

НУБІП України

НУБІП України

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.12 – КМР. 189 “С” 2021.02.01. 012 ПЗ

ДАНЧИШЕН ІГОР АНАТОЛІЙОВИЧ

2021 р.

НУБІП України

НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет механіко-технологічний

УДК 621.923.4
ПОГОДЖЕНО ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Декан факультету Завідувач кафедри
механіко-технологічного надійності техніки
(назва факультету (ФНП)) (назва кафедри)

Братішко В.В. Новицький А.В.
(підпис) (ПІБ) (підпис) (ПІБ)
“ ” 2021 р. “ ” 2021 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему Удосконалення технології ремонту деталей і спряжень клапанної групи
автотракторних двигунів

Спеціальність 208 - Агроінженерія
(код і назва)

Освітня програма Агроінженерія
(назва)
Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

Д.Т.Н., С.Н.С. Братішко В.В.
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)
Керівник магістерської кваліфікаційної роботи
К.Т.Н. ДОЦ. Пасик П.С.
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Виконав

Данчишен І.А.
(підпис) (ПІБ студента)

КИЇВ – 2021

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет _____ механіко-технологічний

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри
надійності техніки

к.т.н., доц. Новицький А.В.
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)

“ _____ ” _____ 20 _____ року

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Данчишену Ігорю Анатолійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність _____ 208 - Агроінженерія
(код і назва)

Освітня програма _____ Агроінженерія
(назва)

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

Тема магістерської кваліфікаційної роботи
Удосконалення технології ремонту деталей і спряжень клапанної групи автотракторних двигунів

затверджена наказом ректора НУБіП України від “ 01 ” лютого 2021 р. № 189 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру _____ 2021.11.15
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи 1. Сучасні технології відновлення роботоздатності головок дизельних двигунів. 2. Технологічні особливості проведення підготовки поверхонь деталей до відновлення. 3. Нормативи витрат матеріалів для проведення технологічного процесу відновлення та обробки деталей. 4. Типові норми часу на відновлення деталей.

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Проаналізувати особливості сучасних технологій відновлення роботоздатності деталей газорозподілу.
2. Аналітично дослідити взаємодію пари клапан - сідло клапана.
3. Науково обґрунтувати параметри технологічного процесу відновлення сідел клапанів та удосконалити технологію їх ремонту. Розробити ПП.

Перелік графічного матеріалу (за потреби) _____

Дата видачі завдання “ 08 ” вересня 2020 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи _____ (підпис) _____ Попик П.С. (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____ (підпис) _____ Данчишен І.А. (прізвище та ініціали студента)

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАННЯ	9
1.1. Основні результати досліджень роботи механізму газорозподілу з вітчизняної та зарубіжної літератури	9
1.1.1. Основні несправності толовок блоку та механізму газорозподілу ДВЗ	10
1.1.2. Вплив динамічних факторів на зношування клапанних спряжень	15
1.2. Технічні вимоги до ремонту деталей клапанної групи	20
1.3. Технологічні процеси та обладнання для ремонту та відновлення деталей клапанної групи, відновлення герметичності клапанних пар	26
1.4. Мета та завдання дослідження	26
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ВДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ РЕМОНТУ ДЕТАЛЕЙ І СПОРУД КЛАПАННОЇ ГРУПИ	28
2.1. Аналіз впливу динамічних факторів, що діють у механізмі газорозподілу на утворення похибок форми деталей клапанної групи	28
2.2. Побудова узагальненої розрахункової схеми	39
РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ	42
3.1. Програма та структурна схема досліджень	42
3.2. Загальна методика проведення роботи	43
3.3. Характеристика об'єктів дослідження	45
3.4. Обладнання для проведення мікрометражу деталей клапанної групи	45
3.4.1. Статистична обробка результатів мікрометражних робіт	53
3.4.2. Визначення інтенсивності зношування деталей	54
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ВИМІРЮВАННЯ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ДЕТАЛЕЙ КЛАПАННОЇ ГРУПИ ДОСТАВНИХ ДО РЕМОНТУ ДВИГУНІВ	56
4.1. Розробка методів та технічних засобів вимірювання деталей клапанної групи, що надходять у ремонт двигунів	56

4.1.1. Метод та технічний засіб контролю відхилення від співвісності отвору та базової поверхні напрямної втулки	56
4.1.2. Метод та технічний засіб контролю геометричних параметрів клапана.....	65
РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНИХ РЕКОМЕНДАЦІЙ З ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ РЕМОНТУ ДЕТАЛЕЙ КЛАПАННОЇ ГРУПИ І РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТОЧНОСТІ ПРИ РЕМОНТІ	
5.1. Технологічні рекомендації, методи та засоби для підвищення якості ремонту деталей клапанної групи деталей клапанної групи	69
5.1.1. Забезпечення точності при заміні напрямних втулок	70
5.1.2. Забезпечення якості ремонту клапанів	76
5.1.3. Забезпечення якості ремонту сідел	80
РОЗДІЛ 6. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ РОБОТИ ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	85
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	89
ДОДАТКИ.....	91
	98

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП

Стратегічним напрямом технічного сервісу агропромислового комплексу України на період до 2021 р. є забезпечення працездатності та продовження термінів служби наявного машинно-тракторного парку за рахунок підвищення якості та ресурсу машин та агрегатів на основі освоєння прогресивних технологій їх обслуговування та ремонту [57]. Розробка нових технологій з використанням сучасного обладнання є одним із пріоритетних завдань розвитку технічного сервісу АПК.

У сучасних умовах у районних РТП та РЗ ремонтується лише 5...10% техніки, решта техніки ремонтується в умовах майстерень сільськогосподарських підприємств. Рівень технологічної оснащеності як на вітчизняних РТП, РЗ, так і майстерень сільгоспвиробника залишається низьким: використовуються морально та фізично застарілі верстати та оснащення – понад 20 років багато найменувань ремонтно-технологічного обладнання не випускаються та не модернізуються, технічна документація застаріла та не оновлюється, відсутня документація нові двигуни. У разі ринкових відносин з'явилося безліч нових невеликих ремонтно-обслуговуючих виробництв, продукція яких найчастіше характеризується низькою якістю. Досвід експлуатації показує, що ресурси капітально відремонтованих двигунів тракторів, комбайнів та автомобілів становить 50–60% ресурсу нових. Низька технологічна оснащеність підприємств технічного сервісу АПК ускладнює та унеможливує досягнення високої якості ремонту із забезпеченням 100%-го ресурсу відремонтованого двигуна.

В даний час на вітчизняному ринку випуск спеціалізованих верстатів та оснащення для високоякісного ремонту деталей двигунів в умовах малих та середніх ремонтних майстерень практично не провадиться. Однак, досить швидко розвивається мережа організацій, які здійснюють постачання спеціалізованого обладнання зарубіжного виробництва для будь-якого ступеня завантаження підприємства. Відмінна особливість спеціалізованого обладнання

- висока точність та продуктивність. У той же час існує проблема нестачі нормативно-технічної документації, що регламентує технологічний процес та контроль якості ремонту, розробленої для вітчизняних двигунів з використанням сучасних спеціалізованих верстатів закордонного виробництва.

Техніко-економічні показники дизеля насамперед залежить від досконалості протікання робочих процесів у камері згоряння. При цьому деталі, що обмежують камеру згоряння, зазнають максимальних механічних і термодинамічних навантажень, що обумовлює їх підвищений знос. До них відносяться: деталі циліндро-поршневої групи, головка блоку, клапани та пов'язані з ними деталі. Тяжкі умови роботи та важливе функціональне призначення цих деталей пред'являють до їх ремонту при жорстких вимогах.

Операції відновлення, механічної обробки або заміни напрямних втулок, сідел і клапанів є необхідною при капітальному ремонті двигуна практично у 100% випадків. Виробники верстатного обладнання надають споживачеві рекомендації щодо виконання лише окремих операцій, до того ж без урахування специфіки становища на вітчизняному ринку запасних частин. У вирішенні питання щодо підвищення якості ремонту з урахуванням сучасних технологічних можливостей деталі клапанної групи необхідно розглядати як єдину взаємопов'язану систему. Ефективне застосування сучасного високоточного обладнання та оснастки неможливе без впровадження науково обґрунтованого технологічного процесу.

В основу робочої гіпотези покладено пошук та виявлення можливості підвищення ресурсу роботи клапана та пов'язаних з ним деталей, а також двигуна шляхом підвищення якості ремонту деталей клапанної групи.

Обґрунтовано необхідність введення у технологічний процес ремонту додаткових заходів, що забезпечують зниження незбалансованого впливу сил на клапан у механізмі газорозподілу під час експлуатації дизеля. Виявлено вплив динамічних факторів на зміну герметичності пари клапан-сідли в процесі роботи двигуна.

Визначено кількісні співвідношення між параметрами точності базування інструменту та герметичністю клапанних сполучень при ремонті.

Розроблено математичну модель процесу обробки фаски сідла клапана з використанням високоточного верстатного обладнання, що дозволяє виконувати роботи з необхідною якістю.

Об'єкт дослідження деталі механізму газорозподілу двигунів Д-242, Д-245 (Білорусія), Mielec SW-680 (Польща). Засоби контролю та високоточне технологічне обладнання для ремонту головок блоку циліндрів.

Публікації. За темою магістерської кваліфікаційної роботи опубліковано 2 тези доповідей, які доповідались на 75-й Всеукраїнській науково-практичній студентській конференції «Наукові здобутки студентів у дослідженнях технічних та біоенергетичних систем природокористування: Конструювання та дизайн» (26-27 березня 2021 року) м. Київ, на 8 Міжнародній науково-технічній конференції «Крамаровські читання» з нагоди 114-ї річниці від дня народження д.т.н., професора Крамарова Володимира Савовича (25-26 лютого 2021 р.), м. Київ.

РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАННЯ

НУБІП України

1.1. Основні результати досліджень роботи механізму газорозподілу з вітчизняної та зарубіжної літератури

Герметичність клапанних пар ДВЗ забезпечується збігом контактуючих поверхонь сідла і клапана. При впливі сукупності конструктивних та експлуатаційних факторів їх форма змінюється, що призводить до утворення мікро щілин. В результаті погіршуються умови роботи сполучення, при яких: збільшується інтенсивність зношування, спостерігається руйнування робочих фасок, протаргання клапанів, тріщини сідел, наявність на фасках смолистих відкладень та продуктів неповного згоряння палива. Це викликає посилений прорив газів, знижує ступінь стиснення, знижується потужність двигуна, збільшується витрата палива та олії, утруднюється запуск, погіршуються екологічні характеристики двигуна.

Використовувані при ремонті технологічні методи можуть вплинути на показники роботи ГРМ після ремонту. У зв'язку з цим, процес розробки нових технологічних методів та засобів ремонту, тісно пов'язані з дослідженням основних чинників, як у ГРМ, рахунок чого забезпечуватиметься підвищення міжремонтного ресурсу.

Дослідженню кінематики ГРМ, онції динамічних якостей приводу клапана та методам розрахунку динаміки, з точки зору покращення умов посадки клапана у сідло та зменшення інтенсивності його ударів, присвячені роботи Л.В. Корчемного, С.М. Хрункова, О.М. Карєва, П.С. Макаревича, В.М. Алімова та ін.

Наведена робота відображає актуальність подальших досліджень механізму газорозподілу в контексті сучасного стану питань експлуатації та ремонту ДВЗ: покращення його якостей, удосконалення технологічних процесів ремонту тощо.

НУБІП України

1.1.1. Основні несправності головок блоку та механізму газорозподілу

ДВЗ

Функціональне призначення механізму газорозподілу – герметизація камери згоряння та організація газообміну. Вплив пар деталей клапанної групи на показники роботи двигуна коротко характеризуються наступним [50, 54]:

1) клапан-сідело: а) прорив газів, прогорання – зниження надійності; б) зниження потужності та підвищення витрати палива.

2) клапан-втулка: а) перекося клапана – погіршення заповнення, тобто. потужності та економічності, надійності; б) збільшення механічних втрат (тертя при перекосях); в) збільшення витрати мастила.

3) коромисло-клапан (знос робочих поверхонь): а) зменшення час-перетину клапана – зниження потужності та економічності.

У процесі експлуатації трактора зношуються більшість деталей двигуна, у тому числі деталі газорозподільного механізму та головки блоку, що призводить до різних відмов.

До очікуваних поступових відмов ГРМ «за параметром» відносять:

а) зміна до граничних значень теплового зазору в клапанах;

б) зсув фаз газорозподілу;

в) зміна до граничних значень зазору між стеблом клапана та напрямною втулкою;

г) накопичення нагару на клапанах;

д) поступове зниження пружності пружин;

е) граничне просідання клапанів;

ж) поява раковин на фасках сідел та клапанів (втрата герметичності клапанного сполучення).

До найбільш нестабільних параметрів відноситься зміна теплового зазору приводу клапана. Вжити заходів щодо запобігання відмови за цим параметром включено до переліку обов'язкових робіт (ТО та ПР), що проводяться у плановому порядку.

У досліджах [30,53] для двигунів Д-37Е, Д-240, СМД-14, ЯМЗ-238 показано, що напрацювання до відмови та між відмовами деталей механізму розподілу за параметрами б - е) можна порівняти з до- та міжремонтними ресурсами двигуна. Герметичність клапанних сполучень - складний параметр, що залежить від багатьох факторів. Згідно з низкою досліджень, відмова за цим параметром може настати від 0,7 до 1,3 доремонтного ресурсу. Найчастіше параметр характеризується високою нестабільністю - на одному двигуні сполучення можуть бути як з хорошою герметичністю, так і з незадовільною. Слід зазначити, що відомостей про герметичність клапанних сполучень двигунів, що надходять у ремонт, недостатньо через трудомісткість перевірки параметра і відсутність єдиного критерію оцінки - існує принаймні п'ять методів випробування на герметичність.

Коротку характеристику основних несправностей механізму газорозподілу наведено в таблиці 1.1. [29].

Основні дефекти деталей механізму газорозподілу двигунів, що надходять у капітальний ремонт, показані в таблиці 1.2.

Згідно з даними, поширеним дефектом головок блоку циліндрів вітчизняних двигунів є знос напрямних втулок - до 80-96%. Знос втулок зарубіжних двигунів дещо нижчий - 21-75%, проте більше зношування сідел клапанів - до 77-83%, проти 20-64% у вітчизняних. Це, в першу чергу, пояснюється відмінностями у матеріалах сідел.

До 20% головок блоку надходить у ремонт із гранично зношеними сідлами та їх підприємства нерідко не відновлюють, відправляючи в брак через відсутність необхідної технології та обладнання для заміни або відновлення сідел клапанів. У головках циліндрів іноді (до 3-5%) спостерігається ослаблення посадки сідел у гніздах.

Найбільш поширеними дефектами головок блоку циліндрів двигунів є: 1 - знос втулок клапанів; 2 - знос клапанних сідел; 3 - знос фасок і стебел клапанів; 4 - втрата пружності клапанних пружин; 5 - тріщини перемичок між отворами під резниловачі форсунок і сідлами клапанів; 6 - негерметичність склянок форсунок та заглушок.

Таблиця 1.1

Коротка характеристика основних несправностей механізму газорозподілу тракторного дизельного двигуна

Найменування складової частини (деталі)	Сутність несправності (відмови)	Характеристика несправності (відмови)	Основні причини несправності (відмови)	Заходи щодо запобігання або усунення несправності
Привід клапана	Зміна теплового зазору	Поступовий	Зношування деталей механізму	Періодична перевірка та при необхідності регулювання теплового зазору
Клапанний механізм	Зміна зазору між напрямною втулкою та клапаном	Поступовий	Знос стебла клапана та напрямної втулки	Перевірка зазору при ремонті двигуна
Пружинні клапана	Зменшення пружності пружини	Поступовий	Низька якість виготовлення пружини	Перевірка пружності клапана при ремонті двигуна
Клапан	Накопичення нагару на клапані	Поступовий	Низька якість моторної олії	Очищення клапана при ремонті двигуна
Клапан	Граничне просідання клапана	Поступовий	Знос сідла та фаски клапана	Заміна клапана (сідла) при ремонті двигуна
Клапан	Прогорання тарілки клапана	Поступовий	Порушення процесу згоряння палива	Заміна клапана під час ремонту двигуна
Клапан	Обрив стрижня клапана	Раптовий	Низька якість виготовлення	Заміна клапана
Клапанний механізм	Зависання клапана через накопичення на стрижні смолистих речовин	Раптовий пережеваний	Низька якість моторної олії	Промивання клапанного механізму. Заправка двигуна олією рекомендованого сорту
Клапанний механізм	Порушення герметичності пари клапан-сідло	Поступовий	Граничне просідання клапана, корозія фаски клапана, малий тепловий зазор	Відновлення геометрії фасок сідла та клапана при ремонті двигуна, притирання

Дані підтверджує аналіз досвіду ремонтних підприємств, проведений автором [40] (розподіл робіт з операцій):

- ремонт несправностей, пов'язаних із клапанним механізмом (заміна втулок, обробка сідел та ін.) – 68%;

- перевірка герметичності сорочки охолодження головки та ремонт термовтомних тріщин на поверхні вогневого днища – 16%;

- шліфування/фрезерування приварювальних поверхонь - 12%;

- заміна склянки форсунки або заміна заглушки – 4%.

Головними причинами вибракування головок циліндрів при капітальних ремонтах двигунів є: 1 - тріщини водяних сорочок від розморожування та термовтоми металу; 2 - труднощі повторної заварки тріщин пір та раковин; 3 - ослаблення посадки сідел у гніздах; 4 - обрив клапанів; 5-зменшення висоти головок до неприпустимих значень.

Для окремих марок двигунів притаманні характерні дефекти, зумовлені переважно конструктивними параметрами. Наприклад, поширеним дефектом головок ЯМЗ-238, ЯМЗ-238НБ є тріщини в перемичці між отвором під розпилувач форсунки та сідлом клапана - 22% та 45%, відповідно; головок

Caterpillar-3116 - ослаблення посадки та випадання сідла - 9%, аварійне зношування кулачків розподільчого валу - до 10 %; головок Komatsu, Raba-MAN D10 – втрата герметичності склянки форсунки – 38% та 30%, відповідно. Тим не менш, загальний розподіл за видами відмов для різних марок як вітчизняних, так

і зарубіжних двигунів досить закономірно і певною мірою має однаковий характер.

Таким чином, завдання забезпечення якості відновлення деталей клапанної групи, надійності та довговічності герметизації клапанних пар. є однією з першорядних у технологічному процесі ремонту двигуна. У сучасних умовах з використанням наукомістких технологій та обладнання це завдання потребує для вирішення та практичної реалізації на вітчизняних ремонтних підприємствах.

1.1.2. Вплив динамічних факторів на зношування клапанних спряжень

Деталі клапанної групи в процесі експлуатації знаходяться у жорстких умовах високих механічних та термічних навантажень. До основних факторів, що зумовлюють зношування та визначальним довговічність деталей, відносяться [33]:

1. Значні циклічні ударні навантаження, що часто повторюються;
2. Висока температура, дія агресивних газів – для випускного сполучення;
3. Зміст сторонніх твердих частинок у робочій зоні - для впускного сполучення;
4. Матеріал, з якого виготовлено деталі клапанної групи.

Герметичність клапанних сполучень в основному визначається їх макрогеометричними відхиленнями - биттям фаски клапана та сідла.

Фактори 2 - 4 суттєво впливають на швидкість сумарного зношування клапана та сідла в осьовому напрямку - просідання клапана щодо приваркової площини ГБЦ. Як показано в роботах [12,15], що з'являються під впливом цих факторів мікро геометричні відхилення, у процесі роботи не знижують герметичність

клапана, т.к. тиск газів у циліндрі деформує тарілку клапана та сідло, зменшуючи мікрошліфлини у сполученні. Шляхом стирання виступів на поверхнях, що сполучаються відбувається постійне виправлення похибок форми і самозбереження герметичності. Вплив факторів 2 - 4 на розвиток перекосу

клапана у втулці і, отже, розрив суцільності контакту клапан - сідло незначне [3,25]. Виходячи з цього, надалі нехтуємо зазначеними факторами.

Динамічні чинники (1), становлять найбільший інтерес з погляду появи биття контактуючих поверхонь, т.к. знос деталей у радіальному напрямку спочатку визначається зсувом точки докладання сили до торця клапана щодо

його осі. У процесі роботи з появою зносів напрямної втулки та клапана, вплив цих факторів посилюється через зростання амплітуди поперечних коливань клапана у втулці.

Справжній рух клапана складається з підйому, заданого кулачком та власних коливань приводу. Пружні коливання приводу викликають розрив кінематичного ланцюга, що призводить до передчасної, з високою швидкістю посадки клапана на сідло і повторним відкриттям клапана [3,35].

Швидкість посадки клапана на сідло є основним фактором, що визначає знос клапанних сполучень, і набуває різних значень залежно від наступних умов [3,35]:

- Частота обертання розподільчого валу;
- демпфування та власна частота коливань приводу;
- закон підйому штовхача та висота втечі кулачка;
- зусилля клапанної пружини;
- тепловий зазор у приводі клапана;
- сила тиску газів.

У роботі [1] розглянуто процес зміни швидкості-посадки в залежності від перекосу клапана у втулці, встановлена залежність дійсної швидкості посадки $v_{\text{пос.д.}}$ від величин зносу напрямної втулки та клапана:

$$v_{\text{пос.д.}} = 1,67 \alpha_{\text{пк}} \omega \sqrt{1 - \left(1 - \frac{\Delta_{\text{пк}} + m_{\delta}}{\alpha_{\text{пк}}} - \omega^2 M\right)^2} \quad (1.1)$$

де ω - кутова швидкість розподільчого валу, 1/с;

$\alpha_{\text{пк}}$ - постійна величина, що визначається геометричними розмірами профілю кулачка,

$\Delta_{\text{пк}}$ - величина, що враховує динамічні характеристики приводу клапана;

m_{δ} - зміщення осі клапана щодо осі сідла.

Для двигуна Д-54 показано, що при збільшенні зазору в парі клапан - напрямна втулка з 0,15 мм до 0,4 мм швидкість посадки клапана зростає з 0,27 м/с до 0,52 м/с (при $n_{\text{к.в.}} = 1430 \text{ хв}^{-1}$). На думку автора, це пояснюється тим, що

внаслідок перекосу клапана в направляючій втулці перший дотик робочої фаски його тарілки з сідлом відбувається з суттєвим випередженням (точка А тарілки клапана торкнеться сідла не в точці С, а в точці В - рис, 1.1). Для клапанів з кутом

робочої фаски $\gamma = 45^\circ$ лінійне випередження першого зіткнення клапана з сідлом АС дорівнює зміщенню тарілки клапана щодо сідла m_δ , тоді:

$$m_\delta \equiv AC \equiv \left[\left(\frac{l}{2} + l_1 \right) \tan \gamma + \frac{d}{2} \right] \frac{\delta}{l} \quad (1.2)$$

де d - діаметр тарілки клапана, мм;

l - довжина напрямної втулки, мм;

l_1 - довжина виступає з втулки частини клапана, мм;

γ - кут фаски клапана;

δ - величина зазору в з'єднанні клапан - напрямна втулка, мм.

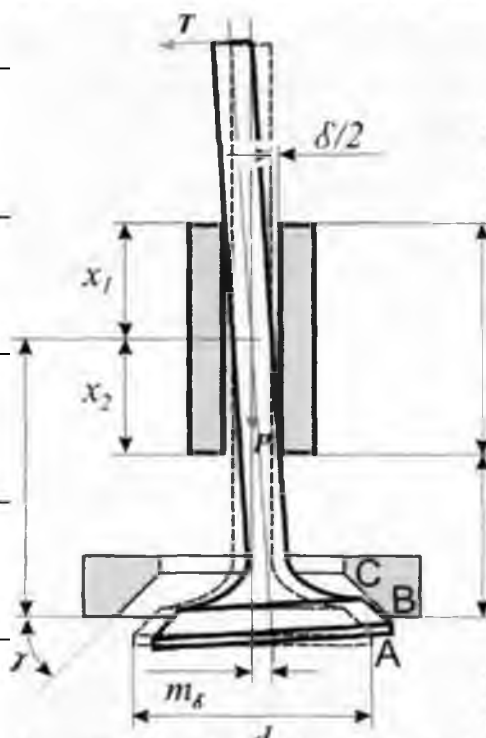


Рис. 1.1 Розрахункова схема для визначення перекосу клапана у

напрямній втулці та випередження першого дотику тарілки клапана з сідлом

У дослідженні показано, що зазор у сполученні напрямна втулка - клапан істотно впливає на швидкість зношування клапанних сполученнях. Сили, що діють на втулку з боку клапана, зростають зі збільшенням частоти обертання колінчастого валу і теплового зазору в механізмі, і знаходяться у зворотній залежності з величиною зазору напрямна втулка клапан, що пояснюється меншим часом контакту стебла клапана з втулкою при збільшеному зазорі.

У роботі [26] проведено розрахунок взаємного розташування клапана та коромисла з метою забезпечення рівномірного розподілу сил, що діють на напрямну втулку. У роботі отримано рівняння, що встановлює зв'язок між довжиною втулки s і виступом торця клапана над втулкою l_0 яке, крім використання при проектуванні, може представляти цінність також і при оцінці геометричних співвідношень деталей клапанної групи при ремонті:

$$s^4 + 1.75l_0s^3 - 10.5l_0^2s^2 - 29l_0^3s - 20l_0^4 = 0 \quad (13)$$

У роботі [7] проведено дослідження повторного відкриття (відскоків) клапана після його посадки в сідло в залежності від частоти обертання розподільчого валу та величини теплового зазору у приводі клапана. У результаті експериментів, проведених на двигуні Д-240, встановлено, що абсолютні значення величин відскоків непостійні і від циклу до циклу в 1,5...2 рази. Збільшення частоти обертання розподільного валу викликає збільшення висоти відскоків і досягає при тепловому зазорі 0,25 мм, $n = 2400$ хв⁻¹ для впускних клапанів 0,27 мм; для випускних - 0,15 мм. Збільшення зазору в клапанному приводі в 2, 2 рази (до 0,55 мм) призвело до збільшення висоти відскоку впускного клапана на режимі $n = 2400$ хв⁻¹ в 1,6 ... 2,8 рази, випускного - в 1,4 ... 2,1 рази порівняно з висотою відскоку клапанів за номінального теплового зазору. Абсолютні значення висоти відскоку при цьому досягають відповідно 0,4-0,7 мм і 0,2-0,4 мм.

Збільшенню зазору в парі втулка-клапан є конструктивна схема приводу клапана, характерна для всіх вітчизняних двигунів сільськогосподарської техніки. Привід здійснюється через коромисло, кінематика якого зумовлює додаток сили до торця клапана на початку і кінці підйому не співвісно, а зі зміщенням порядку 2,3 - 2,5 мм (для двигуна Д-242).

У роботі [31] проведено дослідження динаміки механізму газорозподілу двигуна ЗИЛ-130 з урахуванням бічних переміщень клапана за п'яти масовою математичною моделлю. Показано, що на клапан діє згинальний момент, що викликає коливання клапана в межах зазору з основною частотою 630 Гц. При

цьому мають місце три яскраво виражені перекладки клапана, які відповідають наступним точкам по куту повороту розподільного валу:

- моменту силового замикання кінематичного ланцюга;
- момент зміни знаку прискорень;
- моменту посадки клапана на сідло (спостерігається лише за підході клапана до сідла з перекосом).

Пікові значення навантаження на втулку з боку клапана можуть становити 50...80 кГс.

Показано для двигуна ЗІЛ-130, що при максимальному зміщенні осі плями контакту по клапану за його вісь 3,5 мм, $n = 3200$ об/хв, непаралельності торців пружини 1,2 мм та зазорі у напрямній втулці 0,6 мм, максимальне - значення бокового прискорення клапана становить 2800 м/с^2 в момент посадки клапана на сідло - $1200-1800 \text{ м/с}^2$.

Зменшення як вертикальних, так і бічних складових прискорення клапана можна досягти за рахунок збільшення коефіцієнта демпфування коливань клапанної пружини, посиленням допусків на паралельність торців пружини, зменшенням відхилень розташування осі плями контакту від осі клапана в критичних точках.

У положення щодо руху клапана у втулці досліджуються в роботі [22] для двигуна СМД-14 (рис. 1.2):

- контакт клапана з втулкою має місце переважно у площині хитання коромисла;

- протягом значної частини робочого ходу клапана контакт стебла клапана з втулкою відбувається в нижній частині втулки з боку осі коромисла.

Цим пояснюється несиметричний характер зношування втулки. Додатковий вплив фактору ковзання деталей, що контактують, в умовах граничного тертя сприяє підвищеному зносу цієї зони втулки.

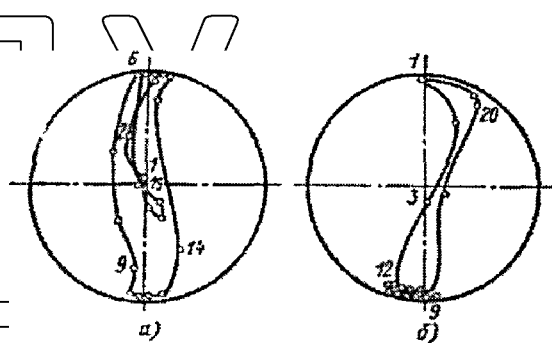


Рис. 1.2 Траєкторія руху осі клапана: а - у верхньому (I), б - у нижньому поясі (III) (1,2,3,6,9,12,14,19,20 - точки, що визначають кут повороту розподільчого валу)

Характер переміщень клапана у напрямній втулці визначає знос сполучення і в основному залежить від конструкції головки блоку, кінематичного ланцюга приводу клапана, динаміки приводу клапана.

1.2. Технічні вимоги до ремонту деталей клапанної групи

Існуючі вимоги до ремонту деталей клапанної групи включають:

- вимоги на розбирання та миття;
- вимоги на дефекацію деталей та сполучень;
- вимоги на виконання технологічних операцій механічної обробки/відновлення деталей та сполучення;
- вимоги на складання.

Вимоги, що пред'являються на миття деталей загальні, якість очищення та миття регламентується ГОСТ 18206 - 72. При розбиранні слід дотримуватися прийнятої на підприємстві технології, застосовувати справні пристосування, заміни та інструмент, що дозволяють дотримуватися правил техніки безпеки та деталей від пошкоджень.

Вимоги на дефекацію деталей клапанної групи вітчизняних та зарубіжних двигунів наведені у таблицях 1.3, 1.4 [9, 19-23].

У наведених вимогах як для вітчизняних, так і зарубіжних двигунів задані всі необхідні параметри: лінійних розмірів деталей, значень зазорів і натягів у поверхнях, що сполучаються, чистоти поверхні (Ra) та ін. Як видно з наведених

даних, поля допусків (в т.ч. граничних) на розміри основних деталей приблизно однакові.

Деякі зарубіжні двигуни мають жорсткіші допуски на параметри, що забезпечують позиціонування деталей клапанної групи:

- биття робочої фаски клапана (0,007 мм),

- відхилення від співвісності робочої фаски сідла щодо напрямної втулки (0,025 мм),

- допустима не перпендикулярність опорної поверхні головки під сідло до осі напрямної втулки (до 0,013 мм),

- глибина пришліфованої частини сідел клапанів (до 0,254 мм).

У той же час, присутні явно необґрунтовано жорсткі вимоги, наприклад, для двигуна 8-680 - діаметр отвору напрямної втулки задається з точністю до 10^{-4} мм.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Таблиця 1.2

Основні дефекти деталей механізму газорозподілу двигунів

Двигун/параметр	ЯМЗ-236, ЯМЗ-238		Д-240, Д-245		СМД- 14, 18		СМД-60, 62, 64, 72		А-01М	
	Впуск	Випуск	Впуск	Випуск	Впуск	Випуск	Впуск	Випуск	Впуск	Випуск
Допустиме знос стрижня клапана, мм	11,92	11,88	10,87	10,87	10,88	10,80	11,88	11,84	11,86	11,89
Биття робочої фаски клапана, не більше мм	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	Н.д.	Н.д.
Биття торцевої поверхні стрижня, не більше	Н.д.	Н.д.	0,03	0,03	0,03	0,03	0,05	0,05	0,03	0,03
Мінімальна допустима висота вогневого поясу тарілки, мм	0,5	0,5	0,5	0,5	0,75	0,75	0,5	0,5	0,5	0,5
Кут робочої фаски, град	30°	45°	45°	45°	45°	45°	30°	45°	45°	45°
Мінімальна допустима висота клапана, мм	155,5	155,5	158	158	Н.д.	Н.д.	Н.д.	Н.д.	Н.д.	Н.д.
Ширина робочої фаски, мм	2,0...2,5	1,5...2,0	1,5...2,0	1,5...2,0	1,5...2,2	1,5...2,2	1,9+0,4	1,9+0,4	1,5...2, 2	1,5...2, 2
Допустимий нанесення отвору втулок, мм	12,06	12,06	11,07	11,07	11,08	11,08	12,08	12,08	12,09	12,09

Натяг у поєднанні «втулка – ГБЦ», мм	0,016 ..0,039	0,016 ...0,039	0,030 ,,0,078	0,030 ..0,078	0,018 ..0,073	0,018 ..0,073	0,010 ..0,062	0,010 ..0,062	0,018 ..0,062	0,018 ..0,062
Виступ торця втулки над опорною площиною під пружину, мм	28,5+0,2 5	31+0,31	31,0 ^{4,0}	31,0 ^{+,10}	26,25.. 27,18	26,25.. 27,18	Н.д.	Н.д.	11,2.. 11,8	11,2.. 11,8
Просідання клапана щодо площини ГБЦ, мм:	1,1..2,2	1,6..2,7	1,6...2,1	1,6...2,1	1,65- 2,5	0,15- 1,5	0,25...2, 80	0,45...3, 00	1,05.. 1,7	1,55.. 2,1
Натяг у сполучення сідло-головка блоку, мм	Н.д-	Н.д.	0,13	0,11	0,040.. 0,107	0,030.. 0,086	0,020.. 0,105	0,020.. 0,105	-	0,040.. 0,105
Відхилення від співвісності робочої фаски сідла щодо напрямної втулки, мм	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,06	0,06
Довжина пружини у вільному стані, мм (допустима)	74,0- зовн.	63,0- внутр.	64,0- зовн.	58,5- внутр.	70+0,75 - зовн.	67+0,75 - внутр.	Н.д.	Н. д.	74,0- зовн.	63,0- внутр.
Довжина пружини, мм під навантаженням, 11	56,0 мм при 245+15 Н	50,0 мм ' при 125+7,4 II	- 54,0 мм при 174+14 II	43,5 мм при 88,6+7 11	57,0 мм при 198+13 11	55,0 мм при 81,5+5 II	37,0 мм при 446+27 II	37,0 мм при 256+15 II	56,0 мм при 245+15 II	50,0 мм при 125^7,4 Н

НУБІП України

Центр

00

Таблиця 1.3

Двигун/параметр	Caterpillar 3114, 3116, 3126		Renault Premium MIDR 400		Renault Magnum 420		Huta SW 680		Cummins B-series	
	Впуск	Випуск	Впуск	Випуск	Впуск	Випуск	Впуск	Випуск	Впуск	Випуск
Допустиме знос стрижня клапана, мм	7,965	7,965	Н.д.	Н.д.	Н.д.	Н.д.	10,992	10,954	Н.д.	Н.д.
Биття робочої фаски клапана, не більше мм	0,02	0,02	Н.д.	Н.д.	Н.д.	Н.д.	0,007 (0,013- доп)	0,007 (0,013- доп)	Н.д.	Н.д.
Мінімальна допустима висота вогневого поясу тарілки, мм	2,51	2,03	Н.д.	н.д.	4,15*	3,04*	1,0	1,0	0,79	0,79
Кут робочої фаски, град	29°30'	45°	29°37'	44°37'	29°30'	29°30'	30°+5'	30°+5'	30°	45°
Висота клапана, мм	Н.д.	Н.д.	185,2 ^{10'} 6	185,2 ^{11'} 0	Н.д.	Н.д.	Н.д.	Н.д.	Н.д.	Н.д.
Ширина робочої фаски сідла, мм	2,0...2,5	1,5...2, 0	1,6...2,5	1,6...2,3	1,5...2,2	1,5...2,2	1,9+0,2	1,9+0,2	1,5.,,2,0	1,5. ,,2,0
Допустимий знос отвору втулок, мм	8,08	8,08	Н.д.	Н.д.	Н.д.	Н.д.	11,12	11,12	Н.д.	Н.д.
Натяг у поєднанні «втулка – ГБЦ», мм	Н.д.	Н.д.	0,005.. 0,034	0,005.. 0,034	0,007.. 0,041	0,007... 0,041	0,026... 0,051	0,026... 0,051	Н.д.	Н.д.

Виступ торця втулки над опорною площиною під пружину, мм	23+0,5	23+0,5	13,2.. 14,2	23,2.. 24,2	12,3.. 15,1	31,6.. 34,4	12,19.. 12,21	12,19.. 12,21	Н.д.	Н.д.
Просідання клапана щодо площини ГБЦ, мм	1,13..2,0 5	1,51..2, 22	0,64...0, 95	0,63...0, 95	0,8..1,1	1,0..1,3	Н.д.	Н.д.	0,99.. 1,52	0,99.. 1,52
Натяг у сполученні сідло-головка блоку, мм	0,078.. 0,122	0,076.. 0,112	0,070.. 0,111	0,060.. 0,101	0,056.. 0,116	0,050.. 0,110	0,089.. 0,113	0,076.. 0,102	Н.д.	Н.д.
Відхилення від співвісності робочої фаски сідла щодо напрямної втулки, мм	0,025	0,025	Н.д.	Н.д.	Н.д.	П. д.	0,025	0,025	0,05	0,05
Довжина пружини у вільному стані, мм (допустима)	71,0	81,0	81,1 - зовніш ня	69,8- внутр.	77,0 - зовніш ня	69,0- внутр.	63,5- зовнішня	54,1 внутр.	55,63	55,63
Довжина пружини, мм під навантаженням, Н	65,86 мм при 217+22 П	70,8 мм при 612+31 Н	47,5 мм при 798+56 Н	43,5 мм при 520r36 Н	46,2 мм при 750+38 Н	39,7 мм при 397+18 П	51,5 мм при 510+36П	48,1 мм при 275+20 Н	49,25 мм при 289,9.. 321 П	49,25 мм при 289,9.. 321 Н

НУБІП України

Центр наукових досліджень та інновацій

00

Деякі вищезгадані вимоги технологічно виконати, неможливо без застосування сучасного високоточного обладнання. Причому, якщо вимоги до дефекції деталей вітчизняних двигунів допускають при складанні притирання клапанів, всі закордонні вимоги категорично її забороняють. У технічних вимогах вказані верстати та пристрої, які необхідно використовувати для виконання відповідних робіт.

1.3. Технологічні процеси та обладнання для ремонту та відновлення деталей клапанної групи, відновлення герметичності клапанних пар

Важливий фактор, що впливає на якість ремонту машин – попередження дефектів тісно пов'язаних з методом ремонту і полягають у втраті точності взаємного розташування базових поверхонь. Відновлення герметичності клапанних пар - ряд взаємопов'язаних технологічних операцій, які повинні з вищевказаної причини розглядатися нерозривно та комплексно. У зв'язку з цим, забезпечення високої точності взаємного положення та якості обробки деталей клапанної групи є резервом збільшення довговічності клапанних сполучень.

1.4. Мета та завдання дослідження

Мета роботи - розробка комплексу технологічних методів та засобів контролю, спрямованих на підвищення точності позиціонування деталей клапанної групи при ремонті, забезпечення герметичності пару клапан – сідло, підвищення ресурсу роботи відремонтованих двигунів. До завдань дослідження входять такі роботи:

1. Проаналізувати робочу схему взаємодії зношених деталей клапанного механізму, яка враховує функціональні взаємодії складових ланок з метою визначення напрямів удосконалення технології їх ремонту.

2. Розробити комплект засобів вимірювань для дослідження параметрів деталей та сполучень клапанної групи.

3. Дослідити характерні особливості зношування деталей клапанної групи, що впливають на герметичність сполучень клапан-сідро, що надходять у ремонт головок блоку на прикладі дизелів Д-242, Д-245, Mielec SW-680.

4. Експериментально дослідити технологічні параметри рівня якості ремонту основних деталей та сполучень клапанної групи з урахуванням оптимальних показників відремонтованих двигунів.

5. Розробити рекомендації щодо вдосконалення технологічного процесу ремонту ГБЦ за рахунок підвищення точності взаємного розташування деталей та додаткових технологічних заходів.

6. Провести виробничу перевірку та техніко-економічну оцінку результатів досліджень.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ВДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ РЕМОНТУ ДЕТАЛЕЙ І СПОРУД КЛАПАННОЇ ГРУПИ

2.1. Аналіз впливу динамічних факторів, що діють у механізмі газорозподілу на утворення похибок форми деталей клапанної групи.

При дії теплових та динамічних навантажень у сполученнях клапан-сідло мають місце всі три види механічного зношування: абразивне зношування, зношування внаслідок пластичної деформації, зношування при крихкому руйнуванні. Першому виду зношування більш схильні до впускних пар, третьому - випускні. Як для впускних, так і випускних сполучення характерне зношування внаслідок пластичної деформації. Цей вид зношування визначається характером і напрямом впливу динамічних навантажень і переважно формує нерівномірне зношування контактуючих поверхонь сідла і клапана, що знижує герметичність у поєднанні.

Розглянемо механізм утворення відхилень від співвісності клапана та сідла в процесі експлуатації двигуна.

З аналізу апріорної інформації та практичних даних, отриманих автором:

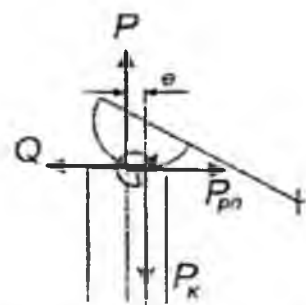
1. Найбільший відносний знос мають напрямні втулки клапанів.

2. Другим за величиною є знос контактних поверхонь сідла та тарілки клапана. Тут розглядається радіальне зношування і не враховується осевий, т.к. останній більшою мірою залежить від властивостей матеріалу контактуючих деталей та діючих теплових навантажень, ніж від втрати їх співвісності.

3. Найбільший знос спостерігається у певному перерізі механізму.

Кінематична схема приводу клапана більшості застосовуються в сільськогосподарській техніці двигунів визначає зміщення лінії контакту клапана з коромислом. Це призводить до появи згинальних зусиль, розташованих у площині гойдання коромисла. Розглянемо сили в сполученні клапан - коромисло, що діють у цій площині (рис. 2.1).

НУБІГ



їни

НУБІГ

Рис. 2.1. Схема сил, що діють у парі клапан-коромисло
Сили, прикладені за нормаллю до поверхні торця

$$P_K = P = P_r + P_{pr} + P_j \quad (2.1)$$

НУБІГ

де P_K - сила, що діє на торець клапана з боку коромисла; P_r - сила тиску газів; P_{pr} - сила реакції пружини; P_j - сила інерції клапанного комплексу. Через наявність початкового зміщення e точок програми, утворюється пара сил з моментом

$$M = e \cdot P_K = e \cdot P \quad (2.2)$$

НУБІГ

Тенденційні сили:

Q - сила тертя ковзання, що діє на торці клапана від сили P_K ;

P_{pr} - сила реакції пружини в радіальному напрямку.

НУБІГ

З точки зору забезпечення співвісності в клапанних сполученнях при протіканні робочого процесу, діючі сили можна поділити на що забезпечують та порушують співвісність

Забезпечує співвісність сила пружності пружини та точка її застосування.

НУБІГ

Цей фактор залежить від жорсткості пружини (в т.ч. у радіальному напрямку), конструктивних параметрів пружини та стану її опорних поверхонь, наявності деталей центрування, конструктивних параметрів деталей фіксації клапана. У лабораторних умовах проведено оцінку бічної жорсткості пружин двигуна Д-245

Для нових пружин бічна жорсткість складала $9 \pm 0,5$ Н/мм (зовнішня), $6 \pm 0,3$ Н/мм

НУБІГ

(внутрішня). Для пружин, що були в експлуатації, бічна жорсткість знижується в середньому на 10...20% на величину до 7,5 Н/мм та 4,8 Н/мм для зовнішніх та внутрішніх пружин, відповідно. Зниження бічної жорсткості сприяє збільшенню

амплітуди бічних коливань клапана у втулці, збільшення прискорення при посадці, тривалість посадки клапана

При стисканні кінцеві витки пружини переміщуються на величину

$$\lambda_N = \frac{4PDn\sin^2\alpha}{Ed^2} \quad (2.3)$$

де P - сила, що діє на пружину, Н; D - середній діаметр пружини, мм, n - число витків пружини; α - кут повороту нормального поперечного перерізу витка пружини до площини, що проходить через вісь пружини, град;

E - модуль пружності матеріалу пружини (для сталі $E = 2 \cdot 10^6$ кГ/см²);

d - діаметр дроту пружини.

Для пружин двигунів Д-245 λ_N становить 0,05 мм/об. р.в. (зовнішня) та 0,06 мм/про. р.в. (внутрішня). Таким чином, при частоті обертання колінчастого валу $n = 2400$ об/хв, зовнішня пружина зробить 0,6 об/хв, внутрішня - 1 об/хв. Це

справедливо за відповідних, сприяють обертанню, умов контакту пружини з

поверхнями головки та тарілки. При цьому центрування клапана буде забезпечене найкращим чином.

У разі відсутності обертання пружини, тангенціальні сили, що виникають на контактуючих поверхнях торцевих витків від стиску пружини, викликають

нерівномірне зношування поверхонь. Це призводить до зміщення точки

докладання сили реакції пружини від центру, відповідного конструктивно заданої осі клапана, втулки та сідла. Таким чином, в процесі зношування торцевих поверхонь клапанних пружин і зниження жорсткості пружин,

відбувається порушення співвісності клапана.

До порушників співвісності можна віднести такі сили:

- пара сил P_e та сила тертя Q , що діють на торць клапана з боку коромисла;

- сила тиску потоку газів, що входять або виходять з камери згорання у початковий момент відкриття через клапанну щілину.

Сили тиску потоку газів залежать від режимів роботи двигуна та геометричних параметрів клапанів та головки блоку. Відповідно до характеру

знос у напрямній втулки (яскраво виражений місцевий односпрямований знос) можна зробити висновок, що в загальному випадку домінуючими є сили, що діють на торець клапана з боку коромисла.

Розглянемо сили реакції, що виникають у напрямній втулці. Момент пари сил, наведений до довжини втулки:

$$M_{BT} = \frac{b \cdot P}{L_{BT}} \quad (2.4)$$

Сили реакції у втулці спрямовані у протилежний бік та складають:

$$R_{p1} = -R_{p2} = \frac{b \cdot P}{L_{BT}} \quad (2.5)$$

Сили тертя:

$$F_{TP1} = R_{p1} \cdot f_1 \quad (2.6)$$

$$F_{TP2} = R_{p2} \cdot f_2 \quad (2.7)$$

де f_1, f_2 -коефіцієнти тертя ковзання, відповідно у верхній і нижній частині втулки. Згідно досліджень [32], контакт клапана з втулкою відбувається в умовах напіврідного тертя у верхній частині, та напівсухого - у нижній частині напрямної. Користуючись довідковими даними [54], приймаємо $f_1 = 0,08, f_2 = 0,3$.

Основні труднощі дослідження впливу конструктивних параметрів на тертя між клапаном і коромислом полягає в тому, що коефіцієнт тертя в цьому поєднанні змінюється по ходу клапана, а достатніх відомостей про закон його зміни немає. Одна з умовних оцінок – коефіцієнт питомого ковзання торця клапана. Тоді сила тертя Q , що діє на торець клапана з боку коромисла:

$$Q = \mu \cdot \lambda_T P_K \quad (2.8)$$

де μ - коефіцієнт тертя ковзання в поєднанні клапан - коромисло. Для конструкцій, що не передбачають додаткових заходів для зм'ясування сполучення, контакт відбувається в граничних умовах напіврідного та напівсухого тертя [45], приймаємо $i = 0,08 \dots 0,1$.

Коефіцієнт питомого ковзання торця клапана λ_T :

$$\lambda_T = \pm \frac{r-y}{R \cos \beta} = \pm \frac{r-y}{r_K + h-y} \quad (2.9)$$

Зміна коефіцієнтів питомого ковзання торця клапана λ_T і коромисла λ_K в залежності від переміщення клапана показано на рис. 3.2.

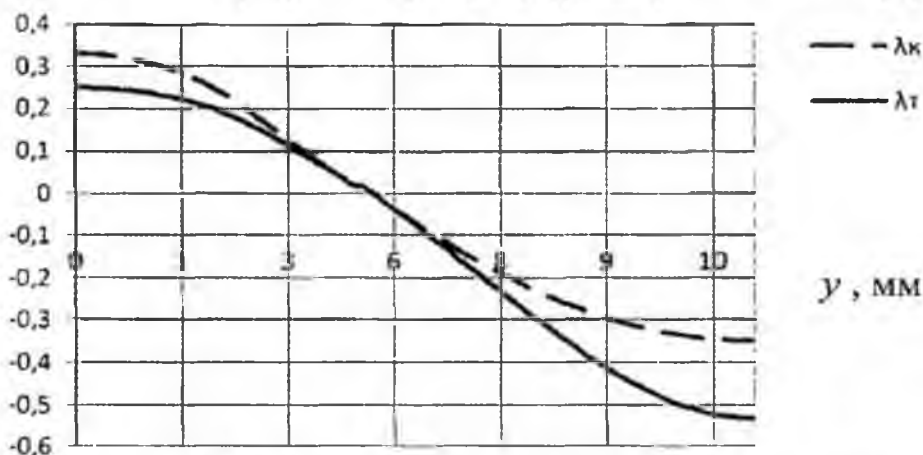


Рис. 2.2 Зміна коефіцієнтів питомого ковзання торця клапана λ_T та коромисла λ_K в залежності від переміщення клапана.

Сили реакції у втулці від дії сили тертя Q становлять:

$$R_{Q1} = Q \cdot \left(\frac{L_{BT} + h_{TBT} - y}{L_{BT}} \right) \quad (2.10)$$

$$R_{Q2} = Q \cdot \left(\frac{h_{TBT}}{L_{BT} + L_{BT} - y} \right) \quad (2.11)$$

Сили тертя:

$$F_{TP1} = R_{Q1} \cdot f_1 \quad (2.12)$$

$$F_{TP2} = R_{Q2} \cdot f_2 \quad (2.13)$$

Розрахунок сил реакції втулки проведено для випускного сполучення двигуна Д-245 при частоті обертання $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$. Закон підйому штовхача, заданий у табличній формі та вихідні дані наведені в додаток. Результати розрахунку представлені у таблиці 2.1 та на рис. 2.3.

Таблиця 2.1

Результати розрахунку сил реакції та тертя у напрямній втулці двигуна Д - 245 (пікові значення)

Параметр	$P-e, Н$		$O, Н$	
	$e_0=2,3$	$e_0=3,0$	$\mu=0,08$	$\mu=0,1$
Верхня частина напрямної втулки				
$R, Н$	195,6	256,1	202,0	237,4
$F_{тр} Н$	15,6	20,5	35,3	62,6
Нижня частина напрямної втулки				
$R, Н$	195,6	256,1	40,0	59,8
$F_{тр} Н$	58,7	76,9	20,2	38,1

Пікові значення сил реакції у втулці від дії сили тертя контакту коромисла - клапан і моменту пари сил, приблизно рівні (досягають 200 Н), мають місце в першій половині підйому клапана та спрямовані протилежно.

Сили тертя та реакції втулки зростають пропорційно значення зміщення e точки контакту коромисла - клапан та коефіцієнту тертя μ в цьому поєднанні. Так, при збільшенні e на 0,7 мм сили реакції в втулці збільшуються в 1,6 рази, сили тертя - в 1,3 рази. Відповідно, швидкість зношування отворів напрямних втулок при цьому зміщенні збільшиться приблизно на 30%.

Після напідфування торця клапана коефіцієнт тертя μ може збільшитись з 0,08 до 0,1. Це призводить до збільшення сил тертя на період припрацювання пари до 2 разів.

Нерівномірність зношування отвору втулки визначається балансом діючих сил, які, у свою чергу, задаються відхиленнями від оптимальних співвідношень μ і e . З урахуванням сил тертя, що виникають на поверхні втулки, з отриманих графіків можна припустити, що зношування отвору втулки відбуватиметься з поворотом її осі в нижній частини у бік осі коромисла.

При зносі напрямної втулки та зниженні зусилля пружин зі збільшенням амплітуди поперечних коливань клапана зростають бічні навантаження клапан.

Це викликає появу розривів кінематичного ланцюга та передчасну посадку клапана на сідло з перекосом. Перший зіткнення клапана з сідлом сконцентровано в точці, підвищені питомі навантаження зумовлюють локальне зношування контактуючих поверхонь.

При балансі розподілу діючих сил, що встановився, напрям зносу сідла клапана збігається з напрямком зносу втулки. В результаті сідло клапана набуває овальної форми, клапан внаслідок обертання має форму близьку до кола. Розбіжність контактуючих поверхонь призводить до утворення мікрощілин у поєднанні та погіршення герметичності.

Взаємне положення торця клапана та осі коромисла при конструюванні механізму газорозподілу визначається:

- величиною усунення e з умови $j_{\delta} \rightarrow \min$ (де j_{δ} - величина мінімально можливого бокового прискорення клапана);

- величиною h із умови $S_m \rightarrow \min$ (де S_m - сумарний теоретичний шлях ковзання коромисла по клапану). Ця умова задовольняється за $h = (1/2 \dots 1/3) H_k$, де h - відстань від торця клапана до осі коромисла, H_k - хід клапана.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІ
НУБІ

НУБІ

НУБІ

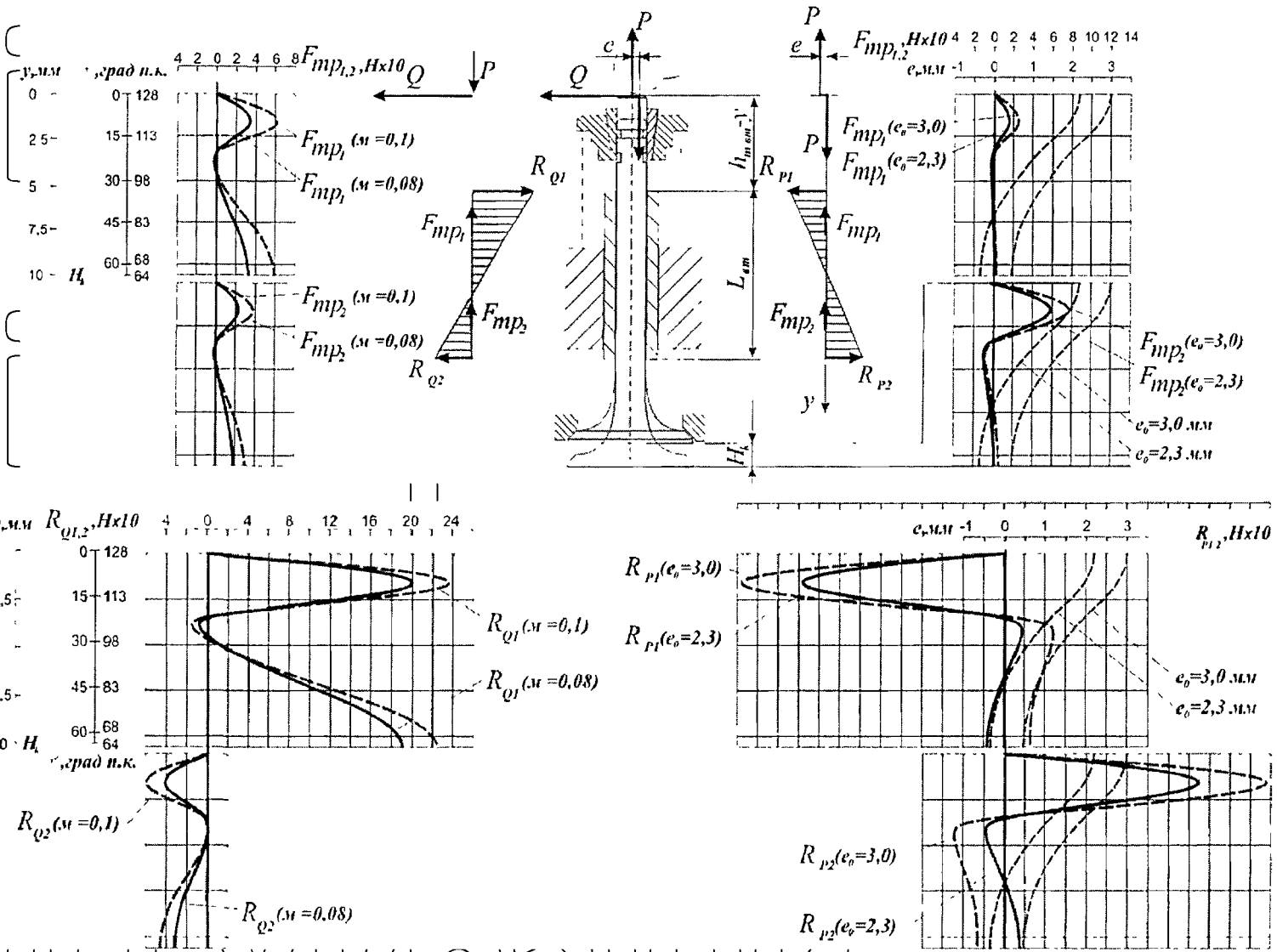


Рис. 2.3 Сили, що викликають коливальні рухи кланана у втулці, реакції та сили тертя, що виникають у напрямній втулці

У процесі капітального ремонту головок блоку напрямні втулки замінюються на нові. При цьому існує можливість появи похибки установки направляючої втулки та відхилення осі отвору від теоретичної базової осі внаслідок:

- відхилень осі отвору в головці для встановлення втулки,
- несумісності зовнішньої та внутрішньої поверхонь втулки,
- зміщення кута установки втулки при ремонті (ушкодження поверхні отвору в головці при розпресовуванні втулки, різнотовщинність втулки та ін.).

Це спричинить з одного боку, підвищений знімання матеріалу сідла при обробці (зменшення h та ресурсу роботи сідла), з іншого – відхилення положення торця клапана від оптимального задано конструктиву (Зміна e і порушення рівномірного контакту з коромислом по лінії).

Зазначене погіршує умови функціонування клапанного механізму, знижує ресурс роботи деталей клапанної групи.

Після ремонту деталей клапанної групи на клапан діє позакентрове навантаження, що виникає за рахунок наступних положень:

1. Конструктивне вихідне зміщення та переміщення лінії контакту коромисла по торцю стебла у роботі.

2. Відхилення напрямку руху клапана від геометричної осі напрямної втулки внаслідок конструктивних зазорів та зносу втулки. Виникає додаткове бічне зусилля складається з зусиллям п.1

3. Відхилення осі напрямної втулки внаслідок відхилень осі отвори в головці для встановлення втулки, несумісності зовнішньої та внутрішньої поверхонь втулки, зсув кута установки втулки при ремонті (пошкодження поверхні отвору в головці при розпресовуванні втулки, різнотовщинність втулки та ін.).

Ці відхилення компенсуються в межах відхилень за п.2 та призводять до точкового контакту за певних умов (коли відхилення осі втулки менше відхилень за п.1). Так як відхилення за п.3 може бути в довільному напрямку, то вектори бічних зусиль за п.1 та п.3 складаючись, дають результуючий вектор зусилля.

Внаслідок цього, площина максимального зносу опорної втулки та поверхонь сідла та тарілки клапана зміщуватиметься від площини сойдання коромисла.

Для деталей машин, що працюють із неминучим зносом, обмежують допустимі тиски величинами, встановленими для цих умов. Розрахунок на основі подібності використовує емпіричні статечні функції між контактною напругою σ_k та зносостійкістю, вираженою через шлях S_m тертя:

$$\sigma_k^m \cdot S_m = const \quad (2.14)$$

У більшості деталей машин показник ступеня набуває значення від 1 до

3. Для умов роботи сполучення зі змащенням $m = 2,8$.

Розрахунок σ_k і S_m і S_m проведено за формулами:

$$\sigma_k = 0,59 \sqrt{\frac{P}{b} \cdot \frac{1}{\frac{1}{E_k} + \frac{1}{E_{кл}}}} \quad (2.15)$$

де b - довжина лінії контакту, мм; r_k - радіус закруглення поверхні бойка

коромисла, мм, $E_{ккл}$ - модулі пружності матеріалів коромисла та клапана (для сталі $E = 2 \cdot 10^6$ кг/см²).

$$S_m = \frac{1}{R \sin \beta} \left(\frac{H^2}{2} - H_r h + h^2 \right) \quad (2.16)$$

де R - плече коромисла з боку клапана, мм; β - кут нахилу плеча коромисла до осі клапана.

Контактне напруження в парі тертя-клапан - коромисло двигуна Д-245 $\sigma_k = 180$ Н/мм². Шлях тертя S_m з урахуванням зазорів у напрямній втулці та

перекосів клапана за рахунок відхилення осей втулки, які можуть досягати для двигуна Д-245 значення 0,7 мм за радіальною та 0,17 мм за осьовою складовою збільшується з 0,37 мм до 0,48 мм, тобто на 30%. Таким чином, при збереженні контактної напруги зносостійкість сполучення знижуватиметься на 20%.

Таким чином, в результаті оцінки чинних у механізмі газорозподілу факторів, можна виділити такі основні становища.

1. Кінематична схема приводу клапана більшості застосовуються в сільськогосподарській техніці двигунів визначає зміщення лінії контакту

клапана з коромислом. Це призводить до появи згинальних зусиль, розташованих у площині. гойдання коромисла та спрямованого зносу напрямних втулок клапанів. Після ремонту деталей клапанної групи може з'явитися

відхилення осі клапана у втулці від базової, що у ряді випадків викликає збільшення динамічних навантажень на напрямну втулку та зміна напрямки зносу напрямної втулки, клапана, сідла.

2. Сили тертя та реакції втулки зростають пропорційно значення зміщення e точки контакту коромисло - клапан і коефіцієнту тертя μ в цьому поєднанні. При збільшенні e на 0,7 мм швидкість зношування отворів напрямних

втулок збільшиться приблизно на 30%. Збільшення коефіцієнта тертя та, після шліфування торця клапана з 0,08 до 0,1 призводить до збільшення сил тертя на період опрацювання пари до 2 разів.

3. Нерівномірність зношування отвору втулки визначається балансом діючих сил, які, у свою чергу, задаються відхиленнями від оптимальних співвідношень μ і e . З урахуванням сил тертя, що виникають на поверхні втулки, внаслідок аналізу проведеного розрахунку, висловлено припущення, що зношування отвору втулки відбуватиметься спрямовано з поворотом її осі в нижній частині в бік осі коромисла.

4. Динамічні навантаження, що діють у механізмі газорозподілу, що впливають на нерівномірність зносу і, отже, знижують герметичність у поєднанні сідло-клапан, можуть бути зменшені при ремонті деталей клапанної групи за рахунок:

- покращення параметрів якості контактних поверхонь коромисла та клапана шляхом запровадження операцій доведення, забезпечується зниження μ .

- мінімізації відхилень лінії контакту клапана з коромислом від оптимальних (конструктивно заданих) за рахунок підвищення точності

встановлення клапана щодо базової осі; забезпечуються оптимальні значення e, S_m .

2.2. Побудова узагальненої розрахункової схеми

Узагальнена схема характеризує зміну координат математичних описувань точки контакту клапана з сідлом С та коромислом D при повороті клапана у втулці на кут φ (рис. 3.4)) Прийняті позначення: R_c - радіус сідла (виліт ріжучого інструменту); h_c - відстань від сідла до найближчого (нижнього) торця втулки; $L_{вт}$ - довжина втулки.

Клапан повертається щодо центру O на кут φ (де $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$) сумарний кут повороту).

У загальному випадку,

$$\bar{x} = x \cdot \cos \varphi + y \cdot \sin \varphi \quad (2.17)$$

$$\bar{y} = -x \cdot \sin \varphi + y \cdot \cos \varphi \quad (2.18)$$

де x, y, \bar{x}, \bar{y} - координати точок до і після повороту. $x_c = R, y_c = h_c +$

$(1 - n) \cdot L_{вт}$

Тоді зміщення точки С контакту клапана та сідла

- радіальне

$$P_{C\Sigma} = \bar{x} - x = R_c \cdot \cos \varphi + (h_c + (1 - n) \cdot L_{вт}) \cdot \sin \varphi - R_c \quad (2.19)$$

- осьове

$$O_{C\Sigma} = y - \bar{y} = (h_c + (1 - n) \cdot L_{вт}) - (h_c + (1 - n) \cdot L_{вт}) \cdot \cos \varphi - R_c \cdot \sin \varphi \quad (2.20)$$

Сумарне зміщення

$$P_{C\Sigma} = \sqrt{P_{C\Sigma}^2 + O_{C\Sigma}^2} \quad (2.21)$$

Зміщення точки D контакту торця клапана та коромисла:

Тут $x_D = 0, y_D = n \cdot L_2 + L_3$

- радіальне

$$P_{D\Sigma} = \bar{x} + x = (n \cdot L_{вт} + h_{m\text{ вт}}) \cdot \sin \varphi \quad (2.22)$$

- осьове

$$O_{D\Sigma} = y - \bar{y} = (n \cdot L_{вт} + h_{m\text{ вт}}) - (n \cdot L_{вт} + h_{m\text{ вт}}) \cdot \cos \varphi \quad (2.23)$$

На рисунку:

$O_1 - \theta_1$ - вісь базової поверхні втулки (отвори в СБД під втулку)

$O_2 - \theta_2$ - вісь отвору втулки, зміщена на кут (φ_1 - в результаті похибок

виготовлення втулки, проведення операцій ремонту (Запресування, розгортання).

$O_3 - \theta_3$ - вісь стебла клапана, зміщена на кут (φ_2 - внаслідок наявності

зазору, похибок форми отвору втулки та похибок форми стебла клапана).

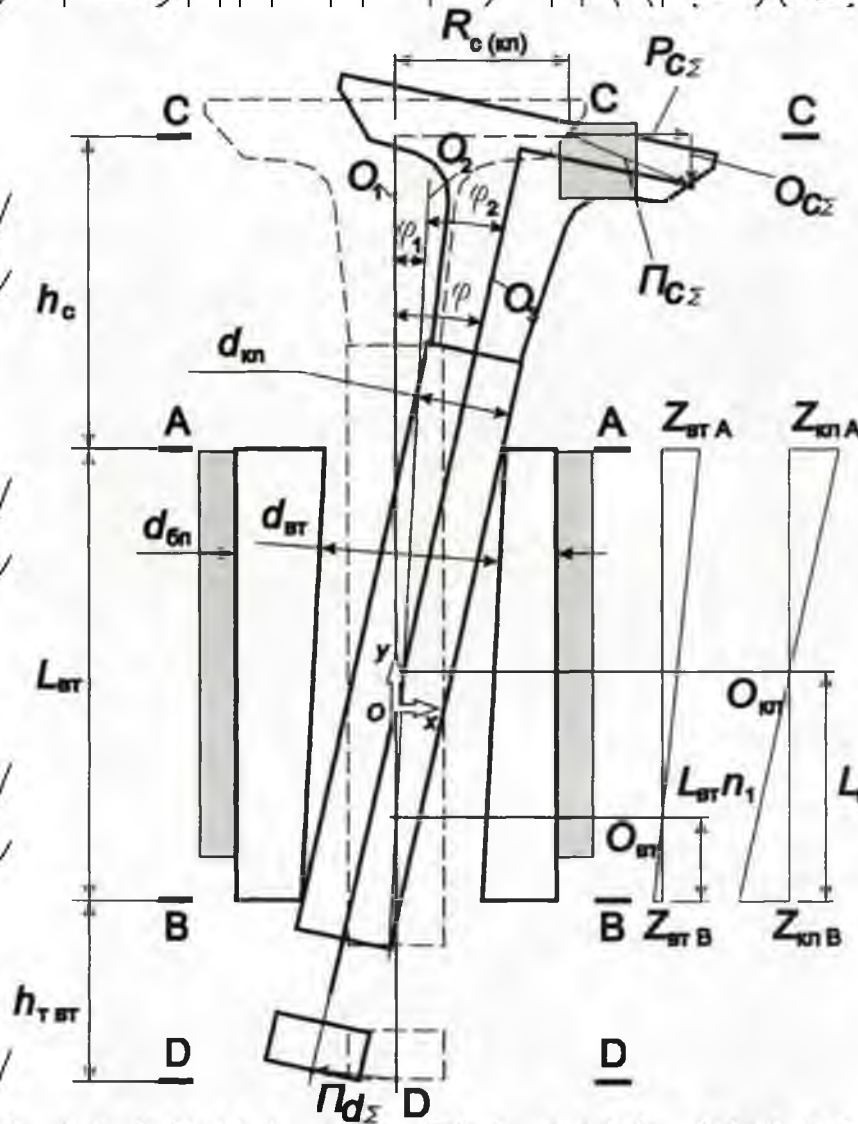


Рис. 2.4 Узагальнена розрахункова схема повороту клапана (центруючого блоку ріжучого інструменту) у втулці

НУБІП УКРАЇНИ

Центри повороту осей задані коефіцієнтами n_1 і n_2 відповідно для O_2 – O_2 (та $O_3 - O_3$ щодо $O_1 - O_1$). Напрямок відліку координати центру n – від

площини А - А. Коефіцієнт центру сумарного повороту осі клапана щодо осі базової поверхні (отвір у голівці під втулку) обчислюється за такою формулою:

НУБІП УКРАЇНИ

$$n = \frac{Z_{кЛА} + Z_{вТА}}{Z_{кЛА} + Z_{вТА} + Z_{вТВ}} \quad (2.24)$$

де $Z_{вТА}$, $Z_{вТВ}$ - зміщення осі отвору втулки щодо осі базової поверхні у перерізах А та В відповідно;

НУБІП УКРАЇНИ

$Z_{кЛА}$, $Z_{кЛВ}$ - зміщення осі стебла клапана щодо осі отвору втулки в перерізах А і В відповідно;

Для кожного з перерізів, що розглядаються:

$$Z_{\Sigma i} = \overline{Z_{вТА(В)}} + \overline{Z_{кЛА(В)}} = \sum_{iA(В)} C_i (e m_i + a_i t_i) - a_{\Sigma t_{\Sigma}} \quad (2.25)$$

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Програма та структурна схема досліджень

Відповідно до мети та завдань дослідження робота складається з наступних взаємопов'язаних етапів:

1. Аналіз робочої схеми взаємодії зношених деталей клапанного механізму з урахуванням функціональних параметрів взаємодії складових ланок: вплив динамічних факторів, що діють у механізмі газорозподілу на утворення похибок форми деталей клапанної групи.

2. Дослідження технологічних параметрів рівня якості ремонту на основі аналізу точності взаємного положення деталей клапанної групи та базування різального інструменту.

3. Розробка комплекту засобів вимірювань для дослідження параметрів деталей та сполучень клапанної групи з підвищеною точністю. Розрахунок похибок виміру технологічних засобів. Оптимізація параметрів оцінки герметичності пар сідло-клапан.

4. Дослідження характерних особливостей зношування деталей клапанної групи, що впливають на герметичність пар клапан-сідло, що надходять у ремонт головок блоку (на прикладі дизелів Д-242, Д-245, Mielec SW-680).

5. Експериментальне дослідження технологічних параметрів рівня якості ремонту основних деталей та сполучень клапанної групи з урахуванням оптимальних показників відремонтованих двигунів. Розробка технологічних методів та засобів, що забезпечують підвищення якості ремонту та надійність герметизації клапанних сполучень.

6. Розробка рекомендацій щодо вдосконалення технологічного процесу ремонту деталей та сполучень клапанної групи.

7. Експериментальне дослідження технологічних параметрів обробки

сідла клапана на високоточному верстатному устаткуванні. Визначення математичної моделі процесу обробки сідла

8. Експериментальне дослідження точності позиціонування деталей клапанної групи за різних варіантів технологічного процесу ремонту.

9. Виробнича перевірка та впровадження результатів досліджень на практиці.

10. Економічна оцінка результатів роботи.

3.2. Загальна методика проведення роботи

Загальна методика досліджень передбачає виконання наступних етапів.

1. Теоретична оцінка факторів, що зумовлюють спрямоване зношування деталей механізму газорозподілу. Проводилася оцінка сил реакції в напрямній

втулці для випускного сполучення двигуна Д-245 при частоті обертання $n = 2200$ хв⁻¹. Закон підйому штовхача заданий в табличній формі. Розрахунок

проводився без урахування коливань деталей приводу, тому що має на меті

виявити основну спрямованість зносу робочих поверхонь деталей клапанної групи

2. Побудова розрахункової схеми точності взаємного розташування деталей клапанної групи, що враховує дійсні відхилення розмірів деталей та

аналіз геометричної точності базування для різних типів технологічного

обладнання. Розрахунок проводився один з використанням відомих залежностей теорії розрахунку розмірних ланцюгів (розрахунку допусків деталей) за

імовірнісним методом, і вперше застосований до вирішення задачі підвищення просторової точності взаємного положення деталей клапанної групи головок

циліндрів.

3. Розробка та виготовлення комплексу вимірювальних засобів для дослідження геометричних параметрів деталей клапанної групи проведена

автором на основі проведеного аналізу розмірів напрямних втулок та клапанів,

що застосовуються у двигунах сільськогосподарської. Розрахунок похибок

виміру проведено за стандартною методикою. Оптимізація параметрів оцінки

герметичності сполучення сідло-клапан проведена за розробленою методикою.

4. Вивчення ступеня та характеру зношування деталей механізму газорозподілу проводилося із застосуванням розроблених приладів та стандартного вимірювального інструменту за розробленими приватними методиками, що забезпечують високу достовірність отриманих результатів.

5. Розробка комплексу технологічних засобів та технологічних рекомендацій, що забезпечують високу точність взаємного розташування деталей клапанної групи при ремонті двигунів сільськогосподарської. Етап є результатом сукупності виконаних теоретичних досліджень та їх практичної реалізації на прикладі об'єктів дослідження.

6. Експериментальне дослідження та розробка математичної моделі забезпечення точності при обробці клапанних сідел із застосуванням сучасного спеціалізованого верстатного обладнання. Проводяться пошукові дослідження та досліди у виробничих умовах, які дозволять встановити характеристики деталей ГБЦ (геометричні параметри, ступінь зносу, матеріали та якість виготовлення встановлених та запасних частин), параметри технологічного обладнання та оснащення. Встановлюються межі зміни їх кількісних показників. Потім створюється експериментальне встановлення та робоче місце, укомплектоване обладнанням для фізичного моделювання процесу ремонту ЦПЦ. Експериментальна установка моделює різні режими механічної обробки, геометричні характеристики та взаємне розташування деталей та дозволить кількісно оцінити діючі фактори та результуючий показник – якість ремонту.

Як результуючий показник прийнята герметичність клапанних пар.

Показник P_n виявляється у кПа чи бар. Таким чином, якість технологічного процесу може бути виражена як

$$P_n = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_{10}) \rightarrow \max \quad (3.1)$$

Для розкриття невизначеності представленої виразом (3.1) застосовується відомий метод багатofакторного кореляційного аналізу. В результаті проведення вищезгаданого аналізу виявляється модель лінійної форми.

За даними дослідження встановлюються залежності для розрахунку параметрів процесу відновлення герметичності сполучення «сідро - тарілка

клапана» та режими обробки, обґрунтовуються можливість застосування вакуум-тестера для оцінки якості технологічного процесу. Завершуються дослідження розробкою технологічних рекомендацій щодо підвищення якості ремонту головок блоку.

7. Перевірка отриманих результатів дослідження здійснюється шляхом їхнього накладання на реальні об'єкти. Кількість об'єктів – не менше трьох. Результати перевірки оформлюються офіційними документами як актів.

3.3. Характеристика об'єктів дослідження

Як об'єкти дослідження обрані двигуни, що широко застосовуються в сільськогосподарській. Вибір об'єктів дослідження також продиктований великою кількістю головок блоку, що надходять у ремонт, саме цих марок.

Чотирициліндрові тракторні дизельні двигуни Д-242, Д-245 виробництва Мінського моторного заводу встановлюються на трактори Беларус-510/512, 520/522, -530/532, -570/572, -590/592, -821, МТЗ-1025.

Шестициліндрові дизельні двигуни Mielec SW680/59/8 встановлюються на передні навантажувачі L-34 Huta Stalowa Wola (Польща). Технічні характеристики дизелів представлені у табл. 3.1.

Двигун/параметр	Д-242	Д-245	Mielec SW680/59/8
Тип системи газообміну	без турбонадуву	з турбонадувом	з турбонадувом
Діаметр циліндра/хід поршня, мм	110/125	110/125	127/146
Номінальна потужність, кВт	46	77	162
Номінальна частота обертання, об/хв	1800	2200	2200

3.4. Обладнання для проведення мікрометражу деталей клапанної групи.

Вибір засобів вимірювання для мікрометражних робіт проводиться в залежності від номінальних розмірів, допусків на виготовлення, похибки

вимірювання, що допускається, і виконується за методикою [38], а також вимог до засобів вимірювання спостерігається випадкової величини x : ціна розподілу засобів виміру має перевищувати $1/5$ середнього квадратичного відхилення досліджуваного розподілу.

Достовірність подальших аналітичних розрахунків залежить від обсягу вибірки. Кількість об'єктів дослідження вибиралося згідно з ГОСТ 17510. Число об'єктів спостереження з довірчою ймовірністю $\gamma = 0,99$ дорівнює 85. Однак, в процесі експлуатації двигуна однойменні деталі та сполучення, навіть одного окремо взятого двигуна, зношуються неоднаково. Це відноситься насамперед до клапана і деталей, що з ним сполучаються - взаємна нерівномірність зносу цих деталей становить 70 - 90%. Тому, з метою визначення з достатньою точністю характеру та величини зносу деталей клапанної групи, приймаємо проведення дослідження 140 сполучень.

Досліджувані параметри деталей, засоби та методи вимірювань параметрів показані в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Технічні засоби та методика отримання вихідних даних

Деталь (сполучення)	Параметр, позначення		Одиниці виміру	Засіб виміру; Діапазон вимірювань; ціна ділення; похибка	Методика оцінки параметра
Напрямна втулка	Діаметр отвору прямої втулки, d_{em}		мм	Нутромір індикаторний НИ-10 - 18; 0,01; 0,005	Прямий вимір
НУЕ	Відхилення фактичної осі отвору від осі базової поверхні	Координата центру перетину осей, Y_{VT_0}	мм	Прилад КИ-28198; 0-1; 0,01; 0,005	Прямий вимір різновшчинності, розрахунок за приватною методикою
		Зміщення осей у перпендикулярній площині. максимальному зносу втулки, Z_{VT_B}	мм		
Клапан	Діаметр стебла $d_{кл}$		мм	Скоба мікрометрична 0-25; 0,01; 0,005	Прямий вимір
НМЕ	Биття фаски клапана щодо стебла $\delta_{кл}$		мм	Прибор КИ-28197; 0-1; 0,01; 0,005	Прямий вимір
	Макрогеометричні відхилення поверхні торця клапана, $\Psi_{тор}$		бал	Фотоапарат Fujifilm FinePix F40fd	Якісна оцінка за приватною методикою
Сідло	Максимальне биття фаски сідла щодо осі прямої втулки, δ_c		мм	Пристосування індикаторне NEWAY; 0-1; 0,01; 0,005	Прямий вимір
Бійок коромисла	Форма плями контакту, $\Omega_{кор}$		бал	Фотоапарат Fujifilm FinePix F40fd	Якісна оцінка за приватною методикою
Поєднання «сідло - клапан»	Вакуум метричний тиск у пружному поєднанні, P_{en}		кПа	Вакуум-тестер КИ-28229; 0 - (-100); 0,1; 0,05	Прямий вимір
НУЕ	Вакуум метричний тиск у негідпружинено поєднанні, P_{en}		кПа	Вакуум-тестер КИ-28229; 0 - (-100); 0,1; 0,05	Прямий вимір

Прийняті позначення основних параметрів мікрогеометрії та їх значення для досліджуваних двигунів наведено у таблиці 2.2 та рис. 2.2.

Параметр мікрогеометрії	Позначення	Д-245		SW-680	
		впуск	випуск	впуск	випуск
Відстань від нижньої торцевої поверхні напрямної втулки до площини ділильної кола сідла	h_c	33,3±0,5	33,2±0,5	36,6±0,2	37,3±0,2
Відстань від нижньої торцевої поверхні напрямної втулки до привал очної площині головки блоку	$h_{пл}$	37,2±0,5	37,2±0,5	39,1±0,2	39,1±0,2
Відстань від верхньої торцевої поверхні напрямної втулки до опорної площини під пружину	$h_{вт}$	31,5±0,5	31,5±0,5	12,20±0,01	12,20±0,01
Відстань від верхньої торцевої поверхні напрямної втулки до площини торця	$h_{твт}$	33±0,5	33±0,5	44,3±0,01	44,3±0,01
Відстань від опорної площини під пружину до площини торця клапана	h_t	64,5.0,9	64,5.0,9	56,5.0,3	56,5.0,3
Діаметр ділильної кола фаски сідла (фаски – клапана)	$D_{с(кл)}$	45,0±0,5	37,5±0,5	52,0±0,2	44,5±0,2
Внутрішній діаметр сідла (діаметр горловини)	$D_{сг}$	42,3.0,,	35.0,3	50,7±0,2	43±0,2
Зовнішній діаметр сідла	$D_{ст}$	48±0,05	40 ^{±0,05}	58 ^{±0,05}	50±0,05
Кут робочої фаски сідла (клапана)	$\alpha_{с(кл)}$	45°	45°	30°	30°
Довжина напрямної втулки	$L_{вт}$	84,5±0,4	84,5±0,4	69±0,3	69±0,3
Зовнішній діаметр напрямної втулки	$D_{вт}$	10 ^{±0,048} 1 ^{±0,027}	10 ^{±0,048} 1 ^{±0,027}	17 ^{±0,026} 17 ^{±0,052}	17 ^{±0,026} 17 ^{±0,052}
Діаметр отвору напрямної втулки	$d_{вт}$	11 ^{±0,027}	11 ^{±0,027}	11 ^{±0,0936} 11 ^{±0,0807}	11 ^{±0,0936} 11 ^{±0,0807}
Довжина клапана	$L_{кл}$	158.0,3	158.0,3	151,5.0,3	150,5.0,3
Діаметр тарілки клапана	$D_{клт}$	47.0,,	42.0,,	55.0,05	47,5.0,05
Діаметр стебла клапана	$d_{кл}$	11 ^{-0,032} 1 ^{-0,051}	11 ^{-0,040} 1 ^{0,070}	11 ^{+0,043} 11 ^{+0,030}	11 ^{+0,005} 11 ^{-0,008}
Просідання (-) або виступ (+) тарілки клапана щодо прилеглої площини ГБЦ	d	-1,6	-1,6	+0,9	+0,9

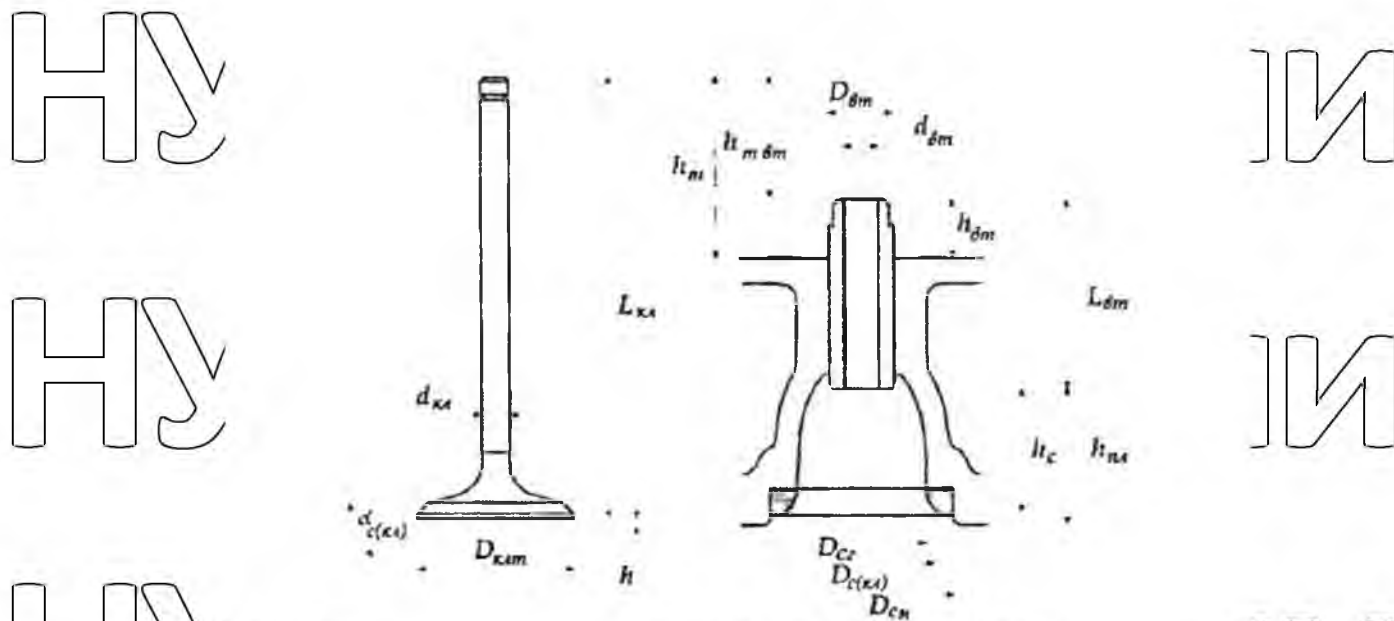


Рис. 3.2 Прийняті позначення розмірів ДКГ головок блоку циліндрів

Для виявлення просторової орієнтації відхилень розмірів деталей і пар,

вимірювання проводяться в декількох загальних площин для кожного експерименту. Площини та точки вимірювання (див. рис. 2.3) обрані за ГОСТ 18509-88, і доповнені відповідно до розв'язуваного завдання.

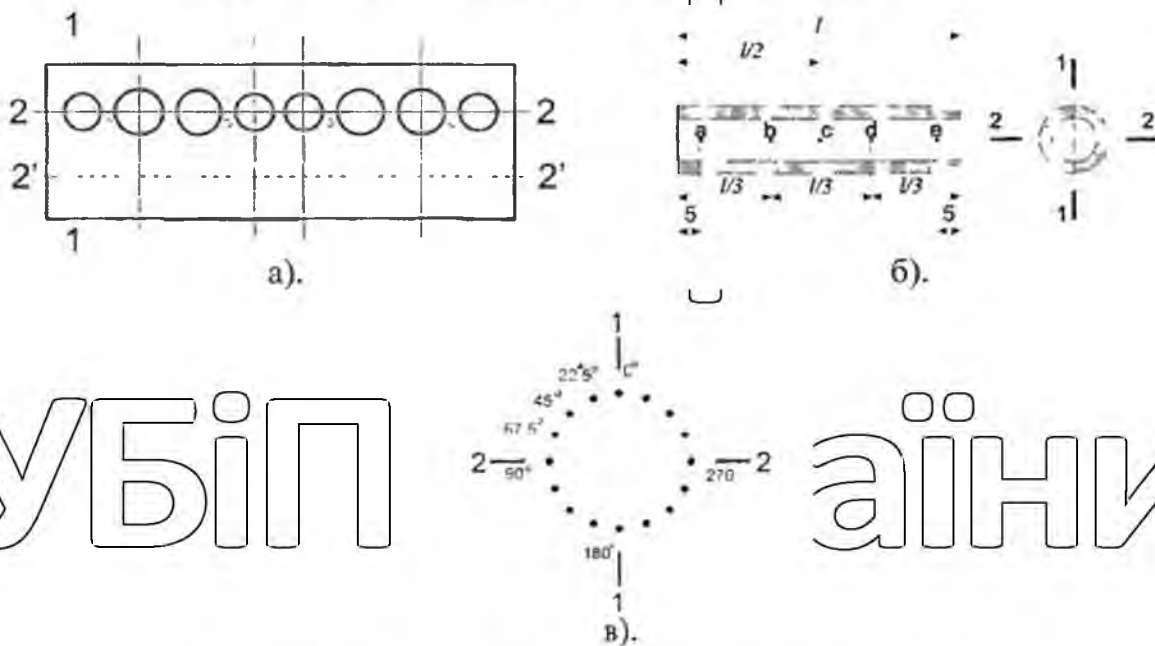


Рис. 3.3. Прийняті площини вимірювання параметрів

а - головка встановлюється відповідно до ескізу, де 1-1 площини у поперечному напрямку

2-2 площину в поздовжньому напрямку;
 2'-2' вісь коромисел;
 б- діаметр отвору напрямної втулки, відхилення фактичної осі отвору від осі базової поверхні;

в - биття фаски сідла

Для визначення форми зношеного отвору проводяться вимірювання п'яти поперечних перерізах втулки: $k = a, b, c, d, e$ та у двох поздовжніх перерізах: 1-1 та 2-2 (рис. 3.3 б). Таким чином, на одну втулку припадає 10 вимірів за параметром $d_{вт}$.

Відхилення фактичної осі отвору від осі базової поверхні визначається за допомогою приладу КИ-28198-ГОСНИТИ. Опис та методика вимірювання приладів КИ-28197-ДЕРЖСНИТИ, КИ-28198-ДЕРЖСНИТИ, КИ-28229-ДЕРЖСНИТИ наведені в гол. 4.

Биття фаски клапана $\delta_{кл}$. Вимірювання проводяться за точками відповідним діловим колом з інтервалом по колу $22,5^\circ$ при русі проти годинникової стрілки (рис. 3.3 в). На один клапан припадає 16 вимірів за параметром $\delta_{кл}$. За умови відсутності різких перепадів значень та для прискорення вимірювань число вимірювань за параметром зводилося до 8 (через 45°); інші значення інтерполювали.

Макрогеометричні відхилення поверхні торця клапана, $\psi_{тор}$. Оцінка проводиться з метою виявлення характеру деформації торця клапанів методом відбитків зішліфованої поверхні (рис.3.4).

НУБІП України

НУБІП України



Рис. 3.4 Відбитки зашліфованої поверхні торця клапана

Шліфування торця клапана здійснювалося на верстаті Serdi HVR-90. Глибина шліфованої частини визначалася ноніусом верстата.

Крок зняття поверхні – 0,04 мм. На підставі низки пошукових дослідів

встановлено, що середня величина знімання становить для зношених торців –

0,08 мм. Відбитки фіксуються методом зйомки та збільшуються в 2 рази.

Потім на відбитки наноситься сітка 24X24 мм (576 мм²) чвертям (напрямок відліку - проти годинникової стрілки з початком 0°(1)). Оцінка параметрів

мікрогеометрії проводиться за бальною шкалою (рис. 3.5).

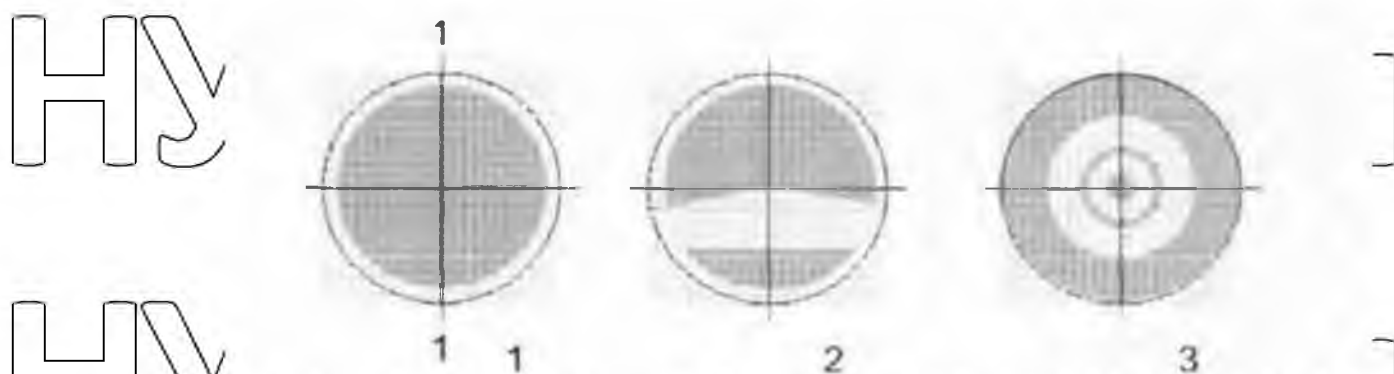


Рис. 3.5 До методики оцінки стану торців клапанів

1 бал присвоюється при кількості заштрихованих клітин понад 80% і

якщо вони розташовані рівномірно по колу. Це говорить про задовільний контакт

клапана з бойком коромисла. 2 бал присвоюється при кількості заштрихованих

клітин менше 80% і якщо вони розташовані не рівномірно по колу. Це говорить

про практичне відсутності обертання клапана та збільшеному зносу поверхні

контакту з бойком коромисла. 3 бали присвоюється при кількості заштрихованих

клітин менше 80% і якщо вони мають форму концентричних кіл. Це говорить

про часті перекошування клапана під час роботи двигуна, дії значних бічних

зусиль, що діють на клапан з боку коромисла. 4 бал присвоюється за наявності

на торці клапана значних ушкоджень – сколів, фарбувань. При цьому клапан вибраковується.

Перевірка вакуумної щільності здійснюється у 2 етапи:

- щільність пружних клапанів;
- щільність негідпружинених клапанів.

Під час перевірки з великою точністю реєструвалися зміни вакуумної щільності при поворотах клапанів у сидлі, а також після різкого докладання/зняття зусилля у пружному стані.

Індикаторні пристрої для перевірки биття сидла клапана та вимірювання просідання тарілки клапана щодо привал очної площини ГБЦ показано на рис. 3.6, 3.7.



Рис. 3.6 Індикаторний пристрій для перевірки биття сидла клапана



Рис. 3.7 Індикаторний пристрій для вимірювання просідання тарілки

клапана щодо прилеглої площини ГБЦ

Для моделювання різних значень зазору клапана у втулці в деяких випадках використовувався комплект для відновлення осверіт напрямних втулок NEWAY (США). Комплект показано на рис. 3.8.

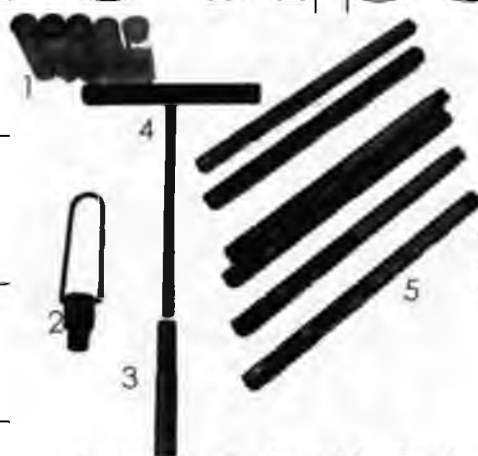


Рис. 3.8 Комплект для відновлення напрямних втулок: 1 - комплект роликів (5 типорозмірів), 2 - кондуктор для свердління західного отвору;

3 - напрямний стрижень, 4 - комір, 5 - комплект розгорток.

3.4.1. Статистична обробка результатів мікрометражних робіт

Отримані результати мікрометражу оформляється у варіаційні статистичні лави. Обробка результатів виміру зводиться до визначення ймовірнісних характеристик кожного досліджуваного параметра:

-координати центру групування випадкової величини (математичне оцікування) $M(x)$

$$M(x) = \bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^k n_i x_i \quad (3.2)$$

де x_i - значення вимірюваного параметра, n_i - частота значень x_i , n - загальне кількість виміряних деталей, A - число окремих значень x_i .

-середнє квадратичне відхилення випадкової величини σ^2

$$\sigma^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^k n_i x_i^2 - \frac{1}{n^2} (\sum_{i=1}^k n_i x_i)^2 \quad (3.3)$$

-попе розсіювання ω

$$\omega = x_{max} - x_{min} \quad (3.4)$$

де x_{max}, x_{min} – максимальне та мінімальне значення вимірюваного параметра;
 Δ – координати середини поля розсіювання

$$\Delta = \frac{1}{2}(x_{max} - x_{min}) \quad (3.5)$$

-коefficient відносної асиметрії α

$$\alpha = 2 \frac{M(x) - \Delta}{\omega} \quad (3.6)$$

-коefficient відносного розсіювання λ

$$\lambda = \frac{2\sigma}{\omega} \quad (3.7)$$

-коefficient варіації V

$$V = \frac{\sigma}{M(x)} \quad (3.8)$$

3.4.2. Визначення інтенсивності зношування деталей

Процес зношування складається з трьох періодів: приробітку, нормальної експлуатації та прискореного зношування. При цьому вважається, що протягом другого періоду швидкість зношування залишається постійною величиною, а між першим і другим періодом обов'язково є критична точка. Насправді при сучасному стані технології чистової обробки в період опрацювання зазвичай зношується шар металу, що не перевищує 5% зносу другого періоду [56].

Критична точка виникає лише в тому випадку, коли питомий тиск на поверхню тертя стає критичним і відбувається перехід від рідинного тертя до граничного або від граничного тертя до сухого – це явище необхідно враховувати при побудові кривої зношування поверхонь стебла клапана та отвору спрямовуючої втулки. Для визначення інтенсивності зношування інших деталей клапанної групи вважатимемо їх інтенсивність зношування величиною постійної.

Визначення інтенсивності зношування виконаємо за середньою випадковою величиною зносу U_{cp} кожній деталі по формулі [49]:

НУБІП УКРАЇНИ

-для стебла клапана та отвору напрямної втулки:

$$i = \frac{v_{cp}}{\tau a} \quad (3.9)$$

НУБІП УКРАЇНИ

де τ - тривалість роботи, година; a - показник динаміки зношування сполучення. У разі приймаємо $a = 1,3$ [55].

-для інших деталей:

НУБІП УКРАЇНИ

$$i = \frac{v_{cp}}{\tau} \quad (3.10)$$

Для переведення відомого пробігу автомобіля в напрацювання за часом

вважатимемо, що за одну годину роботи автомобіль проходить 40 км.

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ВИМІРЮВАННЯ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ДЕТАЛЕЙ КЛАПАННОЇ ГРУПИ ДОСТАВНИХ ДО РЕМОНТУ ДВИГУНІВ

4.1. Розробка методів та технічних засобів вимірювання деталей клапанної групи, що надходять у ремонт двигунів

З метою дослідження геометричних параметрів деталей клапанної групи та герметичності сполучення сідло-клапан, а також вхідного контролю деталей клапанної групи у ремонтному виробництві, розроблено та вдосконалено такі технологічні засоби:

1. Прилад для контролю відхилення від співвісності отвору та базової поверхні направляючої втулки КИ-28198-ГОСНИТИ; 2. Прилад для вимірювання биття фаски клапана КИ-28197-ГОСНИТИ;

3. Універсальний вакуум-тестер з мікропроцесорним блоком обробки даних КИ-28229-ГОСНИТИ.

4.1.1. Метод та технічний засіб контролю, відхилення від співвісності отвору та базової поверхні напрямної втулки

При ремонті ГБЦ необхідно проводити заміну напрямних втулок клапана. Особливостями конструкції втулок вітчизняного виробництва, що надходять на ремонтні підприємства АПК, є:

- наявність, на нашу думку, не виправдано великих припусків $\sim 0,5$ мм на діаметр) на подальшу обробку отвору;
- розбіжність осей отвору та посадкового місця втулки в ГБЦ;
- недостатній асортимент втулок ремонтного (збільшеного) розміру за їх «посадковим» діаметром в ГБЦ.

Напрямні втулки, які встановлюються на ГБЦ вітчизняних дизелів, що виготовляються з металокераміки за технологією спікання. В більшості випадків проводиться механічна обробка тільки зовнішньої поверхні втулки

безцентрового шліфування посадкового місця втулки в ГБЦ та токарна обробка зони для встановлення масла знімного ковпачка.

Відомо, що при розсвердлюванні отвору сверлом, зенкером або розгорткою вісь отвору буде збережено. Тому, оцінка геометричних параметрів втулки при входному контролі якості проводитиметься визначення різновтовщинності стінки втулки за допомогою мікрометричних головок і відповідних номограм.

Найчастіше, що надходять у запасні частини, направляючі втулки мають низьку якість. Так, у результаті виміру 260 шт. нових напрямних втулок Д-245, 27% мають різновтовщинність від 0,14 до 0,25 мм, 27% – від 0,05 до 0,14 мм, 50% – від 0 до 0,05 мм (рис. 4.1). Розподіл різновтовщинності напрямних втулок підпорядковується експоненційному закону розподілу.

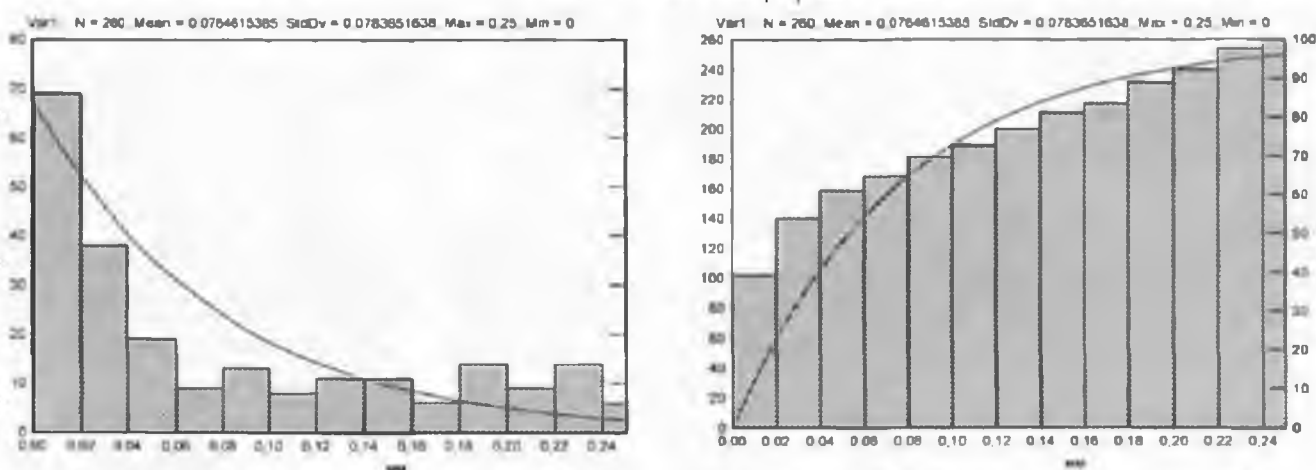


Рис. 4.1 Розподіл різновтовщинності напрямних втулок за результатами виміру 260 шт. деталей, що надходять у запасні частини

Порушення технології заміни втулок у поєднанні з недостатньо якісними запасними частинами зумовлюють підвищений зношення металу з сидел, а, отже, зменшення ступеня стиснення в циліндрах дизеля. Ремонтні втулки через наявність не співвісності її отвору з базовою поверхнею обумовлюють не тільки підвищені трудовитрати при подальшій обробці сидла, але і можливість заміну сидла.

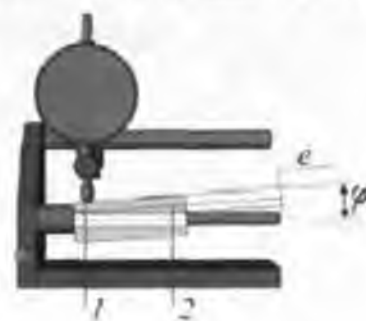
Нерідко на втулці посадкове місце в ГБЦ має занижений розмір на 0,02...0,03 мм, що призводить до ослабленої посадки втулки в ГБЦ. Напрямні втулки, що застосовуються на дизелях, наприклад, ЯМЗ та ММЗ, не мають обмежувача осьових переміщень, тому вказаний вище дефект запасних частин може призвести до виходу з ладу двигуна через зміщення втулки.

Для підвищення продуктивності праці та якості ремонту вітчизняних ГБЦ на ремонтних заводах та майстернях МТС необхідно посилити вхідний контроль напрямних втулок, що надходять як запчастини. Для вирішення цієї проблеми розроблено технологічний засіб, який дозволить оперативно оцінити

геометричні параметри втулки – прилад для контролю відхилення від співвісності отвору та базової поверхні напрямної втулки КИ-28198-ГОСНИТИ (рис. 4.2). Прилад складається з опори, до якої жорстко кріпляться стрижень для базування втулки за внутрішнім отвором та індикаторна головка годинникового типу, що має можливість поздовжнього (вздовж втулки) переміщення. Технічна характеристика приладу КИ-28198-ГОСНИТИ показана в табл. 4.1.



а)



б)

Рис. 4.2 Зовнішній вигляд (а) та ескіз вимірювання втулки (б) приладом КИ-28198-ГОСНИТИ

При вхідному контролі прилад КИ-28198 забезпечує визначення наступних дефектів втулки:

- ексцентриситет (паралельне зміщення осей);
- кутове зміщення осей;

- співвісність розташування посадкового місця під масло знімний ковпачок з віссю отвору.

Технічна характеристика приладу КИ-28198-ГОСНИТИ

№ п/п	Найменування показника, одиниця виміру	Значення показника
1	Тип	настільний
2	Діапазон вимірів, мм	0... 1
3	Межа допустимої похибки вимірювання не співвісності отвору та посадкового місця втулки, мм	0,004
4	Індикація показань	по стрілці індикатора
5	Швидкість одного виміру, з, не більше	30
6	Привід обертання	вручну
7	Габаритні розміри, мм, не більше	200x100x150
8	Вага приладу, кг, не більше	1,2
9	Кількість обслуговуючого персоналу, чол.	1

Для проведення якісного виміру перерахованих вище дефектів втулка повинна базуватися на приладі з отвором з обмеженням площі контактної поверхні. При конструюванні розглядалися два варіанти:

- базування лінійно, тобто. коли циліндричний стрижень ідеальної форми, на який встановлюється втулка, має діаметр суттєво менше діаметра її отвору;

- базування за точками, тобто. коли втулка контактує не по всій довжині стрижня, а лише з двома «виступами» на опорному стрижні.

Отвір у втулці піддається чорновій обробці або без такої, оскільки після встановлення у ГБЦ надалі обов'язково її розгортання. Тому, незважаючи на те, що другий варіант базування дозволяє проводити вимірювання геометричних параметрів втулки. точно, він буде менш придатний лише через невисоку якість поверхні отвори (наявність задир, задирок не дозволить коректно провести вимірювання).

Визначення похибки вимірювання приладу. Сумарна похибка вимірювань напрямної втулки приладом визначається за рівнянням:

$$\Delta_{\Sigma} = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta i^2 + \Delta a^2 + \Delta y^2 + \Delta u^2 + \Delta d^2 + \Delta l^2} \quad (4.1)$$

де Δx - похибка вимірювання через контакт отвору напрямної втулки з циліндричним стрижнем на різному рівні, тобто. відхилення осі втулки від горизонталі; Δi - похибка виміру, пов'язана з дефектами торцевої поверхні направляючої втулки; Δa - похибка виміру пов'язана з недостатньою жорсткістю опори втулки; Δy - похибка вимірювання пов'язана з недостатньою жорсткістю кріплення індикаторної головки; Δu - похибка вимірювання індикаторної головки; Δd - похибка виміру від величини діаметра отвору втулки; Δl - похибка виміру пов'язана з відстанню від упору до точки виміру.

При підведенні до втулки та закріпленні штока вимірювальної головки, похибки $\Delta x, \Delta d$ не впливають на точність виміру. Також не впливає на точність вимірювання Δi , тому що похибка буде з'являтися в осьовому, а не радіальному напрямку (напрямок виміру). Таким чином, сумарна похибка вимірів:

$$\Delta_{\Sigma} = \sqrt{\Delta a^2 + \Delta y^2 + \Delta u^2 + \Delta l^2} \quad (4.2)$$

Похибки $\Delta a, \Delta y, \Delta l$ визначаються за відомим рівнянням:

$$\Delta a(\Delta y, \Delta l) = \frac{Pl^2}{3EI} \quad (4.3)$$

з підстановкою $J = \pi r^2/4 = 0,1885 \text{ см}^4$ - момент інерції стрижня приладу ($r = 4 \text{ мм}$); $E = 2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$ - модуль пружності для сталі; максимальна осьова навантаження $P = 5 \text{ кг}$; діючими навантаженнями на штангу, закріплену на прилад за схемою защемленої балки, будуть вагою індикаторної головки та реактивна сила від натягу штока мікрометричної головки, що за величиною сумарно не перевищить $0,4 \text{ кг}$. $l = 2 \dots 8 \text{ см}$ для $\Delta a, \Delta y$, $l = 2 \dots 8 \text{ см}$ для Δl : $l = 0,5 \dots 1,5 \text{ см}$. Максимальні значення похибок становитимуть $0,0021 \text{ мм}$ ($\Delta a, \Delta y$) та $0,0003 \text{ мм}$ (Δl).

Похибка вимірювання індикаторної головки Δu визначається заданим технічним паспортом заводу-виробника. Для мікрометричної вимірювальної головки типу 2 МИГ нульового класу (підвищеної точності) $\Delta u = 0,003$ мм. У разі використання МИГ (клас точності 0) з ціною розподілу 0,01 мм похибка $\Delta u = 0,015$ мм.

Тоді сумарна похибка виміру:

$\Delta \Sigma = 0,004$ мм при використанні вимірювальної головки типу 2 МИГ;

$\Delta \Sigma = 0,015$ мм при використанні вимірювальної головки типу МИГ.

Визначення допустимих значень дефектів геометричних параметрів втулки. Допустима величина ексцентриситету

За наявності дефекту - паралельного зміщення осей отвору та посадкового місця у ГБЦ - обмежуючим фактором застосування втулки при ремонті є забезпечення робочої фаски на сидлі заданої ширини. Для забезпечення якості ремонтних робіт втулки з ексцентриситетом понад 0,5 мм потрібно вибраковувати.

Допустиме кутове зміщення осей.

Такий дефект виготовлення втулок найчастіше зустрічається у виробництві та є лімітуючим для забезпечення точності положення клапана у втулці. При розрахунку виходимо з вимог точності, що висуваються технічними вимогами на капітальний ремонт вітчизняних двигунів [24-25] - максимальне биття фаски сидла $\Delta_c = 0,05$ мм. За параметром різновтовщинності перевіряються нові напрямні втулки, що постачаються в запасні частини. Отже лінія максимально можливих зсувів проходить через середину втулки.

Тоді з урахуванням коефіцієнтів приведення допуск на зміщення осі втулки складе

$$Z_{вта.в} = Z_c \cdot \frac{0,5L_{вт}}{h_c + 0,5L_{вт}} \quad (4.4)$$

де $Z_c = 0,5\Delta_c = 0,025$ мм - зміщення осі сидла.

Допустима різнотовщинність $\Delta r = 0,5Z_{\text{вТ.А.В}}$. Схема розрахунку представлена на рис. 4.3. Результати для геометричних параметрів двигунів Д-245 і Mielec SW-680 наведені в таблиці 4.1.

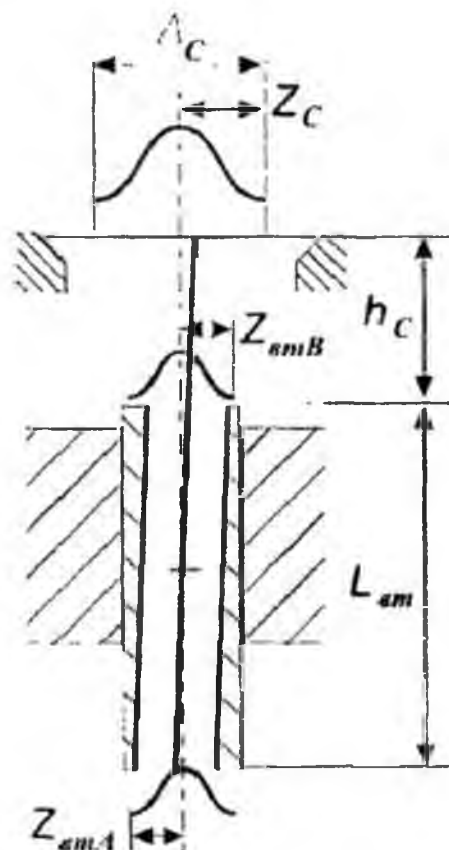


Рис. 4.3 Схема розрахунку допустимої різнотовщинності

Таблиця 4.2

Результати розрахунку допустимої різнотовщинності напрямних втулок двигунів Д-245 та Mielec SW-680

Параметр	Д-245	Mielec 8\У-680
h_c , мм	84,5	69,0
$L_{\text{вГ}}$, мм	33,3	36,6
$Z_{\text{вТ.А.В}}$, мм	0,014	0,012
Δr , мм	0,028	0,024

На рис. 4.4 показана номограма для визначення різнововщинності направляючих втулок, що допускається в залежності від конструкції головок блоку.

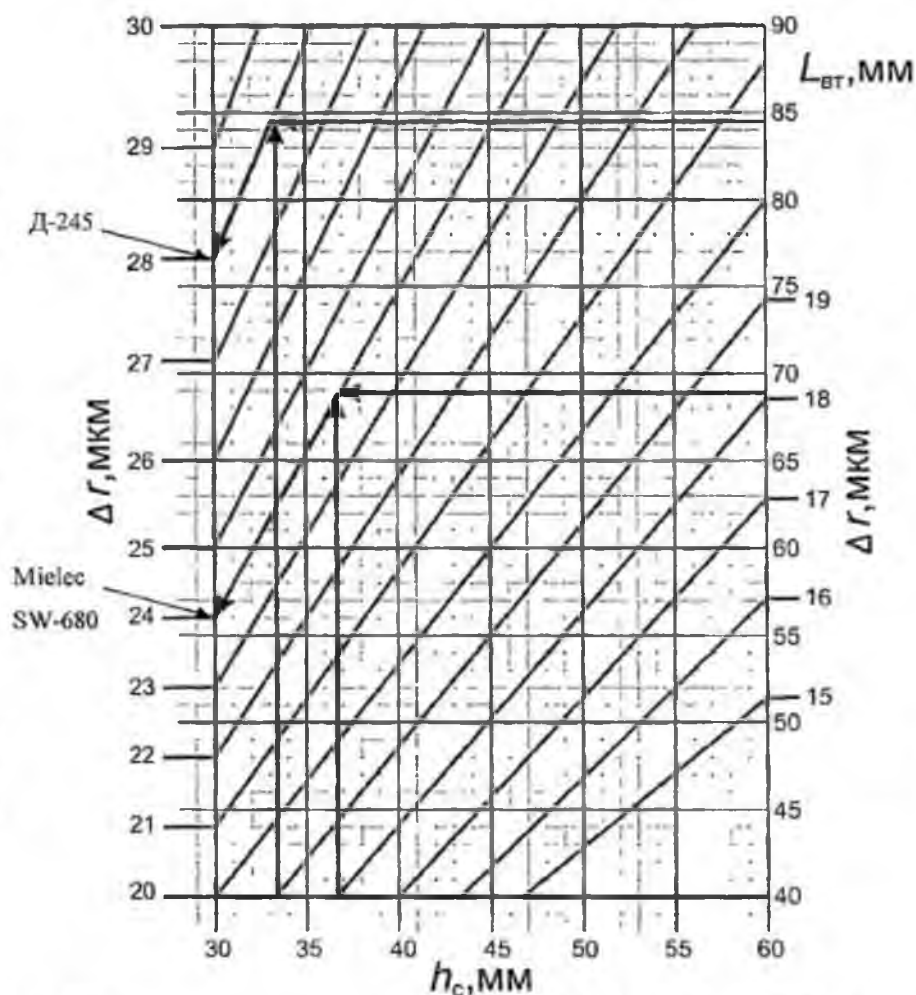
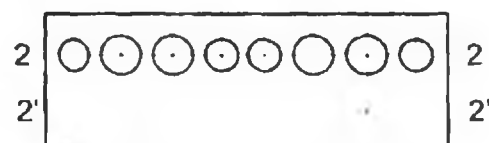
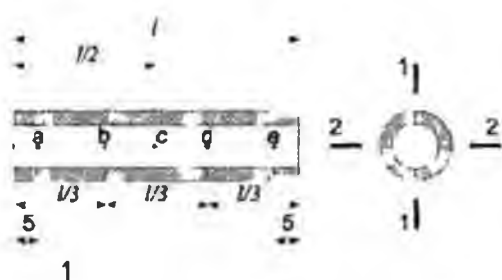


Рис. 4.4 Номограма для визначення допустимої різнововщинності направляючої втулки

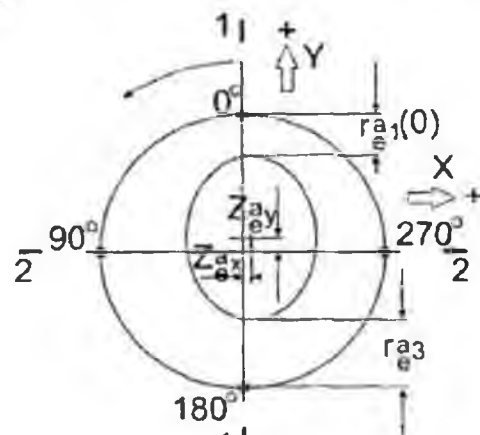
Методика вимірювань геометричних параметрів прямої втулки за допомогою приладу КИ-28198-ГОСНИТИ. Автором розроблено та застосовано метод «штучної бази» для виміру геометричних характеристик та зносу прямої втулки.

Головка встановлюється відповідно до ескізу (рис. 4.5 а), де 1-1 площині в поперечному напрямку; 2-2 площину в поздовжньому напрямку; 2'-2' вісь коромисел;

Спочатку внутрішній вимірюється величина і характер зносу отвору прямої втулки. На раніше встановленій ІБД втулки відзначається точка початку відліку, що відповідає 0° (найбільший знос). Потім втулка випресовується. Якщо точка відліку задалень не відзначена, а втулка витягнута, знаходиться поздовжній переріз з найбільшим зношуванням (як правило - перетин у площині гоїдання коромисла - на схемі перетин 1). Одна із сторін із максимальним зношуванням приймається за нульову точку відліку (на зверненій до КС стороні втулки).



а)



б)

Рис. 4.5 Схема визначення зміщення осей втулки: а - розташування площини і точок вимірювання, б - схема

Ексцентриситет кола (еліпса) отвори щодо кола зовнішньої поверхні розраховується за формулою (рис. 4.56):

$$Z_{iy} = (r_{i1}(0) - r_{i3})/2 \quad (4.5)$$

$$Z_{ix} = (r_{i4} - r_{i2})/2 \quad (4.6)$$

де i набуває вигляду a або e .

Для визначення відхилень осей проводяться виміри у двох поперечних перерізах втулки: $i = a, e$ та у двох поздовжніх перерізах: 1 - 1 і 2 - 2 проходженням по колу 0° (точка 1 "0") - 90° (2) - 180° (3) - 270° (4). на одну втулку припадає 8 вимірів за параметром $Z_{вт}$.

Координата центру перетину осей Y_{em0} складається із співвідношень:

для площини 1 – 1

$$Y_{вт0(1)} = (L_{вт}Z_{ay}) / (L_{ay}Z_{cy}) \quad (4.7)$$

для площини 2 – 2

$$Y_{вт0(1)} = \frac{L_{вт} \cdot Z_{ax}}{Z_{ax} + Z_{ex}} \quad (4.8)$$

Для статистичного аналізу зносу напрямних втулок вибираються значення: діаметр отвору втулки $d_{вт}$; зміщення осей у перпендикулярній площині, що відповідає максимальному зносу втулки $Z_{bm_{B1}} = Z_{a1}$ ($Z_{bm_{B2}} = Z_{a2}$) та координата центру перетину осей $Y_{bm_{01}}$ ($Y_{bm_{01}}$).

4.1.2. Метод та технічний засіб контролю геометричних параметрів клапана

Зовнішній вигляд та принципова схема приладу для вимірювання радіальних биття фаски клапанів КИ-28197-ГОСНИТИ наведено на рис. 4.6. Технічна характеристика приладу КИ-28197-ГОСНИТИ наведена в табл. 4.3. Прилад складається з опори, системи фіксації та індикатора вартового типу. Клапан встановлюється на кульових опорах і обертається вручну, при цьому з індикаторної головки зчитуються величини биття фаски та стебла клапана.

Підвищення точності вимірювання досягається за рахунок застосування обмеження площі контакту з опорними (сферичними) поверхнями приладу. Стабільне одержання високоточних результатів вимірювань в основному залежить від забезпечення обертання клапана тільки навколо однієї осі, яка має бути гарантовано встановлена приладом.

У приладі реалізовано схему базування клапана на кульових опорах. (Рис. 4.6). Слід зазначити, що обрана кінематична схема при виготовленні приладу допускає похибку до 0,2 мм як міжцентрову відстань між осями куль, так і на висоту їх залягання, оскільки це буде статичною похибкою приладу і на точність вимірювань впливу не вплине.

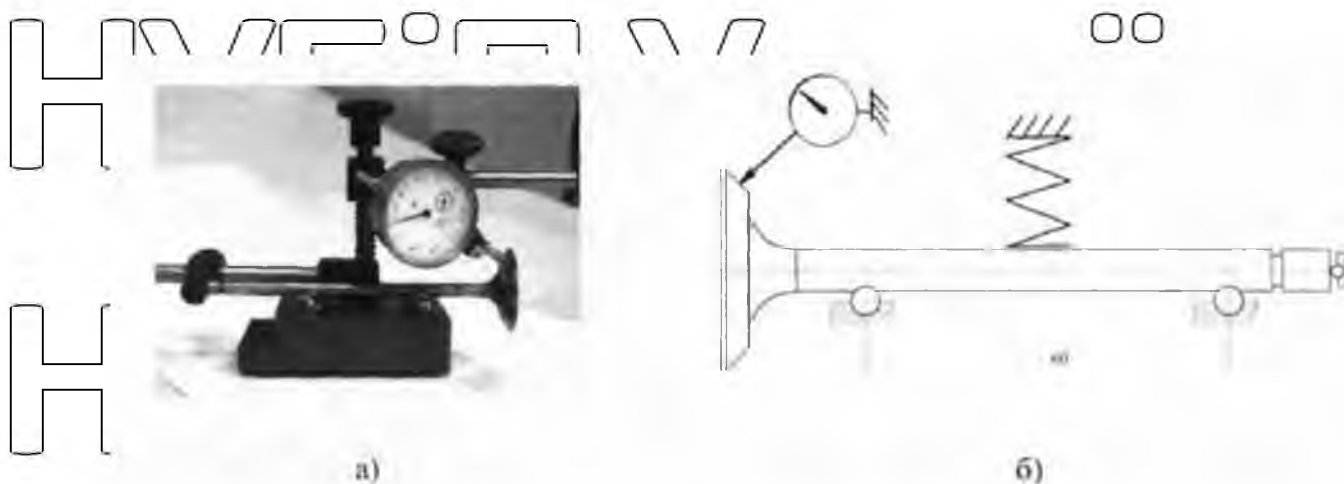


Рис. 4.6 Зовнішній вигляд та принципова схема приладу для вимірювання радіальних биття фаски клапанів КИ-28197-ГОСНИТИ

Технічна характеристика приладу КИ-28197-ГОСНИТИ

Таблиця 4.3

№ п/п	Найменування показника, одиниця виміру	Значення показника
1	Тип	настільний
2	Діапазон вимірювань биття фаски клапана, мм	0 ... 1
3	Межа допустимої похибки вимірювання биття фаски клапана, мм	0,007
4	Індикація показань	за стрілкою індикатора
5	Швидкість одного виміру, з, не більше	20
6	Габаритні розміри, мм, не більше	300x130x190
7	Вага приладу в зборі, кг, не більше	1,5
8	Кількість обслуговуючого персоналу, чол.	1

Надійне та стабільне базування стебла клапана на кульових опорах забезпечується подружнім притиском.

Сумарна похибка вимірювання биття фаски визначається за рівнянням:

$$\Delta_{\Sigma} = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta i^2 + \Delta a^2 + \Delta u^2 + \Delta \mu^2 + \Delta d^2 + \Delta l^2} \quad (4.9)$$

де, Δx - похибка виміру через контакту стебла клапана з кульовими опорами приладу різному рівні, тобто. відхилення осі клапана від горизонталі;

Δi - похибка вимірювання, пов'язана зі зносом торцевої поверхні стебла клапана;

Δa - похибка виміру пов'язана з недостатньою жорсткістю задньої опори, Δu - похибка вимірювання пов'язана з недостатньою жорсткістю

кріплення індикаторної головки; Δu – похибка вимірювання індикаторної головки; ΔD – похибка виміру від величини діаметра тарілки клапана; Δd – похибка виміру від величини діаметра стебла клапана; Δl – похибка вимірювання пов'язана з довжиною клапана.

Похибки $\Delta x, \Delta d$ не впливають на точність виміру і тому ними можна знехтувати, т.к. вони будуть усунені під час підведення штока вимірювальної головки до фаски клапана. Міжцентрова відстань між рядами кульових опор вибиралася на підставі аналізу конструкцій клапанів двигунів, що експлуатуються в АПК. Надійне базування всіх клапанів по робочій поверхні їх стебел забезпечується при міжцентровій відстані, що дорівнює 65 мм.

Похибка вимірювання Δa , пов'язана з недостатньою жорсткістю задньої опори, може істотно вплинути, оскільки можливі осьові переміщення клапана повністю перейдуться на результати вимірювання. Тому однією з основних вимог до конструкції приладу є забезпечення підвищеної жорсткості задньої опори.

Крім того, до проведення вимірювань всі клапани з видимим зношуванням торця необхідно обробити по торцю, щоб зробити коректні вимірювання. При візуальному огляді механіки можуть визначити наявність зношування на торці клапана при його величині не менше 0,01 мм.

Слід зазначити, що заводи-виробники двигунів рекомендують бракувати клапани при зносі їхнього торця більше 0,25 мм.

Розрахунок переміщень задньої опори виконаний за відомими формулами дисципліни опір матеріалів за схемою защемленої балки на вигин. Для конструкції приладу, що проектується, обрано: діаметр штанги – 12 мм; максимальна довжина встановлення задньої опори на штанзі до площини затискання – 90 мм; матеріал штанги ст.40ХН; величина вильоту задньої опори щодо осі штанги – 30 мм; максимальне осьове навантаження клапана на задню опору – 5 кг. Внаслідок розрахунку встановлено, що максимальне осьове переміщення задньої опори не перевищить 0,003 мм.

Похибкою виміру Δu , пов'язана з недостатньою жорсткістю кріплення індикаторної головки також можна знехтувати при забезпеченні абсолютно жорсткої її фіксації на штанзі. Чинними навантаженнями на штангу, закріплену на приладі за схемою защемленої балки, будуть з'являтися вага індикаторної головки та реактивна сила від натягу штока мікрометричної головки, що за величиною сумарно не перевищить 0,4 кг. Для забезпечення жорсткості діаметр штанги вибирається рівним 10 мм.

Похибками ΔD і Δl можна знехтувати, оскільки вони усуваються налаштуванням приладу і регулюванням положення мікрометричної головки.

У результаті сумарна похибка вимірювання биття фаски клапана визначатиметься за такою формулою:

$$\Delta_{\Sigma} = \sqrt{\Delta i^2 + \Delta a^2 + \Delta u^2} \quad (4.10)$$

де $\Delta i = 0,005$ мм – для нових клапанів або робочих, але оброблених по торцю; $\Delta a = 0,003$ мм – максимально можливе осьове переміщення задньої опори під навантаженням; $\Delta u = 0,003$ мм при використанні вимірювальної головки типу 2 МІГ та $\Delta u = 0,015$ мм при використанні вимірювальної головки типу МІГ.

Тоді сумарна похибка виміру:

$\Delta_{\Sigma} = 0,007$ мм під час використання вимірювальної головки типу 2 МІГ;

$\Delta_{\Sigma} = 0,012$ мм під час використання вимірювальної головки типу МІГ.

**РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНИХ РЕКОМЕНДАЦІЙ З
ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ РЕМОНТУ ДЕТАЛЕЙ КЛАПАННОЇ ГРУПИ
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ
ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТОЧНОСТІ ПРИ
РЕМОНТІ**

**5.1. Технологічні рекомендації, методи та засоби для підвищення якості
ремонту деталей клапанної групи деталей клапанної групи**

Для підвищення ефективності технологічного процесу ремонту деталей клапанної групи, забезпечення необхідних параметрів точності та герметичності клапанних сполучення пропонується застосування наступних технологічних заходів (табл. 5.1).

Таблиця 5.1

Розроблені технологічні заходи щодо підвищення якості ремонту
деталей клапанної групи

Деталь/ спряження	Операції	Технологія та обладнання
Напрямна втулка	Висвердлювання напрямної втулки	Кондуктор для висвердлювання втулки запропонованої конструкції
	Обробка поверхні отвору в ГБЦ перед запресуванням втулки	Розчин колоїдного графіту марки В-1 ТУ 113-08-48-62-90
	Вхідний контроль геометричних параметрів втулки	КІ-28198-ГОСНИТИ, калібр запропонованої конструкції
	Обробка отвору напрямної втулки	Рекомендації щодо вибору інструменту
Клапан	Контроль геометричних параметрів клапана	КІ-28197-ГОСНИТИ
	Шліфування робочої фаски	Рекомендації щодо вибору верстатного обладнання, режимів при обробці на верстаті Serdi HVR-90
	Доведення торця клапана	Шліфування кругом із кубічного нітриду бора 12A2 - 45 ° (ЛЧК-2).

Продовження таблиці 5.1.

Сідло	Обробка товченням робочої фаски	Рекомендації щодо вибору верстатного обладнання, режимів при обробці на верстаті Serdi S 2.0
Сідло-клапан	Контроль герметичності сполучення	Універсальний вакуум - тестер на основі мікропроцесорного комплексу КИ-28229-ГОСНИТИ

5.1.1. Забезпечення точності при заміні напрямних втулок

Заміна напрямних втулок - відповідальна операція, від якості проведення якої залежить точність центрування ріжучого інструменту при обробці фаски

сідла, відхилення положення клапана в процесі експлуатації та ресурс клапанного сполучення. На точність сполучення ГБЦ-втулка впливає таке:

- похибки форми і чистота поверхонь деталей, що сполучаються;
- якість технологічного процесу заміни втулки.

Зниження відхилень від співвісності деталей напрямна втулка - клапан - сідло до 0,02 мм при ремонті сприяє підвищенню ресурсу роботи деталей і пар клапанної групи на величину до 5-7%.

Вхідний контроль за геометричними параметрами втулки. З метою підвищення продуктивності замість приладу КИ-28198-ГОСНИТИ при обсязі ремонту головок однієї марки більше 30 ГБЦ/місяць, доцільно застосовувати калібр запропонованої конструкції для вхідного контролю напрямних втулок. Пристосування являє собою основу зі стрижнями різного діаметра для контролю напрямних втулок з припуском під обробку отвору і без нього, і з встановленим ножом для калібрування (рис. 5.1). Значення припусків під обробку отворів, що поставляються в запасні частини направляючих втулок, варіюються від 0,5 до 0,7 мм на діаметр, залежать від марки двигуна і визначені на основі проведених автором вимірів напрямних втулок ряду виробників.

Конструктивні параметри калібру для вхідного контролю напрямних втулок різних марок вітчизняних двигунів наведено у табл. 5.2.

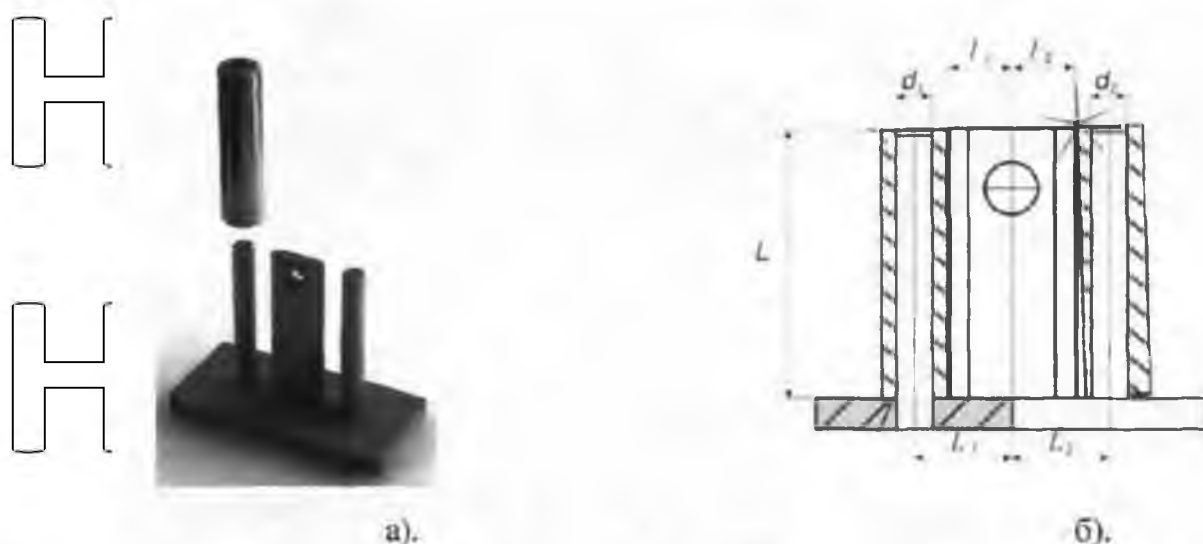


Рис. 5.1. Калібр для вхідного контролю напрямних втулок

Конструктивні параметри калібру для вхідного контролю напрямних втулок

Таблиця 5.2

Двигун	Розміри та розмірні співвідношення деталей калібру, мм						
	L	d_1	d_2	l_1	l_2	L_1	L_2
Д-240, -242, -245	85	$11,00_{-0,02}$	$10,40_{-0,02}$	$21,00_{-0,02}$	$20,90_{-0,02}$	$30^{+0,01}$	$30^{+0,01}$
ЯМЗ-236, -238	85	$12,00_{-0,02}$	$11,60_{-0,02}$	$20,50_{-0,02}$	$20,40_{-0,02}$	$30^{+0,01}$	$30^{+0,01}$
А-01	75	$12,00_{-0,05}$	$11,40_{-0,05}$	$18,00_{-0,02}$	$17,80_{-0,02}$	$30^{+0,01}$	$30^{+0,01}$
КамАЗ-740	75	$10,00_{-0,02}$	$9,40_{-0,02}$	$21,00_{-0,02}$	$20,90_{-0,02}$	$30^{+0,01}$	$30^{+0,01}$
ЗИЛ-130	70	$11,00_{-0,02}$	$10,40_{-0,02}$	$21,50_{-0,02}$	$21,30_{-0,02}$	$30^{+0,01}$	$30^{+0,01}$
ЗМЗ-402	64	$9,00_{-0,02}$	$8,50_{-0,01}$	$21,50_{-0,02}$	$21,40_{-0,02}$	$30^{+0,01}$	$30^{+0,01}$
УЗАМ-331	54	$8,00_{-0,02}$	$7,50_{-0,05}$	$22,50_{-0,02}$	$22,40_{-0,02}$	$30^{+0,01}$	$30^{+0,01}$

Випресовування втулок необхідно проводити в напрямку від камери згоряння - таким чином забезпечується найменша деформація отвору в ГБЦ. При цьому нерідко виникають випадки пошкодження поверхні отвору під втулку (подовжні ризики, «виртви» металу тощо) - наслідок захоплення твердих частинок нагару з поверхні втулки, зверненої до камери згоряння та зварювання матеріалу втулки з матеріалом головки в умовах підвищених теплових навантажень під час роботи двигуна.

Висвердлювання напрямної втулки. Для виключення цих дефектів доцільно перед випресовуванням втулки послабити натяг у сполученні висвердлюванням матеріалу втулки за допомогою спеціального кондуктора

запропонованої конструкції (рис. 5.2). Конструктивні параметри кондуктора для висвердлювання напрямних втулок вітчизняних двигунів наведено у табл. 5.3. Висвердлювання проводиться на вертикально-свердильних верстатах або за допомогою ручного електродриля. Рекомендується використовувати свердла спіральні зі швидкорізальної сталі діаметром $10^{+0,02}$ мм з конічним ГОСТ 10903-77 або циліндричним хвостовиком ДЕРЖСТАНДАРТ 10902-77 з довжиною ріжучої частини щонайменше 66 мм. Висвердлювання необхідно провести в 2 стадії - по два діаметрально протилежні висвердлювання.

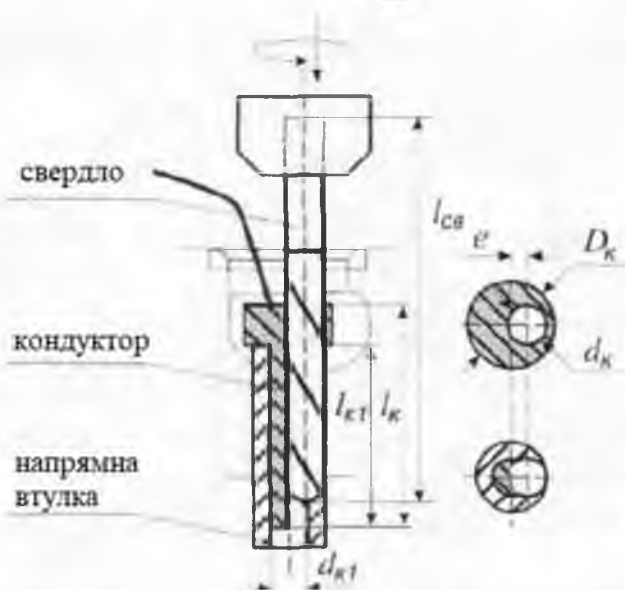


Рис. 5.2 Висвердлювання втулки за допомогою кондуктора

Таблиця 5.3
Конструктивні параметри кондуктора для висвердлювання напрямних втулок

Двигун	Розміри та співвідношення деталей калібру, мм						
	l_{cv}	$d_{к1}$	$d_{к}$	$l_{к1}$	$l_{к}$	e	$D_{к}$
Д-240, -242, -245	160	$11,00_{-0,02}$	$10,00^{+0,1}$	55	65	$3,90^{+0,05}$	26
ЯМЗ-236, -238	160	$12,00_{-0,02}$	$10,00^{+0,1}$	55	65	$4,40^{+0,05}$	26
А-01	160	$12,00_{-0,05}$	$10,00^{+0,1}$	50	60	$4,40^{+0,05}$	26
КамАЗ-740	130	$10,00_{-0,02}$	$10,00^{+0,1}$	50	60	$3,90^{+0,05}$	26
ЗИЛ-130	120	$11,00_{-0,02}$	$10,00^{+0,1}$	40	50	$3,90^{+0,05}$	26

Якщо дефекти мають глибину понад 0,03 мм, то необхідне доопрацювання отвори за допомогою розгортки під установку нової ремонтної втулки розміру. За наявності незначних пошкоджень поверхні при установці

нових втулок доцільно використання високотемпературних анаеробних клеїв. В іншому випадку не виключена можливість влучення олії в камеру згоряння через щілини між втулкою та корпусом ГБЦ.

Обробляє поверхню отвору в ГБЦ перед запресуванням втулки. Для підвищення ремонтпридатності ГБЦ та покращення умов для наступних заміन направляючих втулок, доцільно перед запресуванням обробити посадкове місце під втулку розчином колоїдного графіту марки В-1 ТУ 113-08-48-62-90.

Застосування колоїдного графіту обумовлено його властивостями для даних умов роботи: графіт кращий для застосування при високих температурах та в агресивних середовищах, оскільки він хімічно інертний. Температура окислення колоїдного графіту складає 450°C , але продукти окислення не мають абразивного і корозійного дією.

Не рекомендується обробляти посадкові місця олією - це наводить до вигорання олії у поєднанні з утворенням твердих продуктів згоряння і призводить до схоплювання (або зварювання) поверхонь втулки та головки блоку. Колоїдний графіт у сполученні не вигорє та забезпечує найкращу чистоту контактуючих поверхонь при наступних замінах втулок.

Характерним прикладом можуть стати діаграми зміни навантажень при випресовуванні втулок, що мають близькі значення запресованої довжини частини втулки. Наприклад, випресування напрямної втулки після напрацювання двигуна Huta Mielec SW-680 (Польща) рівної 800 мото-год, обробленої при запресування розчином колоїдного графіту проводиться з меншими на 20...25% максимальними зусиллями та більш плавною зміною навантаження, ніж при випресовуванні втулки, обробленої просоченням олією (рис. 5.3).

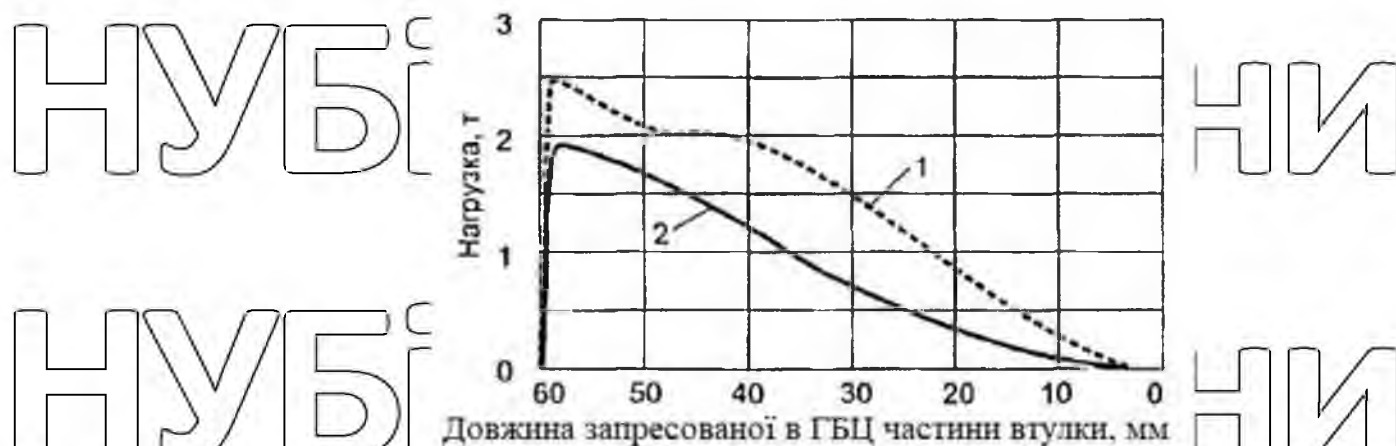


Рис. 5.3. Залежність зміни навантаження під час випрестування

випускних втулок Huta Mielec SW-680 після напрацювання 800 мото-год, оброблених при ремонті: 1 - просоченням олиєю SAE 80W90, 2 - розчином колоїдного графіту В-1 ТУ 113-08-48-62-90

Для підвищення ремонтпридатності ГБЦ, в якій є глибокі ризики в

отворах, економічно доцільно зробити розгортання цих отворів «як чисто», а втулку ремонтного розміру допрацювати посадкова поверхня.

Важливо забезпечити чистоту посадкової поверхні головки блоку циліндра випресування втулки, тобто, відсутність задир і подряпин. Це забезпечить додаток навантаження по осі втулки та мінімізує пошкодження отвору (посадкового місця) втулки в ГБЦ.

Реальна картина втрати точності деталей при поєднанні втулки та головки блоку представлено на рис. 5.4.

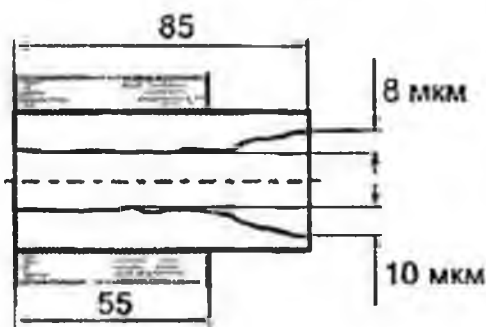


Рис. 5.4. Профільна грама утворюють отвори запресованої втулки двигуна Д-245

У тій частині, де втулка та корпус не контактують, в отворі втулки спостерігається розтруб, величина якого пов'язана з натягом. Для напрямних втулок, що встановлюються в чавунну головку блоку, оптимальним є натяг 0,04...0,06 мм. При покращенні якості поверхонь, що сполучаються (зниженні шорсткості $Ra < 0,63$ мкм) допустимий натяг зменшується (до 0,02 мм), що призводить до зниження величин деформації втулки при запресуванні, а значить, підвищенню точності сполучення.

Навіть при однаковій точності з'єднань з натягом, технологічно можна змінювати їхню міцність. Наприклад, коефіцієнт тертя у поєднанні сталь по сталі при збиранні з нагріванням становить -0,37, при збиранні з охолодженням -0,25. Для направляючих втулок, що запресовуються в чавунні головки блоку технологія збирання з нагріванням не є ефективною внаслідок малої лінійної деформації чавуну під час нагрівання.

При запресуванні втулок вони спочатку охолоджуються в рідкому азоті, а потім за допомогою спеціальних оправок встановлюються в головку блоку. Після запресування, отвір втулки необхідно обробити у розмір ручними розгортками, що забезпечує сполучення «втулка - клапан» необхідний тепловий проміжок.

Слід звернути особливу увагу на те, що запасні частини надходять втулки ремонтного розміру збільшені за посадковим діаметром на 0,25 мм та зі зменшеним діаметром отвору на 0,7 мм. Загальні та місцеві деформації призводять до необхідності додаткової обробки отворів після збирання.

Обробка отвору втулки. Для скорочення трудовитрат із встановлення втулок у ГБЦ та подальшій їх обробці слід на токарному верстаті попередньо розсвердлити отвір. Після цього втулки у центрах проточуються по посадковій поверхні. Таке доопрацювання втулок виключає операцію розгортання посадкового місця в ГБЦ забезпечує істотно менший відведення осі при запресуванні втулки і скорочує час на розгортання отвору.

Після встановлення втулки в ГБЦ проводиться обробка отвору розгорткою з боку клапанних пружин. Це спричинено зниженням точності

позиціонування у початковий момент розгортання - західна частина розгортки може відхилитися, утворюючи конус. Для забезпечення необхідної точності (похибка $\pm 0,01$ мм на діаметр) необхідно використовувати спеціальні розгортки.

Застосовуються ручні розгортки зі спіральним зубом або машинні розгортки для обробки на свердлильних верстатах, що мають максимальне радіальне биття не більше 0,01 мм, або спеціалізованих верстатах для комплексного ремонту ГБЦ.

Для якісної розгортки отвору втулки необхідно мати набір розгорток, так щоб знімання матеріалу однією розгорткою становив не більше 0,04 мм діаметром. Наприклад, для типорозміру отворів 011 мм, доцільно використовувати ряд $\varnothing 10,96 - \varnothing 10,98 - \varnothing 11,00 - \varnothing 11,02 - \varnothing 11,04$ мм. Таким чином, з максимальною точністю забезпечується збереження осі отвору під час обробки.

При величині знімання від 0,05 мм при обробці виникають підвищені зусилля, що призводить до утворення огранювання отвору, яке неможливо виправити наступним розгортанням. Освіта гвинтової хвилястої поверхні на утворюють отвори (висота хвиль може досягати 0,1 мм) збільшує сумарний зазор у парі клапан - втулка, знижує ресурс роботи деталей, сприяє підвищеній витраті олії на чад.

5.1.2. Забезпечення якості ремонту клапанів

Різноманітність існуючого обладнання зумовлює різні методи обробки фаски клапана: NEWAY VFR-1000 – обробка фаски клапана точінням, NEWAY GIZMATIC - обробка твердосплавними фрезами, P-186, SERDI HVR-90, Kwik-way SVS II DELUXE - шліфування. За способу базування обладнання має такі відмінності: P-186, NEWAY VFR-1000 - затискач у цанговий патрон, Kwik-way SVS II DELUXE – кульковий затискач у шпинделі, NEWAY GIZMATIC - затискач у призмах, SERDI HVR -90 - закріплення клапана за допомогою V-подібних пневматичних затискачів. Для підприємств, сервісів, приватних майстерень, що здійснюють ремонт головок двигунів легкових автомобілів та малотоннажних вантажних автомобілів, найбільш доцільним є застосування

ручних пристроїв, напр. NEWAY Gizmatic. На великих ремонтних заводах та у спеціалізованих майстернях доцільне застосування високошвидкісних спеціалізованих верстатів зарубіжного виробництва, наприклад, SERDI HVR-90, Kwik-way SVS II DELUXE.

При обробці фасок клапанів обов'язковому контролю підлягають такі параметри:

- величина знімання матеріалу тарілки клапана. Контролюється за ноніусом гвинта поздовжньої подачі клапана. У середньому при обробці величина знімання лежить у межах 0,1.. 0,2 мм;

- чистота поверхні обробленої фаски має відповідати 7 класу;
- висота циліндричного пояса тарілки клапана після обробки не повинна бути меншою за зазначену в технічних вимогах;

- стан робочої поверхні шліфувального кола. Профіль робочої поверхні шліфувального кола повинен бути прямолінійним, щоб уникнути різких перепадів тиску обробки. Правку кола здійснюють через кожні 30...50 клапанів залежно від оброблюваного матеріалу та режимів;

- поява огранювання під час шліфування. При появі огранювання на фасці клапана слід: упевнитися у відсутності биття стержня у базуючому пристрої, усунути биття за необхідності, змінити частоту обертання клапана +20 об/хв, здійснити виправлення кола алмазним олівцем, відкоригувати встановлення клапана в базуючому пристрої;

- подання СОЖ має здійснюватися безперервно безпосередньо в область обробки фаски клапана

Відомо, що зносостійкість та корозійна стійкість поверхні деталі при обробці абразивним інструментом знаходиться у зворотному залежно від подачі та зернистості кола, і в прямій від числа виходжень.

Таким чином, для досягнення високої якості обробки поверхні та підвищення експлуатаційних властивостей деталі (на прикладі обробки на верстаті Serdi HVR-90), слід:

- зменшувати подачу на режимі чистової обробки (тонке шліфування) до значення $0,005 \text{ мм/об.}$
 - одночасно збільшувати кількість виходжень на чистовому режимі обробки.

Відповідно до положень, визначених у п 3.1, одним із методів зниження впливу фактору нерівномірно доданої до торця клапана сили можливо підвищення чистоти поверхонь контакту в поєднанні. При шліфування торців клапанів обов'язковому контролю підлягають такі параметри:

- величина знімання торця клапана. Контролюється по ноніусу гвинта подачі клапана. Слід прагнути мінімального знімання, так як при шліфуванні знімається загартований шар металу, що знижує зносостійкість деталі. Не допускається знімання більше $0,5 \text{ мм.}$ У середньому під час обробки величина знімання лежить не більше $0,2...0,3 \text{ мм.}$

- чистота поверхні обробленої поверхні торця повинна відповідати 8 класу;
- для забезпечення перпендикулярності торця клапана щодо його осі, поверхні призматичних опор мають бути чистими, не допускається наявність задирів. Зусилля затиску стебла клапана в опорах – $5...6 \text{ кг.}$

- стан робочої поверхні чашкового шліфувального кола. Профіль робочої поверхні кола повинен бути прямолінійним, щоб уникнути різких перепадів зусилля обробки.

Параметри шорсткості торця клапана мають важливе значення для забезпечення його експлуатаційних властивостей після ремонту. Зниження коефіцієнта тренування в поєднанні клапан - коромисло сприяє зменшенню дії бічних навантажень на клапан і втулку, забезпечуючи ти самим резерв довговічності з'єднання та підвищення терміну збереження герметичність сполучення клапан - сідло.

Чистота профілю торця після підробітку відповідає 11-12 клас ($Ra = 0,16 \text{ мкм.}$) Після обробки абразивним колом Serdi HVR-90 з зернистістю 50 – 7-8 класу ($Ra = 0,59 \text{ мкм.}$)

При закінченні опрацювання на поверхні тріння утворюється шорсткість, яка не залежить від вихідної, отриманої при механічній обробці, а залежить тільки від умов зношування. Ця шорсткість є оптимальною для даної пари тренування та забезпечує мінімальне зношування. Отже, за умови збереження точності клапана після проведення ремонту, для підвищення зносостійкості та зниження періоду приробітку сполучення, доцільно наблизити шорсткість поверхні до такої в перепрацьованому поєднанні, тобто, зменшувати



Рис. 5.5. Обробка торця клапана алмазним хоном

Альтернативним методом доведення торця клапана є обробка ельборовими колами (кубічний нітрид бору), що встановлюються замість чашкового абразивного кола (наприкладі верстата Serdi HVR-90).

Характеристика кіл: чашковий конічний круг на органічній зв'язці 12A2 - 45 ° (ЛНК-2) або 11A2 (ЛНК-1) ГОСТ 24747-81, зовнішній діаметр $\varnothing 20$ мм, діаметр отвору 32 мм, висота 43 мм, зернистість J20 - J15. Застосування інструменту з ельбору дозволяє:

-підвищити чистоту поверхні з 7-8 класу до 9-11 класу;

-підвищити продуктивність та економічну ефективність процесу (т.к. ельборові кола практично не вимагають виправлення).

Після доведення зазначеними способами параметри шорсткості наближаються до таких після приробітку ($Ra = 0,23$ мкм) - рис. 5.6, 5.7.

Застосування даних технологічних заходів дозволяє знизити період приробітку деталей, збільшити довговічність роботи клапана і сполучення з ним деталей.



Рис. 5.6. Поверхня торця клапана: а - після шліфування; б - після шліфування ельборовим колом / доведення алмазним коном

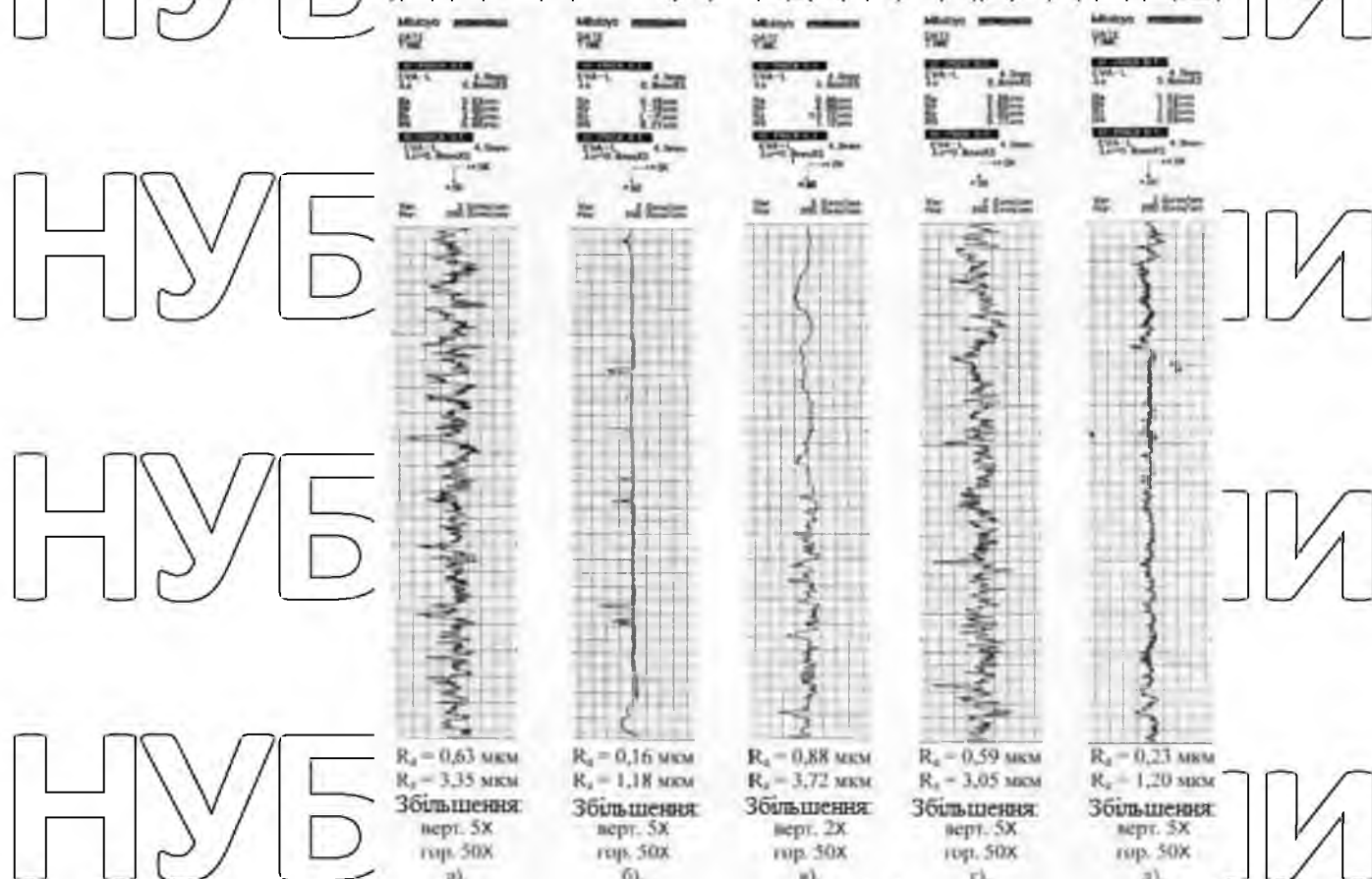


Рис. 5.7. Профілограми торців клапанів: а – новий клапан; б - після приробітку, в після тривалої роботи з перекосом, г - після шліфування, д - після доведення

5.1.3 Забезпечення якості ремонту сідел

Обробка фаски сідла проводиться до виведення биття та раковин на поверхні. Для виконання операції використовується різне обладнання вітчизняного та зарубіжного виробництва, що відрізняється способами обробки та базування.

Вітчизняні технології ремонту сидел поділяються:

1. Фрезерування за допомогою ручних інструментів. Комплекти ручних фрези.

2. Шліфування фасок за допомогою електромеханічного інструменту.

Інструмент Р-176, ОПР-1334А.

3. Фрезерування на вертикально-свердильних Оверстатах із використанням спеціального оснащення. Вертикально-свердильні верстати мод. 2А592 та ін.

Зарубіжні технології ремонту сидел можна розділити:

1. Фрезерування за допомогою ручних інструментів. Комплект інструменту NEWAY (США).

2. Шліфування фасок за допомогою електромеханічного інструменту. Переносні шліфувальні машини PEG (Італія).

3. Обробка сидел різанням фасонними різцями на спеціальних машинах. ROTTLER SG7, SUNNEN VGS-20 (США), SERDI S2.0 (Франція), BERCO ASV/A (Італія), MIRA VMX-2000 (Швейцарія).

4. Обробка різанням на спеціальних машинах із програмуванням ЧПУ NEWEN Contour (США).

Різноманітність існуючого обладнання надає різні технологічні можливості та зумовлює методи та якість обробки фаски сидла. За способом базування обладнання поділяється на два типи: базування по напрямному пілоту, жорстко закріпленому у втулці (NEWAY, ROTTLER, MIRA, BERCO, SUNNEN, PEG та ін.) що обертається у втулці пілоту (SERDI, AZ та ін.).

Базування за першим типом дозволяє більш точно центрувати інструмент, верстати із застосуванням цього типу базування мають більшу жорсткість, переваги другого типу - малий час між операціями (переходами від одного оброблюваного сидла до іншого).

В обробці фаски сидла клапана на спеціалізованому високоточному устаткуванні існують такі особливості:

1. Параметри центрування (базування) пілотів ріжучого інструменту по напрямній втулці.

- при базуванні за першим типом використовуються легконусні пілоти з конусністю 0,02...0,04/100 мм/мм для верстатного обладнання (і цангові) пілоти для ручного обладнання); після жорсткого закріплення пілота в втулці на нього

через пружину встановлюється різцетримач з фасонним різцем. Привід обертання різця здійснюється підведенням шпинделя на повітряних подушках до

різцетримача, можливі зміщення компенсуються контактуванням вузла приводу шпинделя з різцетримачем по сферичній поверхні. Таким чином, шпиндель повідомляє ріжучому інструментом лише обертання. Жорсткість системи СНІД

у цьому випадку визначається жорсткістю пілота (збільшується із збільшенням

діаметра пілота, поліпшенням умов в контакті втулка-пілот) та зусиллям пружини, притискає різцетримач до вузла приводу шпинделя. На верстагах є можливість мікроподачі, що істотно підвищує жорсткість силового замикання

різального інструменту при обробці, що дозволяє виконувати обробку сідел з найбільшою точністю - биття фаски не більше 0,01 мм;

- при базуванні за другим типом основними визначальними якість базування елементами є вибір пілота (зазор у втулці) та налаштування пневматичної системи підвіски робочої головки верстата. Очевидно, з метою

підвищення точності базування необхідно вибрати пілот з мінімальним зазором

у втулці. Однак, існують обмеження - мінімальний зазор в оточенні пілот-втулка при обробці сідел двигунів тракторів і вантажних автомобілів залежить від похибки форми отвору втулки (якості обробки втулки після заміни) і

становить у середньому 0,02...0,03 мм. В іншому випадку, пілот «схоплює» у напрямній втулці через теплових розширень під час різання. Частково усунути

недолік можна використанням різних пілотів для здійснення центрування та різання.

Налаштування пневматичної системи підвіски робочої головки

верстата

здійснюється забезпеченням вимог:

-вертикальність шпинделя;

-горизонтальність напрямних робочої головки,

-витрата повітря в пневматичній системі та його баланс за трьома повітряними подушками.

2. Обробка фаски сідла. Якість обробки сідла клапана (і ступінь герметизації сполучення село-клапан) визначається більшою мірою наявністю хвилястості (огранювання) на поверхні сідла, ніж шорсткістю поверхні. Мікро нерівності при початковому періоді роботи двигуна згладжуються під дією контактних навантажень на поверхнях фасок сідла та клапана. Для прискорення процесу згладжування та покращення герметичності формують так звану інтерференцію кутів робочих фасок - фаски сідел та клапанів обробляють під кутами з різницею $\Delta\alpha = 30^\circ \dots 1^\circ$.

Виходячи з викладеного вище, показником якісної обробки сідла (і клапана) є відсутність огранювання на робочій поверхні. Тобто, за проведення операції обробки сідла необхідно встановлювати режими що виключають появу огранювання.

Появі огранювання на поверхні сідла сприяють вібрації, що виникають при різанні внаслідок:

- значного початкового зміщення осі сідла щодо осі напрямної втулки, характерного для зношених сідел з напрацюванням двигуна 70...90% від мікрремонтної (зову $\Delta > 0,10 \dots 0,15$ мм);
- похибки базування різального інструмента;
- великий довжини лінії різання. Залежить від вибору фасонного різця: кутів нахилу допоміжних фасок різця, ширини робочої фаски;
- недостатня жорсткість системи СНІД.

Порівняльна оцінка впливу технологічних параметрів та режимів обробки сідел на якість та експлуатаційні властивості поверхні наведено у табл. 5.4 [67].

У таблиці: H_{max} - максимальна величина хвилястості, S_m - середній крок хвиль, R_a - середнє арифметичне відхилення мікро поверхні від середньої поверхні.

Таблиця 5.4.

Взаємозв'язок параметрів якості та експлуатаційних властивостей поверхневого шару сідла з умовами обробки

Параметр	Точність	H_{\max}	S_m	R_a	Контактная жорсткість	Зносо-стійкість	Герметичність з'єднань
Подання	-	+	+	+	-*	-*	-*
Швидкість різання	0	0	-	-	+	+	+
Глибина різання	-*	+	+	+	-	+	-
Жорсткість системи СНІД	+	-*	-*	-	+	+	+
Вихідні параметри сідла:							
точність	+	-*	-	0			
хвилястість	-	+	+	0			
шорсткість	0	0	+	+	н.д.	н.д.	н.д.

Примітки: Знак «+» означає, що збільшення або зменшення цього технологічного фактора (при незмінності інших) сприяє збільшенню або зменшенню відповідного показника; «-» - збільшення чи зменшення даного технологічного фактора сприяє зменшенню або збільшенню відповідного показника; «0» - збільшення чи зменшення даного технологічного чинника не впливає на відповідний показник; «*» - даний технологічний фактор надає основне впливом тєть відповідний показник.

Для підвищення якості обробки сідла клапана на верстатному устаткуванні рекомендується застосування наступних заходів.

1. Зменшення подачі у процесі обробки. Період виходжування – не більше 0,2 періоду робочого ходу. Найбільший вплив на параметри шорсткості поверхні.

2. Зменшення глибини різання. Технологічний фактор, що надає найбільший вплив на утворення хвилястості (огранювання). При виникненні огранювання слід зняти її короткочасними подачами при збільшенню або зменшенню на +50...70 об/хв частоті обертання шпинделя.

3. Підвищення жорсткості системи СНІД: закріплення головки блоку, вибір різця з мінімально можливою довжиною лінії різання (з обмеженнями за допоміжними фасками).

4. Підвищення параметрів точності сідла, що обробляється: зниження похибок установки втулки, підвищення точності базування ріжучого інструмент.

РОЗДІЛ 6. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ РОБОТИ

Як критерій обґрунтованості економічної ефективності запропонованих автором технологічних рекомендацій щодо підвищення якості ремонту головок блоку та деталей клапанної групи автотракторних двигунів вибрано позитивне значення річного економічного ефекту для підприємства ДП АФ "Іскра", на якому в період більше одного року здійснювалось практичне використання результатів досліджень автора. Або, іншими словами, критерієм обґрунтованості є перевищення вартісної оцінки переваги прибутку над вартісною оцінкою сукупних витрат.

Як основний метод розрахунку річного економічного ефекту від впровадження результатів роботи приймається метод переваги у прибутку, заснований на підрахунку додаткового прибутку, який отримує підприємство, що здійснює ремонт двигунів з використанням розроблених рекомендацій порівняно з прибутком, що отримується раніше на підприємстві без застосування результатів дослідження. Таким чином, величину річного економічного ефекту за цим методом можна отримати, зіставляючи виробництво послуг до та після впровадження результатів дослідження в рамках одного підприємства:

$$E_p = \Delta\P \quad (6.1)$$

де E_p - річний економічний ефект від запровадження результатів роботи певним методом переваги у прибутку (грн.),

$\Delta\P$ - перевага в прибутку протягом року (грн.).

Як допоміжні методи економічної оцінки результатів роботи приймаються:

- метод переваги обсягом реалізації услуг;
- метод переваги у ціні;
- метод виграшу у собівартості з урахуванням змінних витрат.

Річний економічний ефект E_{p1} , визначений методом переваги обсягом реалізації послуг розраховується за формулою:

$$E_p = (C_n + Z_n) \cdot \Delta OP, \quad (6.2)$$

де C_n і Z_n - ціна та собівартість ремонту, що відтворюється з урахуванням розроблених рекомендацій (грн.); $\Delta OP = (N_n - N)$ - збільшення програми ремонту (шт./рік).

Теоретично факт збільшення обсягу реалізації послуг з ремонту двигуна з впровадженням заходів, спрямованих на покращення якості ремонту, підтверджується тим, що вибір замовника у виробнику послуг здійснюється на основі нерівності [72]:

$$(C_1 + TP_1)/T_1 > (C_2 + TP_2)/T_2 \quad (6.3)$$

де C_1 і C_2 - ціна ремонту на першому та другому підприємстві (грн.); TP_1 і TP_2 - відповідні транспортні витрати (грн.); T_1 та T_2 - термін служби агрегату, відремонтованого на відповідному підприємстві (мото-год.).

Перевага у ціні при використанні результатів даного дослідження досягається за рахунок підвищення якості виконання робіт та визначається шляхом порівняння ціни послуги з ціною послуги - аналога.

$$E_{p2} = \Delta C \cdot OP, \quad (6.4)$$

де E_{p2} - річний економічний ефект від впровадження результатів дослідження, визначений методом переваги у ціні (грн.); ΔC - перевага у ціні (грн.); OP - обсяг реалізації послуг у натуральному виразі.

Виграш у собівартості у частині змінних витрат визначається на основі порівняння у часі відповідних показників організації, застосовуючи та організації, яка не використовує результат даних досліджень:

$$E_{p3} = \Delta Z_n \cdot OP \quad (6.5)$$

де E_{p3} - річний економічний ефект від запровадження результатів роботи, визначений методом виграшу у собівартості на основі змінних витрат (грн.); ΔZ_n - виграш у собівартості на основі змінних витрат (з розрахунку на одиницю реалізованої послуги) (грн.)

Як видно, у нашому випадку має місце зміна всіх трьох основних показників, що визначають прибуток підприємства, - ціни реалізації послуги,

собівартості її виробництва та обсягу ремонту. Тоді для кількісного визначення річного економічного ефекту скористаємося основним методом оцінки - методом переваги у прибутку. Вирази (6.2, 6.4, 6.5) необхідні для окремих випадків, коли один із названих показників не змінюється. Наприклад, при штучному заморожуванні ціни на послуги або постійному, через зовнішні причини, обсязі ремонту.

Отже, у випадку річний прибуток Π від реалізації послуги визначається з виразу:

$$\Pi = (Ц - З)N, \quad (6.6)$$

де $Ц$ - вартість реалізації послуги споживачеві (грн.); $З$ - собівартість одиниці послуги (грн.); N - річна програма ремонту (шт./рік).

Тоді для $\Delta\Pi$ маємо:

$$\Delta\Pi = (Ц_n + З_n)N_n - (Ц - З)N, \quad (6.7)$$

де $Ц_n$, $З_n$, N_n - показники, що характеризують прибуток після впровадження результатів досліджень, а $Ц$, $З$, N - до впровадження.

У загальному вигляді наведені витрати $З$, що виражають з певної ступенем точності вартість одиниці роботи можуть бути записані як сума всіх витрат:

$$З = H_{CA} + TO + PM + OT + D_3 + E_n K_{уд}, \quad (6.8)$$

де H_{CA} - норма амортизації, грн.; TO - витрати на технічне обслуговування, грн.; PM - витрати на витратні матеріали, грн.; OT - витрати на оплату праці, грн.; D_3 - інші не враховані вище витрати, грн.; E_n - норматив ефективності капітальних вкладень; $K_{уд}$ - питомі капітальні вкладення (в розрахунку на одиницю роботи), грн.

У табл. 6.1 представлені вихідні дані та результати розрахунку за (6.1, 6.6 - 6.8) річного економічного ефекту від запровадження результатів даного дослідження для підприємства ДП АФ "Іскра". Річний економічний ефект становить 1459000 грн./рік.

Таблиця 6.1

Вихідні дані та результати розрахунку річного економічного ефекту від впровадження результатів дослідження на підприємстві ДП АФ "Іскра"

		Назва	Позначення	Значення
Вихідні дані	Базовий варіант	Ціна реалізації послуги (грн.)	Ц	5000
		Річна програма ремонту (шт./рік)	N	2000
		Норма амортизації (грн.)	N_{CA}	0
		Витрати технічне обслуговування (грн.)	ТО	15
		Витрати витратні матеріали (грн.)	PM	5
		Витрати на оплату праці (крб.)	OT	350
		Інші не враховані вище витрати (грн.)	D_z	5
		Норматив ефективності капітальних вкладень	E_n	0,15
		Питомі капітальні вкладення (грн.)	$K_{уд}$	0
		Собівартість одиниці послуги (грн.)	З	375
Вихідні дані	Новий варіант	Ціна реалізації послуги (грн.)	Ц	5300
		Річна програма ремонту (шт./рік)	N	2200
		Норма амортизації (грн.)	N_{CA}	4
		Витрати технічне обслуговування (грн.)	ТО	15
		Витрати витратні матеріали (грн.)	PM	5
		Витрати на оплату праці (грн.)	OT	400
		Інші не враховані вище витрати (грн.)	D_z	3,2
		Норматив ефективності капітальних вкладень	E_n	0,15
		Питомі капітальні вкладення (грн.)	$K_{уд}$	34
		Собівартість одиниці послуги (грн.)	З	432,3
Річний економічний ефект від впровадження результатів роботи (грн./рік)		E_p		1459000

НУБІП України

НУВБІП України

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Проведений аналіз робочої схеми взаємодії деталей клапанного механізму дозволив встановити необхідність впровадження технологічного процесу, що забезпечує необхідний рівень якості ремонту за рахунок підвищення точності взаємного положення та обробки робочих поверхонь деталей клапанної групи

2. Встановлено закономірність зміни форми сідел клапанів та отвори прямої втулки при зносі в процесі експлуатації, яка виражається формуванням еліпса з односпрямованим усуненням центру. Отримані дані послужили обґрунтуванням визначення допустимих величин відхилення форми та зміщення осей сідел і напрямних втулок з обмеженням за параметрами герметичності в поєднанні клапан-сідло та залишкового ресурсу роботи деталей клапанної групи після проведення ремонту.

3. Розроблено методику розрахунку точності взаємного положення деталей клапанної групи та базування різального інструменту при ремонті, відрізняється тим, що дозволяє:

- нормувати розміри деталей і сполучень, що допускаються, виходячи з величини допустимого розміру вихідного параметра - биття сідла.
- визначати похибки базування напрямної втулки, клапана, різального інструменту з урахуванням відхилень форми та положення утворюючих сполучення деталей клапанної групи.

4. Розроблено комплекс методів та засобів для вхідного контролю деталей, забезпечує підвищення точності позиціонування деталей клапанної групи при ремонті: КИ-28197-ГОСНИТИ для контролю биття фаски клапанів; КИ-28198-ГОСНИТИ для контролю відхилення від співвісності отвори та базової поверхні, різновісності напрямних втулок; КИ-28229-ГОСНИТИ для кількісної оцінки якості ремонту та складання деталей клапанної групи.

5. Вперше встановлені технічні вимоги на вхідний контроль геометричних параметрів напрямних втулок. Для направляючих втулок двигуна Д-245: зміщення осей - не більше 0,014 мм, різнотовщинистість - не понад 0,028 мм; еліптичність посадкового місця втулки в ГБЦ трохи більше 0,01 мм.

6. Запропоновано заходи щодо зниження зусиль тертя в контакті клапан-коромисло за рахунок зменшення шорсткості контактуючих поверхонь під час ремонту. Рекомендується використання шліфувальних кіл з кубічного нітриду бору 12A2 - 45° (ЛЧК-2) при шліфуванні торця клапана на відміну від раніше застосовуваних абразивних шліфувальних кіл.

7. Розроблено математичну модель процесу відновлення герметичності сполучення сідло-клапан на високоточному верстатковому обладнанні (Serdi S2.0) представлена у вигляді складної системи, основний результуючий показник якої - герметичність сполучення (Y) обумовлюється сукупністю впливу трьох груп чинників. Для дослідження взаємозв'язків складових системи використаний метод багатфакторного кореляційно-регресійного аналізу між герметичністю та досліджуваними факторами виявлено тісний взаємозв'язок: коефіцієнт множинної кореляції становив 0,996, коефіцієнт детермінації - 0,992, середня відносна помилка не перевищила 4,1 %.

8. Розроблені технологічні рекомендації щодо підвищення якості ремонту головок блоку та деталей клапанної групи двигунів сільськогосподарської техніки впроваджено на підприємстві: ДП АФ "Іскра". Річний економічний ефект від впровадження нової технології на приклад ремонтного підприємства ДП АФ "Іскра" склав 1,459 млн. гривень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Алимов В.Н. Динамика и циклическая прочность газораспределительных клапанов транспортных двигателей: Автореф. дис. канд. тех. наук. — Москва, 2001
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя в 3-х т.: Т. 2. — 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. - М.: Машиностроение, 2001. — 912 с.: ил.
3. Анфиногенов М.А. Исследование изнашивания клапанов и сопряженных с ними деталей дизельных двигателей: Автореф. дис. канд. тех. наук. — Новосибирск, 1969
4. Анфиногенов М.А. Нагар и абразивный износ клапанов. «Сельскохозяйственное производство Сибири и Дальнего Востока», 1966, №12.
5. Бабусенко С.М. Ремонт тракторов и автомобилей — 3-е изд., перераб. и доп. М.: Агропромиздат, 1987.-351 с.: ил.
6. Билик Ш.М. Макрогеометрия деталей машин. Изд. 2-е. М., «Машиностроение», 1972. 344 с.
7. Бойко А.М., Вестман Д.Г. и др. Исследование процесса посадки клапанов быстроходного тракторного двигателя. «Тракторы и сельскохозяйственные машины» 1979, №6 с. 10-12
8. Буравцев Б.К. Исследование факторов, определяющих надежность наподвижных соединений головки цилиндров - седла клапанов автомобильных двигателей после их изготовления и ремонта: Автореф. дис. канд. тех. наук. Москва, 1968
9. Гаврилов К.Л. Профессиональный ремонт ДВС автотранспортных средств, дорожно-строительных и сельскохозяйственных машин иностранного и отечественного производства: Учебное пособие. - М.: ИД Форум: ИНФРА - М, 2006 -304 с.: ил.
10. Глазун А.И. Исследование долговечности клапанов двигателя СМД-14

восстановленных наплавкой: Автореф. дис. канд. тех. наук. - Москва, 1975

11. ГОСТ 18509-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. М: Изд-во стандартов. 1988. — 32 с.

12. ГОСТ 18523-79. Дизели тракторные и комбайновые. Сдача в капитальный ремонт и выпуск из капитального ремонта. Технические условия. М: Изд-во стандартов. 1979. — 24 с.

13. ГОСТ 8.051-81. Погрешности допускаемые при измерении линейных размеров от 1 до 500 мм. М.: Изд-во стандартов, 1981. - 10 с.

14. Гурвич И.Б. Износ и долговечность двигателей. - Горький, Волго-Вятское кн. изд., 1970. 175 с.

15. Гусев А.В., Аширов И.З. Ремонт клапана ДВС (Оренбургский Государственный аграрный университет) Вестник Оренбург, гос. университета 2006, № 13, с. 81-90

16. Дальский А.М., Кулешова З.Г. Сборка высокоточных соединений в машиностроении. М: Машиностроение, 1988. — 304 с.: ил.

17. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учебник для вузов/В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. — 3-е изд., перераб. и испр. — М.: Высшая школа, 2007. - 479 с. ил.

18. Дейниченко Е.Д. Исследование нагруженности и изнашивания сопряжений механизма газораспределения двигателя внутреннего сгорания с целью повышения его надежности: Автореф. дис. канд. тех. наук. - Волгоград, 2005

19. Дизели Д-240, Д-240Л и их модификации. Технические требования на капитальный ремонт. ТК 70.0001.081-77 Часть I Москва ГОСНИТИ 1978. -48 с.

20. Дизели тракторные СМД-14АН, СМД-15Н, СМД-17Н, СМД-18Н.

Технические требования на капитальный ремонт. ТК 10-05.0001.018-87 Москва ГОСНИТИ 1989. -128 с.

21. Дизели ЯМЗ-240Б, ЯМЗ-240БМ. Технические требования на

капитальный ремонт. ТК 10-05.0001.026-87 Москва ГОСНИТИ 1989. -100 с.

22. Дизель А-01М. Технические требования на капитальный ремонт. ТК 10-05.0001.079-86 Москва ГОСНИТИ 1987. -116 с.

23. Дизель ЯМЗ-238НБ. Технические требования на капитальный ремонт. ТК 10-05.0001.027-87 Москва ГОСНИТИ 1989. -76 с.

24. Дунаев П.Ф., Ледиков О.П. Расчет допусков размеров. - М.: Машиностроение, 1981. - 189 с : ил.

25. Дынга И.Г. Исследование и разработка методов и средств диагностики технического состояния цилиндро-поршневой группы и клапанов

газораспределения тракторного двигателя: Автореф. дис. канд. тех. наук. - Москва, 1971

26. Жолобов Л.А. Повышение долговечности механизма газораспределения автомобильных двигателей: Автореф. дис. канд. тех. наук. —Горький, 1984

27. Захаров А.А. Повышение долговечности головок блока цилиндров дизелей при восстановлении путем применения деконцентраторов напряжения: Автореф. дис. канд. тех. наук. - Саратов, 2005

28. Измайлов А.Ю. Технологии и технические решения по повышению эффективности транспортных систем АПК. - М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2007. -200 с.

29. Исследование и обоснование технологии обслуживания механизма газораспределения двигателя Д-37Е. Отчет заключительный ГОСНИТИ №4794 -М. ГОСНИТИ 1976, 116 с.

30. Исследование износов и отказов дизелей в условиях рядовой эксплуатации. Промежуточный отчет ГОСНИТИ. П.М. Кривенко, В.М. Баранцев, А.М. Хахимов. М. ГОСНИТИ 1980. -65 с.

31. Карев А.Н. Аналитическое и экспериментальное исследование динамики механизма газораспределения автомобильных двигателей. Автореф. дис. канд. тех. наук. - Москва, 1972

32. Коган Ю.А. О тепловых и ударных нагрузках на клапан. - М.: Автомобильная промышленность. № 11, 1976, С. 12-13

33. Колев К.С. Технология машиностроения. Учебное пособие для вузов. М., «Высшая школа», 1977. - 256 с.

34. Колчин А.В., Каргиев Б.Ш., Дорогин Д.В. Технологическое руководство по контролю и регулировке тракторных и комбайновых дизелей при эксплуатации. - М.: ФГНУ «Росимформагротех», 2005. - 136 с.

35. Корчемный Л.В. Механизм газораспределения автомобильного двигателя. - М.: Машиностроение, 1981. - 191 с.

36. Красавин А.Н. Исследование и теоретическое обоснование некоторых вопросов технологии восстановления головок цилиндров тракторных двигателей. Автореф. дис. канд. тех. наук. - Москва, 1972

37. Кузько П.А. Обоснование допускаемых размеров деталей механизма газораспределения при капитальном ремонте дизелей (на примере дизеля ЯМЗ-238): Автореф. дис. канд. тех. наук. - Москва, 1988

38. Ливанов Б.М. Совершенствование методов расчета и выбора параметров конструкции механизма газораспределения автомобильных двигателей. Автореф. дис. канд. тех. наук. - Москва, 1985

39. Лизунов А.А., Трелин А.А. Семь раз отмерь, один отрежь! Правильный автосервис, №1, 2006, С. 22 - 26

40. Лизунов А.А., Трелин А.А., Трелина К.В., Архипов А.С. Исследование вопросов ремонта двигателей и технологий восстановления деталей машинно-тракторного парка АПК. Отчет заключительный - М. ГОСНИТИ 2002, 30 с.

41. Лукомский Я.Н. Теория корреляции и ее применение к анализу производства. - М.: Госстандарт, 1961. - 236 с.

42. Макаревич П.С. Повышение технического уровня четырехтактных дизелей снижением скорости рабочего тела в проходных сечениях клапанов. Автореф. дис. канд. тех. наук. - Челябинск, 2006

43. Межецкий Г.Д. Исследование процесса изнашивания клапанных пар и обоснование рационального способа восстановления головок блока цилиндров дизельных двигателей: Автореф. дис. канд. тех. наук. - Саратов, 1969

44. Межецкий Г.Д. Повышение долговечности головок и крышек цилиндров

дизелей путем совершенствования технологии ремонта: Автореф. дис. докт. тех. наук. - Саратов, 1994

45. Меметов Р.А. Исследование и обоснование размерной цепи при ремонте газораспределительного механизма тракторного двигателя (на примере двигателя СМД-14): Автореф. дис. канд. тех. наук. —Москва, 1971

46. Методы контроля новых и изношенных деталей. Колл. авт. под ред. Лялякина В.П. - М.: ГОСНИТИ, 2005. - 240 с.

47. Михлин В.М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники. - М.: Колос, 1984.-335 с.

48. Николаенко А.В., Хватов В.И. Повышение эффективности использования тракторных дизелей в сельском хозяйстве. - Л.: Агропромиздат, 1986. - 191 с.

49. Определение допустимых отклонений размеров основных деталей кривошипно-шату иного и газораспределительного механизмов при капитальном ремонте двигателей ЯМЗ-236, ЯМЗ-238. Отчет. Колл. авт., Ярославль. Ярославский моторный завод. 1974. -30 с.

50. Силуянов В.П. Исследование и разработка технологических процессов восстановления сопряжений седло-клапан тракторных двигателей с использованием роторного газопламенного напыления: Автореф. дис. канд. тех. наук. -Москва, 1981

51. Слепов А.А. Повышение долговечности деталей газораспределения путем совершенствования технологии ремонта: Автореф. дис. канд. тех. наук. - Саратов, 2001

52. Соколов В.П. Совершенствование технологии восстановления гнезд клапанов головок цилиндра двигателей тракторов и сельхозмашин: Автореф. дис. канд. тех. наук. - Ленинград, 1983

53. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 1/Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К.Мещерякова. —4-е изд. перераб. и доп. —М.: Машиностроение, 1985.-656 с, ил.

54. Суслов А.Г., Дальский А.М. Научные основы технологии машиностроения. - М.: Машиностроение, - 2002. - 684 с, ил.

55. Сухарев Э.А. Эксплуатационная надежность машин: Теория, методология, моделирование: Учебное пособие. -Ровно: НУВХП, 2006, - 192 с.

56. Трелин А.А. Метрологическая оценка качества восстановления фасок седел с помощью ручного инструмента и станочного оборудования отечественного и зарубежного производства. МТС 3/2003, С. 45 - 49

Крагельского, В.В. Алисина. -М.: Машиностроение, 1978 -Кн. 1, 400 с, ил.

57. Усков В.П. Справочник по ремонту базовых деталей двигателей. — Брянск, 1998. -589 с.

58. Хрунков С.Н. Повышение технико-экономических показателей

поршневого двигателя за счет совершенствования механизма газораспределения: Автореф. дис. канд. тех. наук. - Н.Новгород, 2001

59. Черноиванов В.И., Лялякин В.П. Организация и технология восстановления деталей машин. Изд. 2-е, доп. и перераб. —М: ГОСНИТИ, 2003. -488 с.

60. Черноиванов В.И., Лялякин В.П. Стратегия развития технического сервиса в сельском хозяйстве России. Материалы международной научно-технической конференции «Научные проблемы и перспективы развития, ремонта, обслуживания машин, восстановления и упрочнения деталей».

ГОСНИТИ Москва - 2004. -316с.

61. Шурьгин В.Ф. Исследование износостойкости серийных и восстановленных клапанов тракторных двигателей с воздушным охлаждением.

Автореф. дис. канд. тех. наук. -Ленинград, 1973

62. Щурков В.Е., Суденков Е.Г. Снижение теплонапряженности выпускных клапанов дизелей и карбюраторных двигателей. «Тракторы и сельскохозяйственные машины» 1976, №4 - С. 33-35

63. Экономика технического сервиса на предприятиях АПК. —Конкин Ю.А., Бисултанов К.З., Конкин М.Ю." и др. —Под ред. Ю.А. Конкина. —М: КолосС, 2005.-368/с.

64. Янсикене И.А. Исследование технологического процесса герметизации

клапанов механизма газораспределения тракторных двигателей при ремонте:

Автореф. дис. канд. тех. наук. - Москва, 1974

65. Boghe M. DLC - Beschichtungen Designelement zur Änderung des Reibungs- und Verschleißverhaltens traditioneller Komponenten. "MTZ" 2007, № 3, p. 190-198

66. Der Motor - GAU dront abdem dritten/ Jahr Ronner// KFZ - Betrieb - 1999. - №26, с 13-16.

67. Frischzellenkur für altersschwache Motoren / Rinn Jürgen//AMZ: Auto, Mot., Zubehor. - 2000. - №1 с 70 - 72

68. Haas E., Reichweger J., MeBtechnische und rechrerische Untersuchungen am Ventiltrieb von LKZ-Motoren. "VDJ-Ber." 1984, № 574, p. 111-125

69. Zhao Yuncai, Yan Hang-zhi. Experimental study on wear failure course of gasvalve/

valve seat in engine. (Central south University, Changsha, China) J. Cent. S. Univ. Technol.: Sci. and Technol. Mining and Met. 2005, № 12, p. 243-246.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ДОДАТКИ

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України