

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

НУБІП України

01.12 КМР. 463 "С" 2023.03.28. 011 ПЗ

**ГУРА МИКОЛА МИКОЛАЙОВИЧ**

НУБІП України

2023 р.

НУБІП України

НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факкультет (ННІ) конструювання та дизайну

УДК 621.793.09

ПОГОДЖЕНО ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ  
Декан факультету Завідувач кафедри  
конструювання та дизайну надійності техніки  
(назва факультету (ННІ)) (назва кафедри)

Ружи́ло З.В.

Нови́цький А.В.

(підпис)

(ПІБ)

(підпис)

(ПІБ)

2023 р.

2023 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему „Обґрунтування параметрів технологічного процесу відновлення сідел клапанів дизельних двигунів”

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування  
(код і назва)

Освітня програма Технічний сервіс машини та обладнання сільськогосподарського виробництва  
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна  
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

К.Т.Н., ДСЦ.

(науковий ступінь та вчене звання)

Нови́цький А.В.

(підпис)

(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

К.Т.Н., доц

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Попик П.С.

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Гура М.М.

(ПІБ студента)

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет конструювання та дизайну

# НУБІП України

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри  
надійності техніки

К.Т.Н., доц. Новицький А.В.  
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)  
20 року

# НУБІП України

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Гура Микола Миколайович  
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування  
(код і назва)

Освітня програма Технічний сервіс машин та обладнання сільськогосподарського виробництва  
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна  
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи „Обґрунтування параметрів технологічного процесу відновлення сидел клапанів дизельних двигунів”  
затверджена наказом ректора НУБіП України від “28” березня 2023 р. № 463 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру 2023.11.07  
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи 1. Сучасні технології відновлення роботоздатності деталей головок автотракторних двигунів. 2. Технологічні особливості проведення підготовки поверхонь деталей до відновлення. 3. Нормативи витрат матеріалів для проведення технологічного процесу відновлення та/або обробки деталей. 4. Типові норми часу на відновлення деталей. 5. Нормативні документи з охорони праці та техніки безпеки, які регламентують процес обробки поверхонь деталей сільськогосподарських машин.

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Проаналізувати особливості сучасних технологій відновлення роботоздатності деталей і спряжень газорозподільчого механізму.
2. Аналітично дослідити взаємодію пари клапан - сидло клапана.
3. Науково обґрунтувати параметри технологічного процесу відновлення сидел і клапанів та удосконалити технологію їх ремонту. Розробити технологічний процес відновлення сидла клапана.

Перелік графічного матеріалу (за потреби).

Дата видачі завдання “ 08 ” вересня 2022 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

Попик П.С.

Завдання прийняв до виконання

Гура М.М.

(підпис) (підпис) (прізвище та ініціали студента)

# НУБІП України

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ТА СПОСОБІВ РЕМОНТУ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОРОЗПОДІЛУ.....	9
1.1. Конструктивні особливості газорозподільних частин дизельних двигунів.....	9
1.2. Існуючі способи ремонту деталей газорозподільних систем, що підвищують їх довговічність.....	17
1.3. Фактори, що визначають довговічність газорозподільних частин.....	24
1.3.1. Вплив питомого тиску та частоти контакту фасок клапанних пар на їх знос.....	25
1.3.2. Вплив температури і агресивного газового середовища при експлуатації дизельного двигуна на знос клапанних пар.....	27
1.3.3. Вплив механічних властивостей сідел клапанів на їх знос.....	28
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА ФАСКАХ КЛАПАННИХ ПАР ПІД ЧАС РОБОТИ ДИЗЕЛЯ.....	32
2.1. Теоретичне визначення сил, що діють на фаски клапанних пар дизельних двигунів в роботі.....	32
2.2. Розрахунок деформацій на фасках клапанних пар дизельного двигуна.....	37
РОЗДІЛ 3. ЗАГАЛЬНА МЕТОДОЛОГІЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	41
3.1. Методика лабораторних досліджень.....	41
3.1.1. Методика вимірювання зносу клапанних пар системи газорозподілу.....	42
3.1.2. Вибір форми та розміру зразків.....	43
3.1.3. Схема, структура та функціональність випробувального комплексу, який імітує роботу газорозподільних частин.....	44

3.1.4. Мікроструктурні дослідження поверхні сідлоподібних фасок клапанів.....	47
3.2. Методика стендових випробувань.....	47
3.3. Технологія ремонту сідел клапанів дизеля.....	49
РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ОСНОВНИХ ФАКТОРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ЗНОС КЛАПАННИХ ПАР.....	
4.1. Вплив питомого тиску на знос клапанних пар.....	54
4.2. Вплив частоти контакту фасок клапанних пар на їх знос.....	63
4.3. Дослідження сідел клапанів з мідним покриттям і без нього на термічну втомну міцність.....	71
4.4. Аналіз результатів досліджень зносу сідел клапанів дизельних двигунів.....	72
РОЗДІЛ 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВІДНОВЛЕННЯ КЛАПАННИХ СІДЕЛ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ.....	
5.1. Розрахунок економічної ефективності.....	75
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	81
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	83
ДОДАТКИ.....	89

## ВСТУП

Основним напрямком розвитку сільського господарства є механізація всіх видів сільськогосподарських робіт. Його основу складають потужні високопродуктивні трактори.

В даний час більше 80% всіх сільськогосподарських робіт виконується з використанням тракторів і сільськогосподарських машин. Проте, як показує практика, економічність і надійність сільськогосподарських машин не відповідають вимогам. Для більшості використовуваних дизельних двигунів споживання палива зросло на 14-26%, а продуктивність знизилася на 13-28%.

Зниження потужності дизеля вплине на продуктивність пристрою. Існуючий машинно-тракторний парк покриває лише 55-65% потреб сільськогосподарської техніки. У цьому контексті значно зросло навантаження на системи, що працюють. Відсутність запчастин та їх висока вартість призвели до зменшення обсягів капітального ремонту двигунів. Важливим резервом підвищення ефективності використання і ремонту обладнання, а також економії матеріалів і сировини є підвищення його довговічності шляхом удосконалення технології ремонту.

У сільському господарстві часто використовуються дизелі високого тиску впорскування ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240Б, А-41, А-01М. Збільшення потужності дизеля та одночасне зменшення металоемності призводять до значних труднощів із забезпеченням довговічності його вузлів. Багато деталей, наприклад головка блоку циліндрів і складні газорозподільні деталі, піддаються великим динамічним і температурним навантаженням, що знижує їх довговічність. Вивчення ремонтного фонду дизелів ЯМЗ показує, що найбільш характерними дефектами деталей, з яких складається камера згоряння, є: тріщини від термічної втоми в головках циліндрів до 75%, знос сідел клапанів до 30%, деформація площинний контакт з блоком циліндрів до 20%, тріщини в сідлах клапанів до 7%, поломки клапанів до 6%, руйнування водяної сорочки до 10%.

В даний час існує ряд технологій, які підвищують довговічність і міцність головок циліндрів від термічної втоми. Однак довговічність клапанних пар

залишається низькою і для підвищення їх зносостійкості потрібне більш детальне дослідження дефектів.

**Мета та завдання дослідження.** Мета дослідження – підвищення довговічності сідел клапанів дизельних двигунів шляхом вдосконалення технології їх ремонту.

Відповідно до мети дослідження та аналізу літературних джерел були поставлені наступні завдання дослідження:

1. Проведення аналізу конструктивних особливостей газорозподільних частин дизельних двигунів та факторів, що визначають довговічність їх роботи.
2. Теоретичне обґрунтування сил, що діють на фаски клапанних пар під час роботи дизеля та результати дослідження основних факторів, що впливають на знос клапанних пар.
3. Теоретично визначити деформації, що виникають у гільзах і сідлах клапанів головок блоку циліндрів і запропонувати технологію їх ремонту.
4. Розробка методики лабораторних досліджень для визначення основних факторів, що впливають на знос пар газорозподільних клапанів.
5. Розробка технології відновлення головок блоку циліндрів, проведення випробувань дизельних двигунів та розрахунок економічної ефективності.

актуальність теми. Встановлено, що підвищений знос сідла клапана призводить до порушення фаз газорозподілу, зниження ступеня стиснення і потужності дизеля; підвищується температура клапанних пар і витрата палива;

Погіршується запуск двигуна, особливо при низьких температурах. Мікротріщини в сідлах клапанів призводять до руйнування і виходу з ладу всього дизеля.

Актуальність магістерської роботи підтверджується численними дослідженнями в галузі підвищення довговічності деталей газорозподільних систем шляхом вдосконалення технології ремонту.

**Визнання результатів магістерської роботи.** Основний зміст магістерської кваліфікаційної роботи доповідався та обговорювався на науково-практичних конференціях та семінарах кафедри надійності техніки.

**Публікації.** Основний зміст магістерської роботи опубліковано у 2-х тезах доповідей.

## РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ТА СПОСОБІВ РЕМОНТУ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОРОЗПОДІЛУ

### 1.1. Конструктивні особливості газорозподільних частин дизельних двигунів.

У дизельних двигунах газорозподільний механізм забезпечує наповнення робочих циліндрів свіжим зарядом і очищення від вихлопних газів. Надійна робота сучасних дизельних двигунів багато в чому визначається довговічністю газорозподільних частин. Особливо це стосується газотурбінних наддувних дизелів високого тиску, коли погіршення наддуву та збільшення втрат енергії в газорозподільних частинах впливають на нормальну роботу дизеля [51, 26, 3, 72, 2].

Газорозподільний механізм двигуна складається з розподільного вала, клапанів, сідел клапанів, підйомника, штовхача, коромисла, клапанних пружин і напрямних втулок.

У серійних дизелях клапанний розподіл може мати місце в таких варіантах: [16, 3, 23]

1. з клапанами в головці блоку - верхньоклапанна система;
2. з клапанами в головці і блоці - змішана клапанна система;
3. з клапанами в ГБЦ - бокове розташування клапанів.

Тракторні дизелі вимагають клапанного розподілу з системою підвіски, зображеною на рис. 11.

Перевагою такого розподілу є простота виготовлення, ідеальна герметичність з'єднання «клапан – сідло клапана» та простота обслуговування. У цій системі органом газорозподілу є клапан, який утворює з сідлом клапана робочу пару (пару тертя), а інші частини служать для приводу клапана і забезпечують його рух за строго заданим законом, який залежить від параметрів кулачка розподільного вала та передавальне число плечей коромисла клапана [ 16, 80, 60].

Однак вентильний розподіл має ряд недоліків, які можна звести до наступного:

1. Клапан - найважливіша частина цього механізму, розташована в кінці довгого ланцюга передавальних ланок. Тому рух, що створюється кулачками



штоухального розподільного вала, відтворюється клапаном з певним спотворенням. Основною причиною цих спотворень є пружність з'єднань передавального механізму (передбачається, що механізм кінематично правильно сконструйований).

2. Клапан забезпечує щільне прилягання шляхом силового закриття газорозподільного механізму за допомогою пружин. Примусове закриття збільшує навантаження на деталі механізму і створює ризик розриву кінематичного ланцюга, тобто втрати керуваності клапанами.

3. Значні температурні напруги, що виникають внаслідок нерівномірного нагріву сідел випускних клапанів, призводять до зниження міцності матеріалу та появи тріщин.

4. Удари на початку відкриття і в момент закриття викликають шум і посилюють знос робочих поверхонь клапанної пари, штоухача і кулачка.

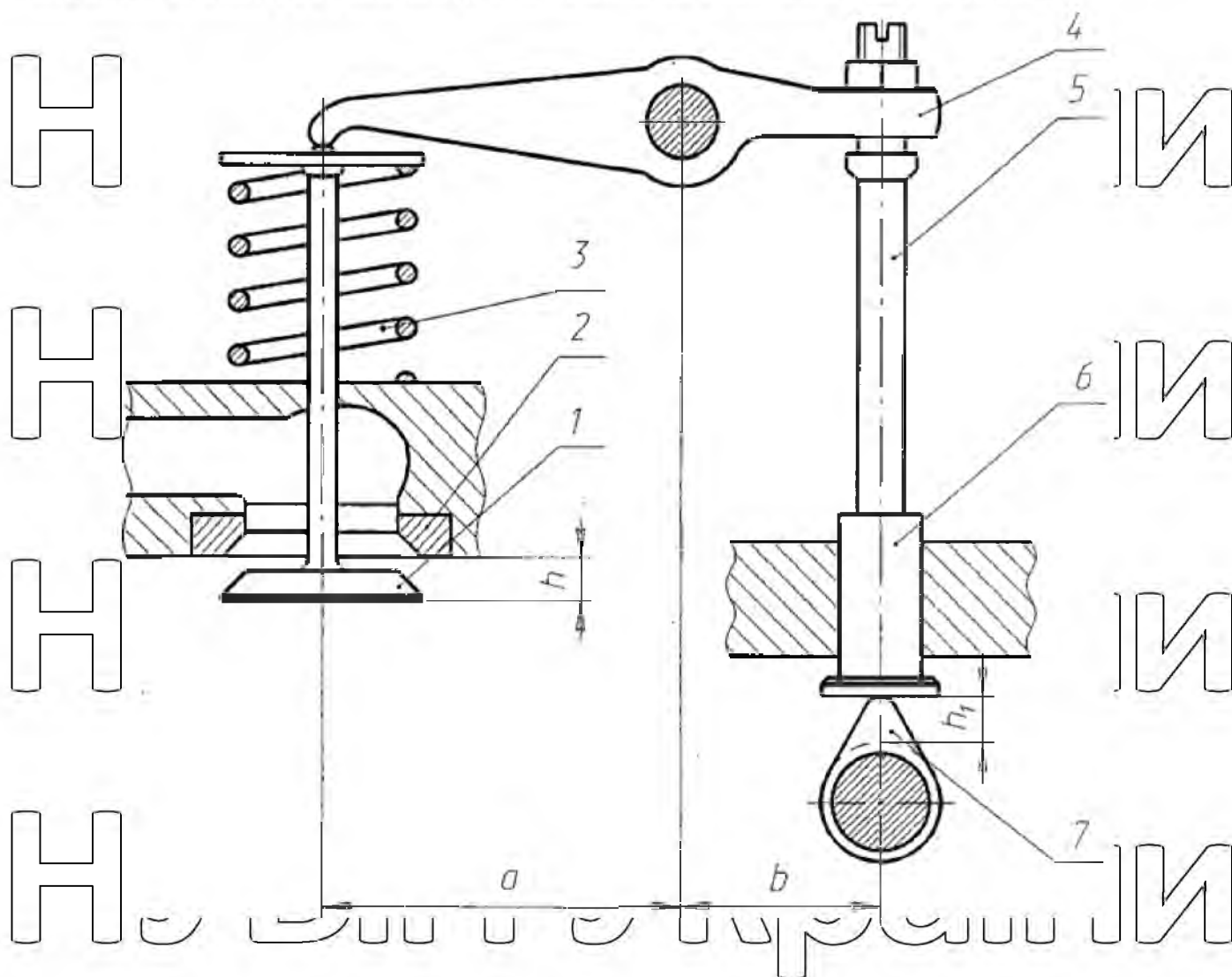


Рис. 1.1. Підвісне розташування клапанів в дизельних двигунах. 1 – клапан; 2 – сідло клапана; 3 – пружина клапана; 4 – коромисло клапана; 5 – штовхач; 6 – штовхач; 7 – розподільний вал.

5. Сильне ударне навантаження може призвести до деформації матеріалу сідла та клапана та руйнування пластини клапана за важких умов експлуатації.

6. При роботі дизеля на клапанах утворюється смолисті відкладення у вигляді нагару, які порушують герметичність клапанної пари.

7. Великі навантаження призводять до пружинної втоми [54, 62].

Крім клапанного механізму, існує клапанний механізм газорозподілу, рис.

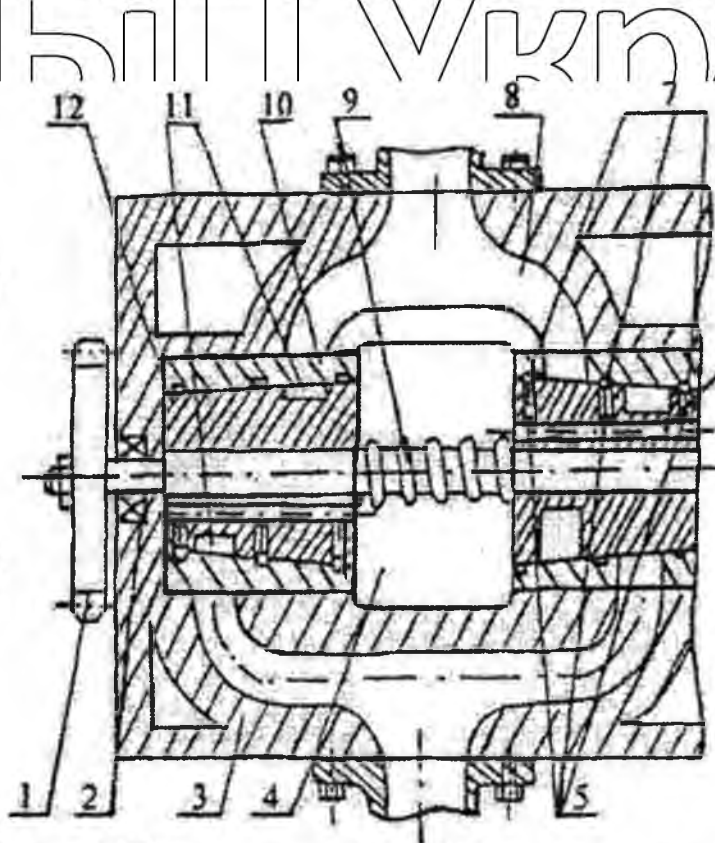


Рис. 1.2. Котушка газорозподільного механізму

Механізм газорозподільного клапана працює наступним чином. Шестерні 1 і шліцьовий вал 2 обертаються разом з конічними котушками 12 від колінчастого вала. На шліцьовому валу між конічними витками розташована пружина 9. Подача і відведення робочої суміші і відпрацьованих газів з камери згоряння циліндрів двигуна внутрішнього згоряння здійснюється через впускний і випускний колектори 8 і сегментні канавки 11. Під час роботи механізм, масло пропускається

через монтажний отвір 4, зливні отвори 6 і вертикальні отвори 5 кільцевої канавки 7-розетки 10. При обертанні конічного змійовика між ним і втулкою утворюються мікрозазери, в які проникає масло за рахунок розрідження в камері згоряння циліндра [12]. Котушковий механізм дозволяє:

1. Отримати більше «часового перетину», ніж з клапанним механізмом, отже, вищий коефіцієнт «наповнення»;
2. Зниження можливості детонації (через відсутність сильно нагрітого випускного клапана);
3. Досягнень тихої роботи [18].

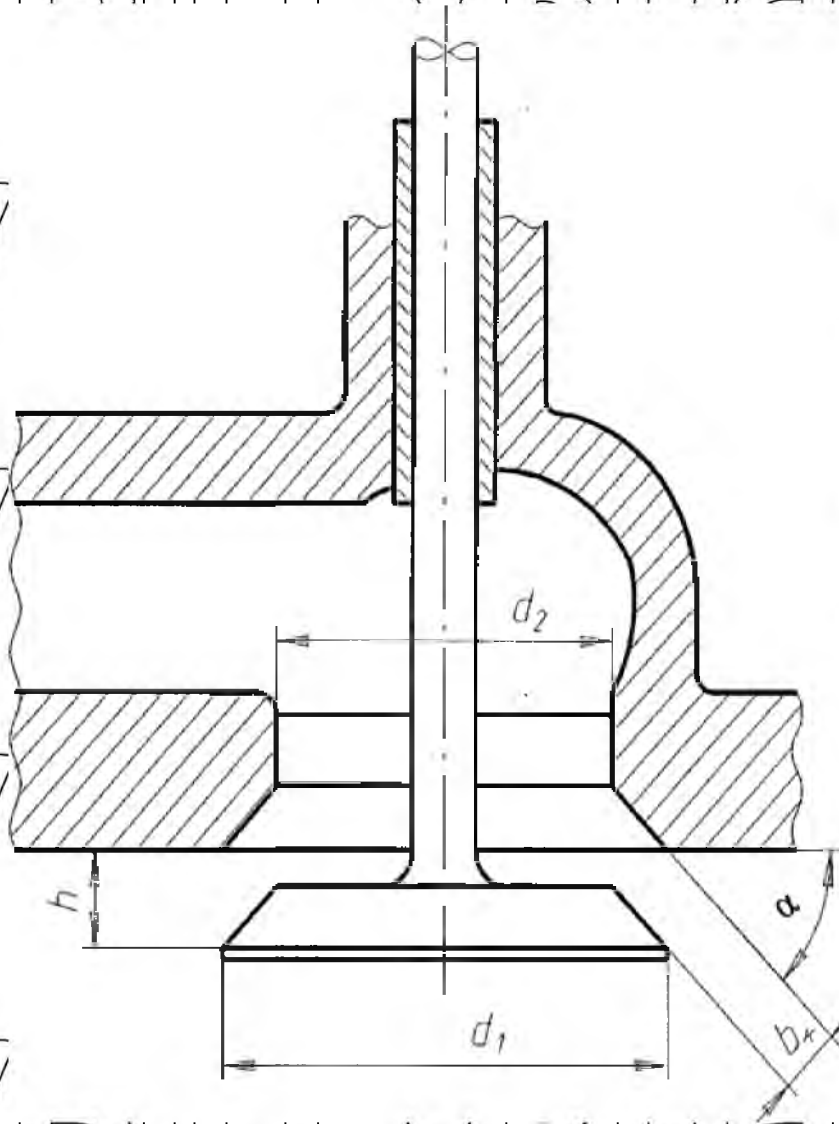
Проте зазначені переваги змійового розподілу поступаються вентильному розподілу за конструктивною, виробничою та експлуатаційною складністю. По герметичності спіральний механізм поступається клапанному. Під час високого тиску в циліндрах дизеля клапан нерухомий, а тиск газу, що притискає клапан до сідла, покращує герметичність - це основна перевага клапанного механізму [26]. У той же час довговічність газорозподільних частин дизельних двигунів досить низька. При капітальному ремонті дизелів ЯМЗ-238НВ екстремальний знос робочих фасок відбувається до 30% клапанних пар [72].

Довговічність газорозподільних частин дизельних двигунів залежить від багатьох факторів: потужності дизеля, умов експлуатації, частоти обертання розподільного вала, зусилля пружини клапана, матеріалу клапанної пари. Збільшення потужності дизеля вимагає збільшення подачі палива в циліндри, підвищення середнього ефективного тиску, збільшення розмірів впускних і випускних клапанів і висоти їх підйому. Це призводить до підвищення температури в частинах, що утворюють робочий об'єм циліндрів - голові блоку циліндрів і змонтованих на ній газорозподільних частинах [41, 50, 43].

Збільшення частоти обертання колінчастого і розподільного валу двигуна, збільшення маси клапана, коромисла і штока збільшують зусилля пружин і збільшують сили інерції рухомих частин. Перераховані фактори збільшують динамічні навантаження на муфту «скіс клапана», - «Сідло клапана» і кулачки розподільного вала, що підвищує їх знос. Кулачки розподільного вала профільовані за обраним законом їх формування або за заданим законом руху



Рис. 1.3. Рух штовхача по профілю кулачка: 1 - кулачки розподільного вала ;  
 2 - штовхач; 3 - направляюча втулка клапана.



Бягузливий. 14. Схеми прохідного перетину клапана в момент його підйому

$$d_{cp} = d_2 + e_r \cdot \sin \alpha = d_2 + h \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha, \quad (1.3)$$

де  $d_2$  - мінімальний діаметр ущільнювальної частини тарілки клапана, м

Пропускна здатність клапана характеризується значенням «відрізання часу» клапана за цикл всмоктування:

$$\int_{t_1}^{t_2} f_{кл} \cdot dt;$$

де  $t_1, t_2$  - час, що відповідає початку і закінченню прийому;

$f_{kl}$  - площа поперечного перерізу між сіплом і конусом сігла клапана,  $m^2$ .

# НУБІП УКРАЇНИ

Схема підйому пускового клапана наведена на рис. 1.5. Суцільною лінією нанесено «часовий перетин» випуску і «часовий перетин» ходу викиду, що задовольняє вимогам, що до них ставляться. Якщо деталі газорозподілу зібрані неакуратно (наприклад, через відхилення в маркуванні), відбувається зсув фази в бік збільшення початкового кута відкриття або навпаки і підйому клапана. Діаграма приймає одну позицій, позначених пунктирною лінією (рис. 1.5). Подібний вплив на зсув фаз у бік уповільнення має знос зубів роздавальних коробок [16].

Неправильне регулювання зазору також впливає на роботу двигуна. Якщо зазор збільшується, клапан відкривається із затримкою і тим самим скорочує свій «час різання часу». [11] На діаграмі нахилу збільшення зазору зменшується у вигляді зменшення площі діаграм на смузі K L N M, рис. 1.5.

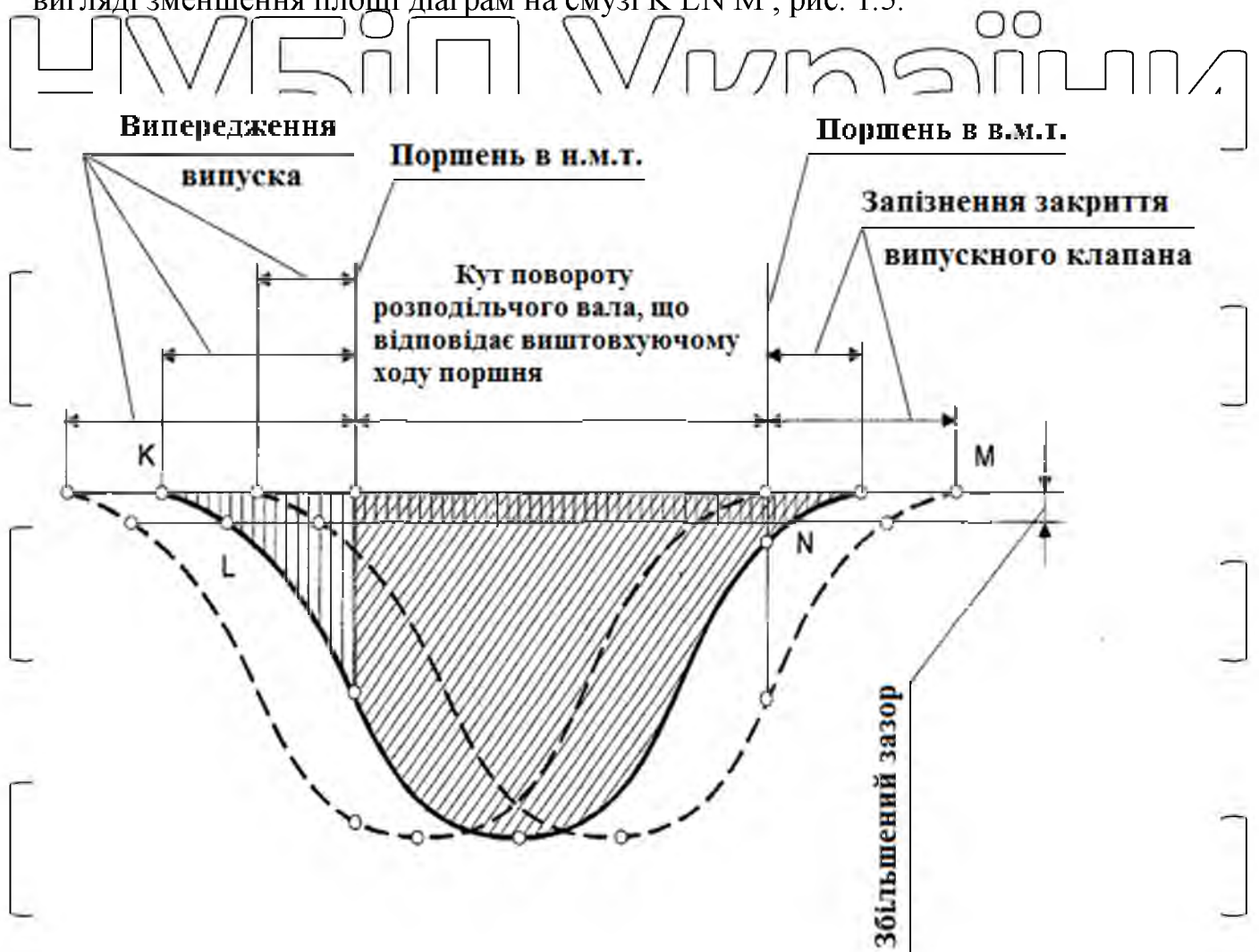


Рис. 1.5. Схема підйому випусного клапана.

Сідло клапана являє собою круглий усічений конус. Ущільнювальна поверхня диска клапана (фаска) також являє собою усічений круговий конус. Знос робочої фаски сідла клапана призводить до збільшення його ширини і порушення початкової геометрії. Внаслідок зносу укосів змінюється перетин між сідлом і клапаном, клапан відкривається із затримкою, що знижує ступінь стиснення і продуктивність дизеля, температура укосів падає, сполучення клапанів збільшується, погіршується наповнення і очищення циліндрів, зростає витрата палива і погіршуються пускові характеристики дизеля, особливо при низьких температурах [3].

При зовнішньому огляді днища голівки блоку циліндрів до 7% сідел випускних клапанів дизелів ЯМЗ - 238НБ, ЯМЗ-240Б і А-41 мають тріщини (рис. 1.6). Тріщини в сідлах порушують герметичність клапанних пар. Під час роботи дизеля вони є причиною його виходу з ладу, що призводить до катастрофічного руйнування дизеля.



Рис. 1.6. Сідла клапанів з тріщинами, які виникли під час роботи дизеля.

Таким чином, аналіз існуючих газорозподільних механізмів автотракторних дизелів показує:

- Клапанний розподіл з системою підвіски найбільш поширений на тракторних дизелях;

- Недоліком клапанного розподілу є те, що передача руху від кулачка розподільного вала до клапана відбувається через довгий ланцюг передавальних ланок з певним перекосом;

- Під час роботи дизеля виникають інерційні сили та ударні навантаження на фаски клапанних пар, що сприяє їх підвищеному зносу;

Нормальна робота дизеля багато в чому залежить від правильного складання деталей газорозподілу, регулювання зазорів і зносу робочих фасок в процесі експлуатації.

## **1.2. Існуючі способи ремонту деталей газорозподільних систем, що підвищують їх довговічність.**

Підвищення потужності двигуна ставить перед конструкторами завдання, пов'язані із забезпеченням довговічності вузлів газорозподілу.

З'єднання «клапан – сідло клапана» має великий вплив на функціонування цих частин. Ця пара працює в складних умовах: високі температури, сухе тертя, ударні навантаження [7, 55, 46, 85]. З'єднання «клапан - сідло клапана» має задану початкову усадку впускного і випускного клапанів відносно площини з'єднання головки блоку циліндрів. Під час роботи дизеля під дією сил інерції та ударних навантажень, сил тиску газу та високих температур відбувається зношування робочих фасок клапанних пар в деталях газорозподілу. Це збільшує перепад клапана, що призводить до збільшення питомої витрати палива, температури вихлопних газів, зниження стиснення в циліндрах, втрати потужності і погіршення герметичності, що погіршує пуск дизельного двигуна, особливо при низьких температурах [32, 21, 39].

При відправленні двигуна на капітальний ремонт 100% сідел клапанів забезпечуються відновленими фасками шляхом подальшої притирки, що також збільшує провисання клапанів [7,12].



Клапанні тарілки омиваються гарячими газами в камері згоряння, а сідло і тарілка випускних клапанів також нагріваються в період вивиску при швидкості газу 400–600 м/с і температурі 727–1202 °С. Оскільки відведення тепла від пластини клапана в сідлі клапана і в шток, температура в центрі пластини випускного клапана становить 702–902 °С [26]. Такі високі температури знижують механічну міцність матеріалів, як самого клапана, так і його сідла. Високі швидкості газового потоку та агресивність середовища (відпрацьовані газы) призводять до корозії та газової ерозії поверхонь пар випускних клапанів, особливо фасок сідла [97, 13].

Великі перепади температур 150–200 °С і 500–600 °С у пластині між максимальною (в середині пластини) і мінімальною (на кінці штока клапана) температурами призводять до високих температурних напружень [16, 56, 10].

Для роботи в таких умовах використовуються високолеговані, жароміцні сталі.

Найважливішими критеріями при використанні матеріалів для виготовлення арматури в таких умовах є:

- стійкість до короткочасної та тривалої втоми;
- стійкість до корозії при високих температурах;
- пластичність і ударна міцність; стабільність властивостей при робочих температурах;
- Технологічність (різання, зварюваність).

Такий каталог вимог забезпечується використанням хромонікелевих сталей аустенітного класу для випускних клапанів тракторних дизелів [22].

Для підвищення довговічності клапанних пар необхідно забезпечити мінімально допустимий зазор між штоком клапана і направляючою втулкою. Оптимізація початкового зазору для забезпечення високої продуктивності цієї пари особливо важлива при високому тиску наддуву в дизельних двигунах. Разом із підвищенням ККД покращується відведення тепла від штока клапана та герметичність пар клапанів [13, 90, 8].

Для підвищення продуктивності клапанних пар необхідно підвищити зносостійкість з'єднання «стрижень клапана» – Направляюча втулка». Для цього використовуються різні методи підвищення зносостійкості.

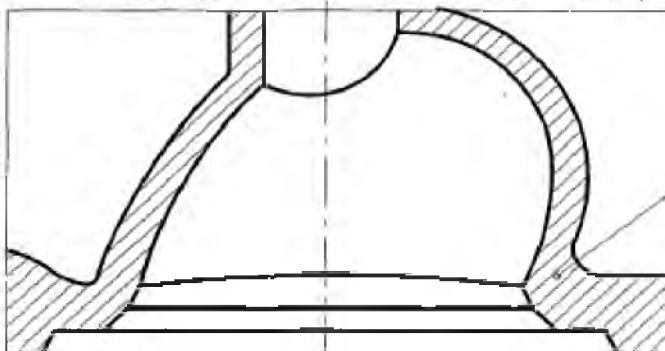
Для підвищення зносостійкості стрижнів впускних клапанів автомобільних і дизельних двигунів широко застосовують алюмінієві покриття металізацією [65], графітізацією та обробкою поверхні пластичною деформацією [57].

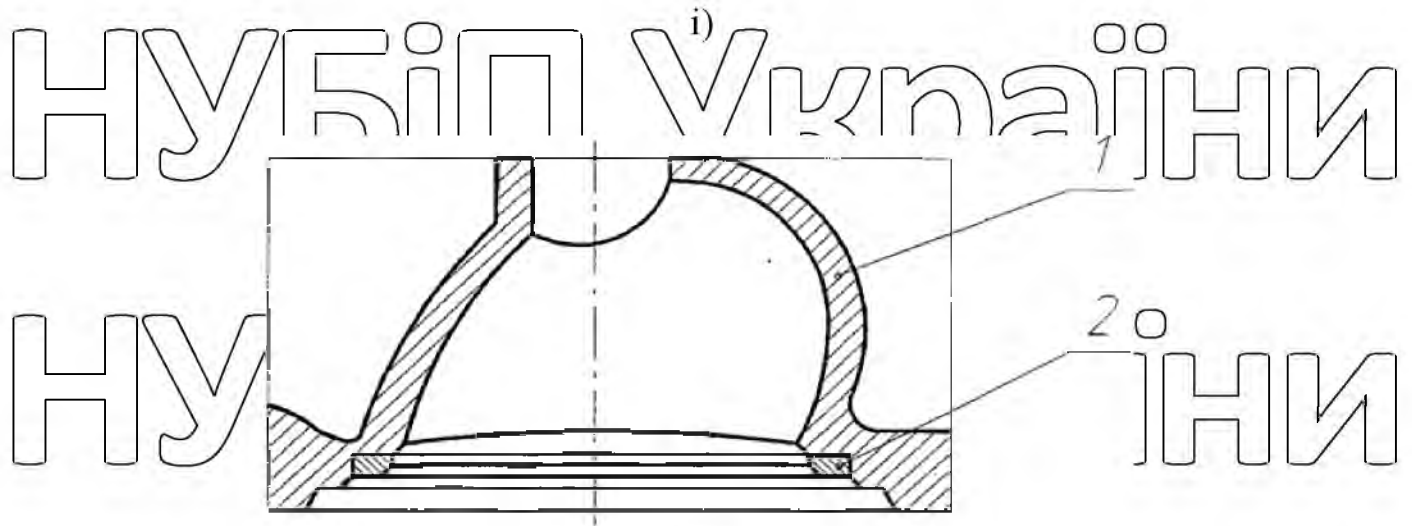
Досвід експлуатації дизельних двигунів показує, що для зменшення зносу муфти «клапан-сідро» і збільшення терміну служби доцільно використовувати вставні сідла впускних і впускних клапанів [7, 9, 19].

Термін служби ГБЦ ЯМЗ багато в чому залежить від довговічності сідел клапанів. До 1970 року на головках блоку циліндрів дизелів ЯМЗ-238НБ і ЯМЗ-240Б встановлювали сідла вихлопних газів з твердого жаростійкого сплаву, а сідла впускних клапанів виготовляли безпосередньо в корпусі головки (рис. 1.7а). Це призвело до того, що до першого капітального ремонту знос пар впускних клапанів був у 1,2-1,5 рази вищий, ніж впускних [48].

Для зменшення нерівномірного зносу вставні супорти також використовували для впускних клапанів (рис. 1.7b), [48]. Вкладиші сідла клапана при охолодженні притискаються з натягом 0,05-0,140 мікрметрів. Слід зазначити, що від зносу фасок клапанних пар різний при роботі з гніздами вкладишів і без них. Ущільнювальний скіс, який встановлюється безпосередньо в головці блоку циліндрів, набуває опуклу форму внаслідок збільшення зносу кромки під час зношування (рис. 1.8а). При цьому форма фаски ущільнювача клапана повторює форму зношеної фаски його сідла. Це призводить до підвищеного зносу пар клапанів і погіршення герметичності.

Сідла вставок, які мають високу зносостійкість, зберігають первісну форму робочих укосів (рис. 1.8б). Це сприяє меншому зносу робочих граней клапанів і забезпечує нормальне ущільнення [65]. Сідла клапанів працюють у складних умовах (високі температури, агресивні середовища, динамічні навантаження).





Б)

Рис. 17. Фрагмент головки блоку циліндрів:

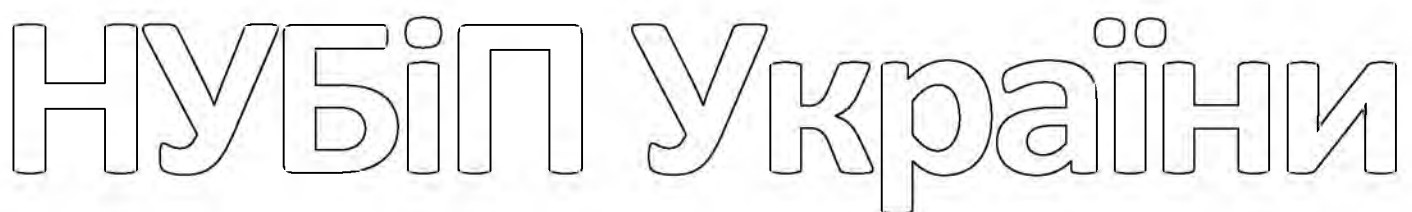
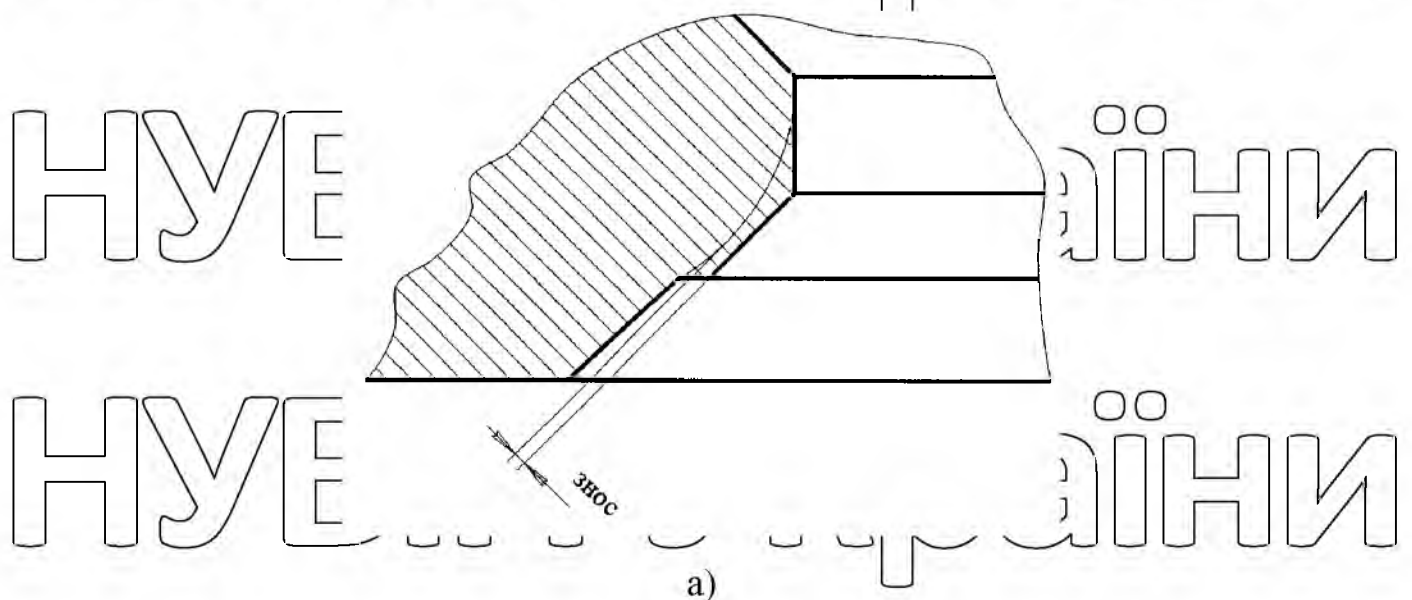
а) Сідло впускного клапана, виготовлене безпосередньо в корпусі головки блоку циліндрів:

1 - головка блоку циліндрів;

б) Вставте сідло клапана та втисніть його в головку циліндра:

1 - головка блоку циліндрів;

2 - Вставте сідло клапана.



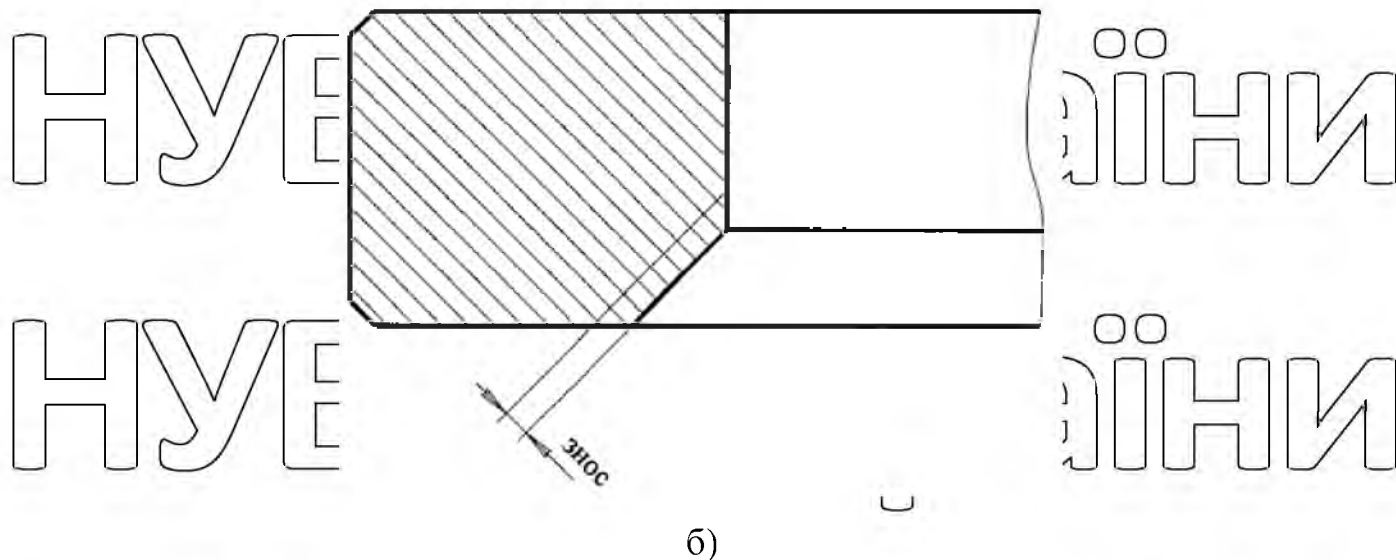


Рис. 1.8. Знос ущільнювальної фаски:

а) знос ущільнювальної фаски сідла, яка виконана разом з головкою блоку циліндрів;

б) Знос ущільнювальної фаски сідла вставного клапана.

Тим не менш, мікрометричні вимірювання в головках блоку дизеля ЯМЗ-238НБ, які відпрацювали 2000-2500 годин роботи, показали, що 25-30% сідел клапанів мають незначний знос фасок і підлягають ремонту. До 6% сідел випускних клапанів мають тріщини, їх потрібно вискочити та замінити новими. Практично всі сідла під час капітального ремонту зенкуються та поліруються [72, 59].

Існує кілька способів ремонту головок блоку циліндрів: [7, 13]

1. Запресовка нових сідел клапанів у гнізда головок блоку циліндрів номінального або ремонтного розміру, замість зношених або бракованих, з натягом  $0,05 - 0,140$  мкм.

2. Реставрація сідел клапанів дизеля шляхом вставки чавунних кілець з подальшим зварюванням гарячим газом.

3. Відновлення головок блоку двигуна зі зношеними сідлами клапанів методом гарячого наплавлення.

4. Відновлення сідел клапанів шляхом запресовування кілець у сідла клапанів з подальшим холодним зварюванням біметалевими електродами.

5. Інші способи відновлення зношених сідел клапанів.

1. Цей спосіб ремонту сідел клапана полягає в наступному. Дефектні сідла з сильним зносом через фаски, тріщини та глибокі впадини винтовкуються. Якщо діаметр носадочних втулок у головках циліндрів для сідел клапанів не перевищує номінального розміру, в них допускається встановлювати сідла з номінальними розмірами. Якщо діаметр отвору під сідла вставних клапанів перевищує номінальний розмір, тільки сідла висвердлюють на ремонтний розмір і запресовують вставні сідла збільшеного ремонтного розміру [7, 86]. Перед натисканням Сідла клапанів (як штатні, так і ремонтні) Головка блоку циліндрів нагрівається до температури  $90^{\circ}\text{C}$  і сідла охолоджуються в рідкому азоті або сухому льоду. Запресовані сідла клапанів повинні щільно прилягати своїми кінцями до кінців отворів у головці блоку циліндрів: між торцем сідла та головкою не повинен проходити шпур товщиною  $0,05\text{ мм}$  [7].

2. У ремонтних майстернях використовувався такий спосіб ремонту: сідла клапанів оснастити чавунними кільцями з різними видами кріплення. Суть цього способу полягає в тому, що втулки головок блоку циліндрів висвердлюються під розмір вставного кільця. Верхні краї гнізда свердлять під зварювання. Зовнішні краї кільця, які контактують з розтрубом, призначені для зварювання. Підготовлену головку блоку циліндрів нагрівають до температури  $650\text{-}700^{\circ}\text{C}$ . Головка блоку циліндрів з підгірвом покрита теплоізоляційною оболонкою з вікнами, крізь які зварені кільця. Зварний шов має велику кількість газових і шлакових оболонок. Крім того, в місцях, де кільце не було приварено до основного металу оголовка, були тріщини і порожнечі шириною  $1\text{-}2\text{ мм}$ . Зварювальник витрачає  $50\text{-}60$  хвилин на зварювання сідел клапанів в ГБЦ. Це створює великі залишкові напруги в зварювальному шві і проміжній переминці, які призводять до утворення мікротріщин, які можуть призвести до серйозних аварій під час експлуатації. Випробування показали неефективність цього методу ремонту. Тому що за  $70\text{-}100$  годин роботи дизеля через руйнування зварних швів ламалися головки блоків циліндрів.

3. Спосіб зварювання гарячого наплавлення полягає в наступному. Сідла клапанів- головок блоків підготовлені до обробки замовлення. Підготовлену головку блоку поміщають у духовку і нагрівають до температури  $650^{\circ}\text{C}$  протягом

3-3,5 год. Обігривається головка блоку покрита теплоізоляційною оболонкою з отворами діаметром 150 мм. Через ці вікна одне за одним приварюються всі сідла клапанів. Нанесення здійснюється відновним ацетилен-кисневим полум'ям за один прохід. Після зварювання сідел клапанів головка блоку повільно охолоджується з наступною механічною обробкою. При дослідженні головок блоків циліндрів, відремонтованих наплавкою, встановлено, що після механічної обробки наплавленого металу на робочих фасках сідла клапанів виявлено непоправні відкладення газу та шлаку. Наявність таких дефектів неприпустимо, крім того, ремонт поверхні дуже трудомісткий, а нагрів головок вище  $700^{\circ}\text{C}$  неприпустимий, так як структура перліту руйнується і якість чавуну різко знижується.

4. Порядок запресовування кільця у сідла клапанів і подальше холодне зварювання біметалевими електродами здійснюється наступним чином. Сідла клапанів головки блоку просвердлені за певними розмірами. Зовнішні краї кільця оброблені з одного боку для зварювання. Після підготовки сідел клапанів до зварювання і виготовлення кільця їх запресовують у сідла клапанів. Під кінець кільця встановлюється прокладка з полірованої червоної міді товщиною 0,4 мм і пресується під пресом. Після запресовування кільця кріпляться трьома гвинтами, розташованими під кутом  $120^{\circ}$  один до одного. Кільця зварюються біметалевим електродом. Потім головка охолоджувального блоку засипається піском.

5. У ремонтних майстернях проводили відновлення головок блоків зі зношеними сідлами клапанів за такою технологією. Сідла клапанів висвердлюються з механічною обробкою під зварювання, після чого головка нагрівається до температури  $650-670^{\circ}\text{C}$ . У розігріту головку блоку вставляються чавунні пробки, які служать присадочним матеріалом. Потім головку з пробками зварюють газоацетиленовим полум'ям. Головку з привареними сідлами клапанів піддають вторинному нагріву до температури  $650-700^{\circ}\text{C}$  і дають повільно охолонути. Охолоджена головка піддається механічній обробці. Відомий також спосіб холодного наплавлення поверхні клапанних втулок чавунними електродами з наступним відпалом нанесеної поверхні при температурі  $600-700^{\circ}\text{C}$  і повільним охолодженням протягом 5-6 годин. Перед виходом у гніздо встановлюють

запобіжні решітки із суміші сріблястого графіту та вогнетривкої глини. Нанесення виконується флюсом (Бора).

Наноситься розплавлений метал. Суть методу полягає в наступному. Сідла клапанів перед зварюванням не обробляють. Полум'я від пальника рівномірно прогріває область головки навколо сідла клапана. Коли чавун починає плавитися, зварювальна ванна розбризкується флюсом, і полум'я наближається до фаски сідла клапана; Потім тиск полум'я поступово переміщує напіврідкий чавун невеликими порціями до краю сідла клапана.

Найважливіша вимога для здійснення цього процесу - рівномірний прогрів всього сідла клапана. При освоєнні цього способу буває, що через перегрів металу і неправильно підбраної ширини зони нагріву метал стикає вниз, що є невірним дефектом. Крім того, перегрів металу головки може призвести до зниження твердості фаски сідла клапана. Слід зазначити, що під час зварювальних робіт температура головки не повинна опускатися нижче 500 °С, а при зниженні температури головка повинна бути підігріта.

Після зварювання головка поміщається в ніч для нагріву. Її нагрівають до температури 630-680°С і повільно охолоджують. Потім головка блоку циліндрів відправляється на обробку.

Гому зверніть увагу

- Всі перераховані способи ремонту сідел клапанів дорогі і трудомісткі.  
Незважаючи на різноманітність способів ремонту сідел клапанів, їх довговічність і міцність на термічну втому залишаються низькими.

### 1.3. Фактори, що визначають довговічність газорозподільних частин

Для підвищення довговічності клапанних пар необхідно вивчити основні фактори, що впливають на їх знос.

Основними факторами, від яких залежить знос клапанних пар, є: [51, 5, 16, 7]:

1. питомий тиск на фаски клапанних пар;
2. Частота контакту в комбінації «клапан – сідло клапана»;
3. Робоча температура пар клапанів;
4. Матеріал, з якого виготовлені клапанні пари;

5. агресивне середовище.

### 1.3.1. Вплив питомого тиску та частоти контакту фасок клапанних пар на їх знос.

Питомий тиск на фаски вентильних пар поділяють на два види: динамічний і статичний. Динамічний питомий тиск виникає, коли клапан встановлено в сідло. У цьому випадку вона складається із сили пружин і сил інерції клапанного вузла.

Статичний питомий тиск виникає при притисканні клапана до сідла. У цьому випадку вона складається з сили пружини і сили тиску газу.

Дослідженню кінематики кулачкових механізмів двигунів, динамічних характеристик газорозподільного механізму та методів розрахунку динаміки газорозподільного механізму від точки з мета визначення умов сідла клапана в сідлі покращити та зменшити інтенсивність удару . тощо [80, 81, 55, 71, 54]. У статтях 54 і 55 профіль кулачка розподільного вала розраховується для досягнення « безударної » роботи клапана. Під час цієї роботи змінюється профіль кулачка для зменшення динамічних навантажень.

інерційні навантаження збільшуються , а отже, і динамічні навантаження при посадці клапана. Динамічне навантаження, що виникає при посадці клапана в сідло, залежить від швидкості обертання розподільного вала, величини теплового зазору, ширини робочої фаски сідла клапана, маси деталей клапанного механізму. , тощо профіль кулачка розподільного вала і досягає значення [80, 47, 88]  $(1 \div 12) \cdot 10^4 \text{ Па}$ .

При неправильному регулюванні теплового зазору значно збільшуються динамічні навантаження і знос клапанних пар.

Рівень динамічного навантаження багато в чому визначає термін служби клапанних пар. Коли клапан притискається до сідла, на нього діють сили пружини і сили тиску газу  $P_z$ .

Це створює статичне навантаження на клапанні пари, що призводить до деформації тарілки та сідла клапана. На думку авторів [65], однією з причин механічного зносу з'єднання сідло клапана є тертя, викликане прогином пластини та деформацією сідла (деформаційне тертя). У процесі роботи зі збільшенням



максимального тиску збільшуються зусилля, що діють на пластини клапана, тому зростають деформації та знос фасок.

Механічні властивості матеріалів, їх структура і характер процесів, що відбуваються в напруженому об'ємі під дією стискаючих напруг і сил тертя, можуть істотно змінюватися. Під дією об'ємно-нерівномірного напруженого стану навіть досить крихкі тіла виявляють високу пластичність [31]. Металеві поверхні в процесі пластичної деформації зміцнюються, нерівності округлюються і зміцнюються при повторних навантаженнях, а округлі виступи пластично деформуються навіть при більших навантаженнях.

Під час відносного руху поверхонь тертя на них одночасно діють нормальна і дотична сили.

Через багаторазову деформацію (попередню деформацію) матеріал стає розклепанним через накопичення дислокацій, що призводить до руйнування тонкого, армованого, більш крихкого шару [31].

Привід дизельних двигунів частотою обертання колінчастого вала збільшує частоту контакту клапанних пар в одиницю часу. Це призводить до збільшення механічних і температурних навантажень. Це збільшує знос газорозподільних частин і погіршує герметичність клапанних пар.

Із збільшенням частоти обертання колінчастого вала збільшуються навантаження в з'єднаннях: клапан-сіdle клапана, шток клапана-напрямна втулка; Кулачок розподільного вала - штовхач. Підвищується знос цих з'єднань, що призводить до порушення ходу клапанів, що в свою чергу погіршує герметичність клапанних пар і створює умови для прориву газів з великою швидкістю і призводить до підгорання робочих укосів.

Зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала зростають інерційні сили і динамічні навантаження, що призводить до збільшення питомих зусиль на фасках, напруг і деформацій у поверхневих шарах фасок клапанних пар.

**1.3.2. Вплив температури та агресивного газового середовища при експлуатації дизеля на знос клапанних пар**

У дизельних двигунах деталі, що утворюють камеру згоряння, мають найбільш неоднорідне температурне поле, а саме головка блоку циліндрів, клапани, поршні та гільзи циліндрів.

Це пояснюється найбільшою кількістю тепла, що відводиться через нижню частину головки блоку циліндрів (40-60% тепла, що розсіюється) [77, 16, 18], наявністю більш гарячих сідел випускних і холодних впускних клапанів, а також складна конфігурація холодильних відсіків [49, 70].

Під час роботи дизельного двигуна пари випускних клапанів мають вищу температуру, ніж пари впускних. Це відбувається з наступних причин:

1. Максимальне значення тепловіддані від сідла впускного клапана до сідла приблизно в шість разів більше, ніж у випускного, оскільки забруднення продуктами згоряння менше, ніж на виході [81, 31, 44].

2. У процесі вихлопу пари клапанів взаємодіють з вихлопними газами, температура яких значно вища за температуру повітря, що надходить через систему впуску [25, 10, 17].

Застосування турбонадува в сучасних дизельних двигунах призвело не тільки до підвищення продуктивності, але і до збільшення механічних і температурних навантажень. Це призводить до підвищеного зносу клапанних пар, появи тріщин в перемичках клапанів і мікротріщин в сідлах клапанів.

Слід зазначити, що при підвищенні температури і зниженні навантаження відбувається пластична деформація металів, що збільшує знос сідел клапанів. Під

впливом високих температур і зовнішніх навантажень скоси клапанних пар деформуються і окислюються. При цьому пластична деформація зовнішніх шарів

супроводжується насиченням їх киснем повітря та компонентами продуктів згоряння. Це призводить до утворення оксидних плівок на робочих поверхнях пар клапанів. Оксидні плівки зазвичай виявляють значну крихкість, яка стає особливо

очевидною, коли вони досягають достатньої товщини. Зі збільшенням товщини оксидної плівки виникають тріщини. Метал оголюється, потім знову утворюється

окедна плівка і відбувається зношування внаслідок видалення окисленого шару металу [68].

Для зменшення утворення оксидних плівок на фасках клапанних пар при високих температурах і зменшення їх зношування використовують гнізда вставок із високолегованого зносостійкого чавуну, більш стійкі до підвищення температури [3, 71].

Агресивне середовище (вихлопні гази) має незначний вплив на високолегований зносостійкий чавун [65], тому в подальшій роботі цей фактор не досліджувався.

Таким чином, аналіз впливу температури на роботу фасок клапанних пар показує:

Під час роботи дизеля пари випускних клапанів мають більш високу температуру, ніж пари впускних клапанів,

при високих температурах інтенсивніше відбуваються процеси окислення поверхневих шарів фасок клапанних пар, що призводить до їх підвищеного зношування;

Агресивне середовище несуттєво впливає на знос робочих фасок легованого чавуну, з якого виготовлені сідла вставних клапанів.

### 1.3.3. Вплив механічних властивостей сідел клапанів на їх знос.

У сучасній конструкції дизеля вставні сідла клапанів використовуються як для впускних, так і для випускних клапанів.

Основними експлуатаційними, технологічними та економічними вимогами до конструкційних матеріалів сідел клапанів є:

- досить висока твердість і здатність зберігати її при робочих температурах;
- хороша корозійна стійкість під впливом гарячих агресивних газів;
- висока втомна міцність;
- достатня теплопровідність, що забезпечує швидке відведення тепла від

робочих фаз;

- Термостійкість і висока стійкість до термічної втоми;

- висока стійкість до ударів клапанної тарілки;

- хороша стійкість до механічного зношування при сухому терті;

- Технологічність продукції;

- хороша механічна оброблюваність.

Слід зазначити, що не всі ці вимоги можна врахувати при виборі матеріалів. Тому при виготовленні сідел клапанів вибираються оптимальні варіанти, що відповідають заданим вимогам. У вітчизняній і міжнародній практиці двигунобудування для виготовлення вставних сідел клапанів використовуються чавун, сталь і сплави зі складним хімічним складом. Слід зазначити, що кожен виробник двигунів прагне використовувати для виготовлення сідел клапанів свої матеріали, що відрізняються за хімічним складом і механічними властивостями від матеріалів інших компаній.

Для виготовлення сідел клапанів використовуються чавун, сталь і сплави складного хімічного складу, леговані хромом, молібденом, нікелем, кобальтом, вольфрамом, марганцем та іншими матеріалами. У таблиці рис. 1.1 представлені матеріали, з яких виготовлені вставні сікла клапанів різних фірм [65, 48]. У таблиці показано, скільки різних конструкційних матеріалів використовується для виготовлення сідел клапанів. Твердість використовуваних матеріалів становить від 20 HRC до 60 HRC. Для дизелів ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240Б, А-41 і А-01М застосовують гнізда клапанів вкладишів із легованого чавуну твердістю 40–60 HRC [7, 38].

При аналізі конструкційних матеріалів, які використовуються для сідел клапанів, можна побачити, що багато компаній використовують чавун з різним хімічним складом і механічними властивостями. Це свідчить про те, що підбір оптимального хімічного складу та механічних властивостей цього конструкційного матеріалу недостатньо інтенсивно досліджувався.

Таблиця 1.1

# НУБІП України

## Сплави для виготовлення вставних сидел клапанів

країна, компанія	Призначення двигуна	Хімічний склад, %															Твердість HRC <sub>E</sub>
		C	Si	Mn	Cr	Ni	W	B	S	P	Cu	P	Sm	Cu	Fe	Al	
<b>Росія:</b>																	
АТЗ		2,5-3	1,5-2	0,5-0,2	2,8-3,8	-	4-5	-	-	-	0,1	0,2	-	-	-	-	48-56
ВТЗ		2,5-3	1,8-2	0,5-0,9	13-16	3-4,5	-	-	-	-	0,1	0,12	-	-	-	-	50-60
ХЗТД		0,8-1	2-3	0,4	14-17	основи	-	-	-	1,5	0,02	0,02	0,25	-	3	0,6	35-40
<b>Англія:</b>																	
"Перкінф"	Тракторні	1,81	1,8	0,95	14,17	-	0,21	-	0,2	-	0,04	0,05	0,09	-	-	-	40-46
<b>СПОЛУЧЕНІ ШТАТИ:</b>																	
"Інтернешенал харвестер"		2,39	0,78	0,29	19,6	32	основи	6,3	0,03	-	0,02	-	-	11,7	18,7	-	30-32
"Кетерпіллер"		2,56	1,98	0,9	23,98	48	0,02	0,47	-	-	0,02	0,03	-	-	-	-	30-40
"Континенталь"		0,82	2,15	0,33	18,6	1,54	0,08	-	-	-	-	-	-	-	-	-	35-38
<b>Японія:</b>																	
"Комацу"		0,5	3,5	2,9	30	12	-	6	-	-	-	0,1	-	45	-	-	40-44
<b>Росія:</b>																	
ГАЗ		2,0-2,5	1-1,5	0,5-0,9	12-15	0,3-0,7	-	-	-	-	0,1	0,15	-	-	-	-	36-47
ЗІЛ		2,9-3,3	2,3-2,8	0,6-0,9	0,5-0,8	1-1,2	0,7	-	-	-	0,15	0,2	-	-	-	-	33-45
МЗМА		2,5-3,0	1,5-2	0,5-0,8	2,8-3,8	-	4-5	-	-	-	0,1	-	-	-	-	-	50-60
ЯМЗ		2,3-3,0	1,8-2,3	0,5-0,9	13-15	3-4,5	-	-	-	-	0,01	0,1	-	-	-	-	48-60
<b>Англія:</b>																	
"Лейленд"		0,5	0,14	7,65	21	3,75	0,12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	29-32
<b>СПОЛУЧЕНІ ШТАТИ:</b>	Автомобільні																
"Додж"		2	2,5	0,2	28	-	-	3	-	-	-	-	-	-	-	-	41-43
"Крайслер"		1,15	1,8	0,5	28	3	1	4,5	-	-	-	-	-	-	-	-	40-45
РЮ		0,4	2,5	0,25	20	25	-	5	-	-	-	-	-	-	-	-	53-55
<b>Німеччина:</b>																	
БМВ		3,31	1,62	0,54	0,37	1,21	0,65	-	-	-	-	-	-	-	-	-	29-31
МАН		2,13	0,58	0,55	11,22	1,13	2,12	-	0,2	-	0,4	0,06	-	-	-	-	41-45
"Мерседес-Бенц"		3,05	2,08	0,65	0,63	3,08	1,02	-	-	-	-	-	-	-	-	-	30-35
"Фольксваген"	Автомобільні	1,2	0,13	2,37	-	-	0,12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	31-35
<b>Франція:</b>																	
Renault		3,7	2,92	0,53	0,04	0,15	0,05	-	-	-	-	0,5	-	-	-	-	18-23

Так:

При виборі матеріалів неможливо врахувати всі експлуатаційні, технологічні та економічні вимоги до них. Тому при виготовленні сідел клапанів вибирається оптимальний варіант, що відповідає заданим вимогам.

- Компанії, які виробляють двигуни, найчастіше використовують свої матеріали для виготовлення сідел клапанів, які відрізняються як за хімічним складом, так і за механічними властивостями.

Аналіз стану справ за літературними джерелами вітчизняних та зарубіжних вчених, які вивчають знос сідел клапанів дизельних двигунів, дозволив зробити такі

висновки:

1. На капітально відремонтованих дизелях ЯМЗ-238ГБ, ЯМЗ-240Б і А-01М 30% сідел клапанів досягли граничного зносу і до 23% сідел клапанів досягли зносу близького до граничного, який буде за ліміт до наступного капітального ремонту.

2. Аналіз існуючих методів ремонту сідел клапанів показує, що вони недостатньо підвищують їх довговічність, термічну втомну міцність і економічність.

3. Зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала зростають сили інерції, що призводить до збільшення питомих зусиль, напружень і деформацій у поверхневих шарах фасок клапанних пар.

4. При високих температурах при меншому питомому навантаженні відбувається деформація поверхневих шарів фасок клапанних пар, що призводить до підвищеного зношування.

5. Компанії, які виробляють двигуни, найчастіше використовують свої матеріали для виготовлення сідел клапанів, які відрізняються як за хімічним складом, так і за механічними властивостями.

## РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА ФАСКАХ КЛАПАННИХ ПАР ПІД ЧАС РОБОТИ ДИЗЕЛЯ

### 2.1. Теоретичне визначення сил, які діють на фаски клапанних пар дизельних двигунів під час роботи.

Зусилля і напруги повинні бути визначені відповідно до завдання. Діє на фаски клапанної пари, на рис. 2.1 показана схема дії зусиль в момент посадки клапана в сідло.

При роботі дизеля в момент контакту клапанної пари на робочих поверхнях виникають зусилля і напруги, які складаються в основному із зусиль клапанних пружин і сил інерції деталей клапанного вузла.

$$F = F_n + F_i \quad (2.1)$$

Де  $F$  - сумарна сила  $N$ , що діє на фаски клапанних пар дизелів ЯМЗ-238НБ.

ЯМЗ-240Б при  $n \in 1050 \text{ хв}^{-1}$

$F_n$  - сила від стиснення пружини,  $N$ , [37, 38],

$F_i$  - сили інерції.

Сили тиску залишкових газів практично дуже низькі і не враховуються в розрахунках.

Визначимо сили, що діють на фаски вентильних пар.

$$F_1 = F_1' = F \cdot \cos \alpha, \quad (2.2)$$

де  $F_1$  - сила  $N$ , що діє на фаску сідла клапана;

$F_1'$  - сила, що діє на фаску клапана,  $N$ ;

$\alpha$  - кут скосу сідла клапана,  $^\circ$ .

Ці сили розкладаються на дві складові, одну нормальну й одну дотичну, як показано на рис. 2.1.

$$F_\sigma = F_\sigma' = F_1 \cdot \cos \alpha, \quad (2.3)$$

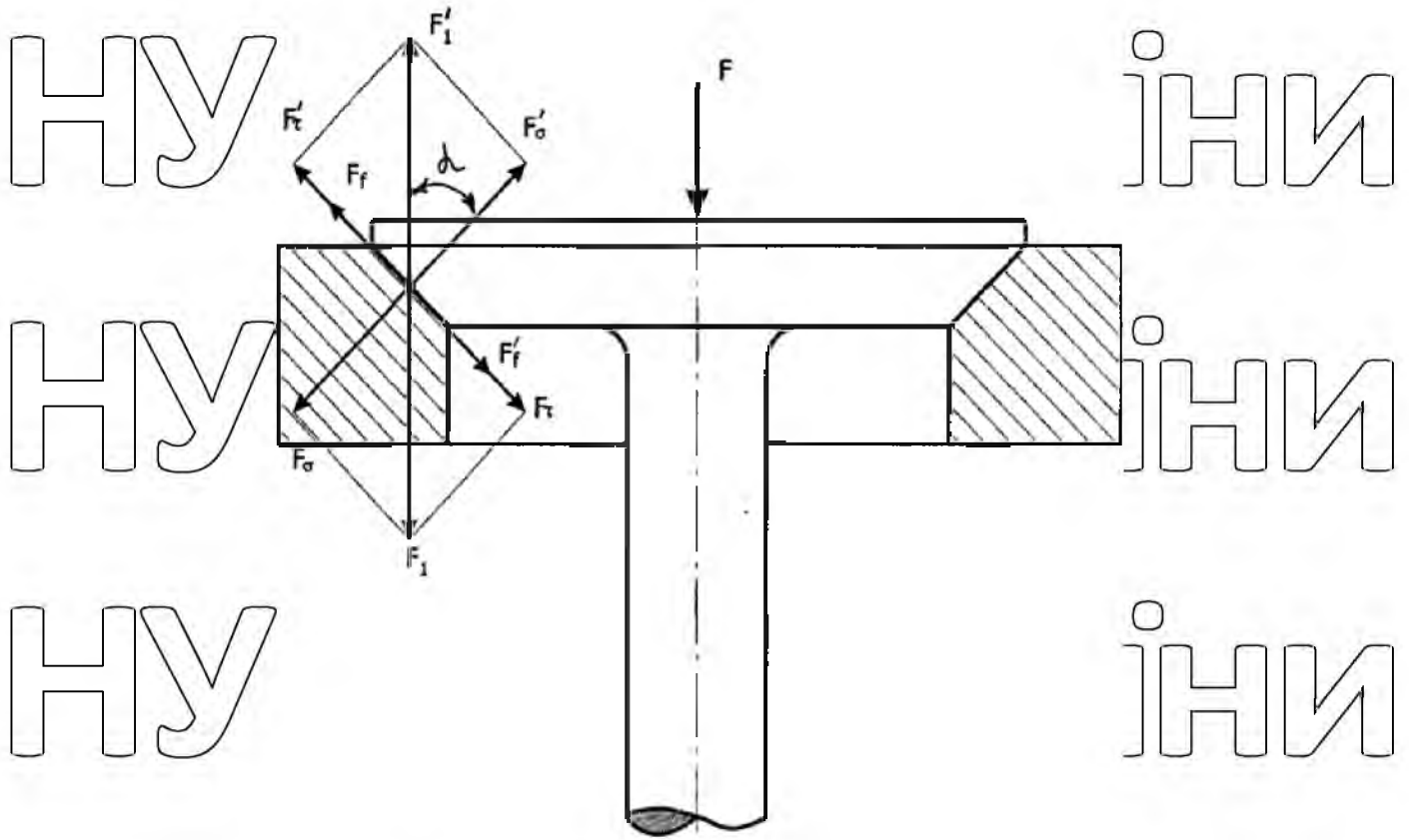


Рис. 2.1. Сили, що діють на фаски клапанних пар у момент їх контакту

де  $F_{\sigma}$  - нормальна сила, що діє на фаски сідла клапана, Н;

$F_{\sigma}^1$  - Нормальна сила, що діє на фаски клапана, Н.

$$F_{\tau} = F_{\tau}^1 = F_{\sigma}^1 \cdot \sin \alpha, \quad (2.4)$$

де  $F_{\tau}$  - тангенціальна сила, що діє на фаски сідла клапана, Н;

$F_{\tau}^1$  - тангенціальна сила, що діє на фаски клапана, Н.

Крім того, на фасках клапанних пар виникають сили тертя. Їх значення прямо залежать від нормальних сил, якщо коефіцієнт тертя умовно прийняти постійним.

$$F_f = F_f^1 = F_{\sigma}^1 \cdot f, \quad (2.5)$$

де  $F_f, F_f^1$  - сила тертя, що виникає між фасками сідла і клапана, Н;

$f$  - коефіцієнт тертя, [58].



Сили тертя в поверхневих шарах фасок спрямовані протилежно дотичним силам. Значення зусиль при посадці і сідлі клапана для дизеля ЯМЗ-238НБ наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1.

Значення сил, що виникають при посадці клапана в дизельному двигуні ЯМЗ-238НБ, при  $n = 1050$  хв<sup>-1</sup>.

	$\Phi$ Н	$F_l$ , Н	$F_\sigma$ , Н	$F_\tau$ , Н	$F_-$ Н	$F'_1$ , Н	$F'_\sigma$ , Н	$F'_\tau$ , Н	$F'_f$ , Н
Пара випускних клапанів	898.1	635	449	449	135	635	449	449	135
Пара впускних клапанів	940	814	705	407	212	814	705	407	212

Визначимо питомий тиск на фаски сідел клапанів :

$$\sigma_{\text{пит}} = \frac{F}{A} \cdot \cos \alpha, \quad (2,6)$$

де  $\sigma_{\text{пит}}$  - питомий тиск на фаску сідла клапана, Н;

$A$  - площа скосу сідла, м<sup>2</sup>;

$\alpha$  - кут скосу, °.

Площа фаски сідла клапана розраховується за такою формулою:

$$A = \pi l (R + r), \quad (2,7)$$

де  $l$  - утворюючий усічений конус, (ширина робочої фаски) сідла клапана, м;

$R$  і  $r$  - радіуси верхньої і нижньої основ, м.

Значення площ фасок сідла клапана дивіться в додатку 1.

На рис. 2.2 зображена робоча фаска сідла клапана

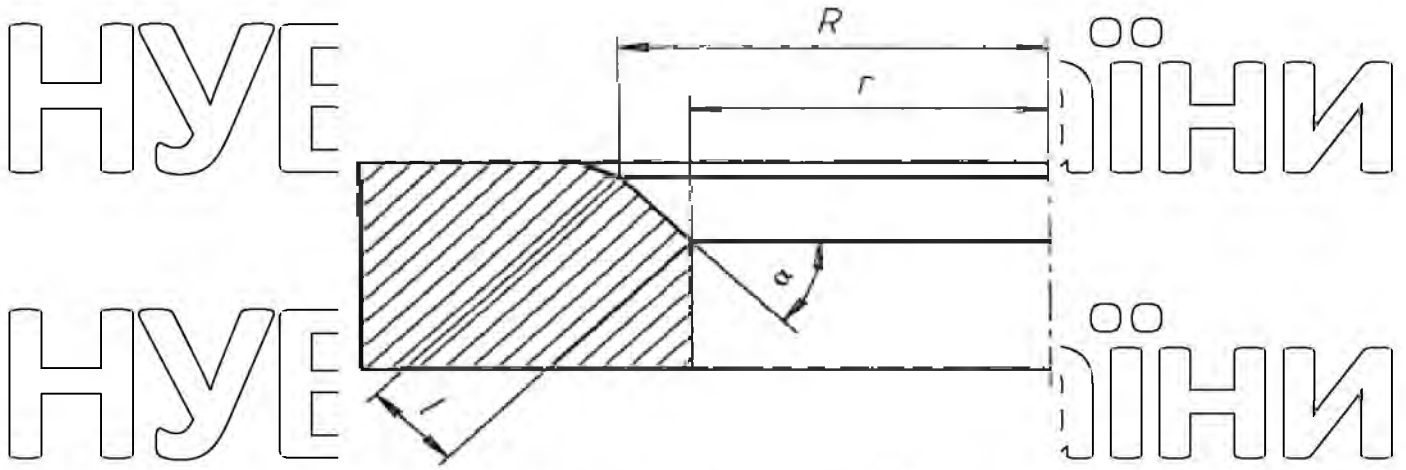


Рис. 2.2. Робоча фаска сідла клапана

Визначимо радіуси основи робочої фаски для двигунів ЯМЗ-238НБ і ЯМЗ-240Б.

$$R_{\text{вип}} = r_{\text{вип}} + l_{\text{вип}} \cdot \cos \alpha_{\text{вип}}, \quad (2,8)$$

де  $R_{\text{проблема}}$  - радіус верхньої основи вихідного сідла клапана, м;

$r_{\text{вип}}$  - радіус нижньої основи вихідного сідла клапана, м;

$\alpha_{\text{проблема}}$  - кут нахилу робочої фаски вихідного сідла клапана, °;

$l_{\text{проблема}}$  - ширина робочої фаски вихідного сідла клапана, м.

$$R_{\text{вп}} = r_{\text{вп}} + l_{\text{вп}} \cdot \cos \alpha_{\text{вп}}, \quad (2,9)$$

де  $R_{\text{вп}}$  - радіус верхньої основи сідла впускного клапана, м;

$r_{\text{вп}}$  - радіус нижньої основи сідла впускного клапана, м;

$\alpha_{\text{вп}}$  - кут нахилу робочої фаски впускного сідла клапана, °;

$l_{\text{вп}}$  - ширина робочої фаски сідла впускного клапана, м (див. Додаток 1).

Сумарна напруга в поверхневих шарах матеріалу фасок вентиляних пар ділиться на дві складові: нормальні та дотичні.

$$\sigma = \sigma' = \sigma_{\text{руч}} \cos \alpha, \quad (2,10)$$

де  $\sigma$  - нормальне напруження на фасках сідла клапана, Па;

$\sigma'$  - нормальне напруження на фасках арматури, Па.

$$\tau = \tau' = \sigma_{\text{затягання}} \sin \alpha, \quad (2,11)$$

де  $\tau$  - дотичне напруження на фасках сідла клапана, Па;

$\tau'$  - дотичні напруги на фасках клапана, Па.

Крім врахування статичних напружень, на фасках клапанних пар виникають також напруги тертя. Їх значення безпосередньо залежать від нормальних напруг, якщо коефіцієнт тертя умовно прийняти постійним.

$$\sigma_f = \sigma_f^1 = \sigma \cdot f, \quad (2.12)$$

Де  $\sigma_f, \sigma_f^1$  - Напруження, що виникають на фасках сидла клапана внаслідок сили тертя, Па.

Напруги від сил тертя в поверхневих шарах фасок спрямовані в бік, протилежний дотичним напруженням. Значення навантажень дизеля ЯМЗ-238НБ з клапаном в сидлі наведені в таблиці. 2.2.

Таблиця 2.2

Величина напруг, які виникають при посадці клапана Дизель ЯМЗ-238НБ, при  $n = 1050 \text{ хв}^{-1}$ .

	$\sigma_{ud},$ МПа	$\sigma,$ МПа	$\tau,$ МПа	$\sigma_{f,-}$ МПа	$\sigma'_{ud},$ МПа	$\sigma',$ МПа	$\tau',$ МПа	$\sigma'_{f,}$ МПа
Пара випускних клапанів	2.48	1753	1753	0,526	2.48	1753	1753	0,526
Пара впускних клапанів	2.03	1,758	1,015	0,527	2.03	1,758	1,015	0,527

Так, розбирання та розрахунок зусиль і напружень, що діють на фаски клапанних пар дизелів ЯМЗ-238НБ і ЯМЗ-240Б, дали:

$F_{\sigma},$  - розтягуючі напруження  $\tau$  виникають від дотичних сил  $F_{\tau}$  під час роботи клапанних пар.

Величина цих напружень залежить від сил інерції, зусилля клапанних пружин, ширини і кута нахилу робочої фаски, а також від сил тертя.

## 2.2. Розрахунок деформацій на фасках клапанних пар дизельного двигуна.

Для визначення деформацій, які виникають на фасках клапанних пар під час роботи дизелів, скористаємося законом збереження енергії [15, 83].

Спрацьовування рухомого клапана в результаті його переміщення з висоти  $h$  дорівнює:

$$W = F \cdot (h + \Delta l_{din}), \quad (2.13)$$

Де  $W$  - спрацьовування приводного клапана, Нм;

$F$  - сила, з якою клапан діє на сідло (динамічне навантаження), Н;

$h$  - висота підйому арматури, м;

$\Delta l_{din}$  - деформація сідлоподібних фасок від динамічно прикладеного навантаження, м.

У момент, коли деформація сідла досягає максимального значення, швидкість переміщення клапана і, отже, кінематична енергія дорівнює нулю. Таким чином, робота клапана  $W$  до цієї точки дорівнює потенціальній енергії  $U$  деформації сідла.

Прирівняємо функцію рухомого клапана до потенційної енергії деформації сідла:

$$W = U, \quad (2.14)$$

Потенціальна енергія деформації сідла при стисненні:

$$U = \frac{1}{2} F \cdot \Delta l_{din}; \quad (2.15)$$

Закон Гука

$$F = \frac{E \cdot A \cdot \Delta l_{din}}{l}; \quad (2.16)$$

Підставляючи формулу 2.16 у 2.15 отримуємо

$$U = \frac{\Delta l_{din}^2 \cdot E \cdot A}{2l}; \quad (2.17)$$

Де  $U$  - потенціальна енергія, Нм;

$E$  - модуль пружності матеріалу, Па;

$A$  - площа робочої фаски сідла,  $\text{м}^2$ ;

$h$  - висота сідла клапана,  $\text{м}$ .

Якщо прирівняти праві частини рівнянь (2.13) і (2.17), то отримаємо:

$$F \cdot (h + \Delta l_{din}) = \frac{\Delta l_{din}^2 E}{2l}; \quad (2,18)$$

Поділимо обидві частини рівняння на  $2l$ :

$$\Delta l_{din}^2 \cdot E \cdot A - F \cdot 2l \cdot \Delta l_{din} - F \cdot h \cdot 2l = 0.$$

Якщо ми розділимо всі члени цього рівняння на  $EA$  - жорсткість матеріалу,

то отримаємо:

$$\Delta l_{din}^2 - \frac{F \cdot l}{E \cdot A} \cdot 2 \Delta l_{din} - 2h \cdot \frac{F \cdot l}{E \cdot A} = 0$$

Знайдемо деформацію внаслідок дії статичного навантаження.

$$\frac{F \cdot l}{E \cdot A} = \Delta l_{st}; \quad (2,19)$$

Де  $\Delta l_{st}$  відбувається деформація скосів, викликана статичним навантаженням?

$$F = F_n + F_s; \quad (2,20)$$

$$\Delta l_{din}^2 - 2 \Delta l_{din} \cdot \Delta l_{st} - 2h \cdot \Delta l_{st} = 0; \quad (2,21)$$

Якщо ми розв'яжемо це квадратне рівняння для  $\Delta l_{din}$ , то отримаємо:

$$\Delta l_{din} = \Delta l_{st} \pm \sqrt{\Delta l_{st}^2 + 2h \cdot l_{st}}; \quad (2,22)$$

Знак плюс залишаємо як  $\Delta l_{din} > \Delta l_{st}$ ;

$$\Delta l_{din} = \frac{F \cdot l}{E \cdot A} \cdot \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h \cdot E \cdot A}{F \cdot l}}\right); \quad (2,23)$$

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h \cdot E \cdot A}{F \cdot l}}; \quad (2,24)$$

де  $K_d$  - динамічний коефіцієнт.

З рівнянь (2.23) і (2.24) вищиває:

$$\Delta l = \Delta l_{st} \cdot K_d; \quad (2,25)$$

Визначаємо динамічний коефіцієнт:

$$K_d = \frac{\Delta l_{din}}{\Delta l_{st}} \quad (2,26)$$

За формулами 2.19 і 2.23 визначаємо ступінь деформації фасок сідел клапанів від динамічних і статичних навантажень (додаток 1). За формулою 2.24 або 2.25 знаходимо значення динамічного коефіцієнта для сідел впускних і випускних клапанів (Додаток 1). Значення  $\Delta l_{din}$ ,  $\Delta l_{st}$  і  $K_d$  наведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3.

Співвідношення динамічних і статичних деформацій сідел клапанів

	$\Delta l_{cm}, м.$	$\Delta l_{din}, м.$	$K_d$
Сідла випускних клапанів	$0,2358 \cdot 10^{-6}$	$0,485 \cdot 10^{-6}$	2.06
Сідла впускних клапанів	$0,1038 \cdot 10^{-6}$	$0,221 \cdot 10^{-6}$	2.13

Отже, розрахунок показав, що:

- Деформації в поверхневих шарах фасок сідла клапана і, таким чином, їх знос залежать від питомого тиску ( $F/A$ ), механічних властивостей сідла клапана ( $E$ ) і сил інерції.

- Деформація вихідного сідла клапана від впливу динамічних навантажень в 2,2 рази перевищує деформацію впускного сідла.

- Деформація сідла випускного клапана від статичних навантажень в 2,3 рази перевищує деформацію сідла впускного.

- Динамічний коефіцієнт показує, що деформація, викликана динамічно прикладеним навантаженням, в 2,1 рази більша, ніж деформація, викликана статично прикладеним навантаженням.

Теоретичне обґрунтування сил, що діють на фаски клапанних пар під час роботи дизеля, дозволило зробити наступні висновки:

1. Під час експлуатації в поверхневих шарах металу фасок виникають напруги стиску за рахунок нормальних сил і напруги розтягу за рахунок дотичних сил.

Величина цих напружень залежить від сил інерції, зусилля клапанних пружин, ширини і кута нахилу робочої фаски, а також від сил тертя.

2. Сили інерції газорозподільних частин мають значні значення, що збільшує питомі навантаження на фаски клапанних пар і сприяє їх зношенню.

3. Під час роботи дизеля питомі навантаження на фаски сідел випускних клапанів на 45 % перевищують навантаження на впускні клапани, що спричиняє більший знос пар випускних клапанів.

4. Розрахунок динамічних навантажень на фаски сідел клапанів показав, що деформація від динамічно прикладеного навантаження в 2,1 раза перевищує деформацію від статичного навантаження.

5. Розрахунок деформацій у поверхневих шарах сідел клапанів показав, що вони залежать від питомого тиску, механічних властивостей сідел клапанів та сил інерції.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

### РОЗДІЛ 3. ЗАГАЛЬНА МЕТОДОЛОГІЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

Для вирішення перерахованих завдань необхідне комплексне дослідження якісних і кількісних властивостей зношування клапанних пар в рамках лабораторних, стендових і експлуатаційних випробувань. Це дозволяє визначити тип і закономірності зносу пар клапанів, визначити фактори, що впливають на їх знос, а також визначити важливість кожного фактора.

При проектуванні лабораторної установки та розробці методики дослідження враховувалися не тільки умови експлуатації випускаються дизелів, а й основні тенденції розвитку сучасних дизелів (збільшення частоти контакту, специфічні). Тиск, температура, поліпшення якості матеріалу пари клапана).

#### 3.1. Методика лабораторних досліджень.

Що стосується газорозподілу, то найбільшому навантаженню піддається комбінація «клапан – сідло клапана». На це з'єднання впливають механічні напруги, які виникають при посадці клапана в сідло, а також термічні напруги, спричинені підвищенням температури та нерівномірним нагріванням сідел клапанів [ 73].

Визначення зносу сідел клапанів було проведено мікрвимірювання головок блоку циліндрів капітально відремонтованих дизельних двигунів ЯМЗ-238НБ та ЯМЗ-240Б. Вимірювання проводили глибиноміром з точністю 0,002 мм, ГОСТ 7661-67. Зазор регулюючого клапана вимірювали відносно площини входу ГБЦ (рис. 3.1). Це визначило знос робочих поверхонь сідел впускних і випускних клапанів.

Результати вимірювань обробляли методом математичної статистики в такому порядку: [5, 35, 6]

1. Складено статичний ряд інформації;
2. Визначено середнє значення та абсолютні показники дисперсії;
3. Розраховано індекс відносної дисперсії – коефіцієнт варіації;
4. Визначено теоретичний закон розподілу, його параметри та побудовано диференціальну та інтегральну криві.



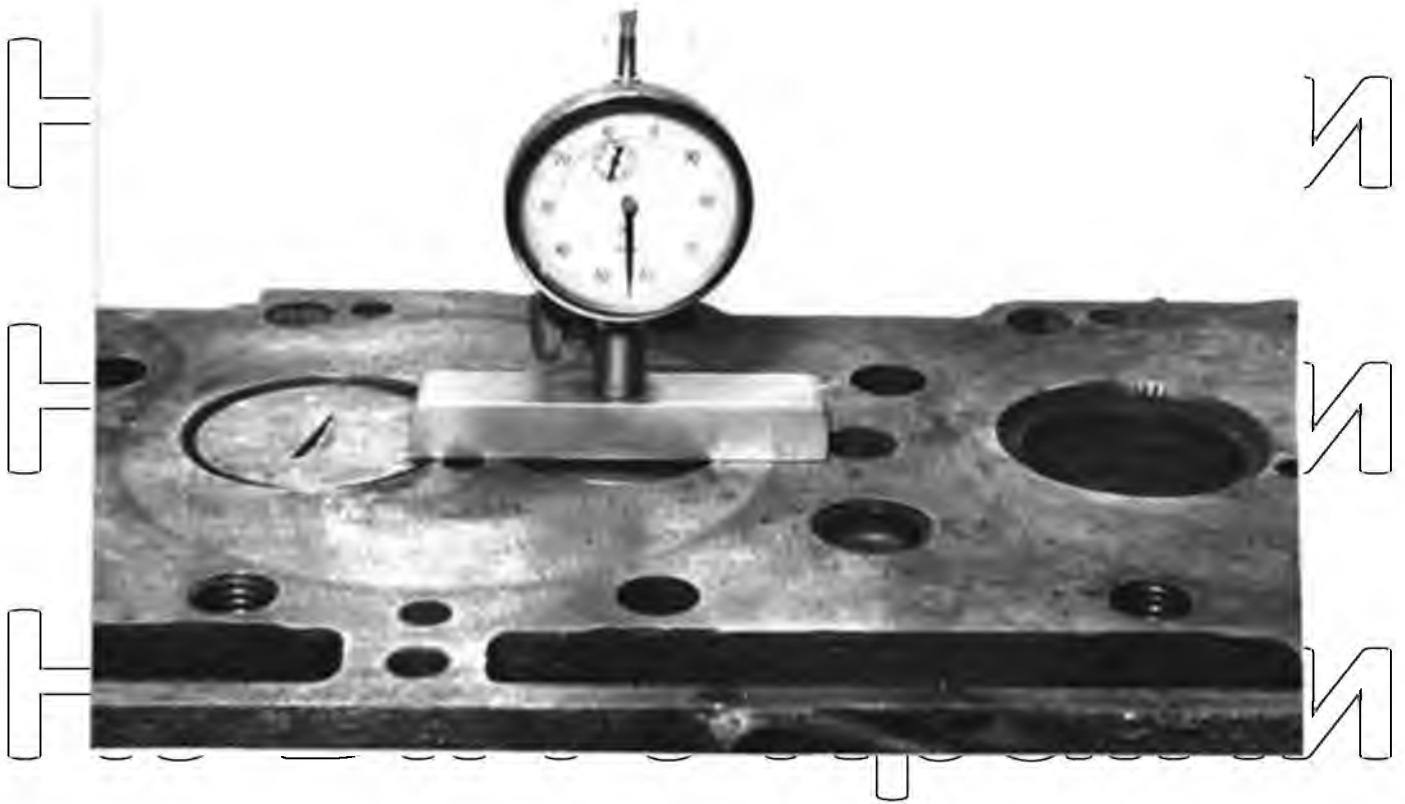


Рис. 3.1. Вимірювання зносу пари клапанів глибиноміром

За результатами розрахунку обрано закон розподілу [5].

### 3.1.1. Методика вимірювання зносу клапанних пар системи газорозподілу.

Найбільш ефективним методом дослідження зношування поверхонь тертя деталей машин є мікровимірювання.

Знос сідла клапана як основний критерій вибраковування головок блоку дизеля з верхнім клапанним вузлом. Зношення визначають за ступенем вдавнення верхньої площини пластини регулюючого клапана по відношенню до площини порту головки блоку циліндрів (рис. 3.2). Де  $q$  - знос сідла клапана і фаски у вертикальному перерізі робочої частини. Знос сідла клапана і фаски визначається за формулою:

$$q_1 = q \cdot \cos \varphi, \quad (3.1)$$

Де  $q_1$  - знос сідла клапана і фаски, м;

$\varphi$  - кут нахилу робочої фаски сідла, °.

Виміряйте глибиноміром знос на фасках пар клапанів

ГН 100 ГОСТ 7661-67.

Знос сидел клапанів визначали шляхом опускання стандартного клапана на робочі сидла. Крім того, для більш точного визначення зносу зразки сидла зважували на аналітичних вагах ВЛА-200М тип № 504 ГОСТ 24104-80Е з точністю до 0,0002 грама.

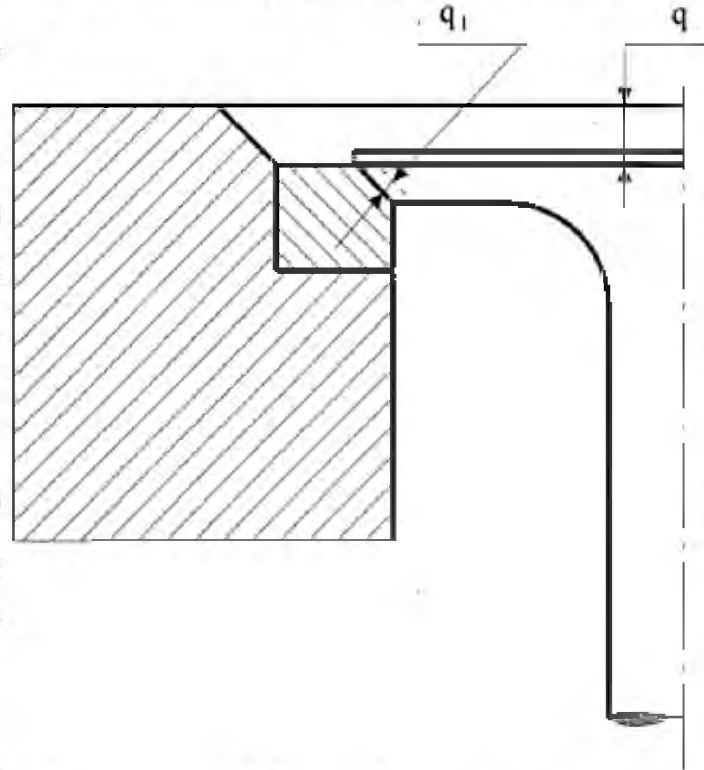


Рис. 3.2. Схема вимірювання зносу фасок сидла і клапана

Інтенсивність зносу фасок клапанних пар визначають як відношення абсолютної величини зносу до тривалості їх експлуатації.

### 3.1.2. Вибір форми та розміру зразків.

Форма і розміри досліджуваних зразків сидел і клапанів відповідали розмірам сидел і клапанів двигунів ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240Б, А-01М, А-41, рис. 2.2.

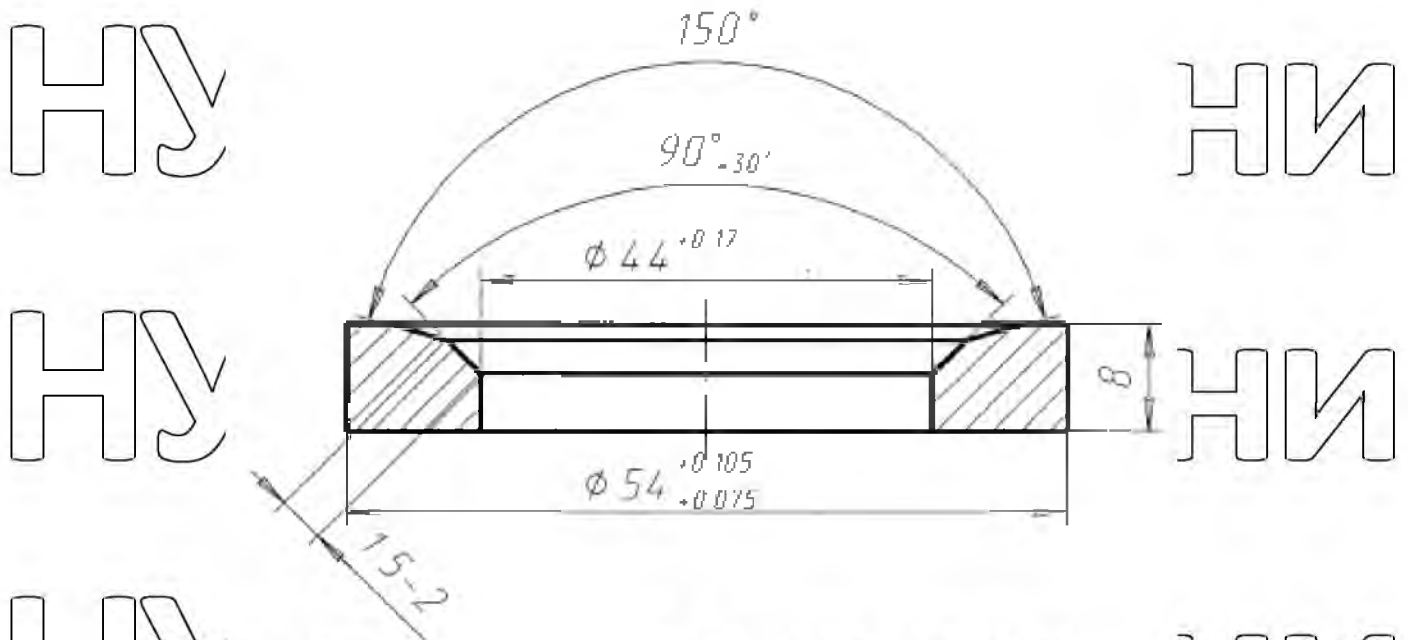


Рис. 3.3. Форми та розміри зразків сідел клапанів, використаних у дослідженні

У дизелях А-41 і А-01М деталі гільзопоршневої групи і газорозподілу, а саме:

гільзи циліндрів, поршні, поршневі кітця, шатунні вкладиші, шатун в зборі, втулки направляючі клапанів, седла, клапани і пружини клапанів, - поєднуються з аналогічними частинами тракторів дизельних ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240Б [37, 38, 7].

### 3.1.3. Схема, структура та функціональність випробувального комплексу, який імітує роботу газорозподільних частин.

Основними факторами, що впливають на знос клапанних пар, є: частота обертання розподільного вала, питомий тиск на фаски клапанних пар, температура і матеріал сідел клапанів [ 60].

Для реалізації завдань дослідження впливу основних факторів на знос клапанних пар розроблено та виготовлено лабораторну установку. Схема установки лабораторії наведена на рис. 3.4 і вигляд на рис. 3.5.

Вироблена система дозволяє імітувати роботу клапанних пар у широкому діапазоні досліджуваних факторів (частота контакту, питомий тиск на поверхні клапанів, температура, при якій працюють клапанні пари та матеріал сідел клапанів) [41].

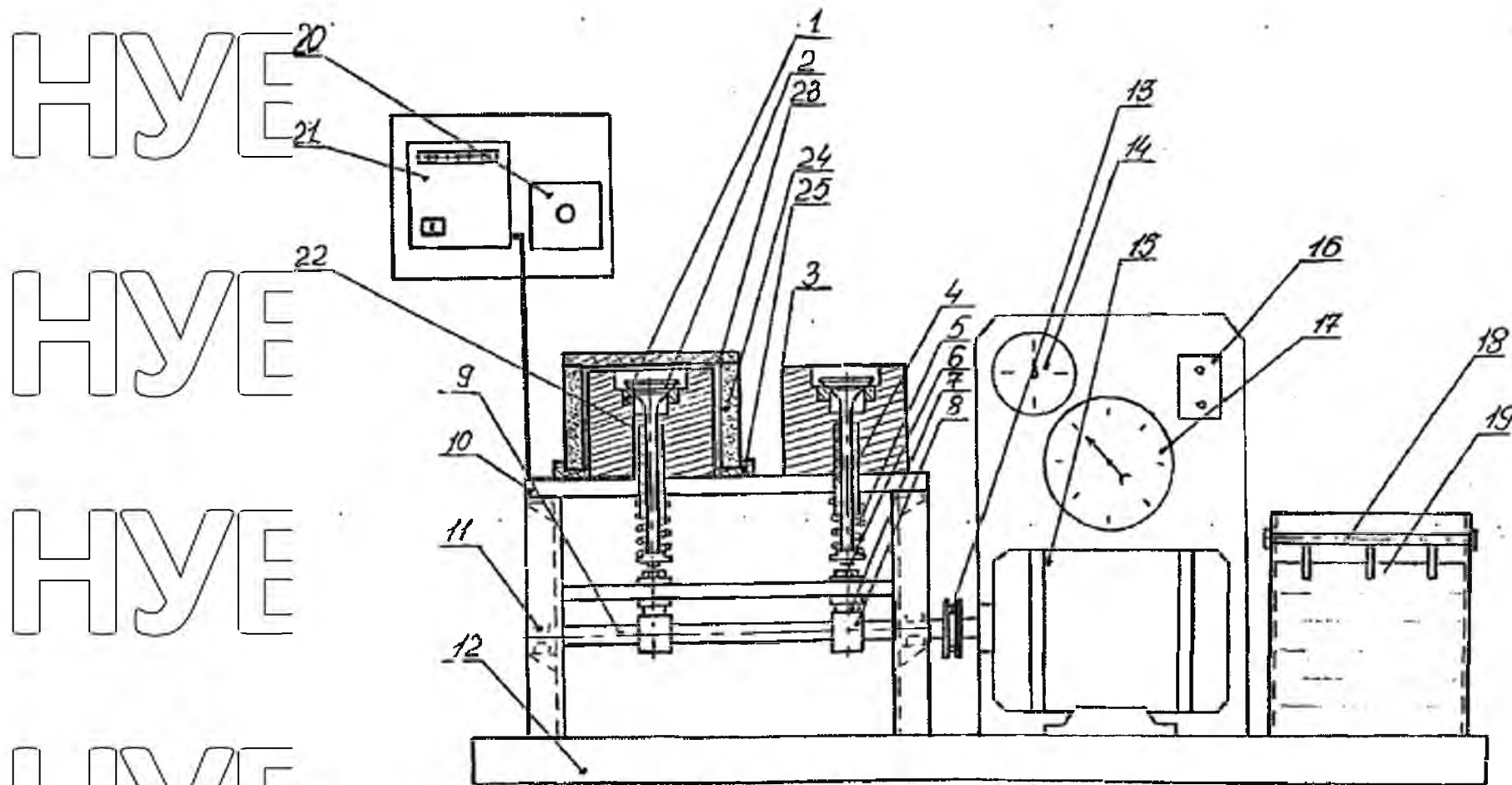


Рис. 3.4. Схеми лабораторної системи для дослідження зносу клапанних пар газорозподілу двигуна: 1 – зразок сідла; 2 – клапан; 3 – основа; 4 – напрямна втулка; 5 – клапанні пружини; 6 – гвинт регулювання зазору; 7 – штовхач; 8 – кулачки розподільного вала; 9 – розподільний вал; 10 – пластина; 11 – опорний; 12 – фундаментна плита; 13 – зчеплення; 14 – виносний електротехометр; 15 – Електродвигун АК 60 – 4,7 кВт,  $1400 \text{ хв}^{-1}$ ; 16 – кнопки пуск і зупинка; 17 – показчик сили; 18 – реостат установки СТЕ - 7; 19 – електроліт; 20 – магнітний пускач; 21 – потенціометр; 22 – термопара; 23 – азбестова кришка плити; 24 – електроплита; 25 – Азбестова теплоізоляція.

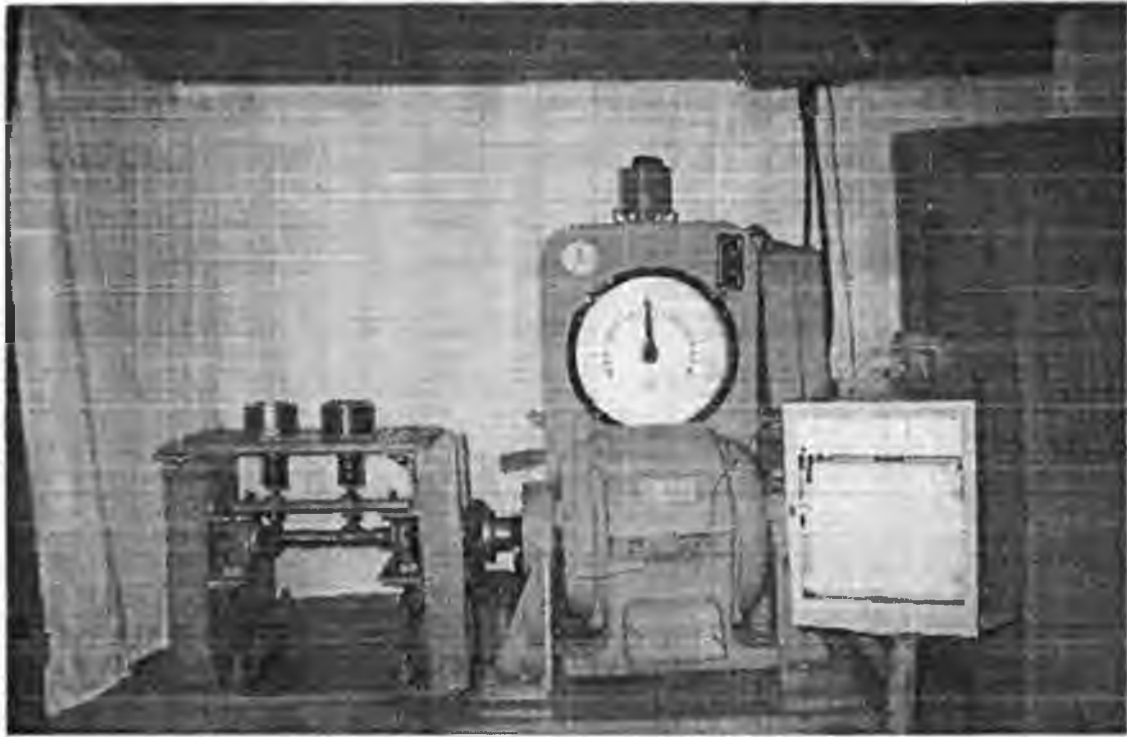


Рис. 3.5. Загальний вигляд приміщення лабораторії

Діапазон змін робочого стану досліджуваної пари клапанів повинен значно перевищувати діапазон режимів роботи експлуатованих машин, враховуючи тенденцію розвитку сучасних дизельних двигунів.

Монтаж здійснюється на базі електрогальмового стенду СТЕ-7 у виконанні ГОСНІТА. Частота обертання розподільного вала регулювалася електродвигуном 15 через реостат 18. Частота обертання розподільного вала вимірювалася електричним вимірним таксометром 14. Питомий тиск на фаски клапана 2 і сідло 1 встановлювалося пружинами 5. Нагрів клапанних пар здійснювався за допомогою муфельної електропечі 24 ГОСТ 13474-79. Вимірювання температури на фасках сідла клапана проводили за допомогою термопари 22, Гарячий спай термопари 22 проходив через канавку в пластині 10 і отвір в основі 3. Пружини 5 калібрували за КП-0507 ГОСТ 43549-82 [55].

визначати вплив кожного фактора на знос окремо, змінюючи один параметр і залишаючи постійними інші параметри. Методом багатofакторного планування експерименту досліджено знос фасок клапанних пар. Цей метод дозволяє досліджувати відразу декілька факторів зношування та отримувати математичну модель процесу з урахуванням їх впливу один на одного.

### 3.1.4. Мікроструктурні дослідження поверхні сідлоподібних фасок клапанів.

визначення типу зносу фасок сідел клапанів проводили мікроструктурні дослідження на мікроскопі ММ-7. Для дослідження мікроструктури було виготовлено мікропіски. Зразки шліфували, полірували та травили. Застосування мікроскопічного методу дозволило вивчити суттєві зміни в структурі матеріалу фасок сідла клапана, які виникають внаслідок впливу різноманітних факторів, а також простежити глибину деформованих шарів і окислення поверхні.

Металомікроскопічні дослідження поверхні клапанних пар проводили за допомогою мікроскопа МБС-2. Для дослідження структурних змін поверхневих шарів вентильних пар у процесі вкорпорування проводили дослідження мікротвердості на приладі ПТМ-3 ГОСТ 9450-76. Мікротвердість у поверхневих шарах металу визначали за допомогою мікропісків.

### 3.2. Методика стендових випробувань

На мотороремонтному заводі проведені стендові випробування дослідних ГБЦ з серійними та дослідними сідлами клапанів, розташованими поперек циліндра. Для випробувань використовувався відремонтований двигун ЯМЗ-238НБ

обкатно-гальмівний стенд КІ-5274, який призначений для обкатки двигунів такого розміру [53].

Двигун пройшов обкатку та випробування згідно з РМТ 10.16.0001.027-87 [99] «Обкатка та випробування». Трактори та комбайни. Дизелі при капітальному ремонті » і ГОСТ 18509-88 «Дизелі. Трактори та зернозбиральні комбайни. Методи випробування» [29]. Температуру води в системі охолодження двигуна внутрішнього згоряння підтримували  $363 \pm 5 \text{ K}$  в межах мастила в картері  $353 \pm 5 \text{ K}$ .

Обкатка – гальмівний стенд оснащений автономною системою подачі та підтримки певного температурного режиму охолоджуючої рідини, що дозволило підтримувати стабільний тепловий режим двигунів протягом усього періоду обкатки. Тиск повітря в період випробувань контролювали за допомогою метеорологічного барометра БАММ-1 (ТУ-2504-1618-78), вологість – за

допомогою психрометричного термометра за ГОСТ 15055-74, а температуру повітря – за допомогою ртутного термометра за ГОСТ 9177-74.

Проведено обкатку двигуна в режимі підвищених обертів і навантажень відповідно до технічних вимог на капітальний ремонт дизелів ЯМЗ-238НБ і РТМ 10.10.0001.002-87, розроблених ГОСНИТИ. Гальмівний стенд був відкалібрований перед обкаткою.

Випробування включали перевірку наступних параметрів дизеля:

- Тиск масла в головній маслопроводі;
- Температура масла і охолоджуючої рідини;

максимальна і мінімальна швидкість холостого ходу;

Ефективність на номінальній швидкості та положенні круїз-контролю еквівалентна повному запасу палива;

- Витрата палива при номінальній частоті обертання колінчастого вала .

Частота обертання колінчастого вала  $n$  на холостому ході визначали за тахометром при роботі прогрітого дизеля без навантаження. Зміна частоти обертання здійснювалася за рахунок збільшення подачі палива.

Крутний момент  $M_k$  визначали за показниками шкали динамометричного приладу стенду.

Ефективну потужність  $N_e$  дизеля визначали при повній подачі палива шляхом поступового збільшення крутного моменту, починаючи з режиму, що відповідає максимальному холостому ходу, і в момент досягнення частотою значення, що відповідає номінальному значенню.

Витрата палива  $G_f$  визначали при положенні круїз-контролю, яке відповідає повній подачі палива і повному крутному моменту при номінальному значенні швидкості.

Результати обробляли за такими формулами:

1. Крутний момент  $M_k$ , Н·м.

$$M_k = PL, \quad (3.2)$$

Де  $P$  - показання гальмівного вагового пристрою, Н;

$L$  - плече ваг, м.

2. Активна потужність  $N_e$ , кВт.

$$N_e = \frac{M_k \cdot n}{9550}; \quad (3,3)$$

Де  $n$  – частота обертання колінчастого вала,  $\text{кв}^{-1}$ .

3. Погодинна витрата палива  $G_h$ ,  $\text{кг/год}$ .

$$G_{\text{год}} = 3,6 \frac{Q_T}{t}; \quad (3,4)$$

де  $Q_T$  – контрольна маса палива, витраченого дизелем за період вимірювання,  $\text{г}$ ;  
 $t$  – час витрати контрольної маси палива,  $\text{год}$ .

4. Питома витрата палива  $q_e$ ,  $\text{г/кВт}\cdot\text{год}$ .

$$q_e = \frac{1000 \cdot G_{\text{год}}}{N_e}; \quad (3,5)$$

Дизелі випробували на дизельному паливі А-0,2-40 по ГОСТ 305-82 і мастилі М-10-Г2 по ГОСТ 8581-78.

### 3.3. Технологія ремонту сідел клапанів дизеля.

Відновити головки блоків зі зношеними робочими фасками сідла клапана можна кількома способами. Найпоширенішими є:

1) Наварювання чавуну на поверхню зношених фасок сідел клапанів.

2) Заміна зношених супортів на нові номінального розміру або більшого діаметру.

3) Осадження металу на поверхні фасок відбувається при високих температурах, що призводить до появи великих внутрішніх напруг і деформацій як в сідлах клапанів, так і в днищі головки блоку циліндрів. При циклічному нагріванні основи згоряння головки блоку циліндрів при роботі дизеля виникають внутрішні напруги, які призводять до тріщин у проміжному мосту та сідлах клапанів [ 75, 68

Випресовуються сідла клапанів, які досягли межі зносу робочих фасок або мають тріщини на поверхні. Якщо діаметри втулок для сідел клапанів не перевищують допустимих розмірів, допускається встановлювати в них нові сідла номінальних розмірів.



Враховуючи високу вартість легированого чавуну, пропонуємо нову технологію ремонту. На основі проведених досліджень розроблено технологію ремонту та спеціальний інструмент для відновлення сідел випускних клапанів в головок блоків дизелів ЯМЗ-238НБ та ЯМЗ-240Б, які мають незначний або майже незначний знос робочих поверхні клапанів.

На рис. 3.6 наведена схема технологічного процесу ремонту вставних сідел клапанів [73]. Після демонтажу та очищення головки блоку циліндрів заміряли знос сідел за допомогою контрольного клапана.

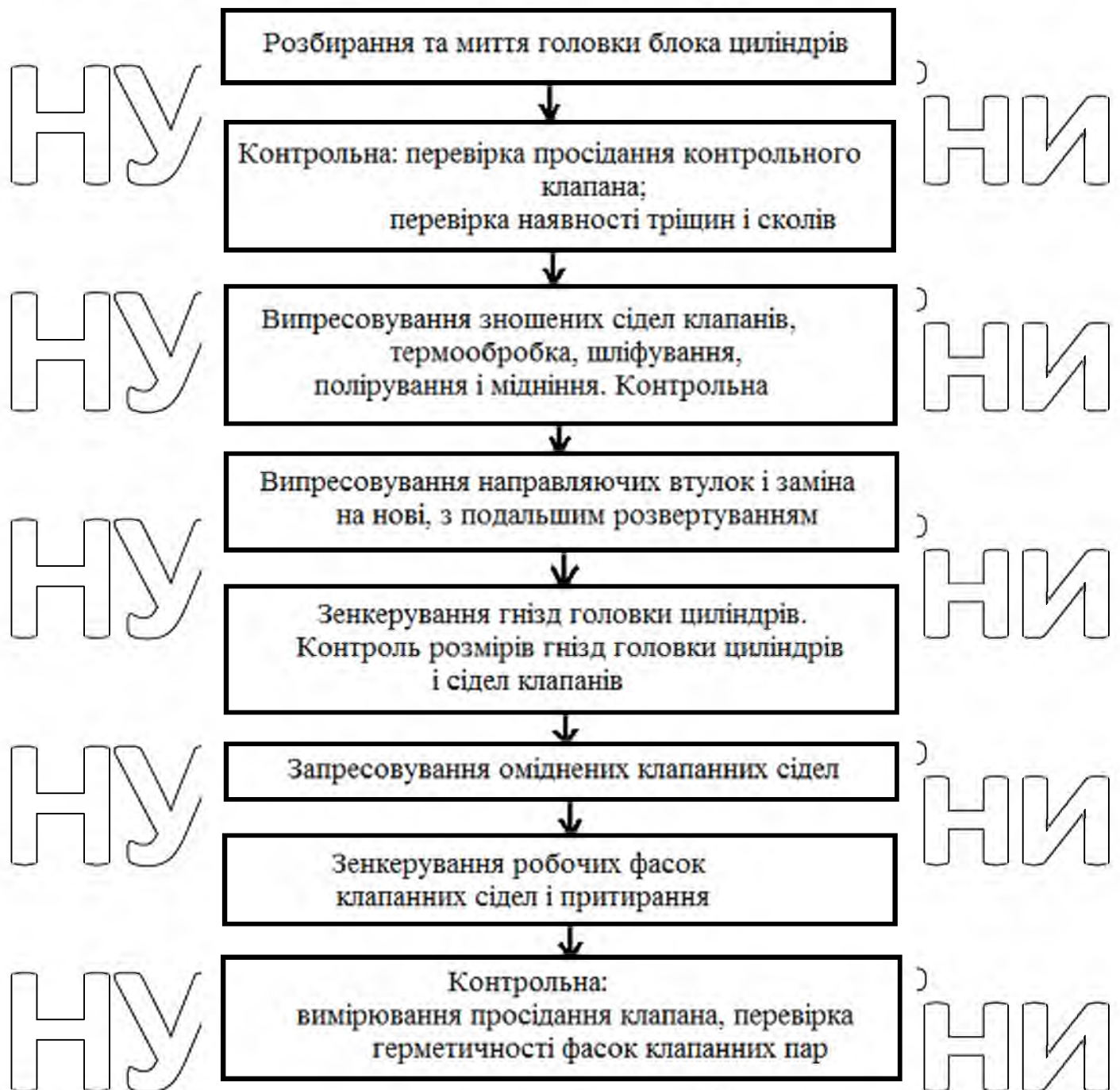


Рис. 3.6. Схема технологічного процесу ремонту

Вимірювання проводиться стрілочним глибиноміром з точністю до 2 мкм .  
 ГОСТ 7661-67 Випускні сідла клапанів, в яких досягнуто перепад пластини регулюючого клапана на 2,5 мм і більше і які за дослідженнями становлять 25-30% відносно площини з'єднання або мають тріщини, випресовуються спеціальним інструментом, розробленим пристроєм . , рис . 3.7. Пристрій кріпиться на сідлі клапана з боку пожежної основи. При затягуванні гайки 9 конус 6 рухається вгору і цанговий патрон 5 звільняється. Цанговий патрон 5 входить в сідло клапана 4. Потім на конус екстрактора 6 за допомогою штока 2, який входить через направляючу втулку 3, прикладається динамічне навантаження. Сідло клапана та його пристрій виходять із головки блоку циліндра 1. Це виштовпує сідло, не завдаючи шкоди. Контроль розтріскування визначали за допомогою приладу ВІТ-2. Сідла з тріщинами вибраковують, а решта відправляють на термобробку для зняття внутрішніх напружень.

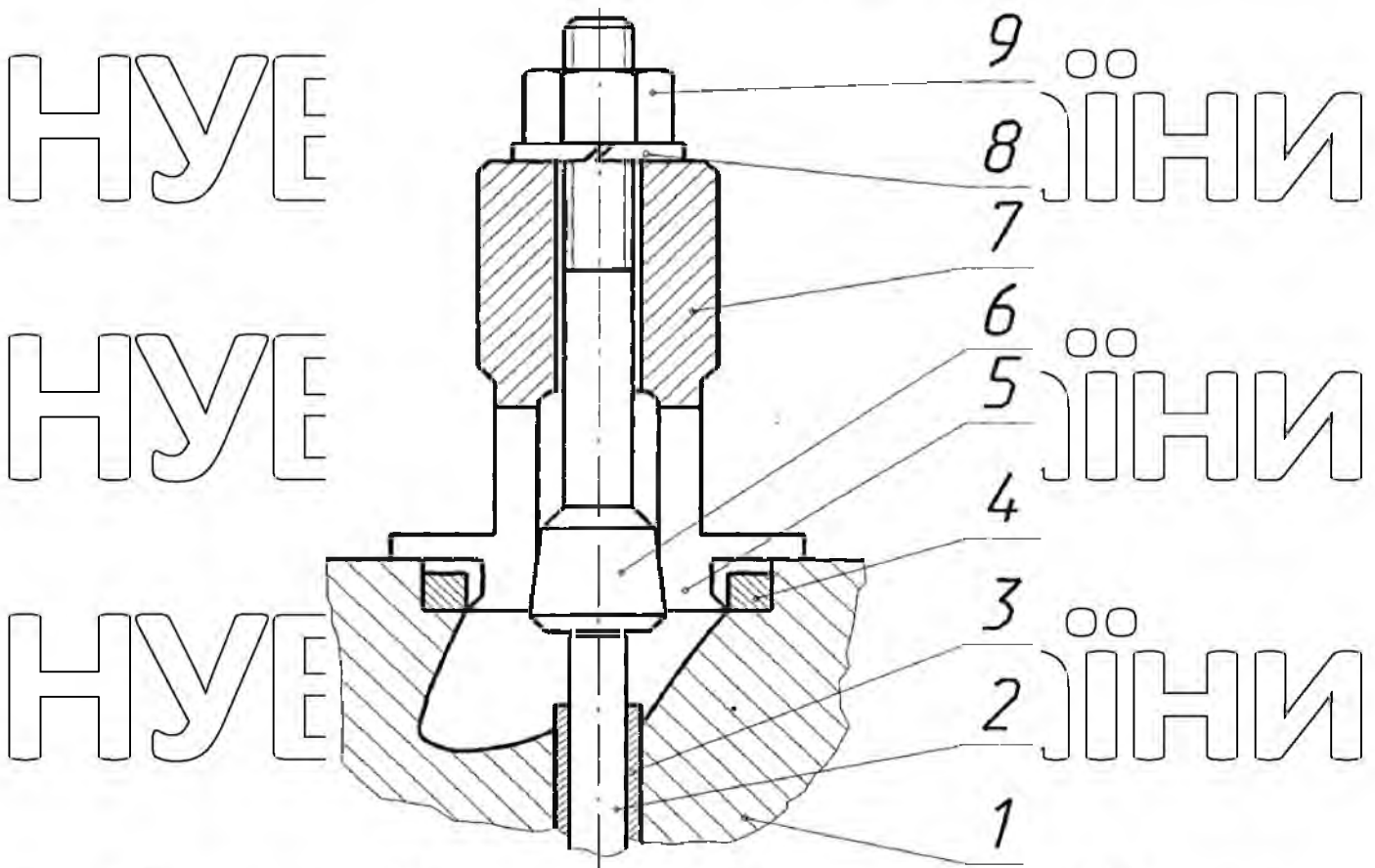


Рис. 3.7. Пристрій для пресування сідла клапанів з ГБД: 1 - головка блоку; 2 - стрижень; 3 - напрямна втулка; 4 - сідло клапана; 5 - цангова ручка; 6 - конус; 7 - корпус екстрактора; 8 - шайба; 9 - гайка.

Потім сідла клапанів збирали в мішки, малюнок 3.8 для шліфування та полірування. Шліфування і полірування можна проводити на круглошліфувальному верстаті 3А130 або токарно-шпиндельному верстаті 1К62.

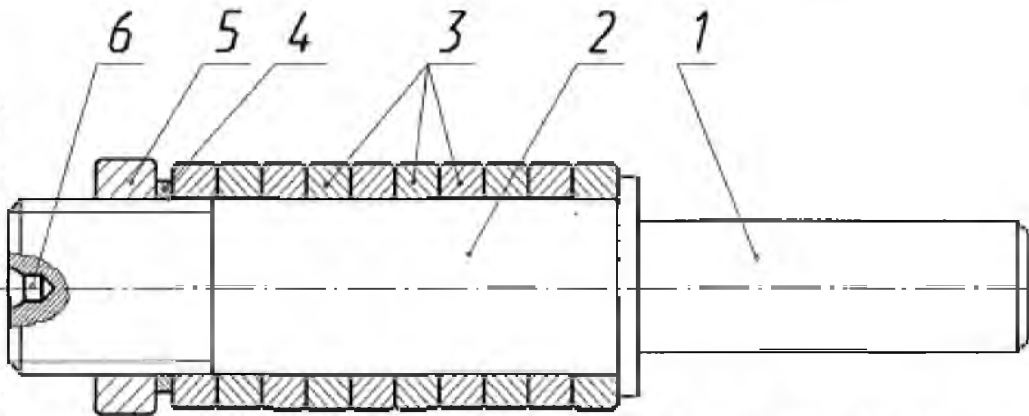


Рис. 3.8. Пристрій для підготовки зовнішнього діаметра сідел клапанів під міднення: 1 - вал пристрою; 2 - лідер; 3 - сідла клапанів; 4 - шайба; 5 - гайка; 6 - центруючий отвір.

На зовнішній діаметр сідла клапана нанесено мідне покриття для підвищення теплопровідності та вирівнювання температури по діаметру сідла. Мідне покриття наносять гальванічним способом у ваннах з пірофосфатним електролітом № 7 ГОСТ 9.047-75 [80]. Склад пірофосфатних електролітів і режими осадження наведені в додатку 3, табл. 2, [55]. Товщина мідного покриття не повинна перевищувати допуск на розміри і не повинна перевищувати 20 мкм. Далі проводиться процедура контролю, під час якої мікрометром МЖ 50-75-2 ГОСТ 6507-78 вимірюється діаметр сідел клапанів. Зовнішній діаметр повинен  $D = 54^{+0,105}_{+0,075}$  бути в межах допуску в мм.

видавлюється з головки блоку і замінюється новою, потім внутрішній діаметр обробляється розгорткою до розміру  $12^{+0,019}$  мм.

Обробка внутрішнього діаметра втулок головки блоку до розміру 54,03 мм, на глибину 54,03 мм, проводиться  $12,1^{+0,1}_{-0,1}$  за допомогою зенкера, центрованого по напрямній втулці, на радіальному свердлі моделі 2135.

Контрольні операції. Виміряйте зовнішній діаметр обміднених сідел клапанів і внутрішній діаметр втулок головки блоку циліндрів.

Необхідно, щоб напруга була між 0,045 і 0,105 [7]. Коли сідла клапанів запресовуються, вони охолоджуються у вуглекислому газі (до  $-70^{\circ}\text{C}$ ) і запресовуються зношеними фасками вниз у сідла головок циліндрів.

Робоча фаска сідел клапанів формується за допомогою набору зенкерів. Сідла випускних клапанів фрезерують двома зенкерами: спочатку робочу фаску зенкером під кутом  $90^{\circ}$  до отримання чистої рівної поверхні, а потім нижню кромку фаски - зенкером під кутом  $150^{\circ}$  до формування. ширина, яка має становити мм

[37,38]  $1,75^{+0,25}_{-0,25}$

Останній етап - шліфування і перевірка. Вимірюють опускання клапана відносно площини з'єднання ГБЦ і перевіряють герметичність клапанних пар на стенді КИ - 8847М або пневматичним приладом при  $0,05^{+0,1}_{-0,1}$  тиску повітря МПа.

Витік повітря (утворення бульбашок) не допускається.

Ця технологія дозволяє ремонтувати сідла клапанів дизеля, збільшуючи довговічність сідел клапанів у 2 рази.

2. Підвищення теплопровідності сідла і сидіння по діаметру, що дозволяє вирівняти температуру по діаметру і підвищити їх міцність на термічну втому .

3. Завдяки розробленому пристрою можна без пошкоджень і з високою продуктивністю видавлювати сідла клапанів із втулок головки циліндрів.

## РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ОСНОВНИХ ФАКТОРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ЗНОС КЛАПАННИХ ПАР

Як показують теоретичні розрахунки, основними факторами, що впливають на знос сідел клапанів, є: питомий тиск на фаски клапанних пар, частота контакту в комбінації «клапан - сідло», температура клапанних пар, матеріал сідел клапанів, агресивне середовище. Огляд літератури показав, що агресивне середовище суттєво не впливає на знос сідел клапанів, оскільки сідла виготовлені з високолегованого чавуну [30, 17]. Тому цей фактор не враховувався в подальших дослідженнях.

Дослідження кожного коефіцієнта зносу сідла клапана було проведено відповідно до методології, представленої в розділі 3, а результати представлені в підрозділах 4.1, 4.2 і 4.3.

Дослідження впливу кількох факторів на зношування одночасно зі створенням математичної моделі процесу та коефіцієнтів регресії представлено в пункті 4.4.

### 4.1. Вплив питомого тиску на знос клапанних пар.

Виходячи з класифікації умов і видів зношування [58], можна зробити висновок, що поверхні тертя в з'єднанні «клапан-сідло» зношуються внаслідок пластичної деформації, тертя поверхонь тертя, окисного зношування та механічний знос.

За силовою схемою, що діє на фаски клапанних пар, сумарна сила  $F_1$  розпадається на нормаль  $F_n$  і дотичну  $F_t$ , див. рис. 3.1.

При працюючому двигуні навантаження на з'єднання «клапан-сідло» в момент його контакту складається в основному з зусилля клапанних пружин і сил інерції деталей клапанного вузла.

$$F_1 = F_n - F_i$$

де  $F_1$  - сумарна сила, що діє на фаски сідла і клапана, Н;

$F_n$  - зусилля клапанних пружин, Н;

$F_i$  - сила інерції клапана, Н.

Питомий тиск на фаски клапанних пар розраховували за формулою:

$$\sigma_{\text{min}} = \frac{F}{A} \cdot \cos \alpha,$$

де  $\sigma_{\text{min}}$  - питомий тиск на фаски клапанних пар, Па;

$A$  - площа екосу сідла, м<sup>2</sup>.

Дослідження зносу клапанних пар проводили за розробленою методикою на лабораторній системі, представлений у розділі 2 (див. рис. 2.4).

Вкладиші сідла клапанів для лабораторних досліджень виготовляли з різних матеріалів, у тому числі з чавуну класу ЧЧ 25 ГОСТ 1412-85, так як цей чавун також використовується для сідел клапанів в ремонтних майстернях. Чавун ЧН 25 за твердістю і зносостійкістю поступається легованому. Проте цей матеріал дає змогу чіткіше простежити характер зношування клапанних пар у процесі дослідження.

Скоси клапанних пар були відполіровані спеціальним порошком. Якість шліфування укосів перевіряли на щільність за допомогою спеціального приладу, рис. 4.1.

Пристрій являє собою сталевий циліндр, який має автомобільний регулюючий клапан для нагнітання повітря та манометр для контролю тиску повітря. Циліндр встановлюють на основу, рис. 4.1 і герметично фіксують хомутом і двома штифтами. За допомогою насоса через ніпель нагнітали повітря в сталевий циліндр і за перепадом тиску оцінювали герметичність клапанної пари.

Герметичність вважається задовільною, якщо перепад тиску протягом однієї хвилини становить не більше 0,5 атмосфери. Якщо відбиток не відповідав цим вимогам, зняття фаски повторювалося.

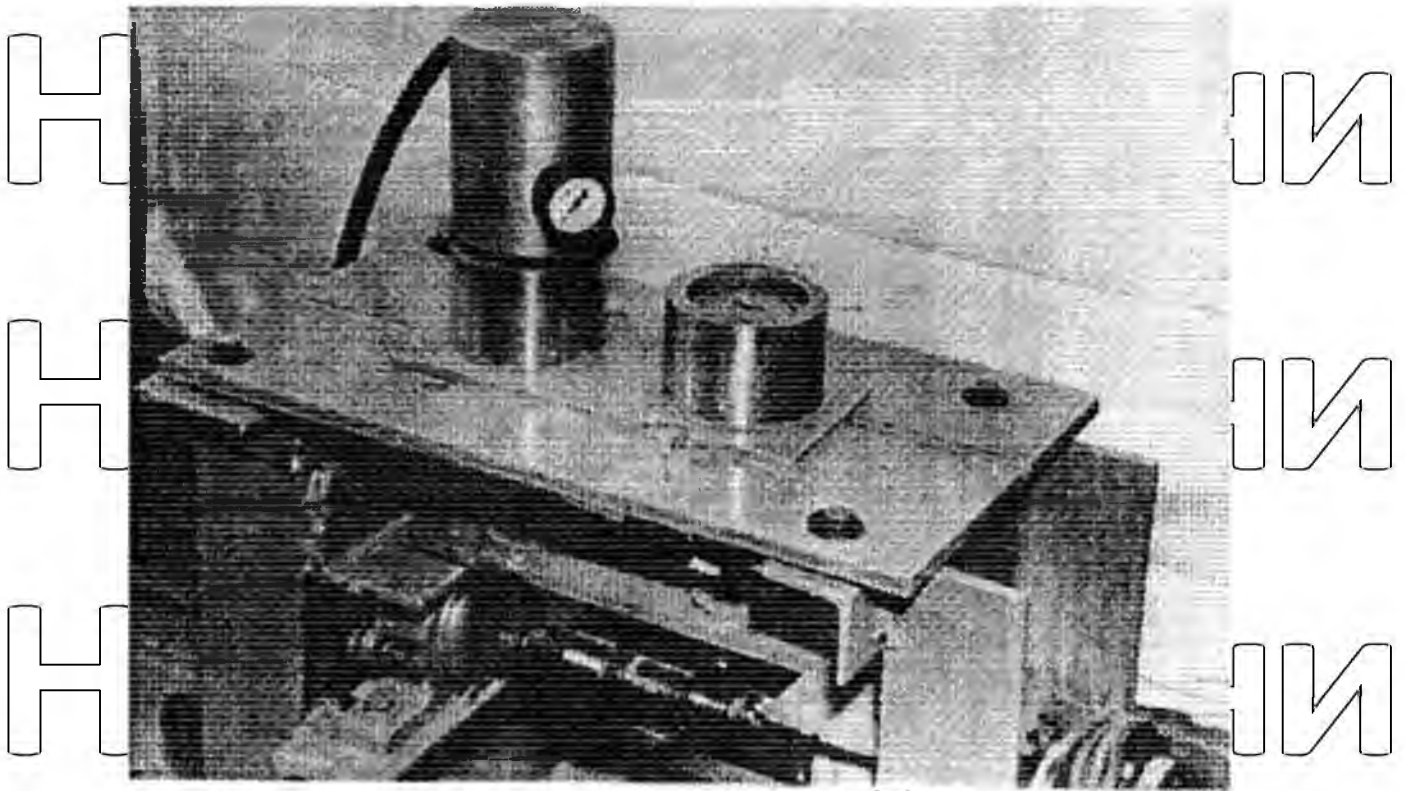


Рис. 4.1. Прилад для визначення герметичності вентильних пар

Питомий тиск на фаски клапанних пар регулювали пружинами, попередньо вивіреними на приладі КПО507 ГОСТ 2648-78. Потужність пружин і інерційні сили під час досліджень підбиралися не тільки з урахуванням тих, що використовуються в двигунах, а й з урахуванням тенденцій розвитку сучасних дизельних двигунів, збільшення потужності пружин і збільшення інерційних сил. У дослідженні використовувалися різні сили пружини 250 Н, 300 Н, 370 Н і 450 Н.

Частоту обертання розподільного вала встановили  $n = 1050 \text{ хв}^{-1}$ . Це відповідає номінальній частоті обертання розподільного вала дизеля ЯМЗ -238НБ

[38]

При цій швидкості сили інерції для впускних і випускних клапанів становлять 570Н і 528,1Н відповідно.

Тоді питомий тиск, що діє на фаски пар клапанів, визначається за формулою 3.6 і становить  $P_{\text{пр.1}} = 3,04 \text{ МПа}$ ;  $P_{\text{Задача 2}} = 3,235 \text{ МПа}$ ;  $P_{\text{вихід 3}} = 3,51 \text{ МПа}$ ;  $P_{\text{Вихід 4}} = 3,82 \text{ МПа}$ .

Вимірювання дослідження клапанів у сідлі, як полірованих, так і контрольованих, проводили за допомогою індикаторного глибиноміра ГІ-100 ГОСТ 7661-67. Знос визначали через 10, 20, 30 і до 60 годин, тобто з кроком 10 годин.

Такий режим обумовлений тим, що при збільшенні роботи на 10 годин можна більш точно визначити характер зносу клапанних пар. Після закінчення зазначеного часу перевіряли опускання робочого клапана в сідло управління і клапан управління в робоче сідло. Потім наважку-сідло промивали в спирт або ацетоні, висушували при температурі 60 °С і зважували на аналітичних вагах типу ВЛА - 200-М № 504 ГОСТ 19491-74. Лабораторні досліди повторювали тричі. Результати досліджень наведені в таблиці 4.1.

За типом зносу фаски клапанних пар можна побачити на рис. 4.2, що в перші дні монтажу відбувається зношування внаслідок деформації поверхневих шарів металу робочих фасок, що добре видно при визначенні мікротвердості (рис. 4.3). А також доведення поверхонь тертя і формування оксидних плівок. Під дією нормальних напружень  $\sigma$  робочі скоси зміщуються пластичною деформацією, згладжуються нерівності поверхонь тертя. При цьому дотичні напруги  $\tau$  прагнуть змістити поверхневі шари металу фасок сідла і клапана. Однак стійкість поверхневих шарів до зміщення досить висока. Після 10 годин роботи, рис. 4.2 При вичерпанні певних пластичних властивостей і втомі матеріалу поверхневих шарів фасок відбувається їх зміщення (рис. 4.4) і руйнування оксидних шарів. З'являються ділянки неокисленого металу. У міру продовження роботи клапанних пар процеси пластичної деформації, утворення оксидних плівок і зміщення поверхневих шарів повторюються.



Таблиця 4.1.

Знос фасок сідел і клапана в залежності від зусилля пружин і часу дослідження, при температурі 20°C, швидкості  $n = 1050 \text{ хв}^{-1}$ , матеріал СЧ-25.

№	Втрата ваги в г., на кожні 10 годин	Збільшення зносу через вагу Сідла, в грамах	Знос сідла в мм, через кожні 10 годин	Збільшення зносу сідла в мм.	Заглиблення клапана, мм. кожні 10 годин	Наростаюче осідання клапан,	Питомий тиск в МПа.	Час перевірки в годинах.
1	0,0162	0,0162	0,038	0,038	0,021	0,021	3,82 (45)	10
2	0,0168	0,0330	0,044	0,082	0,025	0,046		20
3	0,0142	0,0472	0,040	0,122	0,022	0,068		30
4	0,0152	0,0624	0,042	0,164	0,023	0,091		40
5	0,0140	0,0764	0,038	0,202	0,021	0,112		50
6	0,0150	0,0914	0,040	0,242	0,022	0,134		60
1	0,0102	0,0102	0,032	0,032	0,015	0,015	3,51 (37)	10
2	0,0122	0,0224	0,036	0,068	0,019	0,034		20
3	0,0106	0,0333	0,032	0,100	0,016	0,050		30
4	0,0114	0,0444	0,033	0,133	0,017	0,067		40
5	0,0102	0,0546	0,030	0,163	0,015	0,082		50
6	0,0110	0,0656	0,032	0,195	0,015	0,097		60
1	0,0086	0,0086	0,024	0,024	0,013	0,013	3 235 (30)	10
2	0,0102	0,0188	0,026	0,050	0,015	0,028		20
3	0,0084	0,0272	0,022	0,072	0,013	0,041		30
4	0,0092	0,0364	0,023	0,095	0,013	0,054		40
5	0,0082	0,0446	0,020	0,115	0,012	0,066		50
6	0,0088	0,0534	0,021	0,136	0,012	0,078		60
1	0,0072	0,0072	0,016	0,016	0,010	0,010	3,04 (25)	10
2	0,0078	0,0150	0,019	0,035	0,012	0,022		20
3	0,0066	0,0216	0,015	0,050	0,010	0,032		30
4	0,0070	0,0286	0,016	0,066	0,011	0,043		40
5	0,0062	0,0348	0,014	0,080	0,010	0,053		50
6	0,0068	0,0416	0,014	0,094	0,010	0,063		60

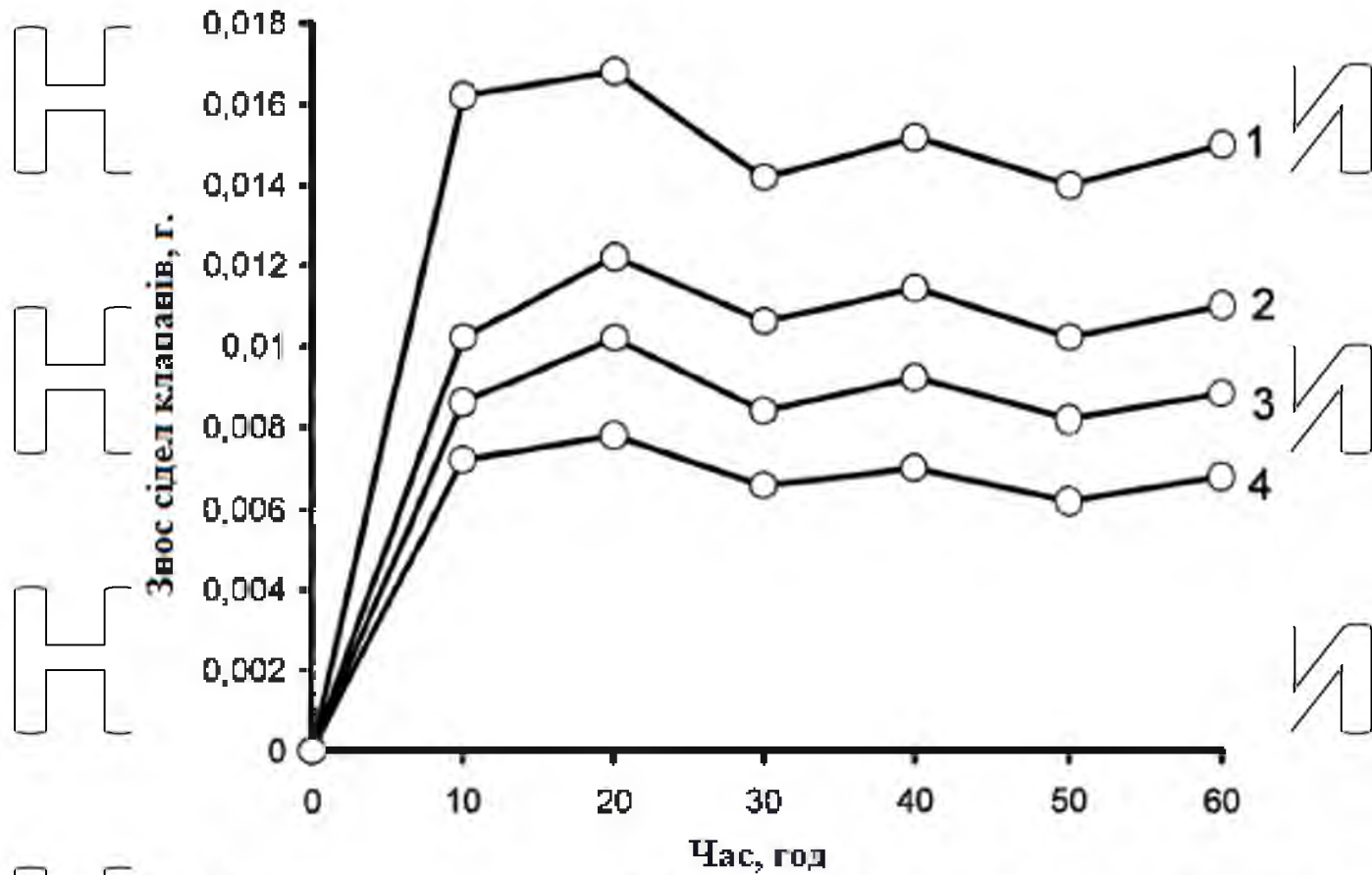


Рис. 4.2. Характер зносу фасок сідла клапана в грамах в залежності від питомого тиску і часу перевірки

Питомий тиск на фасках вентильних пар: крива 1.  $P_1 = 3,82$  МПа; Крива

2.  $P_2 = 3,51$  МПа; Крива 3.  $P_3 = 3,235$  МПа; Крива 4.  $P_4 = 3,04$  МПа.

Частота обертання розподільного вала  $n = 1050$  хв<sup>-1</sup>

Температура  $t = 20^\circ\text{C}$ .

Матеріал: чавун СЧ-25, твердість 195 НВ.

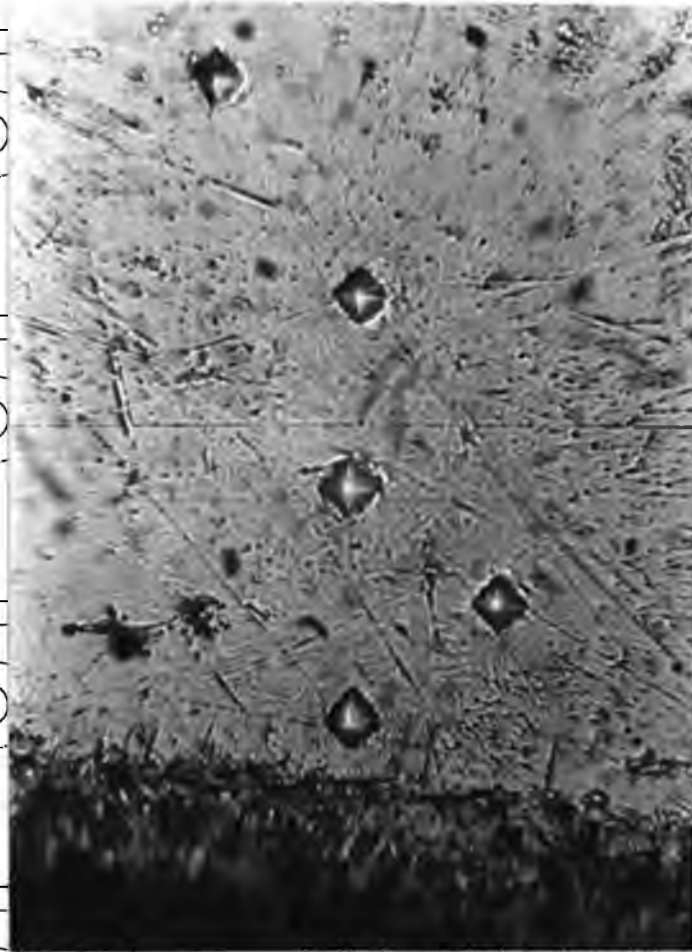
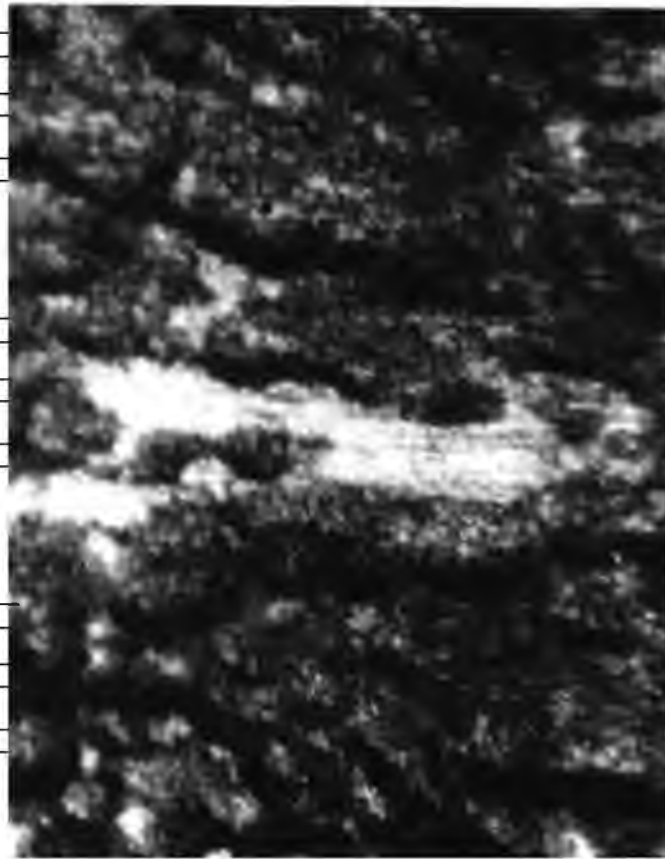


Рис. 4.3 Мікротвердість поверхневих шарів фаски сідла клапана

Питомий тиск 3,51 МПа.

Температура 20°C.

На рис. 4.5 показані криві зносу робочих фасок сідла і клапана, виміряні в мм. Залежно від конкретного тиску. По осі абсцис - час в годинах, по осі ординат - знос в мм через кожні 10 годин роботи системи. Криві показують, що знос після 20 годин роботи на 10% вище, ніж протягом наступних годин. Це характеризується тим фактом, що знос сідла відбувається в більш ранні терміни експлуатації пластична деформація фасок і обробка поверхонь тертя.



x120

Рис. 4.4/ Зміщення поверхневих шарів фасок сідла клапана після 10 годин роботи

Матеріал СК-25. Питомий тиск 3,51 МПа.

вала розподільника 1050 хв<sup>-1</sup>.

Температура 20°C.

Після 10 годин роботи знос відбувається не тільки через забруднення, але і через зняття зношеного шару з поверхні укосів. Сідла і клапани.

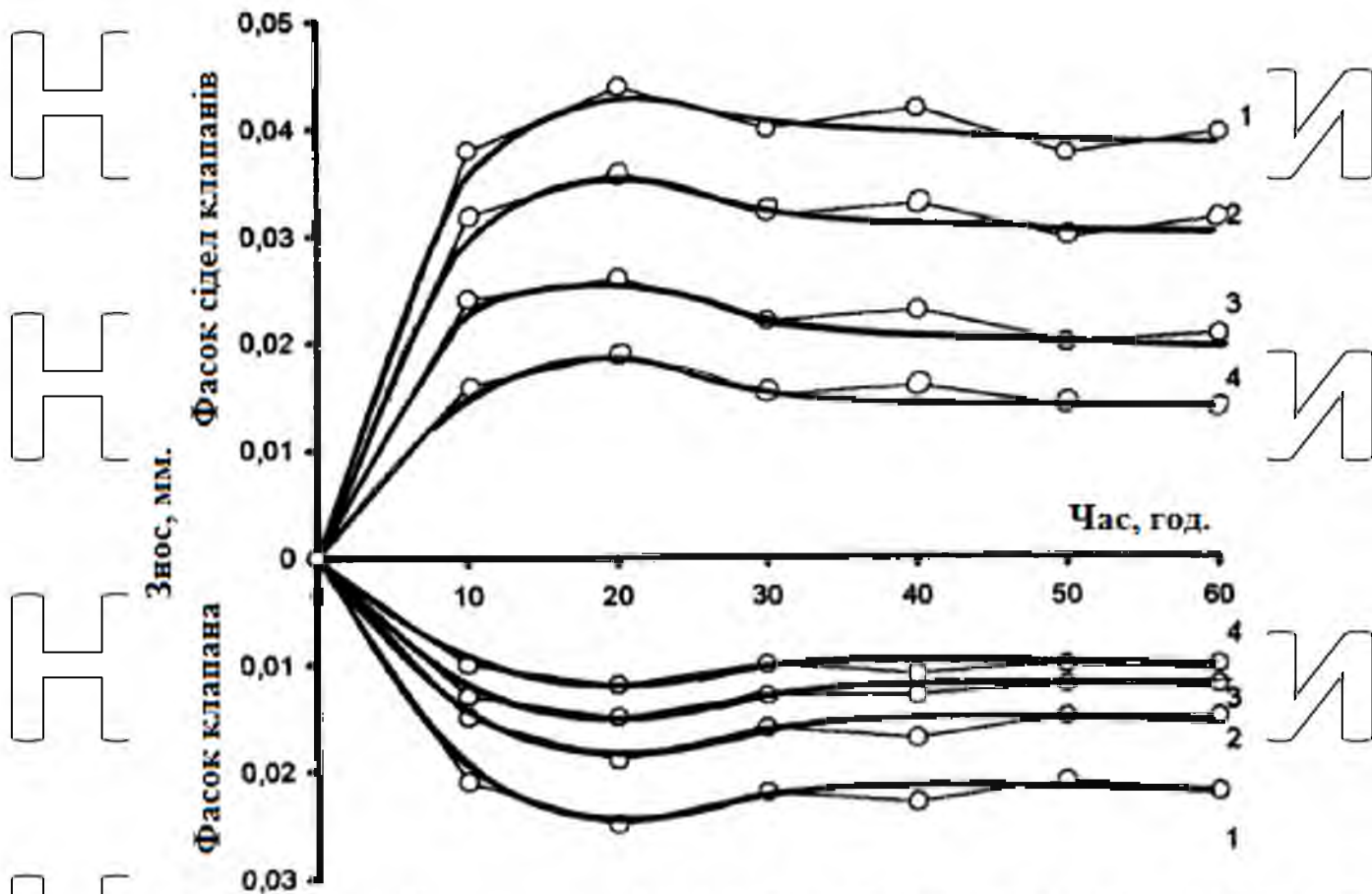


Рис. 4.5. Знос сідла і фаски клапана в мм залежно від конкретного тиску і часу дослідження

Питомий тиск на фаски клапанних пар:

Крива 1.  $P_1 = 3,82$  МПа; Крива 2.  $P_2 = 3,51$  МПа; Крива 3.  $P_3 = 3,235$  МПа; Крива 4.  $P_4 = 3,04$  МПа.

Частота обертання вала розподільника  $P = 1050$  хв<sup>-1</sup>.

Температура  $t = 20^\circ\text{C}$ .

Матеріал: чавун СЧ-25, твердість 195 НВ.

На рис. 4.6 показаний наростаючий знос робочих фасок сідла і клапана в мм. З рис. 4.6 видно, що після 60 годин роботи знос сідел клапанів на 57% перевищує знос робочих граней клапана.

Як видно з рис. 4.5 і 4.6 зношування робочих фасок клапанних пар залежить від питомого тиску. Крім того, зі збільшенням питомого тиску збільшується знос фасок за рахунок збільшення товщини шарів витіснення

(рис. 4.7). Це підтверджується теоретичними розрахунками, а саме: зі збільшенням питомого тиску зростають деформації поверхневих шарів фасок. Знос сідла клапана на 28%, з 3,51 МПа до 3,82 МПа на 34% (рис. 4.5, 4.6).

Тому зверніть увагу:

- Результати досліджень показали, що зношування фаски відбувається наступним чином: під дією нормальних сил  $F_n$  відбувається пластична деформація і зміщення поверхневих шарів, а під дією дотичних сил  $F_t$  відбувається зміщення поверхневих шарів підтверджено теоретичними дослідженнями;

Ступінь деформації і зміщення поверхневих шарів залежить від питомого навантаження на фаски клапанних пар. При підвищенні питомого тиску від 3,04 МПа до 3,235 МПа знос фаски збільшується на 26%, від 3,235 МПа до 3,51 МПа знос збільшується на 28%, а від 3,51 МПа до 3,82 МПа на 34%.

- Результати експерименту показали, що знос робочих фасок сідел клапанів, виміряний в мм, на 57% більше зносу пробки клапана.

#### 4.2. Вплив частоти контакту фасок клапанних пар на їх знос.

При працюючому дизелі максимальне навантаження виникає в з'єднанні «клапан-сідло» в момент посадки. У цей момент тиск і швидкість клапана дорівнюють нулю, а прискорення клапана має найбільше значення.

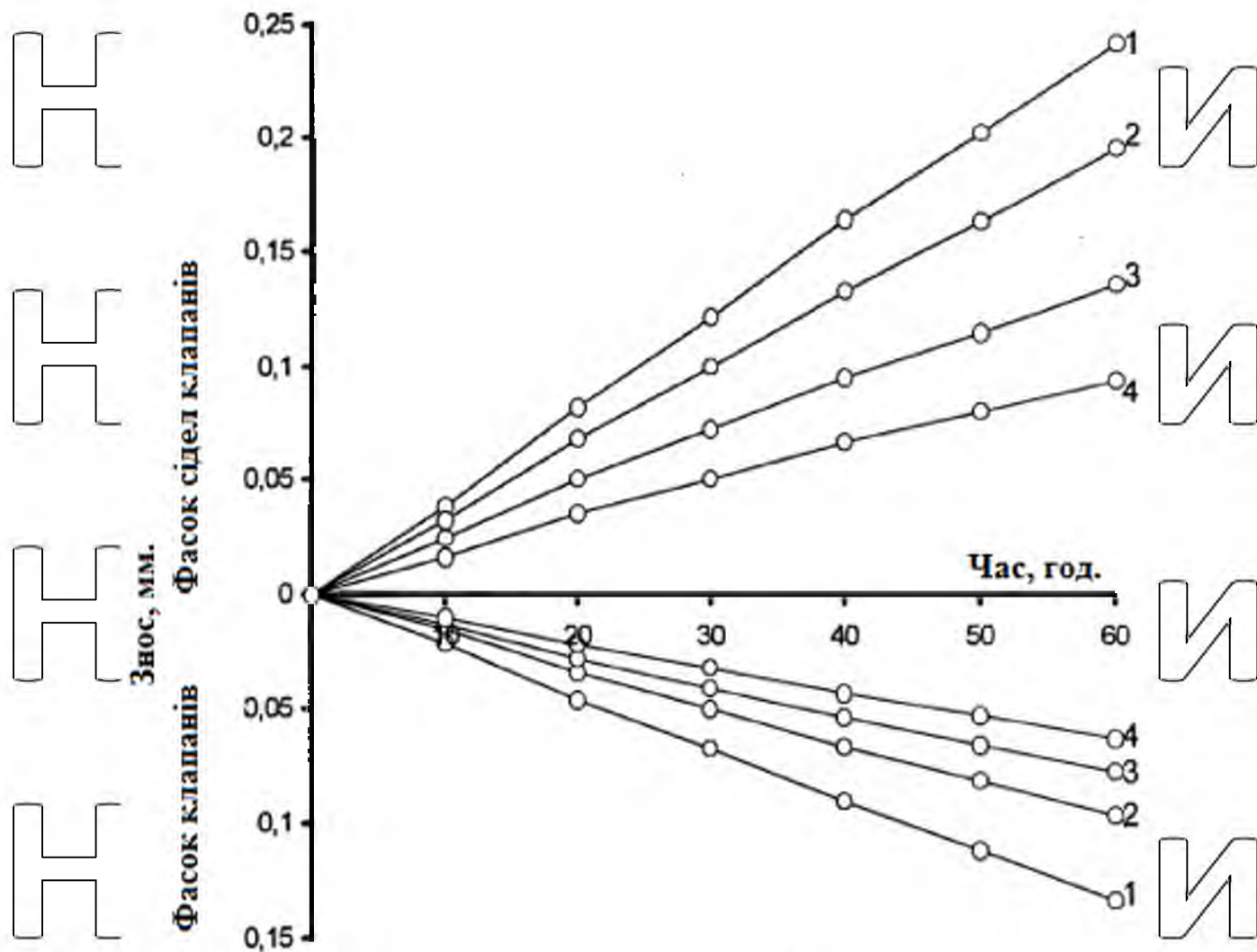


Рис. 4.6. Збільшення зносу сідла і фаски клапана в мм в залежності від

питомого тиску і часу дослідження

Питомий тиск на фаски клапанних пар.

Крива 1.  $P_1 = 3,82$  МПа; Крива 2.  $P_2 = 3,51$  МПа; Крива 3.  $P_3 = 3,235$

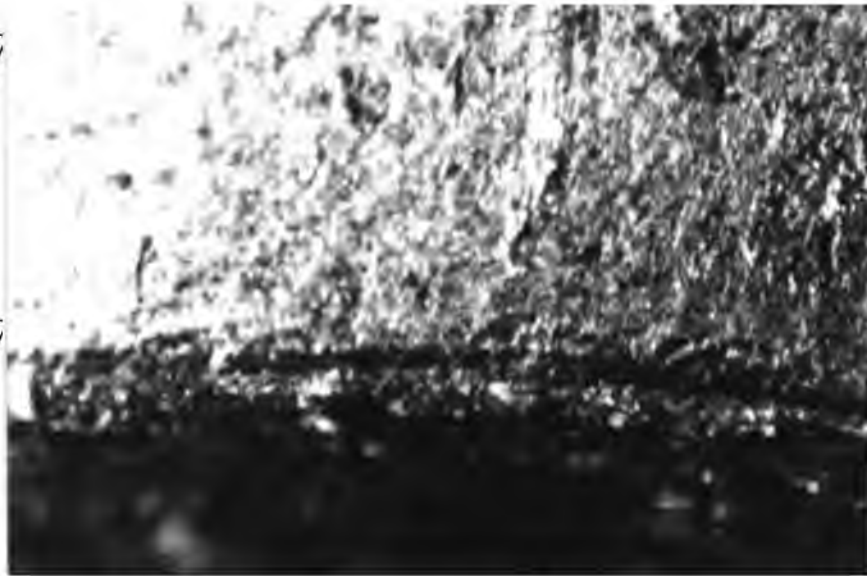
МПа; Крива 4.  $P_4 = 3,04$  МПа.

Частота обертання розподільного вала  $n = 1050$  хв<sup>-1</sup>.

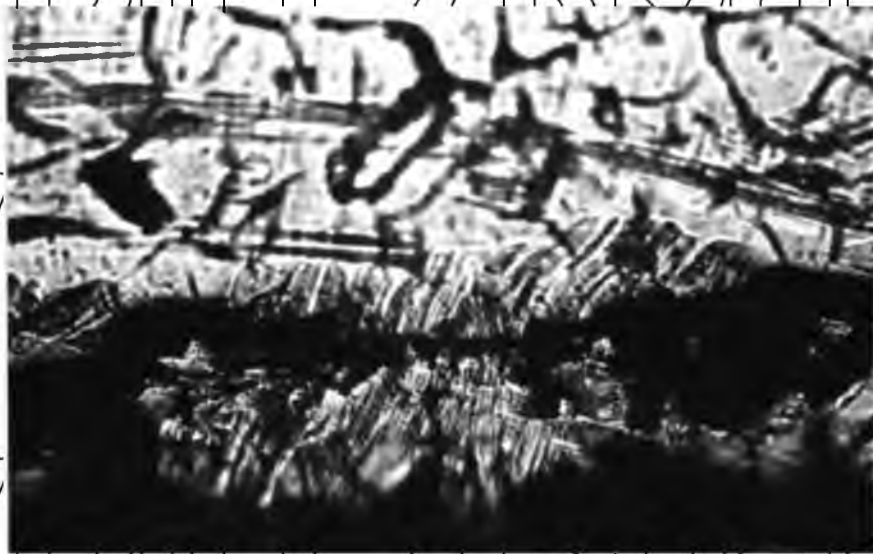
Температура  $t = 20^\circ\text{C}$ .

Матеріал чавун СЧ-25, твердість 195 НВ.

НУБІП України



а) Питомий тиск 3 МПа



б) Питомий тиск 3,5 МПа

Рис. 4.7. Товщина зсувних шарів фасок сідла клапана

Сили інерції клапанного агрегату залежать від його маси, частоти обертання розподільного вала і профілю кулачка. Із збільшенням частоти обертання розподільного вала значно зростають сили інерції та питомі навантаження на клапанний механізм.

Для дослідження впливу частоти обертання розподільного вала на знос клапанних пар були проведені експериментальні дослідження на лабораторній установці за методикою, представленою в розділі 3, див. рис. 3.4.



У дослідженні використовувалися сікла клапанів з матеріалу СЧ-25. Шліфування фасок клапанних пар і перевірку на герметичність проводили за методом, описаним у пункті 3.1.

Обертання розподільного вала здійснювалося електродвигуном і управлялося блоком електрогальмування. Частоту обертання розподільного вала встановлювали  $n_1 = 750 \text{ хв}^{-1}$ ,  $n_2 = 850 \text{ хв}^{-1}$ ,  $n_3 = 950 \text{ хв}^{-1}$ ,  $n_4 = 1050 \text{ хв}^{-1}$  і фіксували електричним дистанційним тахометром. Зусилля пружин під час дослідження становило 370 Н. Визначення зносу робочих фасок клапанних пар проводили кожні 10 годин роботи. Вимірювання зносу проводили, як описано в розділі 3, пункт 3.1.

Результати досліджень представлені в таблиці 4.2.

На рис. 4.8 наведені криві зносу робочих фасок сікла клапана, виміряні в мм, в залежності від частоти обертання розподільного вала. Криві показують, що знос за перші 20 годин роботи на 6,5% вище, ніж за наступні години. Це пояснюється тим, що після 20 годин роботи відбувається зношування поверхонь тертя, пластична деформація поверхневих шарів, утворення оксидних плівок і зміщення поверхневих шарів.

# НУБІП України

Знос сідла і фасок клапана в залежності від частоти контакту і часу перевірки при температурі 20 °С, силі пружини 370

$n$ , частоти обертання  $n = 1050 \text{ хв}^{-1}$ , матеріал СЧ-25.

№	Сідлова втрата ваги в грамах кожні 10 годин.	Підвищення зносу фаски сідла, в	Знос сідла в мм, кожні 10 годин.	Збільшення зносу сідла в мм.	Заглиблення клапана, мм. кожні 10 годин	Наростаюче западіння клаптя, мм.	Частота обертання, $\text{хв}^{-1}$	Час перевірки в годинах.
1	1	0,0102	0,0102	0,032	0,032	0,015	1050	10
	2	0,0122	0,0224	0,036	0,068	0,019		20
	3	0,0106	0,0330	0,032	0,100	0,016		30
	4	0,0114	0,0444	0,033	0,133	0,017		40
	5	0,0102	0,0546	0,030	0,163	0,015		50
	6	0,0110	0,0656	0,032	0,195	0,015		60
2	1	0,0094	0,0094	0,029	0,029	0,011	950	10
	2	0,0104	0,0198	0,032	0,061	0,014		20
	3	0,0096	0,0294	0,029	0,090	0,012		30
	4	0,0100	0,0394	0,030	0,120	0,013		40
	5	0,0094	0,0488	0,028	0,148	0,011		50
	6	0,0098	0,0586	0,029	0,177	0,012		60
3	1	0,0084	0,0084	0,026	0,026	0,009	850	10
	2	0,0090	0,0174	0,029	0,055	0,012		20
	3	0,0084	0,0258	0,026	0,081	0,009		30
	4	0,0086	0,0344	0,027	0,108	0,010		40
	5	0,0082	0,0426	0,025	0,133	0,008		50
	6	0,0084	0,0510	0,026	0,159	0,009		60
4	1	0,0074	0,0074	0,022	0,022	0,007	750	10
	2	0,0082	0,0156	0,026	0,048	0,009		20
	3	0,0078	0,0234	0,024	0,072	0,007		30
	4	0,0080	0,0314	0,024	0,096	0,008		40
	5	0,0076	0,0390	0,023	0,119	0,007		50
	6	0,0076	0,0466	0,023	0,142	0,007		60

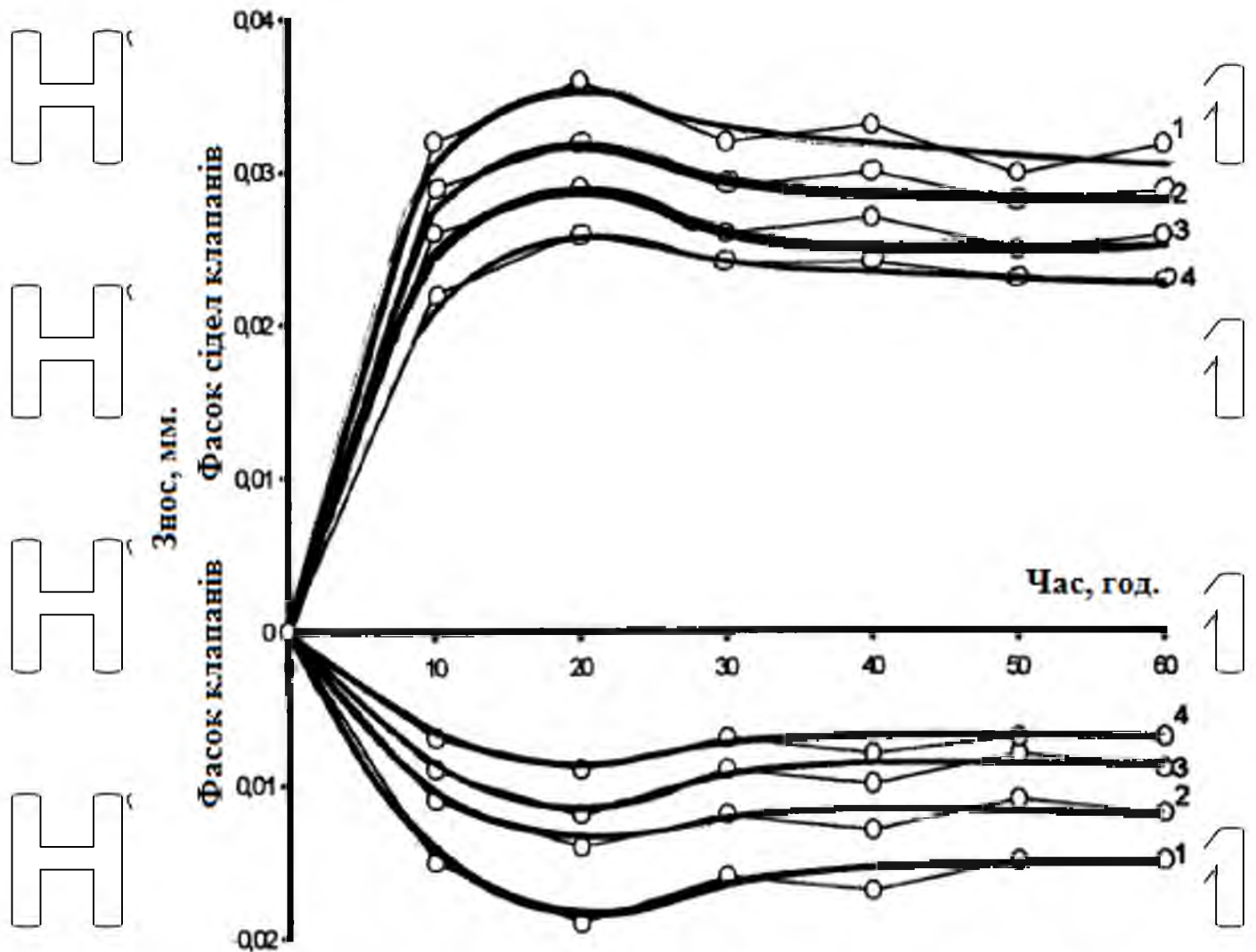


Рис. 4.8. Знос сидла і фаски клапана в мм в залежності від частоти обертання

розподільного вала

Частота обертання розподільного вала :

Крива 1.  $n_1 = 1050 \text{ хв}^{-1}$  ; Крива 2.  $n_2 = 950 \text{ хв}^{-1}$  ; Крива 3.  $n_3 = 850 \text{ хв}^{-1}$  ; Крива

4.  $n_4 = 750 \text{ хв}^{-1}$  .

Питомий тиск на фаски клапанних пар  $P = 3,51 \text{ МПа}$ .

Температура  $t = 10^\circ\text{C}$ .

Матеріал чавун СЧ-25, твердість 195 НВ.

НУБІП України

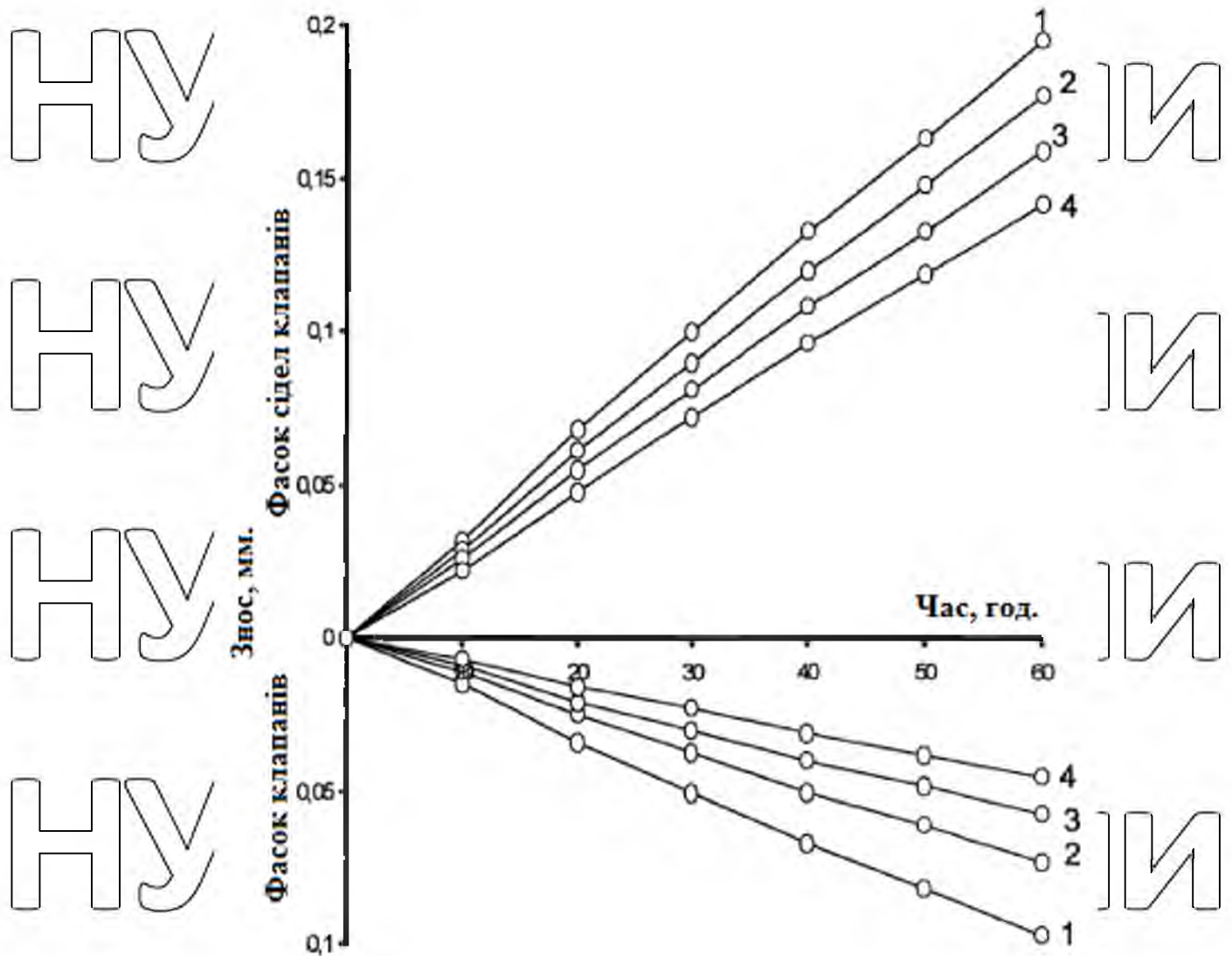


Рис. 4.9. Збільшення зносу сідла і фаски клапана в мм. в залежності від частоти обертання розподільного вала.

Частота обертання розподільного вала:

Крива 1.  $n_1 = 1050 \text{ хв}^{-1}$ ; Крива 2.  $n_2 = 950 \text{ хв}^{-1}$ ; Крива 3.  $n_3 = 850 \text{ хв}^{-1}$ ; Крива

4.  $n_4 = 750 \text{ хв}^{-1}$ .

Питомий тиск на фаски клапанних пар  $P = 3,51 \text{ МПа}$ .

Температура  $t = 20^\circ\text{C}$ .

Матеріал: чавун СЧ-25, твердість 195 НВ.

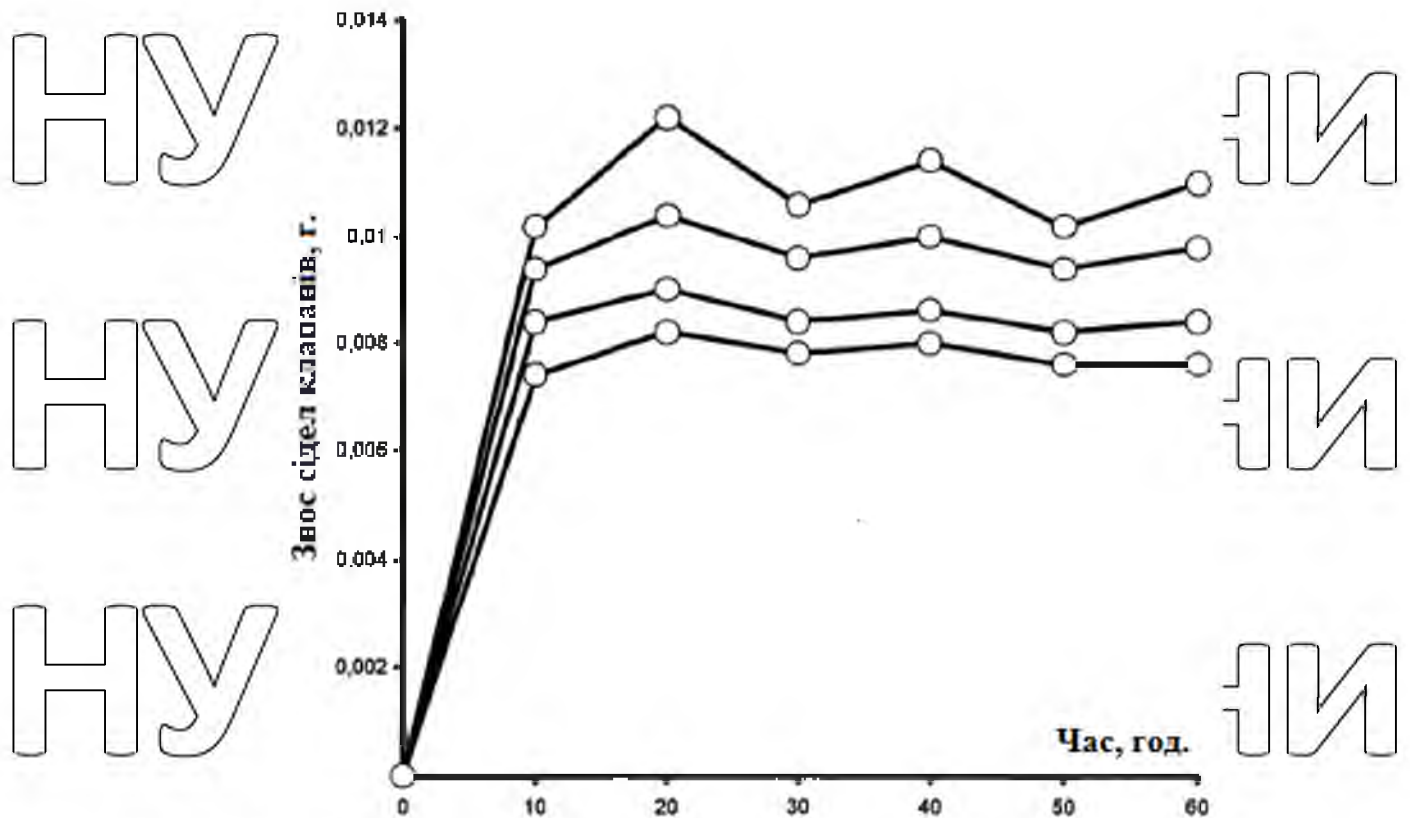


Рис. 4.10. Знос фасок сідла клапана в грамах в залежності від частоти обертання розподільного вала

Частота обертання розподільного вала:

Крива 1.  $n_1 = 1050 \text{ хв}^{-1}$ ; Крива 2.  $n_2 = 950 \text{ хв}^{-1}$ ; Крива 3.  $n_3 = 850 \text{ хв}^{-1}$ ; Крива 4.  $n_4 = 750 \text{ хв}^{-1}$ .

Питомий тиск на фаски клапанних пар  $P = 3,51 \text{ МПа}$ .

Температура  $t = 20^\circ\text{C}$ .

Матеріал: чавун СЧ 25, твердість 195 НВ.

На рис. 4.10 наведені криві зносу фаски сідла клапана, виміряні ваговим методом. Втрата ваги сідла клапана на 7% більше за перші 20 годин роботи, ніж при наступних зважуваннях.

На рис. 4.9 показано збільшення зносу робочих фасок сідла і клапана в мм. З рис. 4.9 видно, що знос сідел клапанів на 90% перевищує знос робочих граней клапана.

Як видно з рис. 4.9 і 4.10 знос робочих фасок клапанних пар залежить від частоти обертання розподільного вала. Крім того, знос фасок збільшується зі збільшенням частоти обертання. При підвищенні питомого тиску з 750 до 850  $\text{хв}^{-1}$  знос фасок сідел клапанів збільшується на 11%, при збільшенні частоти обертання

з 850 до 950 хв.<sup>-1</sup> знос збільшується на 11%, з 950 до 1050 хв.<sup>-1</sup> знос збільшується на 12%. Це пояснюється тим, що зі збільшенням частоти обертання розподільного вала зростають сили інерції газорозподільних частин, а отже, і питомий тиск. При цьому збільшується частота контакту між парами клапанів в одиницю часу, що призводить до збільшення зносу фаски.

Тому зверніть увагу

- Зі збільшенням частоти контакту фасок пар клапанів збільшуються сили інерції, що призводить до підвищеного зносу поверхонь фасок.

- При збільшенні частоти обертання розподільного вала з 750 до 850 хв.<sup>-1</sup> знос фасок сідел клапанів збільшується на 11%, при збільшенні частоти обертання з 850 до 950 хв.<sup>-1</sup> знос збільшується на 11%, від 950 до 1100 хв.<sup>-1</sup> знос збільшується на 12%.

#### 4.3. Дослідження сідел клапанів з мідним покриттям і без нього на термічну втому міцність

Щоб зменшити температурний градієнт по діаметру сідла клапана і збільшити міцність на термічну втому, необхідно підвищити його теплопровідність.

Найкращим теплопровідним матеріалом є мідь. Тому рекомендується покрити сідла клапанів тонким шаром міді.

Для порівняння термічної втоми сідел клапанів з мідним покриттям і без нього випробували на місці установки (див. рис. 3.4) за методикою.

Випробування термостійкості сідел клапанів полягало в послідовних термічних змінах режиму нагрівання до температури 550 °С і потім охолодження до 50 °С до появи тріщини в сідлі клапана. [45].

Температуру нагрівача поверхні сідла клапана реєстрували за допомогою потенціометра КСП 2-005 ГОСТ 9245-79 з хромоалюмінієвою термопарою ГОСТ 22663-77. Тріщини від термічної втоми на поверхні сідла клапана в точці нагріву визначали за допомогою приладу ВІТ-2 та інструментального мікроскопа ІМ 150х50,5 ГОСТ 8074-82. Були проведені лабораторні випробування п'яти сідел випускних клапанів з мідним покриттям і без нього, результати випробувань наведені в таблиці. 5.1.

З таблиці 5.1 видно, що термічна втомна міцність сідел з мідним покриттям у 2,7 рази вища, ніж сідел без покриття.

Таблиця 4.3.

## Термічна стійкість сідел клапанів

Сідла з мідним покриттям		Сідла без покриття	
№	Кількість термічних циклів до появи тріщин	№	Кількість термічних циклів до появи тріщин
1	783	1	273
2	752	2	295
3	741	3	284
4	802	4	291
5	796	5	292

Лабораторні випробування показали високу ефективність мідного покриття вихідного сідла арматури щодо підвищення міцності на термічну втому.

#### 4.4. Аналіз результатів досліджень зносу сідел клапанів дизельних двигунів.

У дизельних двигунах газорозподільний механізм забезпечує наповнення робочих циліндрів свіжим зарядом і очищення від вихлопних газів. Надійна робота сучасних дизельних двигунів багато в чому визначається довговічністю газорозподільних частин.

Особливо це стосується газотурбінних наддувних дизелів високого тиску, коли погіршення акумуляції та збільшення втрат енергії в газорозподільних частинах впливає на нормальну роботу дизеля [4, 51].

Графічне зображення експериментальної та накопиченої ймовірностей зносу сідел клапанів двигунів ЯМЗ-238НБ наведено на рис. 4.1 - 4.12.

У цих двигунах максимальний знос робочих фасок сідел впускних клапанів становить 2,2 мм, впускних – 2,7 мм [27, 38].

З представлених цифр. З рисунків 1.2 і 1.3 видно, що 14% сідел впускних клапанів дизелів ЯМЗ-238НБ, які надійшли в капітальний ремонт, досягли межі

зносу робочих фасок. Розрідження регулюючого клапана порівняно з площиною з'єднання головки блоку циліндрів становило 2,7–3,3 мм. 11% сідел впускних клапанів (рис. 4.11) мають знос 2,2–2,6 мм, що перевищує допустиме значення [38]. Враховуючи, що подальша обробка фасок клапанних пар та їх шліфування також збільшує провисання клапана, то сідла клапанів, близькі до граничного зносу робочих фасок, до наступного капітального ремонту матимуть підвищений провис регулюючого клапана. Тому доцільно стежити за сідлами клапанів межа зносу яких близька до робочих фасок.

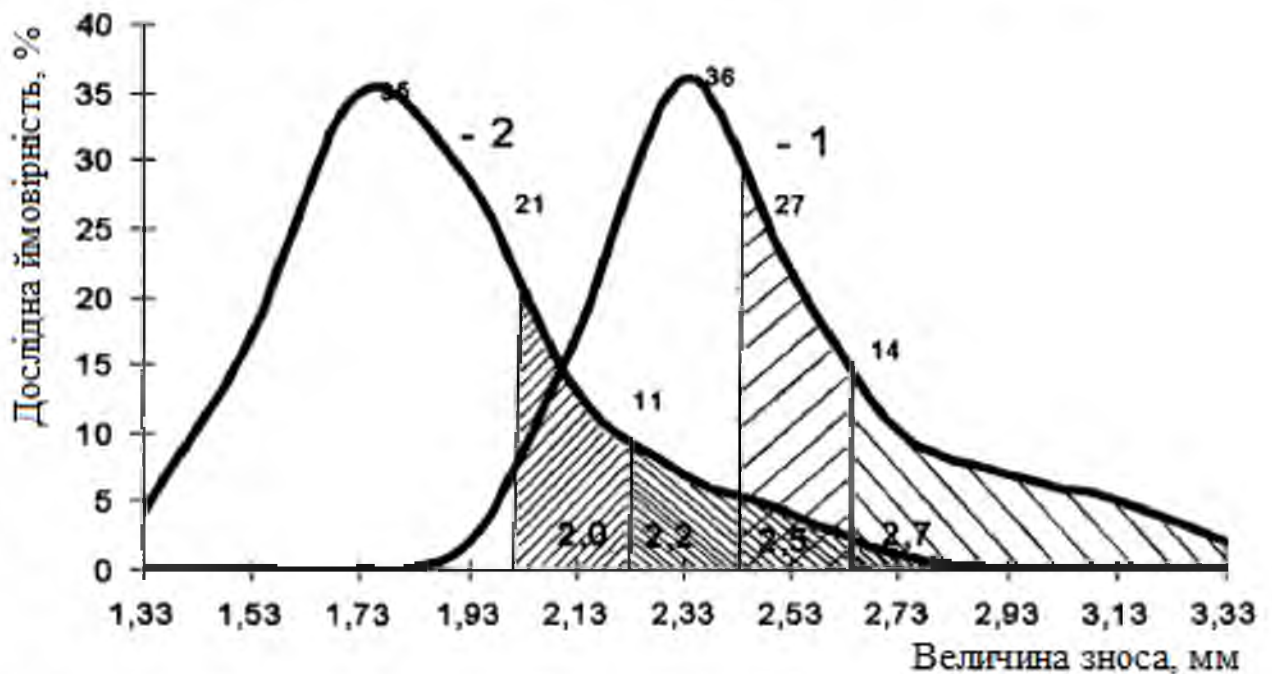


Рис. 4.11 Експериментальна ймовірність зносу сідел клапанів дизеля ЯМЗ-238НБ при капітальному ремонті: 1 - сідла впускних клапанів; 2 - сідла випускних клапанів.



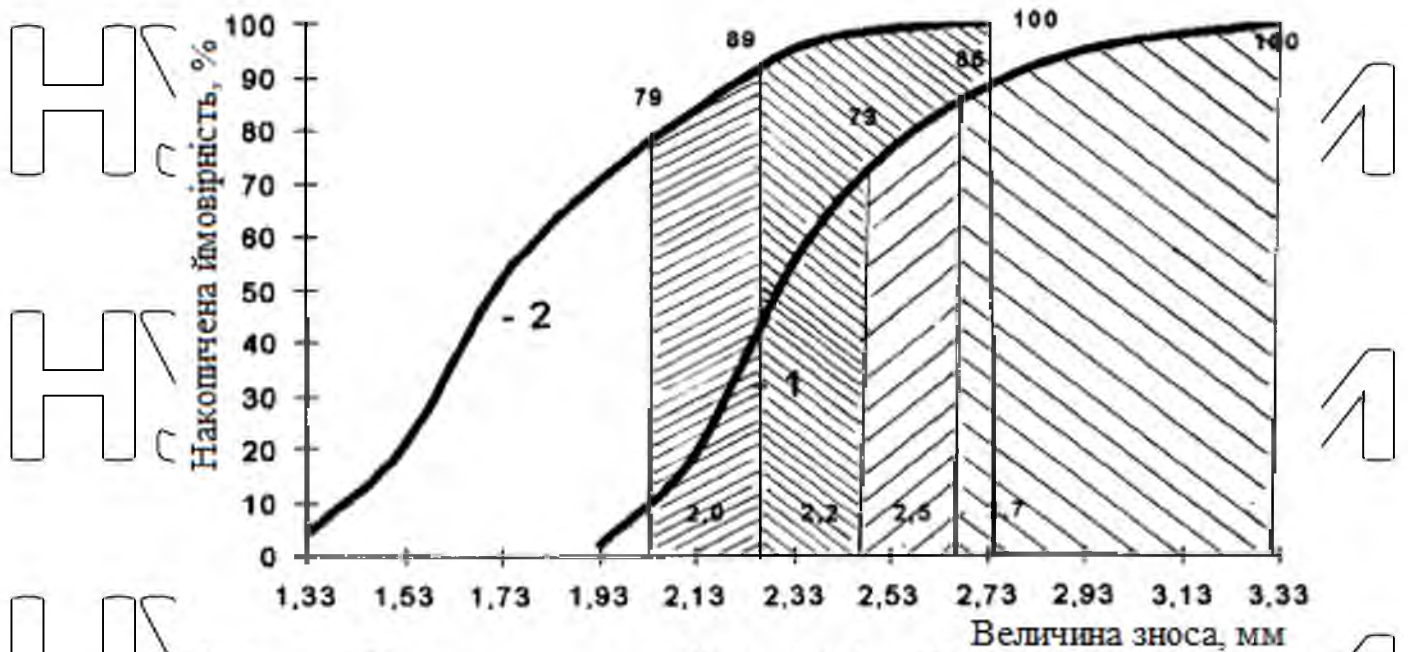


Рис. 4.12 Сукупна ймовірність зносу сідел клапанів дизеля ЯМЗ-238НБ при капітальному ремонті: 1 - сіла випускних клапанів; 2 - сіла впускних клапанів.

На дизелях ЯМЗ-238НБ 13% сідел випускних клапанів і 10% сідел впускних мають знос, близький до граничного, який становить 2,5-2,7 мм і 2,0-2,2 мм відповідно.

Так, у двигунах ЯМЗ-238НБ, що пройшли капітальний ремонт (рис. 4.11 і 4.12), 25% сідел впускних і випускних клапанів досягли граничного зносу і 23% близькі до граничного зносу робочих фасок.

## РОЗДІЛ 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВІДНОВЛЕННЯ КЛАПАННИХ СІДЕЛ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

### 5.1. Розрахунок економічної ефективності.

Технологія ремонту сідел клапанів газорозподільних частин досягається повторним використанням сідел клапанів, які вибраковуються через знос робочих фасок. На цій основі визначено економічну ефективність впровадження технологічного процесу шляхом порівняння вартості сидла клапана нової серії з витратами на ремонт з урахуванням номінальних витрат. [77, 78, 79].

Витрати на ремонт визначалися за видами витрат і видами робіт.

$$S_v = Z_p + S_m + A_o + R_i + Z_r, \quad (5.1)$$

де  $Z_p$  - заробітна плата виробничих робітників з нарахуваннями, грн.;

$S_m$  - вартість основних і допоміжних матеріалів, грн.;

$A_o$  - амортизаційні відрахування на обладнання, грн.;

$R_i$  - вартість інструменту, грн.;

$Z_r$  - витрати на утримання, капітальний, поточний ремонт і технічне обслуговування обладнання, грн.

Заробітна плата виходить із співвідношення:

$$Z_p = Z_o + Z_d + Z_n, \quad (5.2)$$

де  $Z_o$  - основна заробітна плата в гривнях;

$Z_d$  - додаткова заробітна плата, грн.;

$Z_n$  - відрахування на соціальне страхування, грн.

Основна заробітна плата становить:

$$Z_o = \frac{\sum_{i=1}^n t_i \cdot T_{zod}}{60} \cdot K_{np}, \quad (5.3)$$

# НУБІП УКРАЇНИ

де  $t_i$  - час, необхідний для виконання  $i$ -ї операції, год.;

$T_{год}$  - годинна ставка відповідного розряду робіт, грн.;

$K_{np}$  - коефіцієнт, що враховує надбавки до заробітної плати, ( $K_{np} = 1,3$ ).

Додаткова заробітна плата визначається за формулою:

# НУБІП УКРАЇНИ

$$Z_d = Z_o \cdot K_1; \quad (5.4)$$

Таблиця. 5.1.

Розрахунок основної заробітної плати при ремонті сидла клапана

№	Назва операції	Трудомісткість виконання, люд - год	Клас роботи	Оплата погодинна, грн/год.	Заробітна плата, грн
005	Слюсарна	0,07	2	30	2,73.
010	Мийна	0,01	2	30	0,39
015	Термічна	0,2	2	30	7,8
020	Токарна	0,1	5	33	4,29
025	Гальванічна	0,13	2	30	5,07
030	Контроль	0,12	3	31	4,84
Загалом					25,12

де  $K_1$  - коефіцієнт, що враховує різні доплати ( $K_1 = 0,2$ ). Звідки  $Z_d = 5,02$

грн.

Розмір відрахувань на соціальне страхування визначається за формулою:

# НУБІП УКРАЇНИ

$$Z_n = (Z_o + Z_d) \cdot K_2, \quad (5.5)$$

де  $K_2$  - коефіцієнт відрахування на соціальне страхування ( $K_2 = 0,41$ ).

Після заміни числових значень отримуємо:  $Z_n = 12,35$  грн

Підставляючи значення у формулу (5.2), отримуємо:  $Z_n = 42,49$  грн.

Матеріальні витрати визначають за формулою:

$$S_m = (M_o T_{so} + M_v T_{sv}) K_t, \quad (5.6)$$

де  $M_o$  - норма витрати основного матеріалу, кг.;

Це оптова ціна за 1 кг основного матеріалу, грн.;

$M_v$  - норма витрати допоміжних матеріалів, кг.;

Колір - оптова ціна за 1 кг допоміжного матеріалу, грн.;

$K_t$  - коефіцієнт транспортних витрат, ( $K_t = 1,12$ ).

Суми амортизації обладнання розраховуються за формулою:

$$A_o = \frac{B_o \cdot n}{N \cdot 100}, \quad (5.7)$$

де  $B$  - балансова вартість обладнання в гривнях.;

$n$  - норма амортизації, %, ( $n = 15\%$ );

$M$  - річна програма відновлення, од. ( $M = 2000$ ).

Перелік технологічного обладнання цеху ремонту сідел клапанів наведено в табл. 5.2.

Підставляючи дані у співвідношення (5.7) отримуємо:

$$A_o = 10,3 \text{ грн.}$$

Вартість інструментів становить:

$$P_i = \frac{C_i \cdot n'}{N \cdot 100}, \quad (5.8)$$

де  $C_i$  - вартість інструменту, грн (обирається в розмірі 15% від балансової вартості обладнання),

$n'$  - норма амортизації на інструмент, %, ( $n' = 12\%$ ).

Вартість інструментів становить:

$$R_i = 1,24 \text{ грн.}$$

Експлуатаційні витрати обладнання становлять:

$$Z_r = R + E + \text{квітень}, \quad (5.9)$$

# НУБІП України

де R – річна вартість капітального, поточного ремонту та утримання в гривнях;

E – вартість оплати електроенергії, грн.

Квітень - амортизаційні відрахування на обладнання, грн.

# НУБІП України

Розрахунок вартості капіталу

Таблиця 5.2.

№	Назва обладнання	номер	Вартість однієї одиниці обладнання, грн.
1	Верстак ОРГ-5101	1	1600
2	Мийна машина		9500
3	Теплова піч		4000
4	Токарний верстат	1	29200
5	Установка для міднення		20000
5	Оснастка		3000
7	Виробничий корпус	60м <sup>2</sup>	70000
Загалом			137300

# НУБІП України

Вартість ремонту становить:

$$R = \frac{B_{OB} \cdot p \cdot \sum_{i=1}^n t_{ум}}{\Phi_{д} \cdot K_z \cdot 100}, \quad (5.10)$$

# НУБІП України

де p – норма витрат на ремонт, %, (p = 12 %);

t<sub>PC</sub> – штучний час на i-ту операцію, год (табл. 5.1);

K<sub>z</sub> – коефіцієнт завантаження пристрою, (K<sub>z</sub> = 0,8);

Φ<sub>д</sub> – ефективний річний фонд часу роботи обладнання, год. (Φ<sub>д</sub> = 1582 год).

# НУБІП України

Отже, річна вартість усіх видів ремонту становить:

$$R = 8,24 \text{ грн.}$$

Витрати за тарифом на електроенергію виходять із співвідношення:

$$P_E = \sum_{i=1}^n N_i \cdot f_{um} \quad (5.11)$$

де  $N_i$  - встановлена потужність електродвигуна в  $i$ -му режимі роботи, кВт/год.

$$RE = 5,2 \text{ кВт/год.}$$

Для ремонтних підприємств тарифна ставка становить одну кВт/год.

Електроенергію встановлено 1,91 грн., тоді  $E = 9,93$  грн.

Витрати на амортизацію пристрою становлять:

$$A_{up} = \frac{C_{up} \cdot n''}{100 \cdot N_g} \quad (5.12)$$

де  $C_{up}$  - вартість обладнання, грн.;

$n''$  - норма амортизації, %, ( $n'' = 12\%$ );

$N_g$  - кількість оброблених на цьому апараті кілець ( $N_g = 2000$  шт.)

$$K_v = 0,18 \text{ грн.}$$

Підставляючи результати в співвідношення (5.9), отримуємо:

$$Z_r = 18,35 \text{ грн.}$$

Відповідно до формули 5.1 вартість ремонту сідел клапанів становить:

$$Z_b = 72,78 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект від ремонту сідла клапана розраховується за формулою:

$$E_p = (C_H - (C_B + C_{zal} + E_H \frac{K}{N})) \cdot N, \quad (5.13)$$

де  $C_H$  - ціна нового сідла клапана, грн.;

$Z_b$  - вартість ремонту сідла клапана, грн.;

$C_{zal}$  - залишкова вартість зношеного сідла, грн.;

$E_n$  - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень;

$K$  - сума капітальних вкладень, грн.

Підставляючи значення в формулу 5.13 отримуємо.

$$EP = 79\ 826 \text{ грн.}$$

Термін окупності капітальних вкладень визначається за формулою:

$$T_o = \frac{K}{E_p} = 1,72 \text{ роки.}$$

Тому зверніть увагу:

Вартість ремонту сідел клапанів за розробленою технологією в 2,5 рази нижча за вартість нових;

Річний економічний ефект від ремонту 2000 сідел клапанів становитиме 79826 грн.;

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Аналіз ремонтного фонду показав, що в капітально відремонтованих дизелях ЯМЗ-238НВ і ЯМЗ-240Б 30% сідел клапанів мають граничний знос робочих фасок, до 23% досягли зносу, близького до граничного, яка буде граничною до наступного капітального ремонту. До 7% сідел випускних клапанів мають тріщини, які є причиною поломки дизеля.

2. Теоретичний розрахунок зусиль і навантажень на фаски клапанних пар показує, що при номінальній частоті обертання розподільного вала питомі навантаження на фаски сідел випускних клапанів на 44,9 % більші, ніж на сідла впускних. Для пар випускних клапанів значення нормальних і дотичних напруг однакові, для пар впускних клапанів нормальні напруги на 73% більше дотичних.

При роботі дизеля на фаски клапанних пар виникають динамічні та статистичні навантаження, що призводять до деформацій поверхневих шарів.

3. Розроблена лабораторна установка дозволяє досліджувати знос клапанних пар в залежності від різноманітних факторів, що діють на них (частота контакту, питомий тиск на фаски клапанних пар, температура і матеріал сідел клапанів).

Характер зношування фасок клапанних пар підтверджує теоретичні розрахунки впливу зусиль і деформацій у поверхневих шарах фасок. Під дією нормальних сил відбувається пластична деформація і зміцнення поверхневих шарів, під дією дотичних сил відбувається зміщення поверхневих шарів.

Із збільшенням питомого тиску збільшується знос скосу фаски. Так, при збільшенні питомого тиску з 3,04 до 3,235 МПа знос фасок сідла клапана збільшується на 26%, з 3,235 до 3,51 МПа на 28%, з 3,51 до 3,82 МПа - на 35%.

При збільшенні частоти обертання розподільного вала від 850 до 950 хв<sup>-1</sup> знос фасок клапанних пар збільшується на 8%, від 950 до 1100 хв<sup>-1</sup> знос збільшується на 10%.

Поліпшення механічних властивостей чавуну для сідел клапанів зменщує їх знос. Підвищення твердості чавуну в сідлах клапанів з 33 до 60 HRC знижує їх знос при нормальних температурах на 38%. При підвищенні температури від 100 до 400 °С посилюються процеси окислення в поверхневих шарах укосів, що сприяє збільшенню зносу на 12%.

Найбільш зносостійким матеріалом для сідел клапанів є хромонікелевий чавун з твердістю 48-60 HRC. Цей чавун мало окислюється при високих



температурах, його твердість не знижується, структура не змінюється при підвищених температурах.

4. Питомий тиск на скоси фаски та механічні властивості матеріалу мають величезне значення для зносу. Другими за важливістю є частота контакту і температура пар клапанів.

5. Результати розрахунку внутрішніх зусиль, що виникають з боку клапанних перемичок внаслідок нерівномірного нагріву вогневого дна головки блоку циліндрів та її теплового розширення, показали, що вони досягають  $N = 1325 \text{ Н}$  і створюють згинальний момент в сідлах клапанів  $M = 10,13 \text{ Нм}$ . Багаторазове навантаження викликає втомні мікротріщини в сідлі клапана, які призводять до його руйнування.

Для вирівнювання температури по діаметру сідла рекомендується наносити теплопровідне покриття товщиною до 20 мкм, що підвищує міцність від термічної втоми в 2,7 рази і запобігає появі тріщин на робочих поверхнях.

6. На підставі теоретичних і лабораторних досліджень запропоновано під час капітального ремонту повторно використовувати сідла з незначним зносом робочих фасок, при цьому запресовку сідла у втулку ГБЦ з нанесеним покриттям по зовнішньому діаметру проводити зношеною робочою фаскою вниз. Ця технологія збільшує їх довговічність вдвічі.

7. Лабораторні випробування дизеля ЯМЗ-240Б, проведені згідно з ГОСТ 18509-88, показали, що основні параметри (частота обертання коінчастого вала, потужність, тиск в масляній системі, питома витрата палива) відповідають технічним вимогам до капітального ремонту.

Експлуатаційні випробування дизелів ЯМЗ-238 НБ і ЯМЗ-240Б показали наступне:

- після 750-950 годин роботи мікротріщин в експериментальних сідлах клапанів не виявлено.

- Розроблена технологія відновлення сідел клапанів головок блоку циліндрів рекомендована для дизельних двигунів ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240Б, А-41, А-01М та ін.

Прибуток від технології ремонту сідел клапанів становитиме 79826 грн. на рік з виробничою програмою 600 дизельних двигунів ЯМЗ-238НБ. Вартість ремонту сідел клапанів за розробленою технологією в 2,5 рази нижча за вартість нових. Термін окупності капітальних вкладень становитиме 1,72 року.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Двигуни для автомобілів і тракторів. Частина 1. Теорія двигунів та систем їх живлення. / За ред. И.И. Леніна - М.: Вища школа, 1976. - 367 с.
2. Двигуни для автомобілів і тракторів. Частина 2. Проектування та розрахунок. / За ред. И.И. Леніна - М.: Вища школа, 1976. - 280 с.
3. Алексєєв В. П. Двигуни внутрішнього згоряння: будова і робота поршневих і комбінованих двигунів. / В. П. Алексєєв, В. Ф. Воронін, А. Б. Грехов. За спільнотою ред.. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. - 4-е вид.. Обробка \_ і доп М.: Машинобудова, 1990. - 288 с.
4. Артем'єв Ю.Н. Основи надійності сільськогосподарської техніки. - М.: Машиностроение, 1980. - 175 с.
5. Артем'єв Ю.Н. Ремонтна якість і надійність сільськогосподарської техніки. - М.: Колос, 1991. - 239 с.
6. Аршинов В. Д. Ремонт двигунів ЯМЗ-240, ЯМЗ-240Н і ЯМЗ-240Б. - М.: Дорожній рух, 1978. - 310 с.
7. Асташкевич Б. Н. Зносостійкість арматури з посиленими сідлами. / Б. Н. Асташкевич, Г. С. Зінов'єв. // Двигунобудова. - 1998 рік, - Номер 1. - С. 27-29.
8. Багданов С.А. Дослідження температурного стану клапанів швидкохідного дизеля: Зведені відомості ДВЗ. - М.: НДІ ІНФОРМ ТЯЖМАШ, 1972. - С. 7-10.
9. Балюк Б. К. Надійність газорозподільного механізму швидкохідних дизелів. / Б. К. Балюк, Н. П. Бажано. // - М.: Машиностроение, 1979.
10. Баштова А. Г. Золотникова система газорозподілу в двигуні внутрішнього згоряння. / А. Г. Баштова, В.С Харченко // Техніка в сільському господарстві. - 1998, № 3, с. 31
11. Белашов А.В. Технологічні методи підвищення продуктивності клапанів дизеля. / А. С. Белашов, Ю.Т. Шестигранне колесо // Двигунобудова. - 1982 рік. - №2. - С. 39-41.
12. Бєляєв Н. М. Опір матеріалів. - М.: Наука, 1976. - 608 с.
13. Біргер І.А. Опір матеріалу. - М.: Наука, 1986. - 560 с.

14. Болтинський В. О. Теорія конструкції і розрахунків тракторних і автомобільних двигунів. - М.: Сельхоз. Видавель, 1962 р. - 391 с.
15. Чавунний сплав. Бобров Ю. П. - М.: Металургія, 1976, - 288 с.
16. Високошвидкісні дизельні двигуни Briling NR. / Н. Р. Брілінг, М. М. Віхерт, І. І. Гутерман // - М.: Мажгиз, 1951. - 520 с.
17. Бугасв В. Н. експлуатації та ремонту форсованих тракторних двигунів. М.: Колос, 1981. - 208 с.
18. Walter ІН Підвищення надійності газорозподільних клапанів в іноземних дизельних двигунах - в книзі Двигун внутрішнього згорання / І Г. Вальтер М. Д. Нікітін - М.: ВКЦІнформ, 1975. - 243 с.
19. Веденякін Г. В. Загальна методика експериментальних досліджень та обробка експериментальних даних. - М.: Колос, 1973. - 199 с.
20. Взорв Б. А. Силкові тракторні двигуни. / Б. А. Взорв, М. М. Мордухович - М.: Машинобудова, 1977. - 151 с.
21. Взорв Б. А. Тракторний дизель: посібник. / За ред. Б. А. Взорва, А. М. Адамовича, А. Г. Араб. - М.: Машиностроение, 1981. - 384 з.
22. Вирубов Д. Н. Конструкція двигунів внутрішнього згорання та розрахунків на міцність поршневих і комбінованих двигунів. / Д. Н. Вирубов, С. І. Єфомов, Н. І. Іващенко // Ред А. С. Орлина. - М.: Машинобудова, 1984. - 381 с.
23. Гальванічні покриття в машинобудуванні: довід. Г. 2. / За ред. М. А. Шлюгер. - М.: Машиностроение, 1985. - 246 с.
24. Гіршович Н. Г. Кристалізація та властивості чавуну у виливках. - Д.: Машинобудова, 1966. - 362 с.
25. Гречин В. П. Зносостійкі чавуни та сплави. - М.: Мажгиз, 1961. - 433 с.
26. Гуревич І. Б. Експлуатаційна надійність автомобільних двигунів. / І. Б. Гуревич П. Е. Сиркін - М.: Дорожній рух, 1984. - 141 с.
27. Гурєєв А. А. Автомобільні експлуатаційні матеріали. / А. А. Гурєєв, В. Я. Іванов, Н. В. Щеголяєв. - М.: Дорожній рух, 1974. - 257 с.
28. Двигуни ЯМЗ-238БН, ЯМЗ-240Б. Технічні вимоги до капітального ремонту. М.: ГОСНИТИ, 1989.

29. Двигун ЯМЗ-238НВ. Технічні вимоги до капітального ремонту. - М.: Юла, 1989. - 98 с.
30. Діагностика автотранспорту / Під ред. Ю. В. Ждановський. - Л.: Колос, 1977. - 264 с.
31. Дизель. / За ред. В. А. Ванштейт, Г. Г. Іванченко, А. К. Колерова // - М.: Машиностроение, 1977. - 480 с.
32. Додільський В. А. Підвищення ресурсу машин технологічними прийомами - М.: Машиностроение, 1978. - 212 с.
33. Євдокимов Ю.А. Планування та аналіз випробувань для вирішення проблем тертя та зношування. / Ю.А. Євдокимов, В. І. Колесніков, А. Ф. Тетерін // - М.: Транспорт, 1984. - 141 с.
34. Ждановський І. С. Надійність і довговічність тракторних двигунів. / Є. Ждановський, А. Б. Ніколаєнко // Л.: Колос, 1981. - 295 с.
35. Зайнович Н. С. Матеріали та термічна обробка основних деталей зарубіжних двигунів. - М.: ЦНПТЕІ Тракторосільгоспмаш, 1971. - 78 с.
36. Камінський В. Н. Турбонаддувний високооборотний дизель. / В. Н. Камінський, Ю.Б. Моргуліс. - М.: Машинобудова, 1976. - 286 с.
37. Кармалін Ю.Н. Дослідження фізико- механічних властивостей тракторних двигунів. / Ю. Н. Кармалін, Є.В. Дороніна, К. А. Вернер, В. В. Міхєєв // Функції. Сучасні конструкційні матеріали в тракторобудуванні. - М.: 1990. - 119 с.
38. Коваль І. А. Дослідження та подальший розвиток дизельних двигунів. / І.А. Коваль, В.Ю. Вахтель, Б. С. Єременко, А. М. Діденко // - М.: Машинобудування, 1960. - 285 с.
39. Проектування та розрахунок двигунів внутрішнього згорання. / За ред. Н. Г. Дяченко. - Л.: Машинобудування, 1979. - 340 с.
40. Проектування та розрахунок тракторних двигунів. / За ред. М. М. Віхерт, Р. П. Доброгаєв, М. П. Ляхов - М.: Машинобудова, 1964. - 551 с.
41. Будівельні матеріали: довідник. / За ред. Арзамасова Б. Н. - М.: Машинобудування, 1990, - 480 с.

42. Корчемний Л. В. Механізм газорозподілу в двигуні. - М.: Машиностроение, 1964. - 209 с.
43. Костин А. К. Теплове напруження двигунів внутрішнього згоряння. Довідковий посібник. / За ред. А. К. Костина, В. В. Ларіонова, А. І. Михайлов // - М.: Машиностроение, 1979. - 222 с.
44. Костин А. К. Експлуатація дизелів в експлуатаційних умовах: посіб. / АК Костин, Б.П. Пугачов, Ю.Ю. Кочинєв // Под. ред. А. К. Костина. - М.: Машиностроение, 1989. - 284 с.
45. Крагельський І. В. Основи розрахунку тертя і зношування. - М.: Машиностроение, 1988. - 280 с.
46. Красавин А. Н. Обґрунтування та вибір технологічних процедур централізованого ремонту та відновлення головок блоку циліндрів тракторних двигунів. - М.: ГОСНИТИ, 1966. - 56 с.
47. Крутов В.І. Двигун внутрішнього згоряння, як об'єкт регулювання. - М.: Машиностроение, 1978. - 472 с.
48. Кутасов А. Д. Посібник з математики / Навчальний посібник. / А.Д. Кутасов, Т. С. Піголкіна . Под. ред. Г. Н. Яковлєва - М.: Наука, 1988. - 720 с.
49. Межецький Г. Д. Характерні дефекти деталей газорозподілу дизелів ЯМЗ-238МБ / Г. Д. Межецький, В. В. Чекмарьов, А. А. Слєпов. Збірник наукових праць. Удосконалення роботи МТН. - Саратов, 1997. - С. 157-161.
50. Мишин І. А. Довговічність двигунів. - Д.: Машинобудування, 1968. - 288 с.
51. Мишин І. А. Причини підвищеного зносу фасок клапанів двигуна. / І. А. Мишин, В. Ф. Шурягін // Техніка в сільському господарстві. 1972. - No 11. - С. 18-21.
52. Нікітін Е. А. Диагностика дизельних двигунів. - М.: Машиностроение, 1987. - 224 с.
53. Ніколаєнко А. В. Розрахунок та експериментальна оцінка надійності автомобільних транспортних дизелів / А. В. Ніколаєнко, В. Н. Хвашов. - Л.: Агрпроміздат, 1985. - 136 с.
54. Плетньов Д. В. Основи зносостійких і антифрикційних технологій / Д. В. Плетньов, В. Н. Брусенцова. - М.: Машиностроение, 1968. - 262 с.

55. Пронин А. С. Надійність машин. - М.: Машиностроение, 1978. - 592 с.
56. Решетов Д. Н. Деталі машин. - М.: Вища школа, 1989. - 296 с.
57. Розенбліт Г. Б. Теплообмін в дизельних двигунах. - М.: Машинобудова, 1977. - 215 с.
58. РТМ 10.10.0001.008 - 89. Граничні та допустимі параметри дизельних двигунів, деталей і частин до них. - М.: ГОСНИТИ, 1984. - 99 с.
59. Стефановський Б. С. Термічне навантаження деталей швидкохідних поршневих двигунів. - М.: Машиностроение, 1978. - 128 с.
60. Таратута А. І. Новітні методи ремонту машин / А. І. Таратута, А. А. Свечніков // - Мінськ: Видавництво « Урожай », 1975. - 342 с.
61. Тавлибасєв Ф. Н. Ремонт тракторів « Кіровець ». - М.: Колос, 1983. - 351 с.
62. Улюблене М. В. Моменти інерції Тел.: Довідник. - 1977 рік. - 511 с.
63. Феодосьєв В. І. Опір матеріалів. - М.: Наука, 1986. - 512 с.
64. Фізичні величини: посіб. / За ред. Є. Григор'єв. - М.: Енергоатомиздат, 1991. - 232 с.
65. Храпцов Н. В. Обкавка і випробування автомобільних тракторних двигунів / Н. В. Храпцов, А. Е. Корольов, В. С. Малаєв. // - М.: Агропромиздат, 1991. - 125 с.
66. Хрушов Г. Г. Исследование изнашивания металлов / Г. Г. Хрушов, М. А. Бабічев. // - М.: Вид-во АН СРСР, 1980. - 352 с.
67. Цветков В. Т. Двигуни внутрішнього згорання. Проектування та розрахунок. - 1953. - 530 с.
84. Чайнов Н. Д. Термомеханічне закріплення деталей двигуна / Н. Д. Чайнов, В. Г. Заренбін, Г. А. Івашенко. - М.: Машиностроение, 1974. - 152 с.
85. Черновол М. І. Показники якості відновлених деталей. / Сільськогосподарські машини та електрифікація. // - 1992. - №5. - С. 39-41.
86. Чернишов Г. Д. Підвищення надійності дизелів ЯМЗ та автомобілів КРАЗ / Г. Д. Чернишов, А. А. Малишев, Н. С. Ханін. // - М.: Машинобудова, 1974. - 288 с.
87. Чернишов Г. Д. Двигун ЯМЗ-240 та його модифікація / Г. Д. Чернишов, М. В. Єршов, Я. Я. Чернишов. Б. Письменник // - М.: Машинобудова, 1972 - 232 с.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

**Додатки**

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України