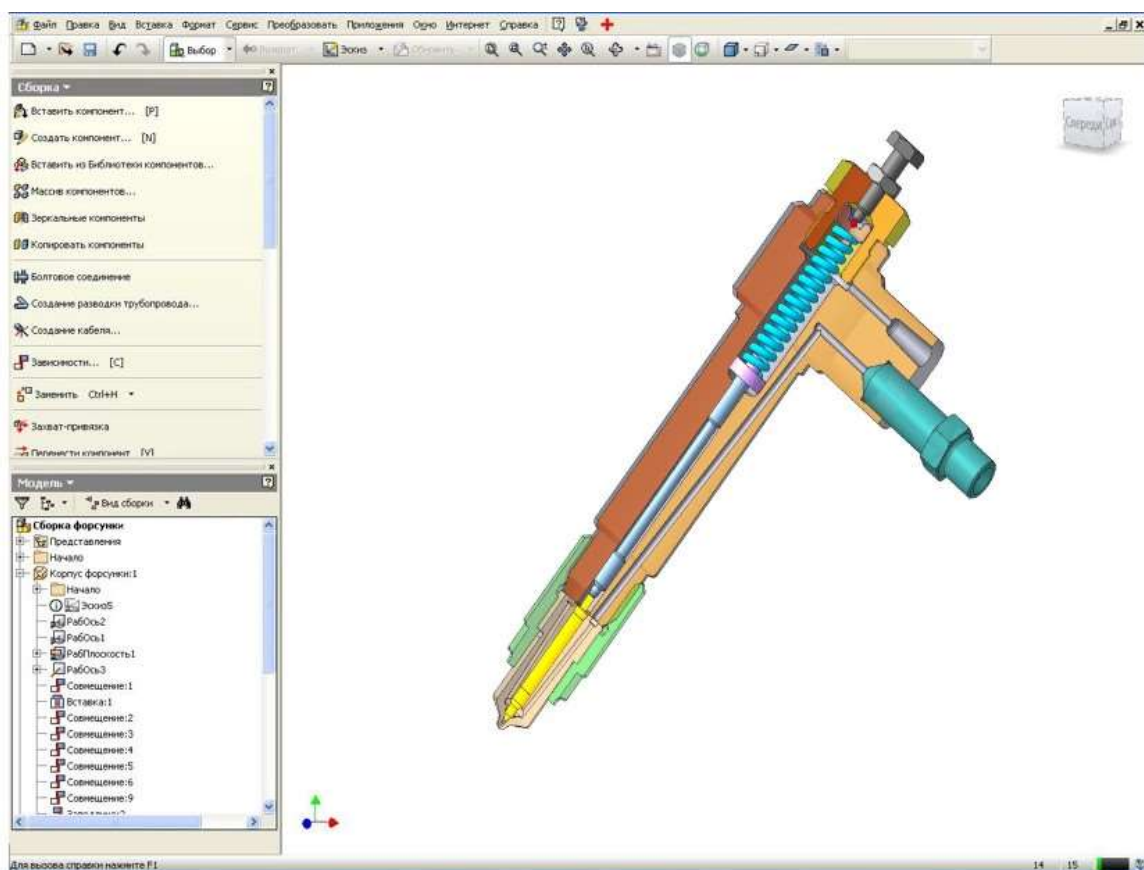


Рисунок 4.3 – Видігяд вікна створення збирання у програмі Autodesk Inventor

Модель корпусу форсунки (рисунок 4.4) дизеля виконана як цілісний твердотільний об'єкт. Для отримання змоги спостерігати за рухом внутрішніх частин в корпусі було зроблено два оглядових вирізи, котрі ніяк не впливають на хід моделювання.

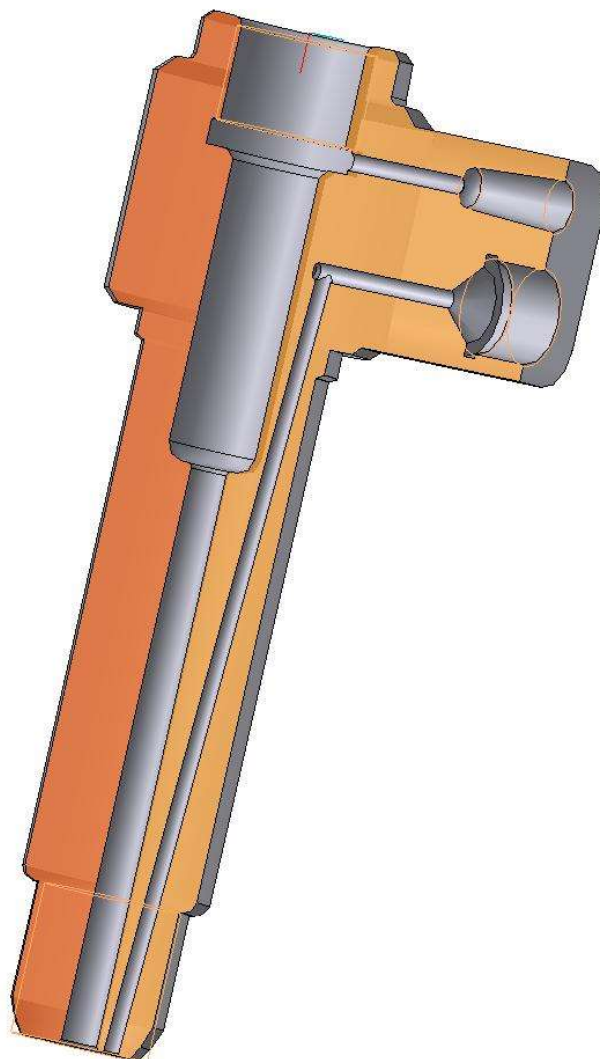


Рисунок 4.4 – Модель корпусу форсунки

Як було зазначено вище моделі виконані в натуральний розмір, а задані їм матеріали відповідають дійсності. Тому програма Autodesk Inventor автоматично

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

розрахувала інерційні характеристики кожної з моделей та використовувала їх при динамічному моделюванні. На рисунку 4.5 наведено загальний вигляд моделі, готової до динамічного моделювання.

Для динамічного моделювання роботи форсунки на голку було задане зусилля, яке відповідає силі, що діє на голку з боку палива під час його подачі

$$F = F_1 + F_1 + F_3, \quad (4.17)$$

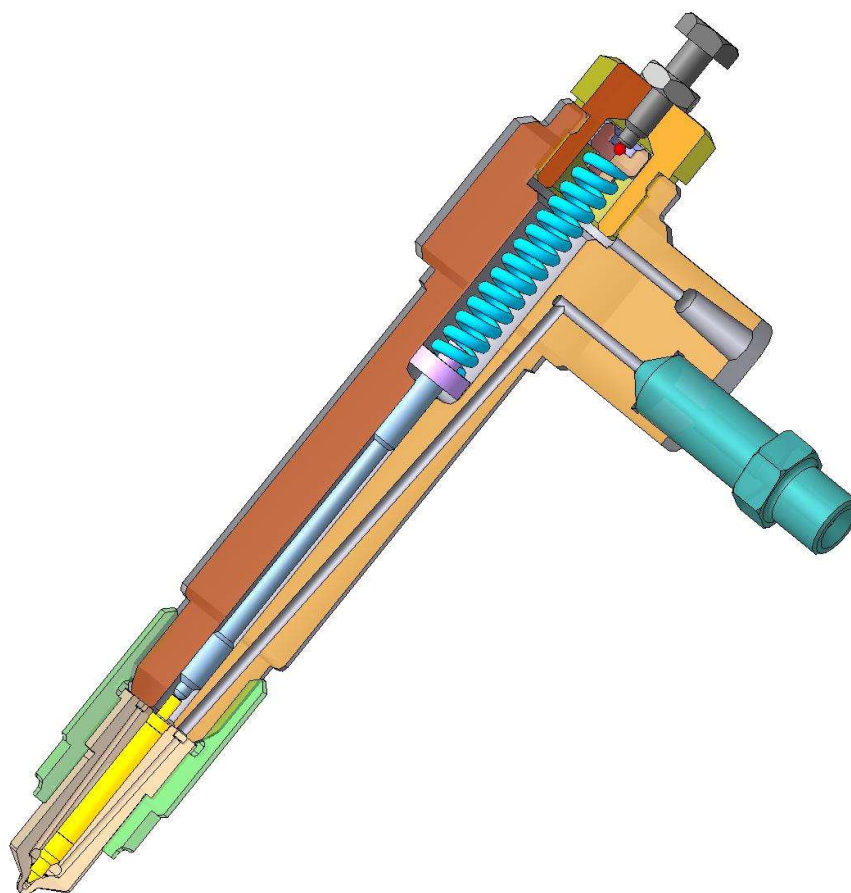


Рисунок 4.5 – Модель форсунки для динамічного моделювання

де F_1 – сила, отримана від дії тиску p_0 на площу галтелі переходу від діаметра 6 мм до 7 мм;

F_2 – сила, отримана від дії тиску p_0 на площу голки по місцю посадки;

F_3 – сила, отримана від дії тиску p_a на площу голки під місцем посадки конуса.

Сила F , що являє собою суму сил F_1 , F_2 та F_3 , є результуючою.

Графік залежності тиску палива від часу для форсунки дизеля Д50 було отримано з літератури [8].

Графік тиску приведено на рисунку 4.6.

P_a, P_ϕ , МПа

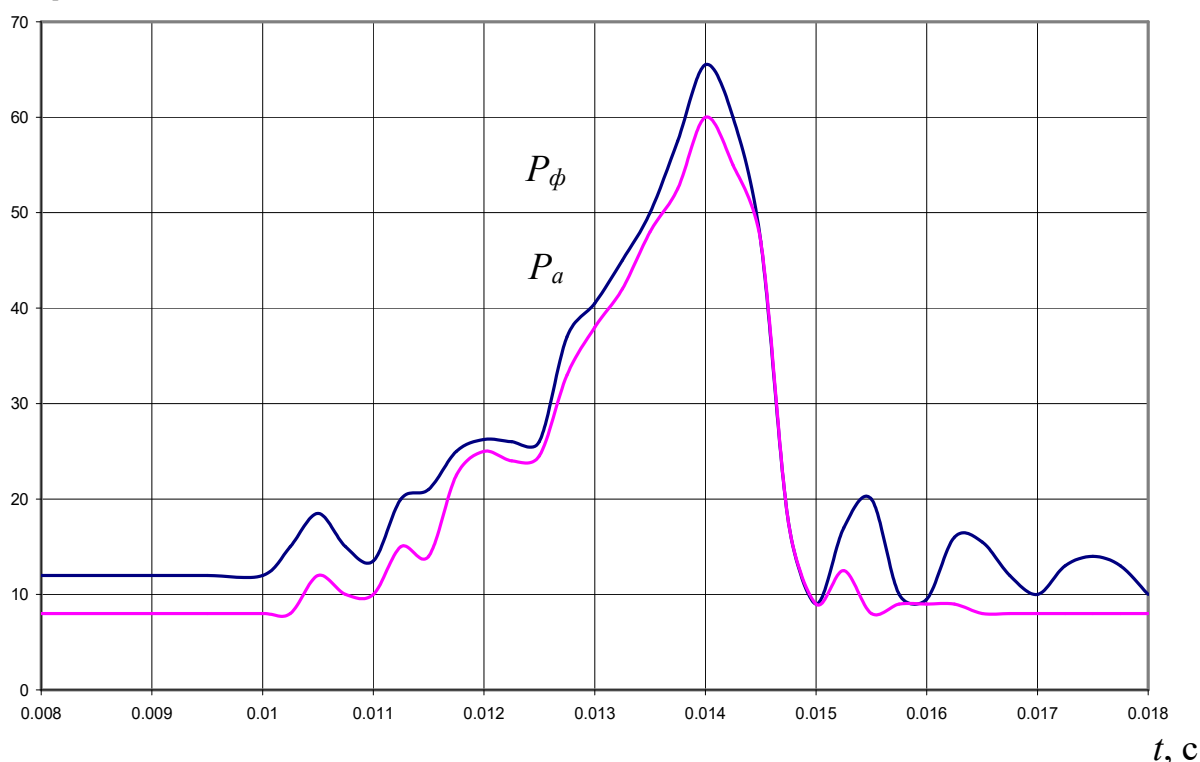


Рисунок 4.6 – Графіки залежності тиску палива над запірним конусом голки форсунки p_ϕ та під ним p_a

Графік є результатом гідродинамічного розрахунку подачі палива при кутовій швидкості обертання колінчастого валу $14,15 \text{ с}^{-1}$. За графіком тиску

палива при його подачі на різні частини голки діють різні тиски. Так на верхню частину конуса та на галтель переходу від діаметра 6 мм на 7 мм діє тиск p_{ϕ} , а на нижню частину конуса діє тиск p_a .

Межею між верхньою та нижньою частинами є робочий поясок контакту голки с розпилювачем. Для розрахунку були прийняті такі значення площ:

$f_{и}$ – повна площа перерізу голки 38,4 мм²;

$f_{ик}$ – площа голки по місцю посадки конуса 12,55 мм²;

$f_{г}$ – площа галтели 10,14 мм²;

$f_{инк}$ – площа голки під місцем посадки конуса 15,71 мм².

На рисунку 4.7 наведено еталонний графік переміщення голки форсунки, отриманий в результаті гідродинамічного розрахунку подачі палива [8].

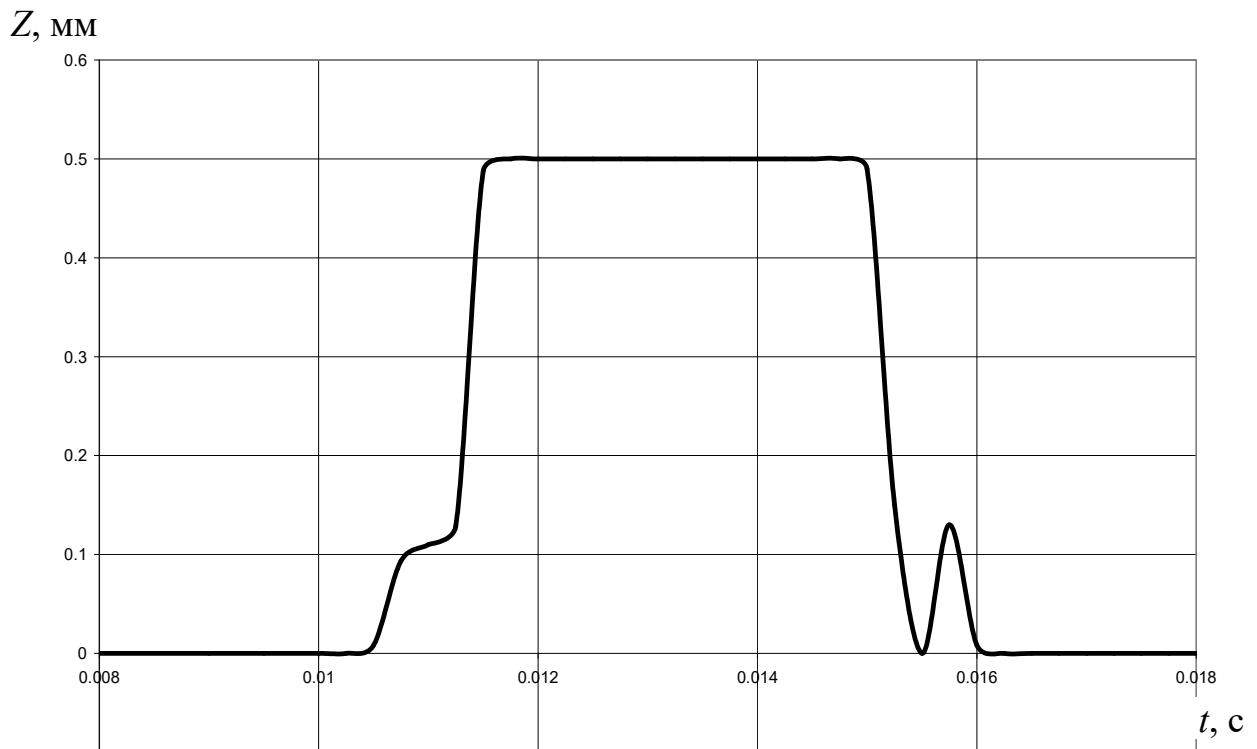


Рисунок 4.7 – Еталонний графік переміщення голки форсунки при подачі палива

Визначаємо величину зусиль F_1 , F_2 та F_3 при $t=0$, $p_\phi = 12$ МПа,
 $p_a = 8$ МПа

$$F_1 = p_\phi f_r; \quad (4.18)$$

$$F_1 = 12 \cdot 10,14 = 121,68 \text{ Н};$$

$$F_2 = p_\phi f_{ик}; \quad (4.19)$$

$$F_2 = 12 \cdot 12,55 = 150,6 \text{ Н};$$

$$F_3 = p_a f_{ипк}; \quad (4.20)$$

$$F_3 = 8 \cdot 15,71 = 125,68 \text{ Н}.$$

Аналогічно розраховуємо зусилля при інших значеннях t та результати зводимо в таблицю 4.2. Графік результуючої сили F приведено на рисунку 4.8.

Таблиця 4.2 – Розрахунок зусилля, що діє на голку форсунки

t , с	p_ϕ , МПа	p_a , МПа	F_1 , Н	F_2 , Н	F_3 , Н	F , Н
1	2	3	4	5	6	7
0	12	8	121,68	150,60	125,68	398
0,009	12	8	121,68	150,60	125,68	398
0,0095	12	8	121,68	150,60	125,68	398
0,01	12	8	121,68	150,60	125,68	398
0,01025	15	8	152,10	188,25	125,68	466
0,0105	18,5	12	187,59	232,18	188,52	608
0,01075	15	10	152,10	188,25	157,10	497
0,011	13,5	10	136,89	169,43	157,10	463
0,01125	20	15	202,80	251,00	235,65	689
0,0115	21	14	212,94	263,55	219,94	696
0,01175	25	22,5	253,50	313,75	353,48	921
0,012	26,25	25	266,18	329,44	392,75	988
0,01225	26	24	263,64	326,30	377,04	967
0,0125	26	24,5	263,64	326,30	384,90	975
0,01275	37	33	375,18	464,35	518,43	1358
0,013	40,5	38	410,67	508,28	596,98	1516
0,01325	45	42	456,30	564,75	659,82	1681
0,0135	50	48	507,00	627,50	754,08	1889

продовження таблиці 4.2

1	2	3	4	5	6	7
0,01375	57,5	52,5	583,05	721,63	824,78	2129
0,014	65,5	60	664,17	822,03	942,60	2429
0,01425	60	55	608,40	753,00	864,05	2225
0,0145	47	47	476,58	589,85	738,37	1805
0,01475	17,5	17,5	177,45	219,63	274,93	672
0,015	9	9	91,26	112,95	141,39	346
0,01525	17	12,5	172,38	213,35	196,38	582
0,0155	20	8	202,80	251,00	125,68	579
0,01575	10	9	101,40	125,50	141,39	368
0,016	9,5	9	96,33	119,23	141,39	357
0,01625	16	9	162,24	200,80	141,39	504
0,0165	15,5	8	157,17	194,53	125,68	477
0,01675	12	8	121,68	150,60	125,68	398
0,017	10	8	101,40	125,50	125,68	353
0,01725	13	8	131,82	163,15	125,68	421
0,0175	14	8	141,96	175,70	125,68	443
0,01775	13	8	131,82	163,15	125,68	421
0,018	10	8	101,40	125,50	125,68	353

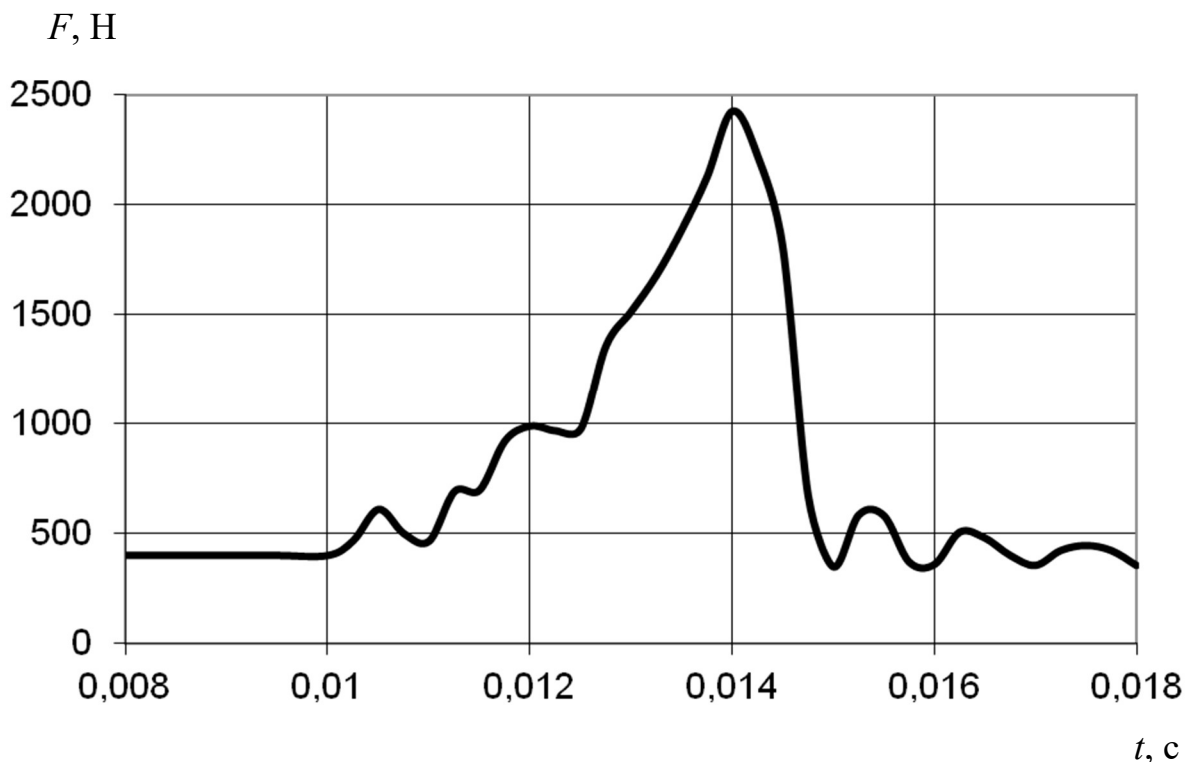


Рисунок 4.8 – Залежність сили від часу, що діє на голку форсунок

Для порівняння результатів моделювання з реальним діагностуванням форсунок, необхідно перерахувати еталонний графік переміщення залежно від

кута повороту колінчатого валу. На рисунку 4.9 приведено перерахований еталонний графік роботи форсунки.

Експерименти з імітаційною моделлю були проведені в чотири етапи.

Перший етап. На ньому моделювалась нормальна робота форсунки, тобто з нормативною затяжкою пружини та без будь-якого заклинювання. Зусилля на голку задано в ньютонках по 37-и опорним точкам, це скоротило витрату часу на введення кривої до пристрою графічного введення (див. таблиця 4.2).

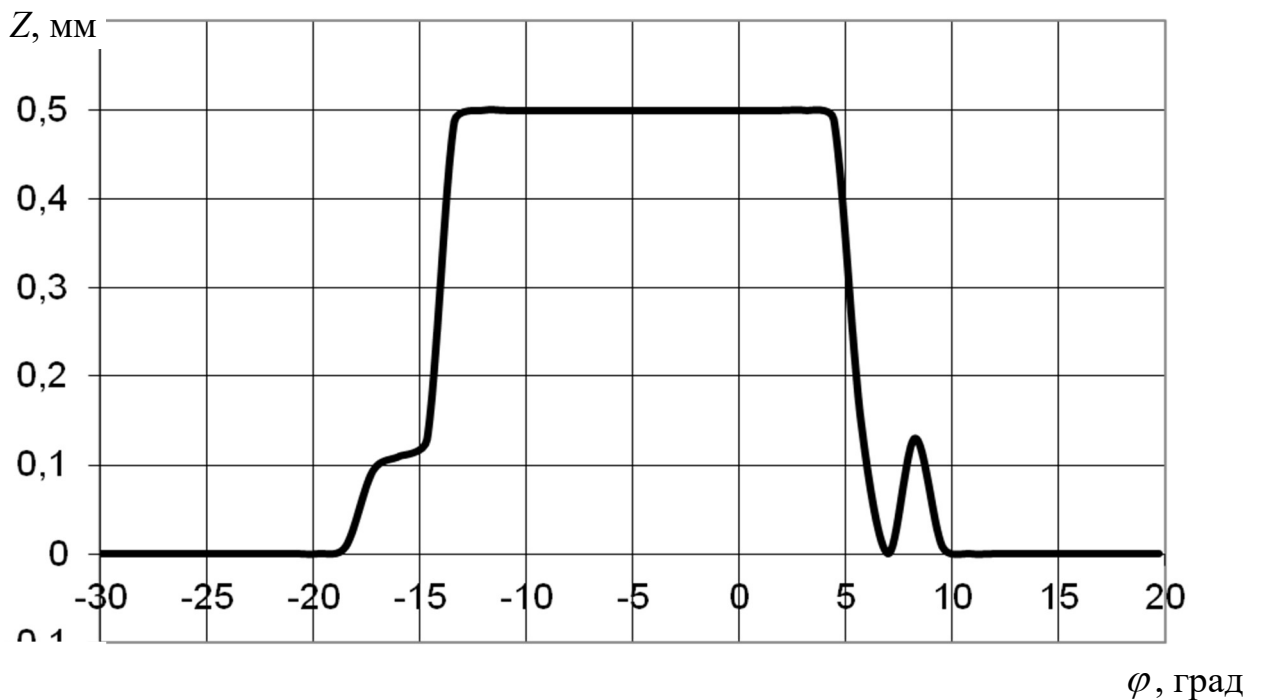


Рисунок 4.9 – Перерахований еталонний графік роботи форсунки

На рисунку 4.10 представлено графік цього зусилля.

При порівнянні графіків на рисунках 4.9 та 4.12 можна помітити їх розходження в зонах підйому та посадки голки, це обумовлюється неврахуванням у моделі демпфування, що присутнє при роботі форсунки.

Другий етап. Виконувалось моделювання несправності форсунки, а саме ослабленої пружини. За технічними нормами пружина має жорсткість 15,7 Н/мм та попередній натяг 33,9 мм. Для моделювання несправності було задано натяг на 7 мм менший за номінальний, тобто 26,9 мм. Така величина зменшення натягу обумовлена метою отримати однозначну залежність вигляду графіка переміщення від натягу пружини. На рисунку 4.13 приведено результат моделювання несправності, а на рисунку 4.14 – графік переміщення голки форсунки при відповідній несправності, отриманий при діагностуванні реальної форсунки. На графіках помітна різниця в зоні посадки голки на розпилювач. Це пояснюється різницею між натягами пружини моделі та форсунки, що діагностувалася.

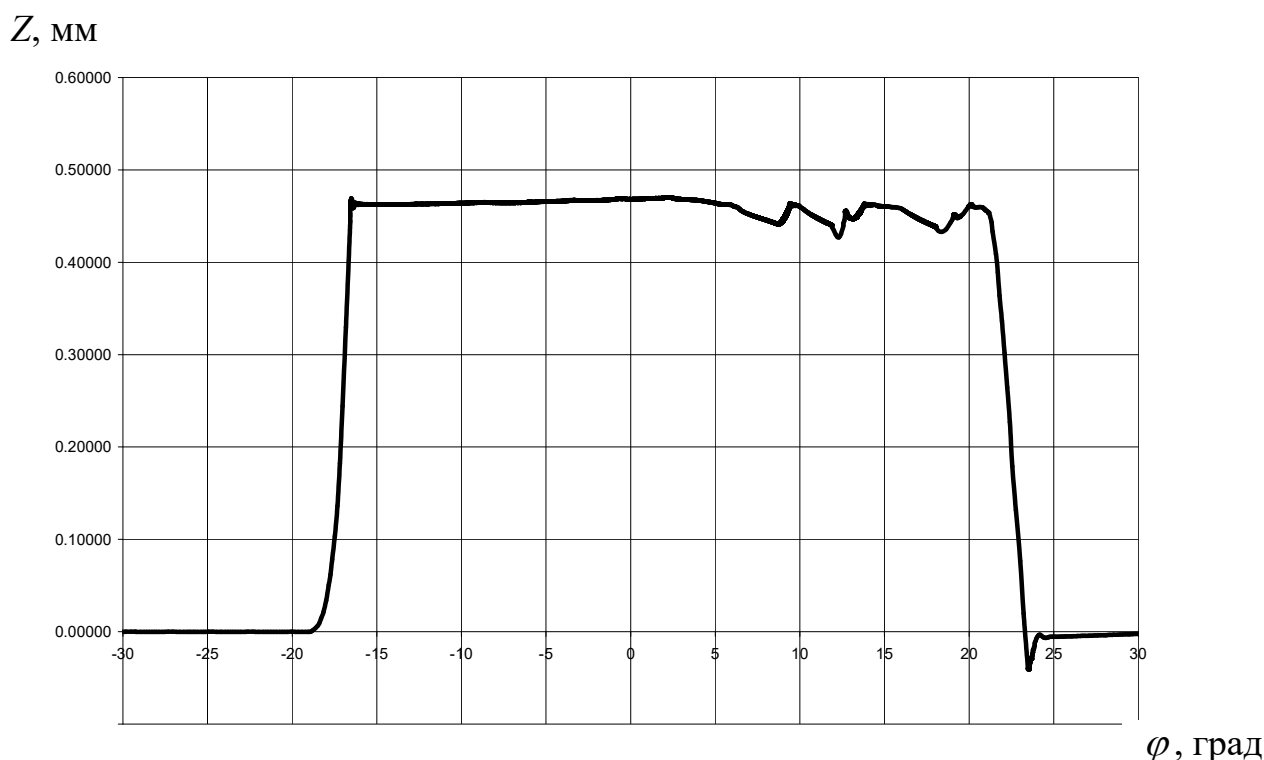


Рисунок 4.13 – Результат експерименту при моделюванні зменшеного попереднього натягу пружини

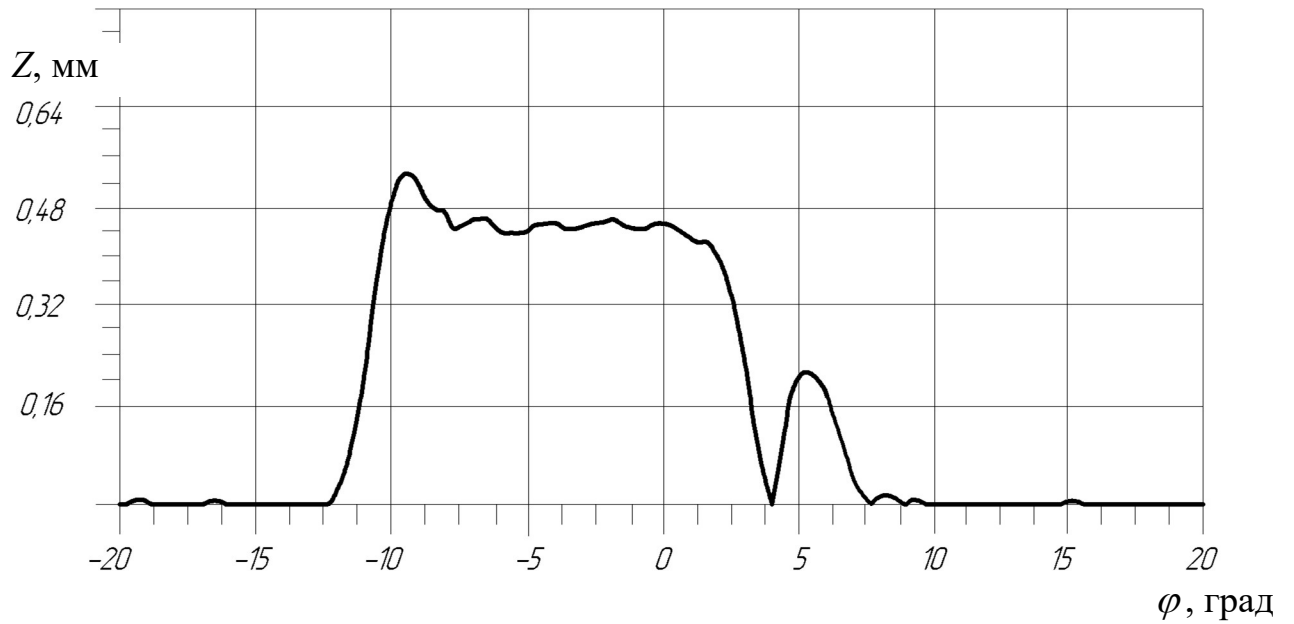


Рисунок 4.14 – Графік переміщення голки форсунки при ослабленому натязі пружини, отриманий при діагностуванні

Третій етап. Виконувалось моделювання роботи форсунки при збільшеному натязі пружини, а саме при натязі 40,9 мм. На рисунку 4.15 приведено результат моделювання несправності.

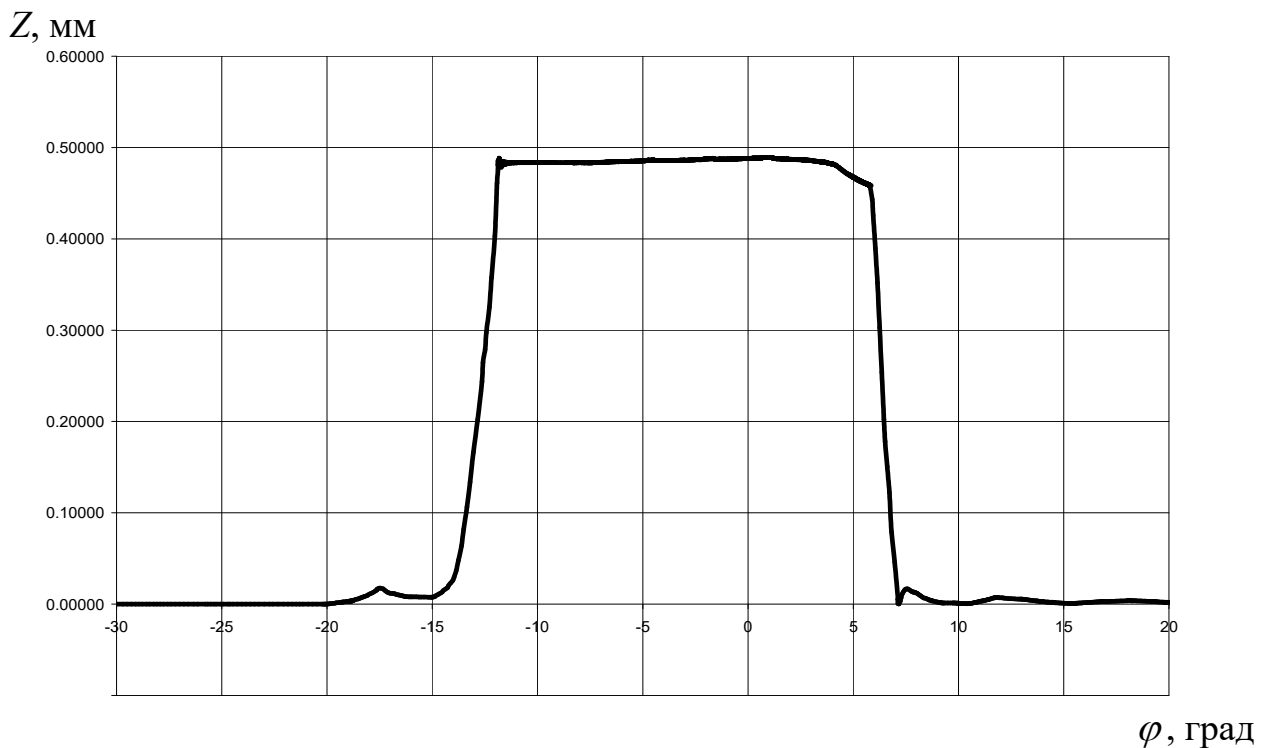


Рисунок 4.15 – Результат експерименту при моделюванні перетягнутої пружини

задати силу тертя. Максимальне значення сили тертя спокою було прийняте 600 Н. Як показують графіки це доволі близько від істини. На рисунку 4.17 приведено результат моделювання несправності, а на рисунку 4.18 – графік переміщення голки форсунки при відповідній несправності, отриманий при діагностуванні реальної форсунки.

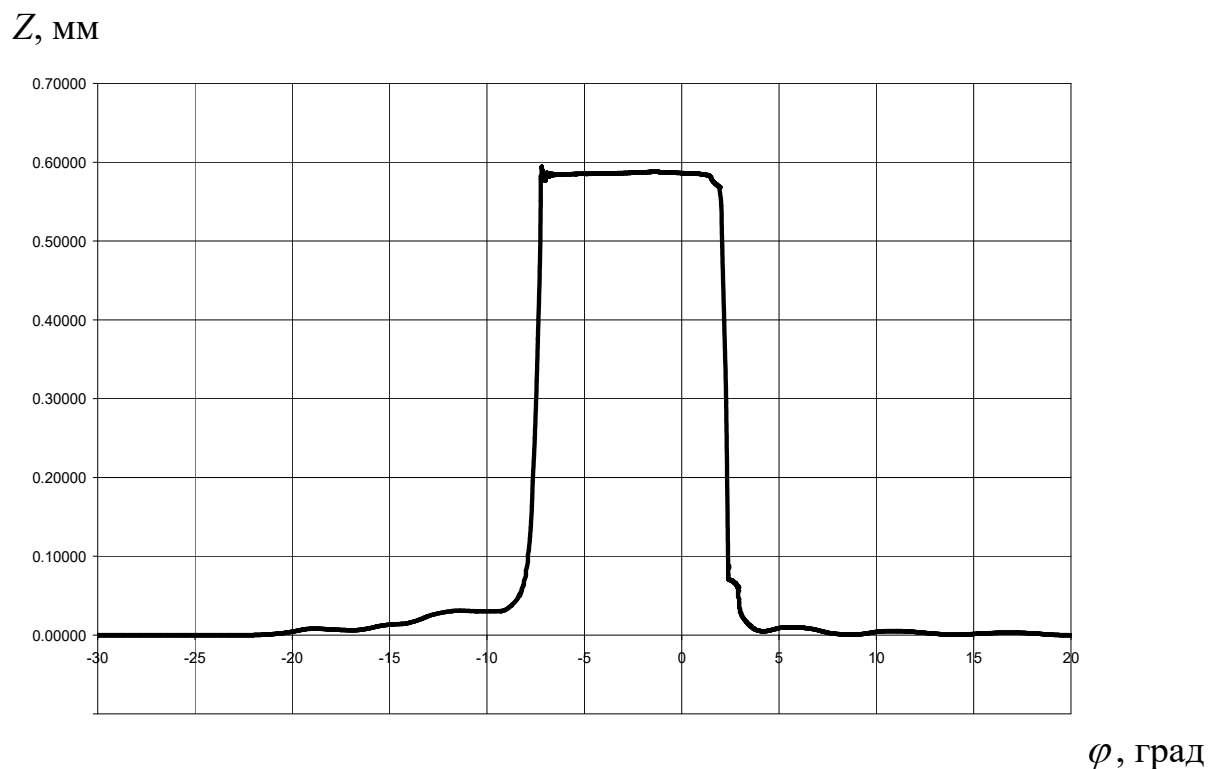


Рисунок 4.17 – Результат експерименту при моделюванні заїдання голки форсунки в голкотримачі

Аналізуючи отримані графіки можна помітити деяку різницю в моменті віриву голки від місця посадки. Помітна різниця в роботі змодельованої та діагностованої форсунки при такій несправності пояснюється неврахуванням факторів, присутніх при роботі реальної форсунки.

За результатами моделювання можна зробити такі висновки:

- за допомогою розглянутої імітаційної моделі форсунки дизеля Д50 можливо з великою долею достовірності моделювати несправності;
- модель має деяку похибку, яку можливо зменшити за допомогою більш точного введення графіків зусиль (збільшення кількості точок).

зазор, що утворився “прапорець” так, щоб його виступаюча частина опинилася по середині робочої поверхні датчика.

Закріпити кронштейн з датчиком так, щоб датчик знаходився на відстані $0,5 \pm 0,2$ мм від “прапорця”.

Відзначити положення колінчастого валу дизеля (зсув, зміщення, ВМТ) по градуювальному диску валоповоротного механізму.

Для випробувань необхідно виготовити прапорець з жерсті (або іншого магнітного матеріалу) завтовшки 0,1...0,3 мм. у вигляді прямокутника розмірами 15 на 40 мм. Індикаторну частину прапорця («поличку» шириною 1,5 - 2,0 мм) розвернути відносно іншої частини на 90 градусів.

Датчик положення голки форсунки. Для вимірювання положення голки форсунки використовуємо датчик тиску. Датчик положення голки форсунки встановлюється на контрольовану форсунку в час випробування. Він навертається на 2-3 обороти на штуцер зливного отвору так, щоб рухомий покажчик датчика виступав над поверхнею датчика не більше 0,3 мм і при цьому палець покладений на рухомий покажчик, відчував удари голки форсунки.

Загальний вигляд датчика приведено на рисунку 5.1.



Рисунок 5.1 – Загальний вигляд датчика положення голки форсунки

Про можливість реєстрації положення голки форсунки таким способом свідчить досвід використання системи КІПАРИС. Приклад реєстрації параметрів

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

0032.226318.000.01MP.ПЗ

паливної апаратури при проведенні реостатних випробувань зображена на рисунку 5.2.

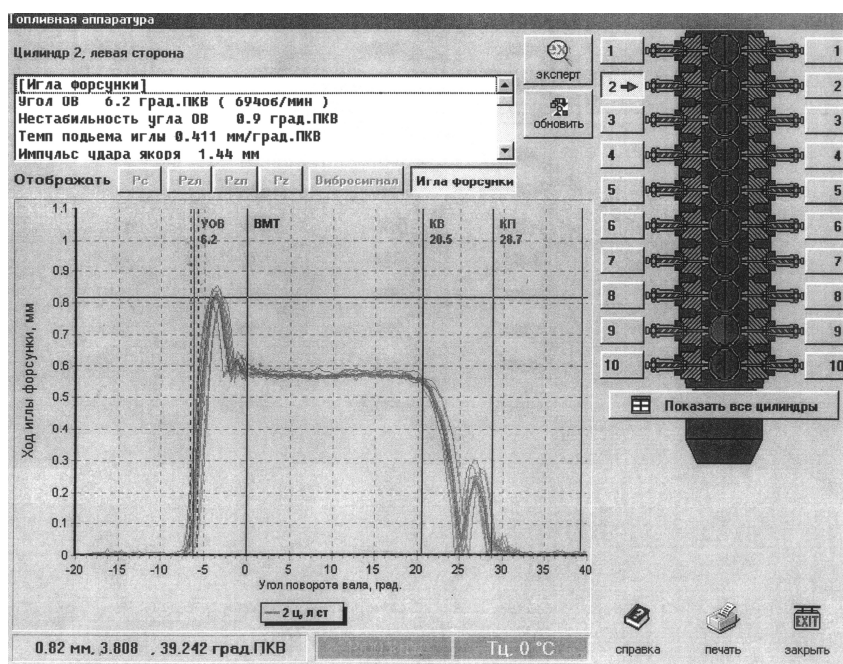


Рисунок 5.2 – Вікно відображення параметрів роботи паливної апаратури

Результати діагностуванні паливної апаратури наведені на рисунку 5.3.

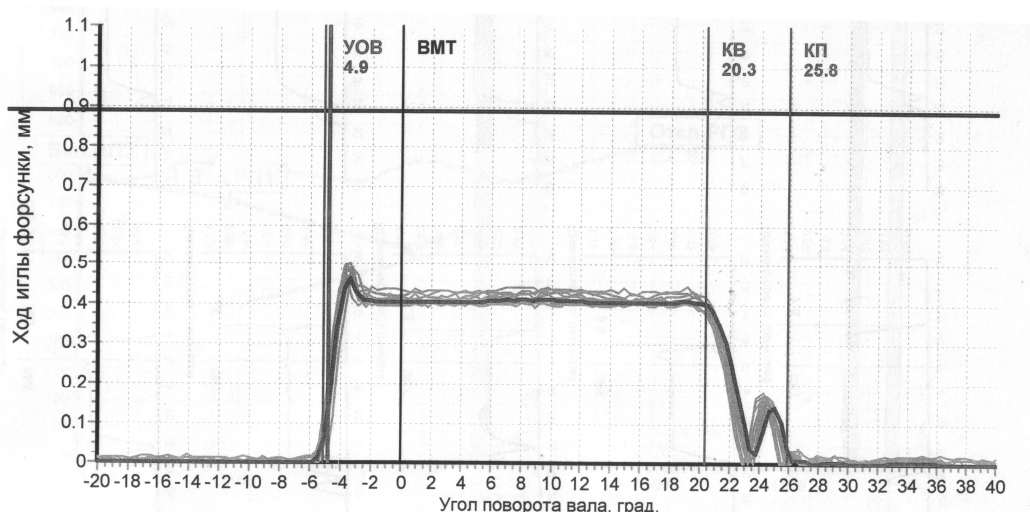


Рисунок 5.3 – Результати діагностування ходу голки форсунки.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

0032.226318.000.01MP.ПЗ

Лист

5.2 Експертна система для діагностування форсунок

Для удосконалення діагностування паливної апаратури пропонується створити експертну систему яка б могла на основі накопиченого досвіду визначати технічний стан вузлів паливної апаратури та прогнозувати настання відмови. Створення експертної системи розглянемо на прикладі паливної форсунки.

Одним з перспективних напрямків підвищення ефективності систем діагностування і технічного контролю є використання нейронних мереж [10,11]. Алгоритм параметричного діагностування паливної форсунки засновано на порівнянні математичної моделі конкретної форсунки з моделлю еталонної форсунки, тобто перевірки співставлення параметрів досліджуємої форсунки допустимим межам розсіювання значень цих параметрів. Вхід будь якого з параметрів форсунки встановленим межам свідчить про виникнення відмови. Схема пропонує мого методу діагностування паливної форсунки приведена на рисунку 5.4.

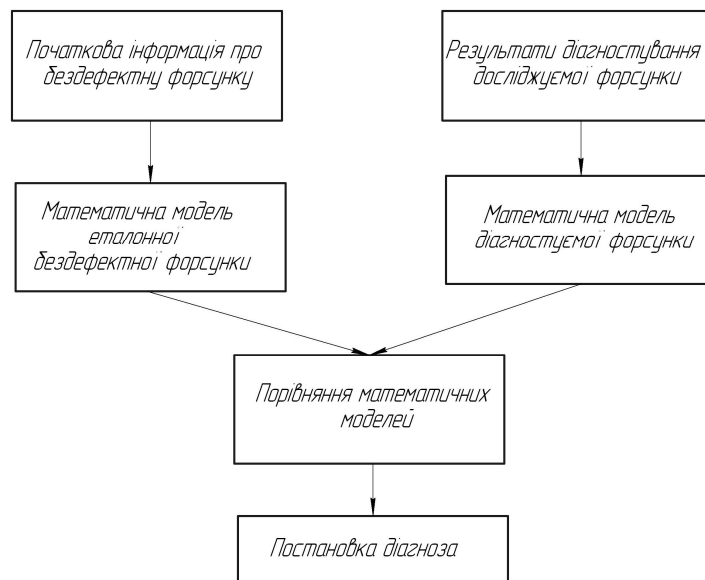


Рисунок 5.4 - Схема методу діагностування паливної форсунки

Тиск палива в нагнітальному трубопроводі біля форсунки починає збільшуватись від $P_{ост}$ після геометричного початку подачі. Через деякий момент часу t_c , коли тиск досягне значення більшого за P_n що перевищує затяжку пружини форсунки, голка починає підніматись. Після відкриття голки на достатньо велике значення відбувається тим часове зниження тиску в наслідок початку витікання палива через сопловий наконечник і відтягуючої дії голки. Коли голка зупиниться досягнувши упору, тиск знову збільшується. Після досягнення найбільшого значення P_{max} тиск знову зменшується до тиску посадки голки в сідло, а потім до остаточного тиску в системі. Після посадки голки в сідло відбувається коливання тиску в нагнітальному паливопроводі, і голка може мати остаточний підйом на величину $h < H$, під час якого відбуватиметься підвприск палива в циліндр.

Для створення математичної моделі еталонної форсунки необхідно виконати перетворення залежностей наведених на рисунку 5.6 в табличну функцію з координатними які відповідають значенню величини переміщення голки в залежності від часу початку збільшення тиску.

Найпростішою реалізацією математичної моделі для діагностування роботи паливної форсунки може бути одношарова нейронна мережа схема якої приведена на рисунку 5.6.

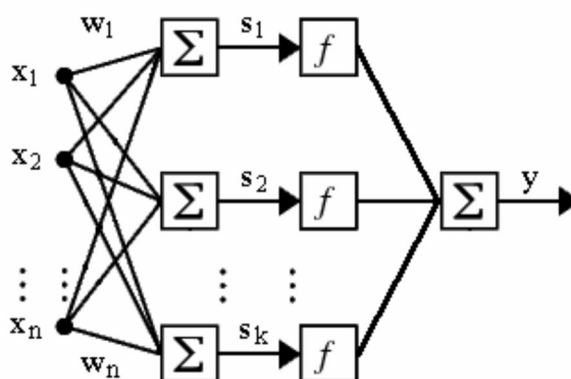


Рисунок 5.6 – Схема одношарової нейронної мережі(перспетрон)

Основу такої нейронної мережі складають однотипні елементи - штучні нейрони. На вхід кожного з нейрону поступає набір з n_1 ознак стану паливної форсунки, що належить множині $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$. Кожен сигнал який потрапляє на вхід нейрона помножується на відповідний ваговий коефіцієнт з множини $W = \{w_1, w_2, \dots, w_n\}$ і далі підсумовується з іншими. Поточний стан нейрона може бути описаний залежністю (5.1).

$$S = \sum_{i=1}^n X_i W_i \quad (5.1)$$

Вихід нейрона є функцією від стану форсунки

$$y = f(S) \quad (5.2)$$

Для визначення коефіцієнтів з множини $W = \{w_1, w_2, \dots, w_n\}$ необхідно виконати навчання нейронної мережі.

Для навчання нейронної мережі найкраще в задачах діагностування використати метод зворотного поширення помилки [13].

Здатність штучних нейронних мереж навчатися є їх найбільш інтригуючою властивістю. Подібно до біологічних систем, які вони моделюють, ці нейронні мережі самі моделюють себе в результаті спроб досягти кращої моделі поведінки.

Персептрон навчають, подаючи безліч образів поодиночі на його вхід, і підстроюючи вагу коефіцієнтів до тих пір, поки для всіх образів не буде досягнутий необхідний вихід. Допустимо, що вхідні образи нанесені на демонстраційні карти. Кожна карта розбита на квадрати і від кожного квадрата на персептрон подається вхід. Якщо в квадраті є лінія, то від нього подається одиниця, інакше - нуль. Безліч квадратів на карті задає, таким чином, безліч нулів і одиниць, яка і подається на входи персептрона. Мета навчання полягає в тому,

щоб навчити персептрон включати індикатор при подачі на нього безлічі входів, задаючих непарне число, і не включати у разі парного. На рисунку 4.9 показана персептронна конфігурація.

Допустимо, що вектор X є образом розпізнаваної демонстраційної карти. Кожна компонента (квадрат) $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ множиться на відповідну компоненту вектора вагів $W = \{w_1, w_2, \dots, w_n\}$. Результати цих множень підсумовуються. Якщо сума перевищує поріг P , то вихід нейрона Y рівний одиниці (індикатор запалюється), інакше він - нуль. Як відомо, ця операція компактно записується у векторній формі як $Y = X \cdot W$, а після неї слідує порогова операція. Для навчання мережі образ X подається на вхід і обчислюється вихід Y . Якщо Y правильний, то нічого не змінюється. Проте якщо вихід неправильний, то вага, надана кожному з входів, що підсилює помилковий результат, для цього вага кожного входу змінюється, щоб зменшити помилку. Щоб побачити, як це здійснюється, допустимо, що демонстраційна карта з цифрою 3 подана на вхід і вихід Y рівний 1 (показуючи непарність). Оскільки це правильна відповідь, то вага не змінюється. Якщо, проте, на вхід подається карта з номером 4 і вихід Y рівний одиниці (непарний), то вага, яка відповідає до одиничним виходам, повинна бути зменшена, оскільки вони прагнуть дати невірний результат. Аналогічно, якщо карта з номером 3 дає нульовий вихід, то ваги, приєднані до одиничних входів, повинні бути збільшені, щоб скоректувати помилку.

Цей метод навчання може бути підсумований таким чином.

- подати вхідний образ і обчислити Y .
- якщо вихід правильний, то перейти на крок 1;
- якщо вихід неправильний і рівний нулю, то додати всі входи до відповідних їм вагів.
- або якщо вихід неправильний і рівний одиниці, то відняти кожен вхід з відповідної йому ваги.

- перейти на крок 1.

За кінцеве число кроків мережа навчиться розділяти карти на парні і непарні, за умови, що безліч цифр лінійно розділена. Це означає, що для всіх непарних карт вихід буде більше порогу, а для всіх парних - менше. Відзначимо, що це навчання глобально, тобто мережа навчається на всій безлічі карт.

Важливе узагальнення алгоритму навчання персептрона, називають правилом дельти, переносить цей метод на безперервні входи і виходи. Щоб зрозуміти, як його було одержано.

Крок 2. Алгоритми навчання персептрона може бути сформульовані в узагальненій формі за допомогою введення величини $delta$ яка рівна різниці між необхідним або цільовим виходом T і реальним виходом Y .

$$delta = T - Y \quad (5.3)$$

Випадок, коли $delta = 0$, відповідає кроку 2, коли вихід правильний і в мережі нічого не змінюється. Крок 3 відповідає випадку $delta > 0$, а крок 4 випадку $delta < 0$. У будь-якому з цих випадків персептронний алгоритм навчання зберігається, якщо $delta$ множиться на величину кожного входу x_i і цей результат додається до відповідної ваги. З метою узагальнення вводиться коефіцієнт "швидкості навчання" n , який множиться на $delta_t$, що дозволяє управляти середньою величиною зміни ваги. У формі, алгебри це записується подібним чином

$$D_i = n \cdot delta_t \quad (5.4)$$

$$w(n+1) = w(n) + D_i \quad (5.5)$$

де D_i - корекція, пов'язана з i -м входом x_i ;

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$w(n+1)$ - значення ваги коефіцієнту після корекції;

$w(n)$ - значення ваги коефіцієнту до корекції.

Дельта-правило модифікує вагу коефіцієнту відповідно до необхідного і дійсного значень виходу кожної полярності як для безперервних, так і для бінарних входів і виходів.

На початковому етапі розробки експертної системи необхідно провести порівняльний аналіз результатів діагностування з дійсним технічним станом паливної форсунки. Такий аналіз може бути виконаний якщо після проведення діагностування зняти форсунку з дизеля розібрати її, і перевірити її технічний стан, та виявити несправності. На основі проведеного аналізу буде виконується навчання нейронної мережі. Таким чином буде утворена база знань на основі якої виконується навчання нейронної мережі.

Основними пошкодженнями форсунок є заклинювання голки, невідповідність параметрів пружини і нагнітального клапана, недостатній хід голки форсунки, невідповідність затяжки пружини нормі.

Враховуючи перелік діагностичних параметрів паливної форсунки, які пропонується контролювати для прогнозування технічного стану паливної форсунки запропонована нейрона мережа приведена на рисунку 5.7.

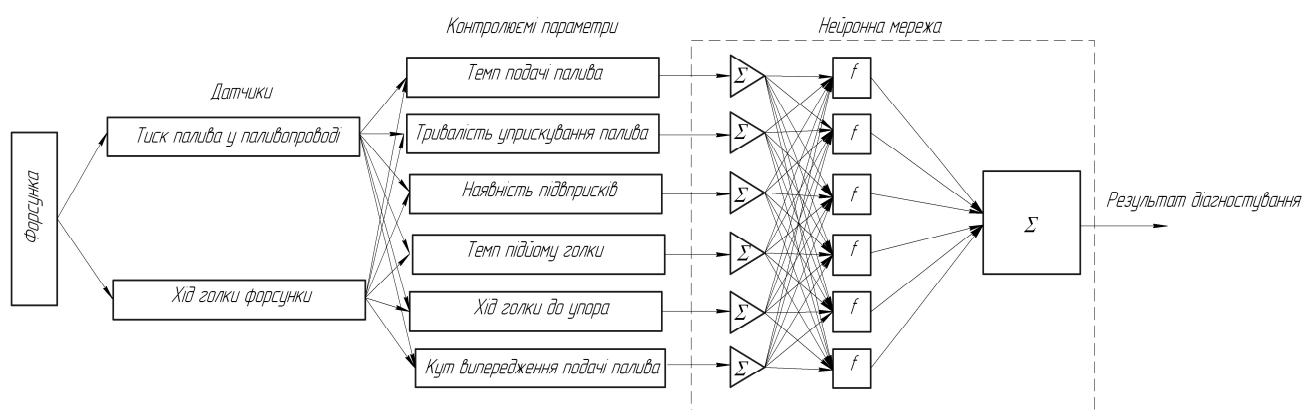


Рисунок 5.7 – Нейрона мережа для діагностування технічного стану форсунки

ВИСНОВКИ

Магістерська робота присвячена комплексному дослідженню методів та засобів діагностики дизелів, зокрема тепловозних, з метою забезпечення їхньої надійності та ефективності в експлуатації. У процесі виконання роботи були детально розглянуті та проаналізовані різні аспекти діагностики, які включають випробування дизелів, використання віброакустичного методу та математичне моделювання форсунок.

У розділі про види випробувань дизелів досліджено реостатні випробування, визначено їх характеристики та враховано екологічні аспекти, спрямовані на зменшення шкідливих викидів.

Діагностика дизель-генераторів під час реостатних випробувань виявила важливі аспекти, пов'язані з технічним станом циліндро-поршневої групи та форсунок. Метод віброакустичного діагностування став ключовим для оцінки стану цих елементів конструкції, дозволяючи виявити та усунути потенційні дефекти.

Математичне моделювання форсунок, як база для діагностики, виконане в середовищі Autodesk Inventor, надало можливість аналізу роботи форсунок при різних умовах та дефектах. Це забезпечило поглиблене розуміння процесів та визначення оптимальних заходів для підтримання їхньої ефективності.

Впровадження засобів діагностики, зокрема обладнання та експертної системи для форсунок, дозволяє уникнути недоліків традиційних методів та забезпечує індивідуалізацію оцінки стану дизелів протягом всього періоду їх експлуатації.

У магістерській роботі підкреслюється важливість використання сучасних методів діагностики для забезпечення надійності та тривалості служби дизелів. Робота визначає практичні рекомендації для підприємств, які використовують дизелі, та вказує на перспективи подальших досліджень у цій області.

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Симсон А.Э., Хомич А.З., Куриц А.А. и др. Двигатели внутреннего сгорания: Тепловозные дизели и газотурбинные установки. – М.: Транспорт, 1980. – 384 с.
2. Симсон А.Э., Хомич А.З., Куриц А.А. и др. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов. – М.: Транспорт, 1987. – 536 с.
3. Никитин Е.А., Станиславский Л.В., Улановский Э.А. и др. Диагностирование дизелей. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.
4. Хомич А.З., Жалкин С.Г., Симсон А.Э. и др. Диагностика и регулировка тепловозов. – М.: Транспорт, 1977. – 222 с.
5. Костин А.К., Пугачев Б.П., Кочинев Ю.Ю. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1989. – 284 с.
6. Насыров Р.А. Повышение надежности работы поршней тепловозных дизелей. – М.: Транспорт, 1977. – 216 с.
7. Володин А.И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания. – М.: Транспорт, 1990. – 256 с.
8. Володин А.И. Моделирование на ЭВМ работы тепловозных дизелей. – М.: Транспорт, 1985. – 216 с.
9. Глаголев Н.М., Водолажченко В.В., Куриц А.А. и др. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания и газовые турбины. – М.: Транспорт, 1973. – 336 с.
10. Орлин А.С., Вырубов Д.Н., Круглов М.Г. и др. Двигатели внутреннего сгорания: Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей. – М.: Машиностроение, 1972. – 464 с.
11. Волошкин Н.П., Попов В.Я., Тартаковский И.Б. Капитальный ремонт быстроходных дизелей. – М.: Машиностроение, 1971. – 480 с.

					0032.226318.000.01MP.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

