

ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерно-технологічний
Кафедра технології та засоби механізації аграрного виробництва

Пояснювальна записка
до *дипломної роботи* на здобуття ступеня вищої освіти

« магістр »
бакалавр, магістр

на тему: «Вдосконалення технології ремонту деталей і спряжень газорозподіль-
чого механізму сільськогосподарської техніки»

Виконав: здобувач вищої освіти
за ступенем « *магістр* » групи 6
ОПП Технології і засоби механізації
сільського господарського виробництва
спеціальності 208 Агроінженерія
Шифр та назва ОПП та спеціальності

Крючко О.О
Прізвище та ініціали здобувача вищої освіти

Керівник: Лапенко Г.О.
Прізвище та ініціали керівника

Рецензент: Бурлака О.А
Прізвище та ініціали рецензента

Полтава – 2021 року

ВСТУП

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

В даний час на вітчизняному ринку випуск спеціалізованих верстатів та оснастки для високоякісного ремонту деталей двигунів умовах малих та середніх ремонтних майстерень практично не виготовляється. Проте, досить швидко розвивається мережа організацій, що здійснюють постачання спеціалізованого обладнання закордонного виробництва для будь-якого ступеня завантаження підприємства. Відмінна особливість спеціалізованого обладнання - висока точність і 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 зарубіжного виробництва.

Техніко-економічні показники дизеля насамперед залежать від досконалості протікання робочих процесів у камері згоряння. При цьому деталі, що обмежують камеру згоряння, випробовують максимальні механічні та термодинамічні навантаження, що обумовлює їх підвищений знос. До них відносяться:

деталі циліндро-поршневої групи, головка блоку, клапани та пов'язані з ними деталі. Важкі умови роботи та важливе функціональне призначення цих деталей пред'являють до них ремонту жорсткі вимоги

Операції відновлення, механічної обробки чи заміни напрямних втулок, сідел і клапанів є необхідними 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 вітчизняному ринку запасних частин. У вирішенні питання підвищення якості ремонту з урахуванням сучасних технологічних можливостей деталі клапанної групи необхідно розглядати як єдину взаємозалежну систему. Ефективне застосування сучасного високоточного обладнання та оснащення неможливо без впровадження науково обґрунтованого технологічного процесу.

Научна новизна. 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 становища та обробки робочих поверхонь деталей клапанної групи.

Встановлено закономірність зміни форми сідел клапанів і отвори направляючої втулки при зносі в процесі експлуатації, яка виражається у формуванні еліпса з односпрямованим зміщенням центру напрямних втулок з обмеженням за параметрами герметичності поєднанні клапан-сідло та залишкового ресурсу роботи деталей клапанної групи після проведення ремонту.

Розроблено методику розрахунку точності взаємного положення деталей клапанної групи та базування різального інструменту при ремонті.

Об'єкти дослідження. Деталі механізму газорозподілу двигунів Д-242, Д-245.

Предмет дослідження. Вплив основних технологічних факторів на точність взаємного положення деталей клапанної групи, герметичність клапанних сполучень при ремонті двигуна.

ГЛАВА 1. СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАННЯ.

1.1. Результати аналізу літератури

Герметичність клапанних сполучень ДВС забезпечується збігом контактуючих поверхонь сідла і клапана. при впливі сукупності конструктивних і експлуатаційних факторів, їх форма змінюється, що призводить до утворення мікрощілин в сполученні. Внаслідок погіршуються умови роботи сполучення, при яких: збільшується інтенсивність зносу, спостерігається руйнування робочих фасок, прогари тарілок клапанів, тріщини сідел, наявність на фасках смолистих відкладень і продуктів неповного згоряння палива. Це викликає посилений прорив газів, знижує ступінь стиснення, знижується потужність двигуна, збільшується витрата палива і масла, утруднюється запуск, погіршуються екологічні характеристики двигуна.

Використовувані при ремонті технологічні методи можуть надати значний вплив на показники роботи ГРМ після ремонту. В зв'язку з цим, процес розробки нових технологічних методів і засобів ремонту, тісно пов'язаний з дослідженням основних факторів, що діють в ГРМ, за рахунок чого забезпечуватиметься підвищення міжремонтного ресурсу.

Дослідженню кінематики ГРМ, оцінці динамічних якостей приводу клапана і методам розрахунку динаміки, з точки зору поліпшення умов посадки клапана в сідло і зменшення інтенсивності його ударів, присвячена робота В.Н. Алімова .[1]

Вдосконаленню технології ремонту, дослідженню граничних і допустимих розмірів при ремонті, присвячена роботи А.А.Слепова. [2]

Наведені роботи відображають актуальність подальших досліджень механізму газорозподілу в контексті сучасного стану питань експлуатації та ремонту ДВС: поліпшення його якостей, вдосконалення технологічних процесів ремонту і т.д.

Функціональне призначення механізму газорозподілу – герметизація камери згоряння і організація газообміну. вплив сполучень деталей клапанної групи на показники роботи двигуна коротко характеризуються наступним:

1) клапан-сідло: а) прорив газів, прогорання - зниження надійності; б) зниження потужності і підвищення витрати палива.

2) клапан-втулка: а) перекося клапана - погіршення наповнення, тобто потужності і економічності, надійності; б) збільшення механічних втрат (Тертя при перекосях); в) збільшення витрат мастила.

3) коромисло-клапан (знос робочих поверхонь): а) зменшення час-перерізу клапана - зниження потужності і економічності.

В процесі експлуатації трактора зношуються більшість деталей двигуна, в тому числі деталі газорозподільного механізму і головки блоку, що призводить до різних відмов.

До числа очікуваних поступових відмов ГРМ «по параметру» відносять:

- а) зміна до граничних значень теплового зазору в клапанах;
- б) зрушення фаз газорозподілу;
- в) зміна до граничних значень зазору між стеблом клапана і направляючої втулкою;
- г) накопичення нагару на клапанах;
- д) поступове зниження пружності пружин;
- е) граничне утопання клапанів;
- ж) поява раковин на фасках сідел і клапанів (втрата герметичності клапанного сполучення).

До найбільш нестабільних параметрів відноситься зміна теплового зазору в приводі клапана. Вживання заходів щодо запобігання відмови по даному параметру включено до переліку обов'язкових робіт (ТО і ТР), що проводяться в плановому порядку.

У дослідженнях для двигунів Д-37Е, Д-240, СМД- 14, ЯМЗ-238 показано, що напрацювання до відмови і між відмовами деталей механізму розподілу по параметрам б - е). порівнянна з до- та міжремонтними ресурсами двигуна.

Герметичність клапанних сполучень - складний параметр, що залежить від безлічі факторів. Згідно з рядом досліджень, відмова по даному параметру 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 герметичності клапанних сполучень надходять в ремонт двигунів недостатньо через трудомісткості перевірки параметра і відсутності єдиного критерію оцінки - існує принаймні п'ять методів випробування на герметичність. Коротка характеристика основних несправностей механізму газорозподілу приведена в таблиці 1.1.

Основні дефекти деталей механізму газорозподілу двигунів, надходять в капітальний ремонт, показані в таблиці 1.2. [4,5.]

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

До 20% головок блоку надходить в ремонт з гранично зношеними сідлами і їх підприємства нерідко не відновлюють, направляючи в брак по причині відсутності необхідної технології та обладнання для заміни або відновлення сідел клапанів. У голівках циліндрів іноді (до 3-5%) спостерігається ослаблення посадки сідел в гніздах.

Однією з найважливіших завдань у сфері експлуатації сільськогосподарського транспорту є подальше вдосконалення системи (або її адаптація до існуючої ситуації) організації технічного обслуговування та ремонту з метою підвищення їх надійності роботи та водночас зниження витрат на експлуатацію [5-7]. Актуальність вказаної завдання підтверджується і тим, що на тех-

нічне обслуговування та ремонт витрачається в багато разів більше праці та коштів, ніж його виробництво.

Ремонт головок блоків циліндрів дизельних двигунів здійснюється відповідно до розробленим для них технологічним процесом на стаціонарних ремонтних підприємствах [8, 9].

Основними дефектами головки блоку циліндрів є:

1. тріщини стін сорочки охолодження,
2. корозія навколо отворів сорочки охолодження на площині сполучення з блоком,
3. знос отворів у напрямних втулках клапанів та під напрямні втулки клапанів,
4. знос робочої поверхні сідел впускних та випускних клапанів,
5. жолоблення площини прилягання до блоку циліндрів,
6. знос опорних поверхонь під свічки запалювання та під гайки шпильок та головки болтів кріплення головки циліндрів,
7. знос чи зрив різьблення у отворах.

Для безперебійної роботи автомобільних транспортних засобів необхідно розвивати і вдосконалити ремонтну базу. При своєчасному та якісному проведенні технічних впливів (ремонт та технічне обслуговування) збільшується термін служби автомобіля для вдосконалення проведення ремонту головок блоків циліндрів дизельних двигунів необхідно застосування спеціалізованого обладнання, дане обладнання має сприяти підвищенню продуктивності праці та зниження трудомісткості [10-12].

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 розпилювач форсунки і сідлом клапана - 22% і 45%, відповідно; головок Caterpillar-3116 - ослаблення посадки і випадання сідла - 9%, аварійний знос кулачків розподільного вала – до 10%; головок Komatsu, Raba-MAN D10 - втрата герметичності склянки форсунки - 38% і 30%, відповідно. Проте, загальний розподіл за видами відмов для різних марок як вітчизняних, так і зарубіжних двигунів

досить закономірно і в певній мірі носить однаковий характер. Таким чином, завдання забезпечення якості відновлення деталей клапанної групи, надійності і довговічності герметизації клапанних пар, є однією з першорядних в технологічному процесі ремонту двигуна.

Для безперебійної роботи автомобільних транспортних засобів необхідно розвивати і вдосконалити ремонтну базу. При своєчасному та якісному проведенні технічних впливів (ремонт та технічне обслуговування) збільшується термін служби автомобіля для вдосконалення проведення ремонту головок блоків циліндрів дизельних двигунів необхідно застосування спеціалізованого обладнання, дане обладнання має сприяти підвищенню продуктивності праці та зниження трудомісткості [6-8].

У сучасних умовах з використанням наукоємних технологій та обладнання, ця задача затребувана для вирішення і практичної реалізації на вітчизняних ремонтних підприємствах.

1.2. Вплив динамічних факторів на зношуваність клапанних сполучень

Деталі клапанної групи в процесі експлуатації знаходяться в жорстких умовах високих механічних і термічних навантажень. До основних факторів, що обумовлює знос і визначальним довговічність деталей, відносяться:

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

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	Знос деталей механізму	Періодична перевірка та при необхідності регулювання теплового зазора
Клапанний механізм	Зміна зазору між направляючою втулкою та клапаном	Поступовий	Знос стебля клапана та направляючої втулки	Перевірка зазору при ремонті двигуна
Пружина клапана	Зменшення пружності пружини	Поступовий	Низька якість виготовлення пружини	Перевірка пружності пружини клапана при ремонті двигуна
Клапан	Накопичення нагару на клапані	Поступовий	Низька якість моторного масла	Очистка клапана при ремонті двигуна
Клапан	Граничне утопання клапана	Поступовий	Знос сідла та фаски клапана	Заміна клапана (сідла) при ремонті двигуна
Клапан	Пригорання тарілки клапана	Поступовий	Порушення процесу згорання палива	Заміна клапана при ремонті двигуна
Клапан	Обрив стержня клапана	Раптовий	Низька якість виготовлення	Заміна клапана
клапанний механізм	Зависання клапана через накопичення на стрижні смолистих речовин	Раптовий перемижується	Низька якість моторного масла	Промивка клапанного механізму. Заправка двигуна маслом рекомендованого сорту
клапанний механізм	Порушення герметичності сполучень клапан-сідло	Поступовий	Граничне утопання клапана, корозія фаски клапана, малий тепловий зазор	Встановлення геометрії фасок сідла і клапана при ремонті двигуна, притирка
Механізм газорозподілу	Сдвиг фаз газорозподілу	Поступовий	-	Перевірка фаз газорозподілу при ремонті двигуна

Герметичність клапанних сполучень в основному визначається їх макрогеометричеськіє відхиленнями - биттям фаски клапана і сідла. Фактори 2 – 4 істотно впливають на швидкість сумарного зношування клапана і сідла в *осьовому* напрямку - утоплення клапана щодо привалочної площині ГБЦ. Як показано в роботі [16], що з'являються під впливом цих факторів мікрогеометрична відхилення, в процесі роботи не знижують герметичності клапана, тому що тиск газів в циліндрі деформує тарілку клапана і сідло, зменшуючи мікрощілини в сполученні.

Шляхом стирання виступів на сполучених поверхнях відбувається постійне виправлення помилок форми і самозбереження герметичності. Вплив факторів 2 - 4 на розвиток перекоосу клапана у втулці і, отже, розрив суцільності контакту клапан - сідло незначно . Виходячи з цього, в подальшому нехтуємо зазначеними факторами.

Динамічні чинники , становлять найбільший інтерес з точки зору появи биття контактуючих поверхонь, тому що знос деталей в радіальному напрямку спочатку визначається зміщенням точки прикладання сили до торця клапана щодо його осі. У процесі роботи з появою зносів направляючої втулки і клапана, вплив цих факторів посилюється через зростання амплітуди поперечних коливань клапана у втулці.

Дійсний рух клапана складається з підйому, заданого кулачком і 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.

Швидкість посадки клапана на сідло є основним фактором що, визначає знос клапанних сполучень, і приймає різні значення в залежності від наступних умов:

- частота обертання розподільного вала;
- демпфірування і власна частота коливань приводу;
- закон підйому штовхача і висота сбігу кулачка;
- зусилля клапанної пружини;

- тепловий зазор в приводі клапана;
- сила тиску газів.

Проведені дослідження динаміки механізму газорозподілу двигуна ЗІЛ-130 з урахуванням бічних переміщень клапана по п'ятимассової математичної моделі показали, що на клапан діє вигинальний момент, що викликає коливання клапана в межах зазору з основною частотою близько 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;
- моменту зміни знака прискорень;
- моменту посадки клапана на сідло (спостерігається тільки при підході клапана до сидла з перекосом).

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

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

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

Положення, що стосуються руху клапана у втулці, досліджувався і в роботі для двигуна СМД-14:

- контакт клапана з втулкою має місце переважно в площині гойдання коромисла;

Основні дефекти деталей механізму газорозподілу двигунів

Дефект, %	СМД-62	ЯМЗ-238НБ	ЯМЗ-28НБ	А-41	Д-245	СМД-14НГ
Обсяг вибірки, шт	57	320	237	50	54	61
тріщини:						
- водяної сорочки	5	-	9	8	-	-
- в перемичці між отвором під розпилювач форсунки і сідлом клапана	0,3	22	45	4	-	-
- між сідлами клапанів	0,3	-		2	-	7
Дефекти привалочної площині:						
- викривлення	16	-	18	-	10	28
- забоїни	2	-	-	2	-	-
- пробої	3	4	2	3	-	2
Дефекти втулок клапанів:						
- знос внутрішньої поверхні	80	80	96	80	-	45
- ослаблення посадки	13	-	-	-	7	-
- злам або тріщина	-	3	-	11	-	10
Знос сідел клапанів, раковини	9	5	20	11	26	64
Ослаблення посадки, тріщина або випадання сідла	3,5	-	5	4	-	9
Втрага герметичності заглушок	-	11	14	-	1	-
Втрага герметичності склянки форсунки	н/д	н/д	н/д	н/д	н/д	н/д
Висота головки не відповідає технічним вимогам	1	-	-	-	18	1
Дефекти різьбових з'єднань:						
- злам шпильок	19	48	2	12	-	10
- пошкодження шпильок	21	-	-	-	-	15
- знос і зрив різьби в тілі головки	-	36	48	40	-	10
Дефекти клапана:						
- знос фаски	34	32	47	н / д	н / д	н / д
- знос стебла	75	75	75			
- биття тарілки	35	-	3			
- прогар тарілки, обрив клапана	-	-	-			
Дефекти пружин клапана:						
- втрата пружності	54	-	-	-	-	45
- зменшення довжини	90	-	87	-	-	91

- протягом значної частини робочого ходу клапана, контакт стебла клапана з втулкою відбувається в нижній частині втулки з боку осі коромисла. Цим пояснюється несиметричний характер зносу втулки. Додатковий вплив фактора ковзання контактуючих деталей в умовах граничного тертя сприяє підвищеному зносу цієї зони втулки.

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

1.3. Знос і дефекти деталей клапанної групи

Направляючі втулки мають такі дефекти: знос внутрішньої поверхні (58-96%), ослаблення посадки (7-13%), тріщини і злами (3-10%). Знос втулок носить виражений місцевий характер. У верхній частині втулок знос невеликий і має форму овалу, велика вісь якого перпендикулярна поздовжньої осі двигуна. У нижній частині втулки зношуються більше, ніж у верхній зі збереженням напрямку зносу - найбільший знос спостерігається в місці удару у стрижня клапана по втулці з подальшим ковзанням при граничному терті. Більший знос впускних втулок в порівнянні з впускними пояснюється додатковим тепловим вантаженням в сполученні з клапаном.

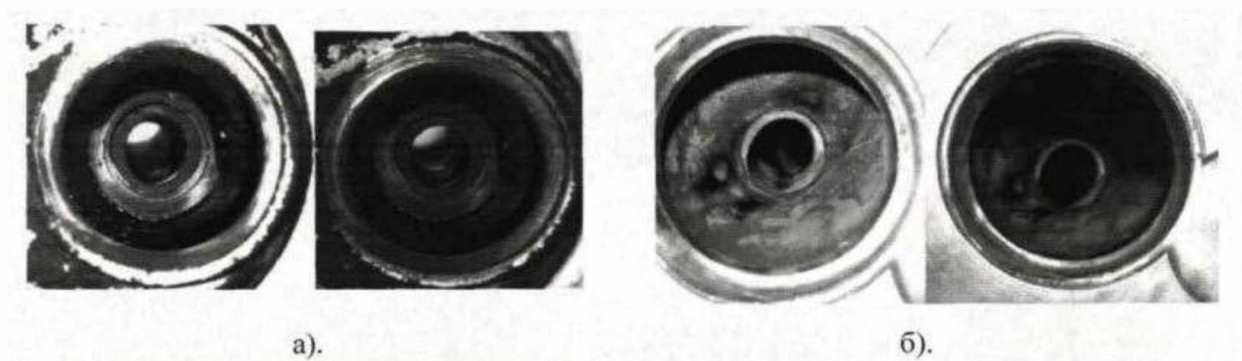
На момент капітального ремонту знос втулок клапанів у верхній частині зазвичай складає 0,06-0,08 мм, а в середній 0,04-0,07 мм. У нижній частині знос втулок вище, ніж у верхній, досягає 0,24 мм і більше, і в середньому становить 0,10-0,12 мм. Коефіцієнт нерівномірності зносу по довжині: для втулок впускних клапанів 3-4, для втулок випускних клапанів 8-13.

Згідно з дослідженнями, швидкість зносу впускних втулок ЯМЗ 238НБ до ремонту становить 0,006 мм / 1000 м.ч., після ремонту - 0,020 мм

На рис. 1.3 показані втулки і сідла, що мають знос, близький до аварійного та ілюструють його місцевий несиметричний характер. При менших зносах втулок (до 0,20 мм) візуально даний характер не прояв-

ляється, неможливо його визначити також і при дефектації виміром найбільш часто застосовуються інструментом - нутроміром (метод двох точок). Однак, практично з початку зносу втулки відбувається зміщення фактичної осі роботи клапана, що призводить до відповідного порушення співвісності клапана і сідла. При малих зносах і, отже, перекосах, герметичність клапана і сідла забезпечується пластичним деформацією поверхонь робочих фасок клапана і сідла.

Розглянуті в прикладі клапанні пари не мали герметичності внаслідок значного перекоосу осей клапана і сідла. очевидно, істотний місцевий знос вказує на напрямок результуючої сили взаємодії сполучених деталей.



Мал. 1.3 Аварійний знос направляючих втулок і сідел двигунів ЗМЗ (а) і Scania (б).

За даними , у двигунів, що надходять в капітальний ремонт, зазори в сполученні клапан-втулка зазвичай вище номінальних в 1,5-3,5 рази. Це може призводити до підвищення витрати масла на чад через зазор клапан-втулка на 18-20%, збільшення димності відпрацьованих газів - на 10 - 15%.

Клапани мають такі дефекти: знос стебла (до 75%), знос робочої фаски (26-48%), биття робочої фаски (2-3%), прогари тарілки, обрив клапана (2-8%).

До 90% стрижнів випускних і 60% впускних клапанів ЯМЗ-238НБ, СМД-62 мають граничні зношення, що досягають 0,12-0,13 мм і вимагають заміни або ремонту. Найбільша овальність стрижнів - 0,03 мм.

Биття фасок при експлуатації зростає в порівнянні з биттям нових клапанів майже в 3 рази і сягає, наприклад, у двигунів ЗІЛ-130 0,14-0,16 мм, а в середньому 0,053 мм. Биття робочої фаски щодо осі стрижня призводить до нещільної посадки клапана і порушення герметичності сполучення, зменшення наповнення циліндра свіжим повітрям. Биття фасок сідел щодо осі втулок також різко зростають у міру збільшення напрацювання двигунів і в середньому становлять: впускного - 0,12, випускного - 0,23 мм, а максимальні - відповідно до 0,40 і 0,55 мм.

Зменшення або збільшення теплового зазору від оптимальної заданої величини негативно позначається на роботі двигуна. При занадто великому зазорі р стуть ударні навантаження і збільшується знос сполучень клапанного механізму. При дуже малих - не забезпечується герметичність камери згоряння, і двигун не розвиває повної потужності, клапани перегріваються, що може спричинити прогар фасок. Перевірки і регулювання зазорів необхідно приділяти першочергову увагу. найбільш небезпечно зменшення зазору для випускного клапана. Клапан в цьому випадку раніше відкривається і пізніше закривається, час перетікання гарячих газів через малу щілину збільшується, а час, коли клапан закритий і повинен охолоджуватися, віддаючи тепло через сідло в охолоджуючу рідину, скорочується. Зменшений зазор - найбільш часта причина підгоряння робочих фасок.

Збільшення теплового зазору призводить до появи стукотів в механізмі газорозподілу. Збільшення регулювального зазору істотно позначається на зростанні швидкості посадки клапана. У свою чергу знос сідла і фаски клапана багато в чому визначається швидкістю посадки клапана.

Крім того, початкова величина теплового зазору в механізмі, величина нестійка, залежить від якості виготовлення і температури його деталей. Згідно з дослідженнями ГОСНИТИ, тепловий зазор в механізмі газорозподілу двигунів Д-37е змінюється за випадковим законом – в процесі експлуатації зафіксовано як збільшення, так і зменшення теплового зазору.

Інтенсивність зміни перебувала в межах (мм / мото-год.):

-для впускних сполучень: - позитивна (збільшення зазору) - $0 + 0,00045$; - негативна (зменшення зазору) - $0,00001-0,00062$;

-для випускних сполучень: - позитивна (збільшення зазору) - $0 + 0,00094$; - негативна (зменшення зазору) - $0,00007-0,00051$.

Основним дефектом, що обмежує термін служби головок циліндрів, є знос клапанних сідел. Виявляється цей дефект в підвищених втопленнях клапанів, що в свою чергу є однією з причин зниження потужних і економічних показників двигунів. За даними ГОСНИТИ, збільшення втоплення клапанів двигунів СМД-14 від номінального (1,15-1,6 мм) до граничного (3,5 мм) веде до зростання витрати палива на 10,5% і зниження потужності на 10%. Одночасно з цим відзначається збільшення витрати масла на 10%, підвищення температури випускних сполучень – на 7 ... 8%.

Знос сідел впускних клапанів двигунів ЯМЗ-238НБ знаходяться в межах 0,3-1,3 мм і в середньому складають 0,66 мм; знос випускних сідел складають 0,1-0,7 мм, а в середньому 0,20 мм. Знос впускних сідел вище зносу випускних в 3 рази. Тарілки клапанів двигунів ЯМЗ, наплавлені сплавом ВЗК, зношуються зазвичай в 3 рази менше, ніж їхні гнізда, і в середньому складають впускного - 0,20 і випускного - 0,06 мм. Швидкість зносу впускних сідел відремонтованих двигунів ЯМЗ-238НБ становить близько 62 мкм / 1000 мото-год. Ресурс клапанних сідел двигунів ЯМЗ-238НБ становить 10-11 тис. мото-год.

Випускні клапанні сідла, незалежно від конструктивного виконання головок, зношуються менше, ніж впускні. Це відбувається, в основному, по наступних причин:

- тарілки впускних клапанів мають підвищену масу (по відношенню до випускним);
- наявність нагару і всмоктування з повітрям деякої кількості пилу призводить до більш інтенсивного їх зношування.

Сідла випускних клапанів менш схильні до зносу з огляду на те, що температура в камері згоряння дуже висока і тому відбувається часткове згоряння нагару і пилу. Крім того, частина пилу осідає на стінках гільз. Внаслідок через випускні клапани проходить нагар і пил більш подрібненими і менш агресивними в абразивному відношенні і в меншому об'ємі.

Клапанними пружинами в чималому ступені забезпечується щільність прилягання клапанів. В результаті спільної дії попереднього статичного і циклічно змінюється динамічної навантажень початкова висота і жорсткість пружин зменшуються.

Дефектація пружин клапанів двигунів ЯМЗ-238НБ, що надійшли в капітальний ремонт, показала, що пружність всіх пружин (вибірка 64 штуки) відповідала технічним вимогам, а саме: внутрішньої - не менше 225Н (нової 245 + 15Н), зовнішньої - не менше 113Н (нової 125 + 7,5Н). І, навпаки, у 87% пружин висота у вільному стані зафіксована-менше, ніж у нових виробів, зазвичай на 1 -2 мм.

При експлуатації двигунів, близько 90% пружин коротшають на 0,5-3 мм (або на 2-5%); до 45-55% пружин втрачають пружність на 4-25%.

Клапанні пружини двигунів мають різні зусилля попередньої затяжки. Відомо, що при збільшенні зусилля попереднього затягування пружин від 137Н до 358Н (тобто в 2,5 рази) знос сполучення клапан-гніздо збільшується приблизно на 20%. Усадка клапанних пружин на 1-3 мм при збереженні ними пружності (на робочій висоті) не позначається на робочих параметрах двигунів. З іншого боку, при зниженні пружності пружин двигуни втрачають потужність при одночасній перевитраті палива – по даними ГОСНИТИ, в разі зниження пружності пружин на 25% втрата потужності двигуном досягає 17%, і питома витрата палива підвищується на 19%. Згідно з рекомендаціями технічних вимог, при капітальних ремонтах

двигунів зниження пружності клапанних пружин, наприклад, сімейств ЯМЗ і ММЗ, допускається не більше ніж на 5-15%.

Наведені дані свідчать про необхідність пошуку оптимальних співвідношень жорсткості і попереднього затягування пружин і призначення більш жорстких вимог до дефектації клапанних пружин при капітальному ремонті.

1.4 Технічні вимоги, що пред'являються до ремонту деталей клапанної групи

Існуючі вимоги, що пред'являються до ремонту деталей клапанної групи включають:

- вимоги на розбирання і миття;
- вимоги на дефектацію деталей і сполучень;
- вимоги на виконання технологічних операцій механічної обробки/відновлення деталей і сполучень;
- вимоги на збірку.

Вимоги пред'являються на мийку деталей загальні, якість очищення і мийки регламентується ГОСТ 18206 - 72. При розбиранні слід дотримуватися прийняту на підприємстві технологію, застосовувати справні пристосування, знімачі і інструмент, що дозволяють дотримуватися правил техніки безпеки і оберігають деталі від пошкоджень.

Вимоги на дефектацію деталей клапанної групи вітчизняних і зарубіжних двигунів приведені в таблиці 1.3.

У наведених вимогах задані всі необхідні параметри: лінійні розміри деталей, значення зазорів і натягів в сполучених поверхнях, чистота поверхні (Ra) та ін. Як видно з наведених даних, поля допусків (в т.ч. граничних) на розміри основних деталей приблизно однакові.

Деякі вищевказані вимоги технологічно виконати неможливо без застосування сучасного високоточного обладнання. Причому, якщо вимоги

до дефектації деталей вітчизняних двигунів допускають при складанні притирання клапанів, то всі закордонні вимоги категорично її забороняють. У технічних вимогах вказані верстати і пристосування, які необхідно використовувати для виконання відповідних робіт.

Таким чином, в результаті проведеного аналізу сучасного стану питання, виявлено наступне.

1. Важливий фактор, що впливає на якість ремонту головки блоку - попередження дефектів тісно пов'язаних з методом ремонту і полягають у втраті точності по взаємному розташуванню базових поверхонь. Відновлення герметичності сполучення клапан - сідло – ряд взаємопов'язаних технологічних операцій, які повинні по вищевказаній причині розглядатися нерозривно і комплексно.
2. Параметри зношування напрямних втулок і клапанів досить досліджені і носять яскраво виражений характер, який визначається переважно динамікою приводу клапанів газорозподільного механізму.
3. На деталі клапанної групи в процесі роботи двигуна одночасно впливає велика кількість чинників. Зміна герметичності клапанних сполучень в залежності від зносу деталей досліджено недостатньо.
4. Технічні вимоги на забезпечення точності просторового положення взаємно скоординованих деталей клапанної групи досить жорсткі. Для їх стабільного забезпечення необхідна розробка технологічних рекомендацій з застосуванням сучасного спеціалізованого обладнання, додаткових пристосувань і засобів дефектації та контролю.

Таблиця 1.3

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
Номинальний діаметр стержня клапана, мм	12 ^{-0,030} _{-0,055}	12 ^{-0,070} _{-0,095}	11 ^{-0,032} _{-0,054}	11 ^{-0,040} _{-0,070}	11 ^{-0,032} _{-0,059}	11 ^{-0,080} _{-0,090}	12 ^{-0,030} _{-0,055}	12 ^{-0,070} _{-0,095}	12 ^{-0,030} _{-0,055}	12 ^{-0,070} _{-0,095}
Допустимий знос стержня 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 стержня, не більше мм	Н.д	Н.д	0,03	0,03	0,03	0,03	0,05	0,05	0,03	0,03
Мінімальна допустима висота вогневого пояса 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 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
Діаметр отвору на напрямних втулках, мм	12 ^{+0,019}	12 ^{+0,019}	11 ^{-0,027}	11 ^{+0,027}	11 ^{-0,035}	11 ^{+0,035}	12 ^{+0,019}	12 ^{+0,019}	12 ^{+0,027}	12 ^{+0,027}
Допустимий знос отвору втулок, мм	12,06	12,06	11,07	11,07	11,08	11,08	12,08	12,08	12,09	12,09
Натяг в сполученні «втулка -ГБЦ»	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 под пружину, мм	28,5±0,25	31±0,31	31,0 ^{+1,0}	31,0 ^{+1,0}	26,25...27,18	26,25...27,18	Н.д	Н.д	11,2...11,8	11,2...11,8
Утопання клапану відносно 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 в сполученні сідло-головка блока, 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 співвісності робочої фаски сідла щодо направляючої втулки	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,06	0,06
Длина пружини в вільному стані, мм (допустима)	74,0-зовнішня	63,0-внутрішня	64,0-зовнішня	58,5-внутрішня	77±0,75-зовнішня	67±0,75-внутрішня	Н.д	Н.д	74,0-зовнішня	63,0-внутрішня
Длина пружини, мм під навантажкою, Н	56,0мм при 245±15 Н	50,0мм при 125±7,4 Н	54,0мм при 174±14 Н	43,5мм при 88,6±7 Н	57,0 мм при 198±13 Н	37,0мм при 446±27 Н	37,0мм при 446±27 Н	37,0мм при 256±15 Н	56,0 мм при 245±15 Н	50,0мм при 125±7,4 Н

ГЛАВА 2. МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ І ОБЛАДНАННЯ

2.1. Методика досліджень.

Загальна методика досліджень передбачає виконання таких етапів.

1. Теоретична оцінка факторів, що обумовлюють спрямований знос деталей механізму газорозподілу. Проводилася оцінка сил реакції в направляючої втулці для випускного сполучення двигуна Д-245 при частоті обертання $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$. Закон підйому штовхача заданий в табличній формі. Розрахунок проводився без урахування коливань деталей приводу, т.я має на меті виявити основну спрямованість зносу робочих поверхонь деталей клапанної групи.

2. Побудова розрахункової схеми точності взаємного розташування деталей клапанної групи, яка враховує дійсні відхилення розмірів деталей і аналіз геометричної точності базування для різних типів технологічного обладнання. Розрахунок проводився з використанням відомих залежностей теорії розрахунку розмірних ланцюгів (Розрахунку допусків деталей) за імовірнісним методом, і вперше застосований до вирішення завдання підвищення просторової точності взаємного положення деталей клапанної групи головок циліндрів.

3. Підбір комплексу вимірювальних засобів для дослідження геометричних параметрів деталей клапанної групи проведена автором на основі проведеного аналізу розмірів напрямних втулок і клапанів, що застосовуються в двигунах сільськогосподарської і дорожньо-будівельної техніки. Розрахунок похибок вимірювання проведено по стандартною методикою. Оптимізація параметрів оцінки герметичності сполучення сідло-клапан проведена за розробленою методикою.

4. Вивчення ступеня і характеру зношування деталей механізму газорозподілу вироблялося із застосуванням розроблених приладів і стандартного вимірювального інструмента по розробленим приватним методикам, що забезпечує високу достовірність отриманих результатів.

5. Розробка комплексу технологічних засобів і технологічних рекомендацій, що забезпечують високу точність взаємного розташування деталей клапанної групи при ремонті двигунів сільськогосподарської та дорожньо-будівельної техніки. Етап являє собою результат сукупності виконаних теоретичних досліджень і їх практичної реалізації на прикладі об'єктів дослідження.

В якості результуючого показника прийнята герметичність клапанних пар. Показник P_B виражається в кПа або бар. Таким чином, якість технологічного процесу може бути виражено як

$$P_B = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_{10}) \rightarrow \max \quad (2.1)$$

Для розкриття невизначеності представлені виразом, застосовується відомий метод багатofакторного кореляційного аналізу. В наслідок проведення вищезазначеного аналізу виявляється модель лінійної форми.

За даними дослідження встановлюються залежно для розрахунку параметрів процесу відновлення герметичності сполучення «сідло – тарілка клапана» і режими обробки, обґрунтовуються можливість застосування вакуум-тестера для оцінки якості технологічного процесу.

Завершуються дослідження розробкою технологічних рекомендації по підвищенню якості ремонту головок блоку.

7. Перевірка отриманих результатів дослідження здійснюється шляхом їх накладення на реальні об'єкти. Кількість об'єктів - не менше трьох. Результати перевірки оформляються офіційними документами у вигляді актів.

2.2. Характеристика об'єктів дослідження

Як об'єкти дослідження обрані двигуни, широко застосовуються в сільськогосподарській і дорожньо-будівельної техніки. Вибір об'єктів дослідження також продиктований великою кількістю надходять в ремонт головок блоку 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. Технічні характеристики дизелів представлені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Технічна характеристика об'єктів дослідження

Двигун / параметр	Д-242	Д-245
Тип системи газообміну	без турбонаддувом	з турбонаддувом
Діаметр циліндра / хід поршня, мм	10/125	110/125
Номінальна потужність, кВт	46	77
Номінальна частота обертання, об/хв	1800	2200

2.3. Методика вимірювань.

Вибір засобів вимірювання для мікрометражних робіт проводиться в залежності від номінальних розмірів, допусків на виготовлення, похибки вимірювання і виконується за методикою, а також вимог до засобів вимірювання випадкової величини x : ціна поділу засобів вимірювання не повинна перевищувати $1/5$ середньогокватричного відхилення досліджуваного розподілу.

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

Досліджувані параметри деталей, що використовуються засоби і методи вимірювань параметрів показані в табл. 2.1

Таблиця 2.2

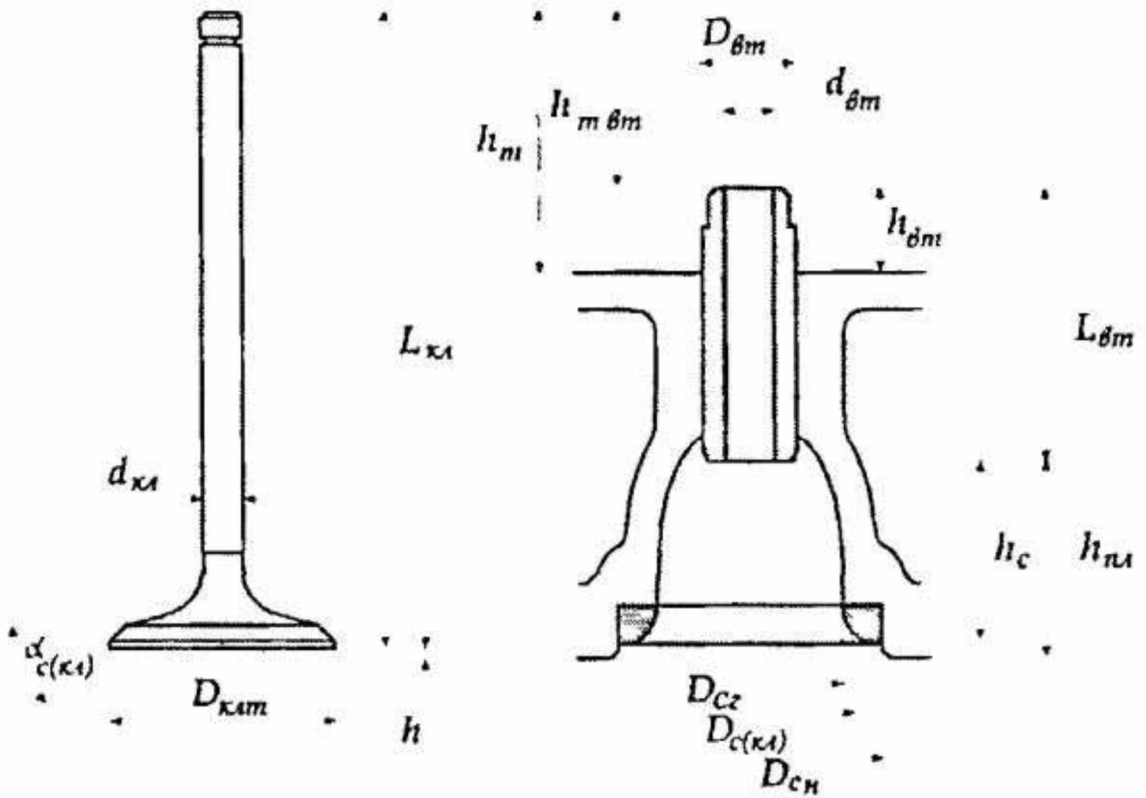
Технічні засоби і методика отримання вихідних даних

Деталь (сполучення)	Параметр, позначення		одиниці виміру	Засіб вимірювання; Діапазон вимірювань; ціна ділення; похибка	Методика оцінки параметра
Направляюча втулка	Діаметр отвору втулки, d_{em}		мм	нутромер індикаторний НІ-10- 18; 0,01; 0,005	Пряме вимірювання
	Відхилення фактичної осі отвору від осі базової поверхні	Координата центру перетину осей, $Y_{втo}$	мм	Прилад КІ-28198; 0-1; 0,01; 0,005	пряме вимірювання різновисочинності, розрахунок по приватної методикою
		Зсув осей в перпендикулярній площині со-отв. Максимальному зносу втулки, $Z_{втв}$	мм		
Клапан	Діаметр стебла $d_{кл}$		мм	скоба мікрометрична 0-25; 0,01; 0,005	пряме вимірювання
	Биття фаски клапана щодо стебла $\delta_{кл}$		мм	Прилад КІ-28197; 0-1; 0,01; 0,005	пряме вимірювання
	Макрогеометричні відхилення поверхні торця клапана, $\Psi_{тор}$		бал	Фотоапарат Fujifilm FinePix F40fd	Якісна оцінка по окремою методикою
Сідло	Максимальна биття фаски сідла щодо осі направляючої втулки, δ_c		мм	Пристосування індикаторное NEWAY; 0-1; 0,01; 0,005	пряме вимірювання
Бойок коромисла	Форма плями контакту, $\Omega_{кор}$		бал	Фотоапарат Fujifilm FinePix F40fd	Якісна оцінка по окремою методикою
Сполучення «Сідло - клапан»	Вакуумметричний тиск в підпружиненому сполученні, $P_{вП}$		кПа	Вакуум-тестер КІ-28229; 0-(-100); 0,1; 0,05	пряме вимірювання
	Вакуумметричний тиск в неподпружиненому сполученні, $P_{вН}$		кПа	Вакуум-тестер КІ-28229; 0-(-100); 0,1; 0,05	пряме вимірювання

Таблиця 2.3

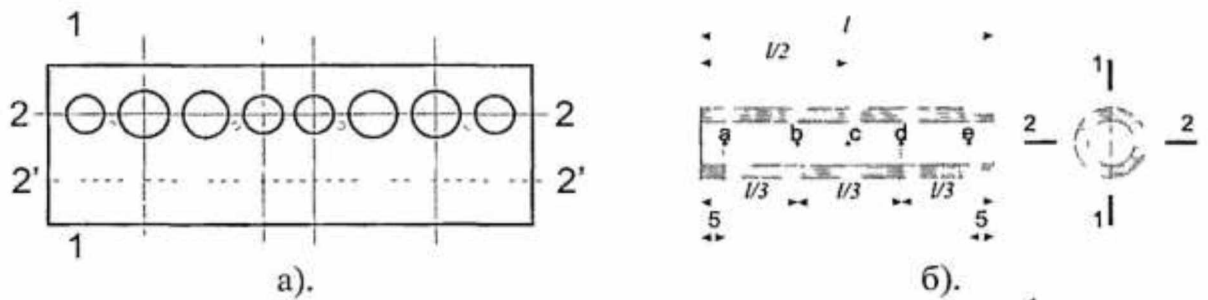
Основні параметри макрогеометрії

Параметр макрогеометрії	Позначення	Д-245		SW-680	
		впуск	випуск	впуск	випуск
Відстань від нижньої торцевої Поверхні направляючої втулки до площини ділильної окружності сідла	h_c	33,3±0,5	33,2±0,5	36,6±0,2	37,3±0,2
Відстань від нижньої торцевої поверхні направляючої втулки до привалочної площині головки блоку	h_{nl}	37,2±0,5	37,2±0,5	39,1±0,2	39,1±0,2
Відстань від верхньої торцевої поверхні направляючої втулки до опорної площини під пружину	h_{em}	31,5±0,5	31,5±0,5	12,20±0,01	12,20±0,01
Відстань від верхньої торцевої поверхні направляючої втулки до площини торця клапана	$h_{m\ em}$	33±0,5	33±0,5	44,3±0,01	44,3±0,01
Відстань від опорної площини під пружину до площині торця клапана	h_m	64,5 _{-0,9}	64,5 _{-0,9}	56,5 _{-0,3}	56,5 _{-0,3}
Діаметр ділильної окружності фаски сідла (фаски клапана)	$D_{c(кл)}$	45,0±0,5	37,5±0,5	52,0±0,2	44,5±0,2
Внутрішній діаметр сідла (Діаметр горловини)	D_{ce}	42,3 _{-0,1}	35 _{-0,3}	50,7±0,2	43±0,2
Зовнішній діаметр сідла	D_{cn}	48 ^{+0,05}	40 ^{+0,05}	58 ^{+0,05}	50 ^{+0,05}
Кут робочої фаски сідла (Клапана)	$\alpha_{c(кл)}$	45°	45°	30°	30°
Довжина напрямної втулки	L_{em}	84,5±0,4	84,5±0,4	69±0,3	69±0,3
Зовнішній діаметр направляючої втулки	D_{em}	18 ^{+0,048} _{+0,027}	18 ^{+0,048} _{+0,027}	17,5 ^{+0,026} _{+0,052}	17,5 ^{+0,026} _{+0,052}
Діаметр отвору направляючої втулки довжина клапана	d_{em}	11 ^{+0,027}	11 ^{+0,027}	11 ^{+0,0936} _{+0,0807}	11 ^{+0,0936} _{+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 _{-0,1}	42 _{-0,1}	55 _{-0,05}	47,5 _{-0,05}
Діаметр стебла клапана	$d_{кл}$	11 ^{-0,032} _{-0,051}	11 ^{-0,040} _{-0,070}	11 ^{+0,043} _{+0,030}	11 ^{+0,005} _{-0,008}
Утопання (-) або виступа (+) тарілки клапана щодо привалочної площині ГБЦ	h	-1,6	-1,6	+0,9	+0,9

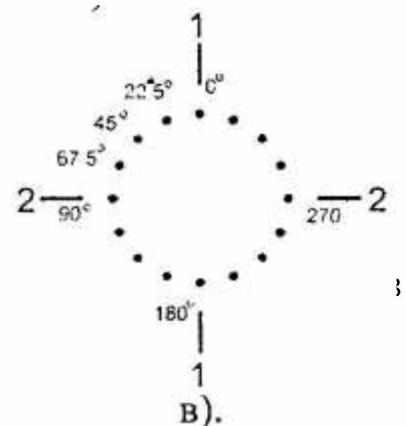


Мал. 2.2 Прийняті позначення розмірів ДКГ головок блоку циліндрів

Для виявлення просторової орієнтації відхилень розмірів деталей і сполучень, вимірювання проводяться в декількох загальних для кожного експерименту площинах. Площині і точки вимірювання (див. Рис. 2.3) обрані по ГОСТ 18509-88, і доповнені відповідно до розв'язуваного завданням.



Мал. 2.3. Прийняті площині вимірювання параметрів:



а - голівка встановлюється відповідно до ескізу, де

1 - 1 площині в поперечному напрямку;

2 - 2 площині в поздовжньому напрямку;

2' - 2' вісь коромисел;

б-діаметр отвору втулки, відхилення

фактичної осі отвору від осі базової поверхні;

в - биття фаски сідла

Для визначення форми зношеного отвору проводяться вимірювання в п'яти поперечних перетинах втулки: $i = a, b, c, d, e$ і в двох поздовжніх перетинах: 1 - 1 і 2 - 2 (рис. 2.3 б). Таким чином, на одну втулку припадає 10 вимірювань по параметру $d_{от}$.

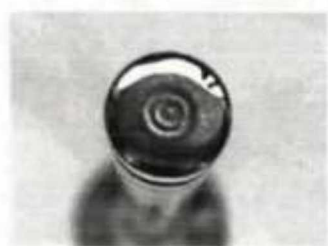
Відхилення фактичної осі отвору від осі базової поверхні.

визначається за допомогою приладу КІ-28198-ГОСНИТИ. Опис і методика виміру приладів КІ-28197-ГОСНИТИ, КІ-28198-ГОСНИТИ, КІ-28229 ГОСНИТИ наведені в гл. 4.

Биття фаски клапана $\delta_{кл}$. Вимірювання проводяться по точкам відповідним ділильної окружності з інтервалом по колу $22,5^\circ$ при русі проти годинникової стрілки (рис. 2.3 в). На один клапан доводиться 16 вимірювань по параметру $\delta_{кл}$. За умови відсутності різких перепадів значень і для прискорення вимірювань число вимірювань по параметру зводилося до 8-ми (через 45°); інші значення інтерпольованого.

Макрогеометричні відхилення поверхні торця клапана, $\Psi_{тор}$.

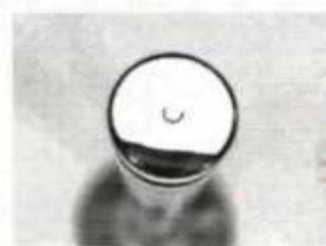
Оцінка проводиться з метою виявлення характеру деформації торця клапанів за методом відбитків шліфованих поверхнь (рис. 2.4).



- 0,02 мм



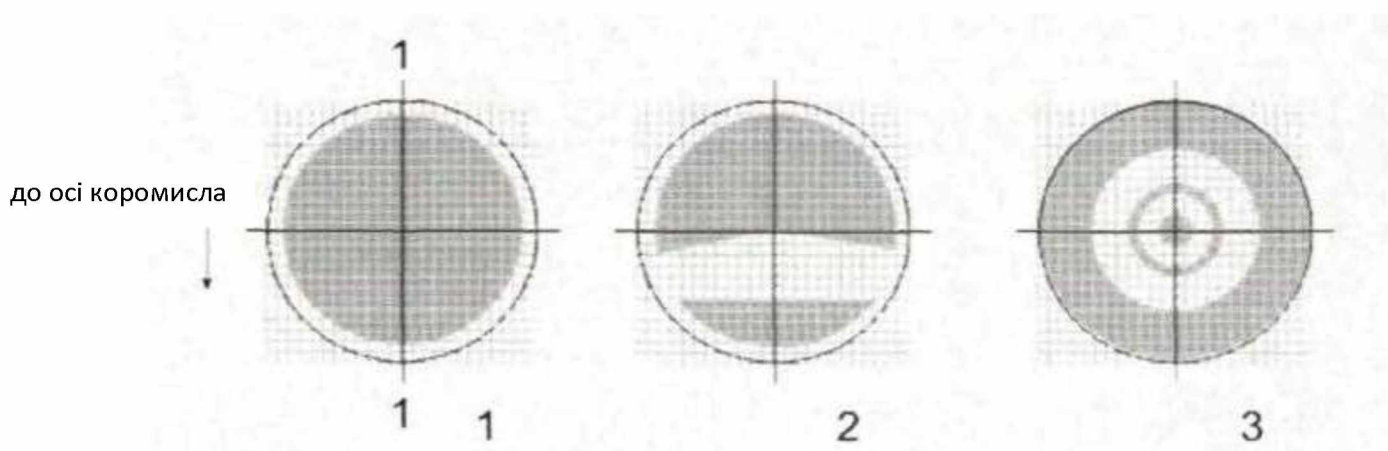
- 0,06 мм



- 0,10 мм

Мал. 2.4 Відбитки шліфованої поверхні торця клапана

Шліфування торця клапана здійснювалося на верстаті Serdi HVR-90. Глибина шліфованої частини визначалася за ноніусом верстата. На підставі ряду пошукових дослідів встановлено, що середня величина знімання становить для зношених торців - 0,08 мм. Відбитки фіксуються методом фотографування і збільшуються в 2 рази. Потім на відбитки наноситься сітка 24X24 мм (576 мм) з поділом кола по чвертях (напрямок відліку - проти годинникової стрілки з початком в 0° (1)). Оцінка параметрів макроегеометрії проводиться за бальною шкалою (рис. 2.5).



Мал. 2.5 До методики оцінки стану торців клапанів

1 бал присвоюється при кількості заштрихованих клітин більше 80% і якщо вони розташовані рівномірно по колу. Це говорить про задовільний контакт клапана з бойком коромисла. 2 бали присвоюється при кількості заштрихованих клітин менше 80% і якщо вони розташовані не рівномірно по колу. Це говорить про практичне відсутності обертання клапана і збільшеному зносі поверхні контакту з бойком коромисла. 3 бал присвоюється при кількості заштрихованих клітин менше 80% і якщо вони мають форму концентричних кіл. Це говорить про часті перекосу клапана під час роботи двигуна, дії значних бічних зусиль, що діють на клапан з боку коромисла. 4 бал присвоюється при наявності на торці клапана значних пошкоджень - сколів, викришування. При цьому клапан вибраковується.

Перевірка вакуумної щільності здійснюється в 2 етапи:

- щільність пружних клапанів;
- щільність непідпружинених клапанів.

При перевірці з великою точністю реєструвалися зміни вакуумної щільності при поворотах клапанів в сідлі, а також після різкого додатки / зняття зусилля в підпружиненому стані.

Індикаторні пристосування для перевірки биття сідла клапана і вимірювання утопання тарілки клапана щодо привалочної площини ГБЦ показані на рис. 2.6, 2.7



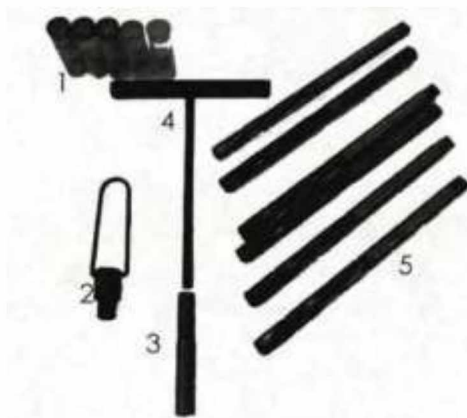
Мал. 2.6 Індикаторний пристрій для перевірки биття сідла клапана



Мал. 2.7 Індикаторний пристрій для вимірювання утопання тарілки клапана щодо привалочної площини ГБЦ

Для моделювання різних значень зазору клапана у втулці в деяких випадках використовувався комплект для відновлення отворів

направляючих втулок NEWAY (США). Комплект показаний на рис. 2.8.



Мал. 2.8 Комплект для відновлення напрямних втулок: 1 - комплект роликів (5 типорозмірів), 2 - кондуктор для засвердлювання отворів, 3 – направляючий стрижень, 4 - комірць, 5 - комплект розгортки.

Отримані результати мікрометражу оформляються в варіаційні статистичні ряди. Обробка результатів вимірювання зводиться до визначенню імовірнісних характеристик кожного досліджуваного параметра:

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

$$M(x) = \bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^k n_i x_i \quad (2.2)$$

де x_i - значення заміряного параметра; n_i - частота значень x_i ; n - загальне кількість заміряних деталей; k - число окремих значень x_i .

-середнє квадратичне відхилення випадкової величини σ^2

$$\sigma^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^k n_i x_i^2 - \frac{1}{n^2} \left(\sum_{i=1}^k n_i x_i \right)^2 \quad (2.3)$$

-поле розсіювання ω

$$\omega = X_{max} - X_{min} \quad (2.4)$$

де X_{max}, X_{min} максимальне і мінімальне значення заміряного параметра;

-координати середини поля розсіювання Δ

$$\Delta = \frac{1}{2}(X_{max} + X_{min}) \quad (2.5)$$

-коефіцієнт відносної асиметрії α

$$\alpha = 2 \frac{M(x) - \Delta}{\omega} \quad (2.6)$$

-коефіцієнт відносного розсіювання λ

$$\lambda = \frac{2\sigma}{\omega} \quad (2.7)$$

-коефіцієнт варіації V

$$V = \frac{\sigma}{M(x)} \quad (2.8)$$

Процес зношування складається з трьох періодів: приробітку, нормальної експлуатації та прискореного зношування. При цьому вважається, що протягом другого періоду швидкість зношування залишається величиною постійною, а між першим і другим періодом обов'язково є критична точка. Насправді при сучасному стані технології чистової обробки в період приробітку зазвичай зношується шар металу, що не перевищує 5% зносу другого періоду. 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 - дане явище необхідно враховувати при побудові кривої зношування поверхонь стебла клапана і отвору направляючої втулки. Для визначення інтенсивності зношування інших деталей клапанної групи вважатимемо їх інтенсивність зношування величиною постійною. Визначення інтенсивності зношування / виконаємо за середньою випадкової величини зносу U_{cp} кожної деталі по формулі:

-для стебла клапана і отвори направляючої втулки:

$$i = \frac{U_{cp}}{T^a} \quad (2.9)$$

де T - тривалість роботи, час; a - показник динаміки зношування сполучення. У нашому випадку приймаємо $a = 1,3$.

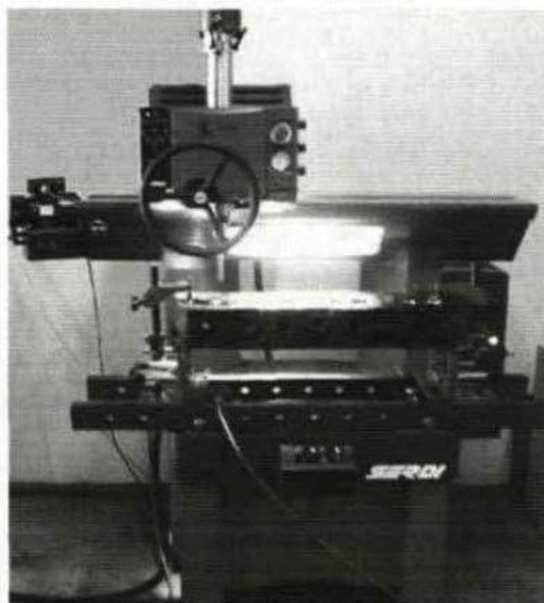
-для інших деталей:

$$i = \frac{U_{cp}}{T} \quad (2.10)$$

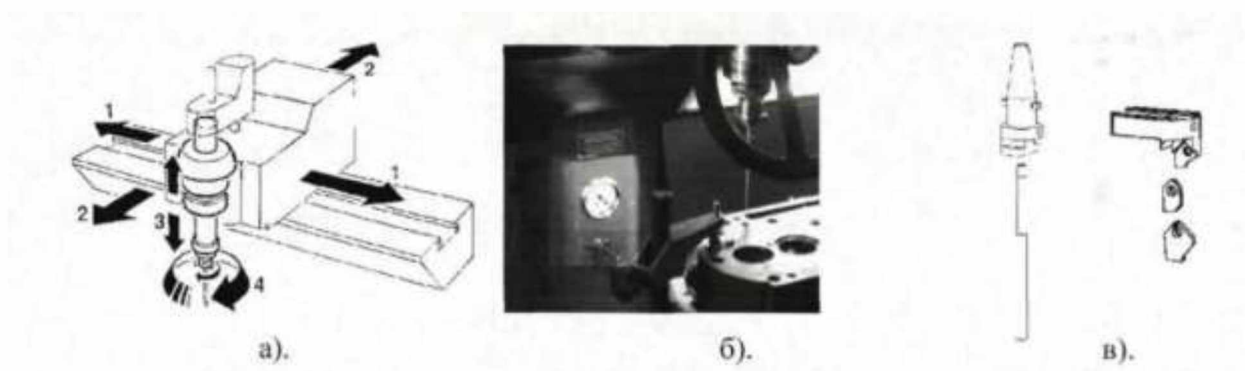
Для перекладу відомого пробігу автомобіля в напрацювання за часом вважатимемо, що за одну годину роботи автомобіль проходить 40 км.

2.4. Верстати для обробки фасок клапанів та сідел фірми Serdi.

При розробці математичної моделі процесу відновлення герметичності сполучення сідло - клапан вихідна статистична інформація отримана шляхом фізичного моделювання. Для цього створена експериментальна установка. Установка включає в себе наступні одиниці. *Верстат для обробки фасок сідел Serdi S2.0* (Франція), рис. 2.9. на даній моделі фірма застосовує запатентовану систему автоматичного центрування шпинделя з використанням трьох повітряних подушок при установці осі (рис. 2.10а). Базування проводиться по циліндричному пілоту, який встановлюється у втулку з зазором 0,02 ... 0,03 мм і обертається під час обробки сідла (рис. 2.10в). Верстат SERDI має інтегрований вакуум-тестер (рис. 2.10б). застосування системи центрування забезпечить високоточну обробку сідла навіть, якщо відхилення осі втулки від вертикалі буде в межах +5', що виникає практично завжди після перепресовки втулок. обертання шпинделя змінюється плавно в діапазоні від 0 до 1000 об / хв. Число обертів відображається на цифровому індикаторі.



Мал. 2.9 Загальний вигляд верстата SERDI S2.0



Мал. 2.10. Елементи верстата SERDI S2.0: а - ступені свободи ріжучого інструменту;

б - вакуум-тестер; в - ріжучий інструмент з напрямним пілотом

Верстат з обробки фасок клапанів SERDI HVR90 (Франція). Верстат призначений для шліфування фасок клапанів. Приводи для шліфувального кола і обертання клапана індивідуальні. Частота обертів оброблюваного клапана регулюється плавно від 0 до 750 хв^{-1} . Частота обертання шліфувального круга - 2800 хв^{-1} . пристрій базування клапана в пневматичних затискачах забезпечує жорсткість закріплення і стабільність частоти обертання клапана. Точність обробки фаски – биття обробленої фаски клапана не перевищує 0,02 мм. Закріплення клапана на верстаті забезпечується пневматичними зажимами.

Устаткування і прилади, які використовуються при фізичному моделюванні технологічного процесу наведені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3

Устаткування і прилади, які використовуються при фізичному моделюванні технологічного процесу

№ п/п	Найменування	Позначення	Призначення	Межі вимірювань *
1	Спеціалізований верстат для обробки сідел клапанів	SERDI S2.0 (Франція)	Число обертів шпинделя (Швидкість різання)	0-1000 хв ⁻¹ (200-350 хв ⁻¹)
2	Верстат для обробки фасок клапанів	SERDI HVR90 (Франція)	Число обертів шліф, кола (Швидкість різання)	0-750 хв ⁻¹ (200-300 хв ⁻¹)
3	Скоба мікрометрична	калібр ГОСТ 3792 ціна ділення 0,01 мм	Діаметр циліндричної частини пілота (Зазор пілота під втулки), діаметр стебла клапана	0 - 25 мм (10,87-11,00 мм)
4	Нутромер індикаторний	калібр ГОСТ 868-82 кл 2 ціна ділення 0,01 мм	Діаметр від верстия направляючої втулки	10-18мм (11,00-11,20 мм)
5	Прилад для перевірки биття фаски клапана	KI-28197-ГОСНИТИ	Биття фаски клапана	0-1 мм (0,02-0,1 мм)
6	Універсальний вакуум тестер	KI-28229-ГОСНИТИ	Герметичність сполучення «Сідло-тарілка клапана»	0-100кПа (0-8 бар)
7	Індикаторне пристосування	NEWAY (США) ціна ділення 0,01 мм кл 0	Биття сідла клапана	0-10 мм (0,02 - 0,3 мм)
* - в дужках показані межі вимірювань, що використовуються в експериментах				

2.5. Верстати для контролю геометрії відремонтованих деталей.

Контроль проводився на координатно-вимірювальній машині Carl Zeiss Jena DKM1-300DP (Швейцарія) (рис. 2.11). Технічна характеристика приведена в табл. 2.4.



Мал. 2.11 Високоточний контроль просторової геометрії відремонтованих головок блоку на координатно-вимірювальній машині Carl Zeiss Jena DKM1-300DP

Таблиця 2.4

Технічна характеристика координатно-вимірювальної машини Carl Zeiss Jena DKM1-300DP

Найменування показника, одиниця виміру	Значення показника
Максимальні переміщення по координатним осях, мм	320
X	220
Y	150
Z	
Осьова похибка вимірювання *, мкм	+/- (3+17150)
Просторова похибка вимірювання *, мкм	+/- (4+L/150)

*L - вимірюваний розмір в мм.

2.6 Технологічні процеси та обладнання для ремонту і відновлення деталей клапанної групи, відновлення герметичності клапанних пар

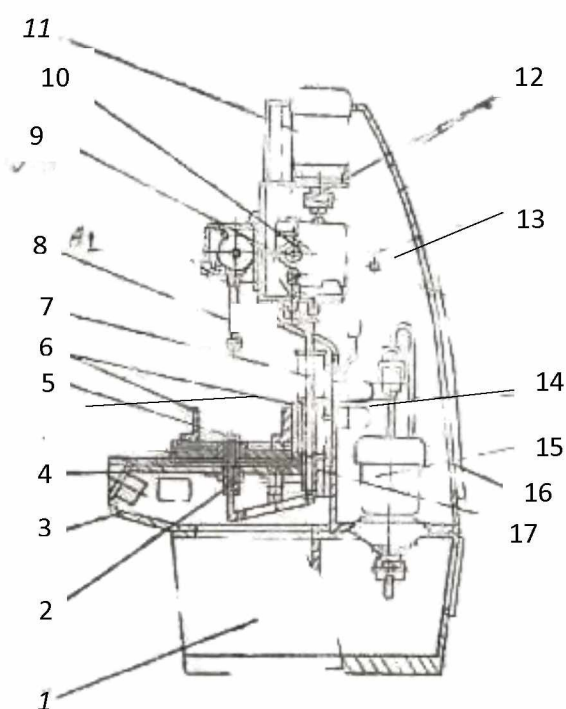
Важливий фактор, що впливає на якість ремонту машин - попередження дефектів тісно пов'язаних з методом ремонту і полягають у втраті точності по взаємному розташуванню базових поверхонь. Відновлення герметичності клапанних пар – ряд взаємопов'язаних технологічних операцій, які повинні по вищевказаній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

2.7. Дефектація і ремонт клапанів

При проведенні вимірювань биття фаски клапана на приладі з призматичними опорами контакт стебла клапана з призмою відбувається по прямих лініях. В цьому випадку точність вимірювання залежить не тільки від якості виготовлення призм, але більшою мірою від наявності на стеблі клапана рисок, вибоїв і інших дефектів поверхні, особливо, у клапанів відпрацьованих в двигуні. Перераховані вище фактори не дозволяють гарантувати отримання стабільних результатів вимірювань з високою точністю.

Для шліфування фасок клапанів на сьогоднішній день на ремонтних заводах і спеціалізованих майстернях використовується установка ОР-6687М-ГОСТИНИ з такими технічними даними.

Продуктивність, шт/г (головок чи блоків	20
Найбільша відстань між установочною поверхнею стола и шпінделями, мм	320
Число шпінделей, шт	12
Число двойних ходів шпінделя, в хв	Не менше 46
Найменша відстань між осями сусідніх шпінделей	Не менше 1
Найбільша відстань між осями крайніх шпінделей, мм	690



Мал. 2. 12 Установка ОР-6687М-ГОСТИНИ

1 - Основа станини, 2 – гідроциліндр, 3 – стол, 4 – станція кнопочна, 5 – планка, 6 –стойки, 7 – тяга, 8 – шпіндель, 9 – привод шпінделя, 10 – кулачок, 11 – електродвигун, 12 – редуктор, 13 – штовхач, 14 – хомут, 15 – гідропривод, 16 – станина, 17 – тяга.

Клапан базується в шпинделі за допомогою цангового затиску. Точність обробки (максимальне биття фаски клапана) становить не більше 0,05 мм. Даний показник має місце для нового обладнання. В процесі експлуатації напрямні приводу шліфувального круга на цих машинах зношуються, що призводить до появи ефекту огранювання на оброблюваної поверхні. При наявності люфтів в приводі, нерівномірного його переміщення при шліфуванні клапана спостерігається підвищене биття фаски клапана - більше 0,1 мм.

Конструктивною особливістю верстата «Kwik-way» є схема базування клапана в шпинделі з кульковим пристрем (Мал. 1.4), яка дозволяє досягати биття фаски клапана не більше 0,01 мм. вузол базування

відрізняється високою жорсткістю і точністю закріплення оброблюваного клапана.



Мал. 2.13 Система затиску клапана верстата SVS II DELUXE 30

Верстат "NEWAY" VFR-1000 має цанговий затиск для клапана, який встановлюється в шпиндель з регульованою частотою обертання.

Обробка клапана проводиться різанням. жорстка конструкція різцетримача, короткий різець і фіксоване налагодження кута різання фаски (30 або 45 градусів) дозволяє досягати високої точності обробки, але чистота поверхні фаски поступається чистоті при шліфуванні.

При програмі ремонту до 5 ГБЦ / день "NEWAY" пропонує ручне пристосування Gizmatic для обробки клапанів. Клапан фіксується в пристосуванні по висоті в призмах, розміщених в нижній частині приладу. Центрування клапана щодо ріжучої кромки фрези забезпечується спеціальним механізмом при натисканні рукою на клапан зверху. При цьому мікроліфт знаходиться в початковому положенні. обертаючи рукоятку приладу ножі фрез виконують механічну обробку фаски і в міру зменшення зусилля при різанні за допомогою мікроліфта забезпечується осьова подача інструменту.

У верстаті «Sunnen» VR-6500 використовується кріплення клапана в цинговому пристрої, але висока точність виготовлення обладнання дозволяє отримувати стабільно хороші результати обробки.

У верстатах «Вегсо» і «AZ» клапани фіксуються в "шпинделі з допомогою цанг, передбачена можливість обробки бойків коромисел, рокерів,

торця клапана. Обробка проводиться з використанням мастильно-охолодної рідини.

Недоліком всіх схем базування клапана в цанзі є недостатня жорсткість кріплення клапана, оскільки будь-яка цанга має пружність і при діючих при шліфуванні ні високих навантаженнях не зможе забезпечити достатню жорсткість. Крім того, цанга фіксує стебло клапана в його найбільш зношеної частини (ближче до його тарілці), що ускладнює стабільну базування щодо його фактичної осі.

Верстат «Comes» RV-516 також має цанговий затискач клапана, але при обробці клапанів з великим діаметром тарілки клапана (> 60мм) передбачена можливість установки люнета для забезпечення необхідної точності. Клас виконання верстата поступається за якістю «Вегсо» і «AZ».

PEG RV2000 має оригінальні системи кріплення клапана на роликівих призмах і приводу обертання клапана. Прослизання приводного ролика щодо стебла клапана може призвести до нерівномірності обертання останнього і, як наслідок, появи огранки на поверхні фаски. Ця обставина дозволяє зробити висновок про неможливість отримання стабільної високої якості обробки.

Верстат Serdi HVR-90 (рис. 2.14) має систему позиціонування і закріплення клапана за допомогою V-образних пневматичних затискачів. Це дозволяє отримати високу точність в установці фактичної осі клапана і жорсткість базування клапана при обробці. Максимальне биття фаски при обробці не перевищує 0,02 мм.

Вітчизняні технології ремонту сідел поділяються на:

- Фрезерування з використанням ручних інструментів;
- Шліфування фасок за допомогою електромеханічного інструменту;
- Фрезерування на вертикально-свердлильних верстатах з використанням спеціального оснащення.



Мал. 2.14 Зовнішній вигляд верстата «SERDI» HVR-90

Фрезерування сідел з використанням ручних інструментів застосовується з початку ХХ століття. Набір фрез, кожна з яких призначена для обробки з заданим кутом, випускається для конкретної моделі двигуна. Фреза жорстко фіксується на направляючому стрижні, який потім вставляється і обертається в направляючій втулці клапана. Привід фрези забезпечується комірчиком.

Перевага цього методу обробки сідел полягає в простоті застосування та низькій вартості комплекту обладнання.

Недоліками методу обробки є:

- невисока точність фрезерування фасок, тому що в кінематичній схемі використовується обертовий направляючий стержень який може здійснювати кутові переміщення в межах зазору з втулкою;
- ймовірність появи ефекту «дроблення» на оброблюваній поверхні через рівномірне розташування ріжучих крамок і низька продуктивність в результаті використання великої кількості зубів на фрезі (реалізація невисоких контактних навантажень ріжучої кромки на оброблювану деталь);
- висока трудомісткість обробки сідел мають «наклеп» на сідлах від впливу клапана після тривалої роботи двигуна;
- необхідність перезаточки фрез після обробки 5 ... 10 ГБЦ;
- неможливість застосування комплекту фрез для інших моделей двигунів;

- невисока точність виготовлення комплекту інструменту;
- обов'язкова операція притирання клапана до сідла.

Шліфування фасок за допомогою електромеханічного інструменту.

Для шліфування фасок сідел, особливо, що мають підвищену твердість (> HRC45), застосовується шліфувальна електромеханічна машина Р-176 або ОПР-1334А. Базування здійснюється по нерухомому пілотові, встановленому у втулці за допомогою цангового затискача, на який по черзі встановлюються шліфувальні круги з певними кутами заточування.

Переваги застосування цього способу ремонту полягають в підвищеній продуктивності праці в порівнянні застосуванням ручного інструменту, а також в отриманні на фасках досить хорошою чистотою поверхні.

До недоліків можна віднести:

- необхідність частої правки шліфувальних кругів через невисоку якість сполучного складу;
- вузьку спрямованість використання комплекту шліфувальних кругів, тобто для обмеженого типу моделей двигунів;
- підвищене биття фаски (не менше 0,04 мм) після обробки через підвищений зазору між пілотом і оправкой шліфувального круга (Невисока точність виготовлення оснастки);
- обов'язкову операцію притирання клапана до сідла.

Фрезерування на вертикально-свердлильних верстатах з використанням спеціального оснащення. Технологія знайшла широке застосування практично на всіх РТП колишнього СРСР. Використання універсальних вертикально-свердлильних верстатів типу 2А592, якими оснащені практично всі ремонтні майстерні, в сукупності з оснащенням (набори зенкерів), випуск яких за радянських часів був дуже добре налагоджений, дозволяло забезпечити механізований ремонт ГБЦ.

Перевагою технології є:

- можливість комплексного механізованого відновлення ГБЦ на РТП, що мають великі програми ремонту, з використанням недорогого універсального обладнання і комплектів оснастки;
- виконання ТУ на ремонт сідел для вітчизняних двигунів.

Недоліками є:

- точність обробки з допуском на максимальне биття фаски не більше 0,05 мм зумовлює обов'язкове введення в технологію операцію притирання клапана і сідла на багатошпindelних машинах;
- недостатня універсальність застосовуваного інструментального оснащення ускладнює його використання при ремонті ГБЦ інших моделей двигунів, тобто використання РТП цієї технології раціонально тільки при великих програмах ремонту однієї ... трьох моделей двигуна;
- висока ймовірність обробки фасок сідла неспіввісно з віссю втулки через підвищених припусків на обробку отвору втулки і наявності спочатку на заготівлі втулки несоосности осі отвору і посадкового її місця в ГБЦ;
- Обмежена продуктивність, викликана необхідністю частої зміни інструменту (зенкерів) при обробці одного сідла.

Зарубіжні технології ремонту сідел можна розділити на:

- фрезерування з використанням ручних інструментів;
- шліфування фасок за допомогою електромеханічного інструменту;
- обробка сідел різанням фасонними різцями на спеціальних машинах.

Фрезерування з використанням ручного інструменту. Для ремонту сідел в умовах спеціалізованих майстерень з обсягом ремонту до 5ГБЦ / день фірма «NEWAY» (США) [10] випускає велику гаму типорозмірів фрез. Відмінною особливістю є схема базування інструменту – з допомогою нерухомих у втулці пілотів. Пілоти можуть бути виконані з цанговим затискачем (більш універсальний варіант) або у вигляді легкоконусних

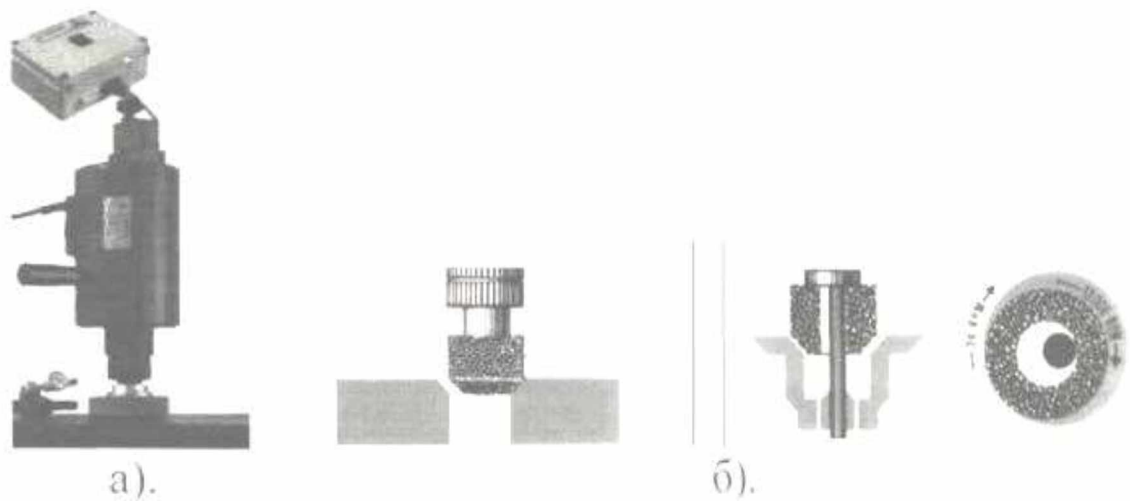
пілотів (набір пілотів 4 шт. на один типорозмір). Зазор в сполученні пілот - фреза становить 0,003 ... 0,005 мм, що обмежує кутові переміщення фрези відносно осі. Точність при обробці сідел - биття фаски не більше 0,03 мм. Ножі на фрезах можуть переміщатися і фіксуватися з допомогою спеціальних затискачів, що обумовлює універсальність застосування фрез для різних моделей двигунів. Зовнішній вигляд інструменту наведено на рис. 1.6.



Мал. 2.15 Інструмент для обробки фаски сидла NEWAY

Шліфування фасок за допомогою електромеханічного інструменту.

Обробка фрезеруванням або різанням сідел з твердістю > 45 HRC являє собою досить складну задачу. Мащини PEG (рис. 2.16а) призначені для обробки поверхонь з твердістю > 60HRC в ручному режимі, що є актуальним з появою нових композиційних матеріалів для сідел. Особливістю машин є застосування планетарного механізму, який забезпечує обертання шліфувального кола з частотою 11000 об/хв по заданій окружності з ексцентриситетом між осями шпинделя і електромотора (втулки клапана) (рис. 2.16 б)



Мал. 2.16 Машина для шліфування сідел PEG 125: а -зовнішній вигляд, б - схема обробки сідла.

Недоліками цих машин є:

-обмежень діапазон діаметрів сідел обробки кожною моделлю машини;

- необхідність в широкому діапазоні шліфувальних кругів.

Обробка сідел різанням фасонними різцями на спеціальних машинах.

Спеціалізовані верстати для обробки сідел клапанів мають:

На верстатах «SERDI» з метою підвищення точності базування застосовується система автоматичного центрування шпинделя з використанням від трьох до чотирьох повітряних подушок при установці осі. Базування проводиться по циліндричного пілота, який встановлюється у втулку з зазором 0,02 ... 0,03 мм і обертається під час обробки сідла.

У верстатах «SUNNEN» реалізовано базування за допомогою легкоконусного пілота, що встановлюється нерухомо у втулці. Ріжуча головка встановлюється на пілот по ковзній посадці. Привід забезпечується шпинделем, який при установці на ріжучу головку плаває на повітряній подушці і входить в зачеплення з штифтами, закріпленими на інструментальній голівці і передає крутний момент.

До недоліків останньої системи базування слід віднести недостатню жорсткість оснастки, яка не дозволяє стабільно отримувати високу точність при обробці твердих сідел або сідел з наклепанною поверхнею.

2.8. Порівняльна характеристика методів контролю герметичності

До недоліків традиційного способу перевірки герметичності з допомогою гасу можна віднести наступне:

- тривалість операції ~ 20 хв .;
- низька культура виробництва;
- порушення екологічних вимог на робочому місці.

Сучасні вакуум-тестери мають наступні переваги:

- суттєве скорочення термінів на проведення перевірки;
- більш висока точність визначення герметичності за рахунок кращої проникаючої здатності у повітря, ніж у в'язких рідин;
- можна оцінити не тільки якість сполучення «сідло-клапан», а й величину зазору між направляючою втулкою і стеблом клапана;
- забезпечення стабільної високої якості ремонту;
- підвищення культури виробництва.;

При однаковому принципі роботи сучасні вакуум-тестери розрізняються способом організації розрідження: з електричним і пневматичним вакуум-генератором. У таблиці 1.5 наведені технічні характеристики приладів для оцінки герметичності сполучення «сідло - клапан ». Аналіз параметрів дозволяє констатувати, що до переваг сучасних зарубіжних вакуум-тестерів слід віднести можливість контролю герметичності ще до збірки, що дозволяє в разі незадовільної якості оперативно виправити помилки обробки.

Таблиця 2.5.

Порівняльна характеристика способів тестування герметичності

Показник/Спосіб	Проливка гасом	Тестування емульсійним розчином	Вітчизняні пневматичні пристосування	Зарубіжні вакуум-тестери
Робочий агент	рідина	рідина	повітря	повітря
Контроль герметичності «седло-клапан»	+	+	+	+
Непряма оцінка зазору	-	-	-	+
Контроль розрідження / тиску	-	+	+	+
Попередній контроль (клапани незасухаренні)	-	-	-	+
Універсальність (модливість перевірки ГБЦ різних типорозмірів)	+	+	-	+
Екологічна чистота	-	-	+	+
Пожежна безпека	-	-	+	+
Час тестування, хв	Більше 20	0,5	н/д	0,5

У таблиці 2.6 представлена технічна характеристика сучасних зарубіжних зразків вакуум - тестерів фірм SERDI (Франція), AZ, PEG,(Італія), MIRA (Швейцарія), QUELO (Іспанія)

Таблиця 2.6.

Технічна характеристика деяких зразків вакуум-тестерів

Параметр	PEG	QUELO	MIRA	AZ	SERDI
1	2	3	4	5	6
Тип	Переносний комплект	Переносний комплект	Вбудований	Вбудований	Вбудований
Вакуум-генератор	Пневматичний	Пневматичний та електричний	електричний	електричний	Пневматичний
Кількість насадок(заглушок)	7	5	6	6	8
Робочий діапазон живильної пневмомережі,бар	5÷8	н/д	-	-	5÷6

Допустимий рівень розрідження при тестуванні, бар	5÷8	5÷8	5,5÷7,5	н/д	7
Наявність повітряного фільтра	+	+	+	+	+

ГЛАВА 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ РЕМОНТУ ДЕТАЛЕЙ ТА СПРЯЖЕНЬ КЛАПАННОЇ ГРУПИ

3.1. Вплив динамічних факторів діючих в механізмі газорозподілу на утворення похибок форми деталей клапанної групи

При впливі теплових і динамічних навантажень в сполученнях клапан - сідло мають місце всі три види механічного зношування: абразивне зношування, зношування внаслідок пластичної деформації, зношування при крихкому руйнуванні. До першого виду зношування більш схильні впускні сполучення, третього - випускні. Як для впускних, так і випускних сполучень характерно зношування внаслідок пластичної деформації. Цей вид зношування визначається характером і напрямком впливу динамічних навантажень і переважно формує нерівномірний знос контактуючих поверхонь сідла і клапана, що знижує герметичність в сполученні.

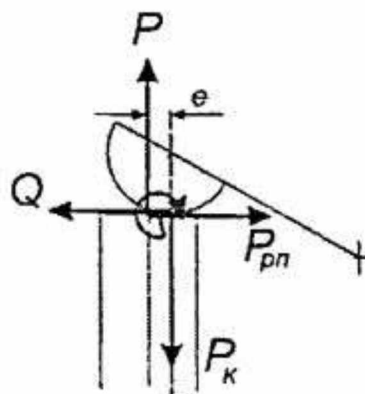
Розглянемо механізм утворення відхилень від співвісності клапана і сідла в процесі експлуатації двигуна.

Аналіз досліджень дає можливість зробити наступні допущення:

1. Найбільший відносний знос мають напрямні втулки клапанів.
2. Другим за величиною є знос контактних поверхонь сідла і тарілки клапана. Тут розглядається радіальний знос і не враховується осьовий, тому що останній більшою мірою залежить від властивостей матеріалу контактуючих деталей і діючих теплових навантажень, ніж від втрати їх співвісності.
3. Найбільший знос спостерігається в певному перетині механізму.

Кінематична схема приводу клапана більшості застосовуваних в сільськогосподарській техніці двигунів зумовлює зміщення лінії контакту клапана з коромислом. Це призводить до появи згинальних зусиль, розта-

шованих в площині гойдання коромисла. Розглянемо сили в сполученні клапан - коромисло, що діють в цій площині (рис. 3.1).



Мал. 3.1 Схема сил, що діють в сполученні клапан – коромисло

Сили, прикладені по нормалі до поверхні торця:

$$P_k = P = P_r + P_{np} + P_j, \quad (3.1)$$

де P_k - сила діє на торець клапана з боку коромисла; P_r - сила тиску газів; P_{np} - сила реакції пружини; P_j - сила інерції клапанного комплекту. Через наявність початкового зсуву e точок прикладання, утворюється пара сил з моментом

$$M = e \cdot P_k = e \cdot P \quad (3.2)$$

Тангенціальні сили:

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

$P_{рп}$ - сила реакції пружини в радіальному напрямку.

З точки зору забезпечення співвісності в клапанних сполученнях при протіканні робочого процесу, сили можна розділити на забезпечуючі і порушуючі співвісність.

Забезпечує співвісність сила пружності пружини і точка її застосування. Цей фактор залежить від жорсткості пружини (в т.ч. в радіальному напрямку), конструктивних параметрів пружини і стану її опорних повер-

хонь, наявності деталей центрування, конструктивних параметрів деталей фіксації клапана. Проведена оцінка бічної жорсткості пружин двигуна Д-245. Для нових пружин бічна жорсткість склала $9 \pm 0,5$ Н / мм (зовнішня), $6 \pm 0,3$ Н / мм (внутрішня). Для пружин, що були у експлуатації, бічна жорсткість знижується в середньому на 10 ... 20% на величину до 7,5 Н / мм і 4,8 Н / мм для зовнішніх і внутрішніх пружин, відповідно. Зниження бічної жорсткості сприяє збільшенню амплітуди бічних коливань клапана у втулці, збільшення прискорення при посадці, тривалості посадки клапана.

При стисненні, кінцеві витки пружини переміщуються на величину

$$\lambda_N = \frac{4PDn \sin^2 \alpha}{Ed^2}, \quad (3.3)$$

де P - сила, що діє на пружину, Н; D - середній діаметр пружини, мм, n - число витків пружини; α - кут повороту нормального поперечного перетину витка пружини до площини, що проходить через вісь пружини, град; E - модуль пружності матеріалу пружини (для сталі $E = 2-10$ кг / с²); d - діаметр дроту пружини.

Для пружин двигунів Д-245 λ_N становить 0,05 мм / об. р.в. (зовнішня) і 0,06 мм / об. р.в. (Внутрішня). Таким чином, при частоті обертання колінчастого вала $n = 2400$ хв⁻¹, зовнішня пружина зробить 0,6 хв⁻¹, внутрішня – 1 хв⁻¹. Це справедливо при відповідних ,сприяючих обертанню, умовах контакту пружини з поверхнями головки і тарілки. При цьому центрування клапана буде забезпечено найкращим чином.

У разі відсутності обертання пружини, тангенціальні сили, що виникають на контактуючих поверхнях торцевих витків від стиснення пружини, викликають нерівномірний знос поверхонь. Це призводить до зміщення точки прикладання сили реакції пружини від центру, відповідній конструктивно заданій осі клапана, втулки і сідла. Таким чином, в процесі зношування торцевих поверхонь клапанних пружин і зниження жорсткості пружин, відбувається порушення співвісності клапана.

До таких, що порушує співвісність можна віднести наступні сили:

- пара сил Pe і сила тертя Q , що діють на торець клапана з боку коромисла;

- сила тиску потоку газів які входять або виходять з камери згоряння в початковий момент відкриття через клапанну щілину.

Сили тиску потоку газів залежать від режимів роботи двигуна і геометричних параметрів клапанів і головки блоку. згідно характеру зносу направляючої втулки (яскраво виражений місцевий односпрямований знос). Можна зробити висновок, що в загальному випадку домінуючими є сили, діючі на торець клапана з боку коромисла.

Розглянемо сили реакції, що виникають в направляючої втулці. Момент пари сил, приданий до довжини втулки:

$$M_{BT} = \frac{v \cdot P}{L_{BT}} \quad (3.4)$$

Сили реакції у втулці спрямовані в протилежну сторону і складають:

$$R_{p1} = -R_{p2} = \frac{v \cdot P}{L_{BT}} \quad (3.5)$$

Сили тертя:

$$F_{TP1} = R_{p1} \cdot f_1 \quad (3.6)$$

$$F_{TP2} = R_{p2} \cdot f_2 \quad (3.7)$$

де f_1 , f_2 - коефіцієнти тертя ковзання, відповідно у верхній і нижній частині втулки. Згідно з дослідженнями [27], контакт клапана з втулкою відбувається в умовах напіврідинного тертя у верхній частині, і напівсухого - в нижній частині направляючої. Користуючись довідковими даними, 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 сполученні змінюється по ходу клапана, а достатніх відомостей про законі його зміни немає. Одна з умовних оцінок - коефіцієнт питомого ковзання торця клапана. Тоді сила тертя Q , діюча на торець клапана з боку коромисла:

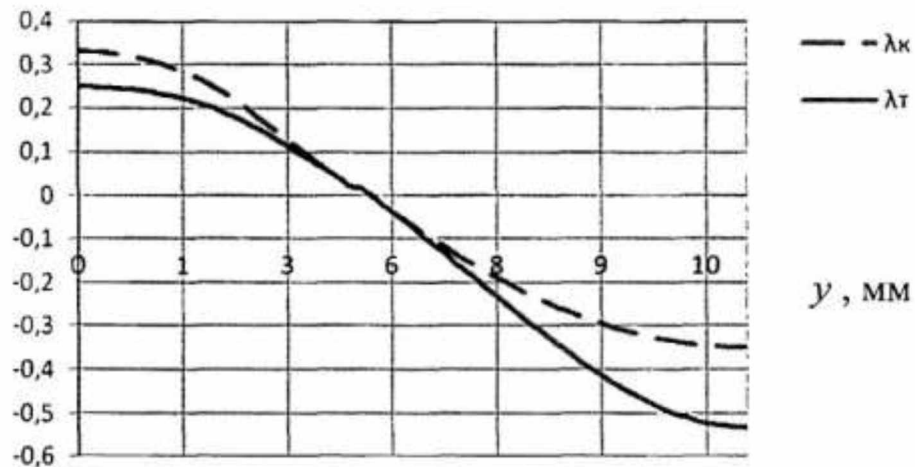
$$Q = \mu \cdot \lambda_T P_K; \quad (3.8)$$

де μ - коефіцієнт тертя ковзання в сполученні клапан - коромисло. Для конструкцій, які не передбачають додаткових заходів щодо змащувальних сполучень, контакт відбувається в граничних умовах напіврідного і напівсухого тертя [45], приймаємо $\mu = 0,08 \dots 0,1$

Коефіцієнт питомої ковзання торця клапана λ_T :

$$\lambda_T = \pm \frac{h-y}{R \cos \beta} = \pm \frac{h-y}{r_k+h-y}; \quad (3.9)$$

Зміна коефіцієнтів питомої ковзання торця клапана λ_T , і коромисла λ_K залежно від переміщення клапана y показано на рис. 3.2.



Мал. 3.2 Зміна коефіцієнтів питомої ковзання торця клапана λ_T і коромисла λ_K в залежності від переміщення клапана y .

Сили реакції у втулці від дії сили тертя Q складають:

$$R_{Q1} = Q \cdot \left(\frac{L_{BT} + h_{TBT} - y}{L_{BT}} \right) \quad (3.10)$$

$$R_{Q1} = Q \cdot \left(\frac{h_{TBT}}{L_{BT} + h_{TBT} - y} \right) \quad (3.11)$$

Сили тертя:

$$F_{тр1} = R_{Q1} \cdot f_1 \quad (3.12)$$

$$F_{тр2} = R_{Q2} \cdot f_2 \quad (3.13)$$

Пікові значення сил реакції у втулці від дії сили тертя в контактні коромисло - клапан і моменту пари сил, приблизно рівні (сягають 200 Н), мають місце в першій половині підйому клапана і спрямовані протилежно. Сили тертя і реакції втулки зростають пропорційно значенням зміщення e точки контакту коромисло - клапан і коефіцієнту тертя f_i в цьому сполученні. Так, при збільшенні e на 0,7 мм сили реакції у втулці збільшуються в 1,6 раз, сили тертя - в 1,3 рази. відповідно, швидкість зношування отворів втулок при даному зсуві збільшиться приблизно на 30%.

Після шліфування торця клапана, коефіцієнт тертя може збільшитися з 0,08 до 0,1. Це призводить до збільшення сил тертя на період приробітку сполучення до 2 разів.

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

При зносі направляючої втулки і зниженні зусилля пружин з збільшенням амплітуди поперечних коливань клапана зростають бічні навантаження на клапан. Це викликає появу розривів кінематичного ланцюга і передчасну посадку клапана на сідло з перекосом. Перше зіткнення клапана з

сідлом сконцентровано в точці, підвищені питомі навантаження зумовлюють локальний знос контактуючих поверхонь.

При сталому балансі розподілу діючих сил напрямок зносу сідла клапана збігається з напрямком зносу втулки. Внаслідок сідло клапана набуває овальну форму, клапан внаслідок обертання має форму близьку до кола. Розбіжність контактуючих поверхонь призводить до утворення мікрощілин в сполученні та погіршення герметичності.

Взаємне положення торця клапана і осі коромисла при конструюванні механізму газорозподілу задається:

- величиною зміщення e з умови $j_6 \rightarrow \min$ (де j_6 – величина мінімально можливого бокового прискорення клапана);

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

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

- відхилень осі отвору в голівці для установки втулки,
- несоосности зовнішньої і внутрішньої поверхонь втулки,
- зміщення кута установки втулки при ремонті (пошкодження верхні отвори в голівці при розпресування втулки.)

Це спричинить з одного боку, підвищення знімання матеріалу сідла при обробці (зменшення h і ресурсу роботи сідла), з іншого - відхилення положення торця клапана від оптимального заданого конструктивно (зміна e і порушення рівномірного контакту з коромислом по лінії). Зазначене погіршує умови функціонування клапанного механізму, знижує ресурс роботи деталей клапанної групи.

Після проведення ремонту деталей клапанної групи на клапан діє позацентрове навантаження яке виникає за рахунок наступних положень:

1. Конструктивне вихідне зміщення і переміщення лінії контакту коромисла до торця стебла в роботі.
2. Відхилення напрямку руху клапана від геометричної осі направляючої втулки внаслідок конструктивних зазорів і зносу втулки, що викликає додаткове бічне зусилля.
3. Відхилення осі направляючої втулки внаслідок відхилень осі отвору в голівці для установки втулки, несоосности зовнішньої і внутрішньої поверхонь втулки, зміщення кута установки втулки при ремонті.

Ці відхилення компенсуються в межах відхилень по п.2 і призводять до точкового контакту за певних умов (коли відхилення осі втулки менше відхилень по п.1). Так як відхилення по п.3 може бути в довільному напрямку, то вектори бічних зусиль по п.1 і п.3 складаючись, дають результуючий вектор зусилля. Внаслідок цього площину максимального зносу опорної втулки і поверхонь сідла і тарілки клапана зміщуватиметься від площини гойдання коромисла.

Для деталей машин, що працюють з неминучим зносом, обмежують допустимі тиски величинами, встановленими для даних умов. Розрахунок на основі подібності використовує емпіричні статичні функції між контактним напруженням σ_k і зносостійкістю, вираженої через шлях S_m тертя:

$$\sigma_k^m \cdot S_m = const \quad (3.14)$$

У більшості деталей машин показник ступеня приймає значення від 1 до 3. Для умов роботи сполучення зі змазкою $m = 2,8$.

Розрахунок σ_k і S_m проведено за формулами:

$$\sigma_k = 0,59 \sqrt{\frac{P}{b} \cdot \frac{\frac{1}{r_k}}{\frac{1}{E_k} + \frac{1}{E_{кл}}}}, \quad (3.15)$$

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

коромисла, мм; $E_{к,кл}$ - модулі пружності матеріалів коромисла і клапана (для сталі $E = 2 \cdot 10^6 \text{кГ/см}^2$).

$$S_m = \frac{1}{R \sin \beta} \left(\frac{H_e^2}{2} - H_e h + h^2 \right), \quad (3.16)$$

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

Контактні напруги в парі тертя клапан - коромисло двигуна Д-245 $\sigma_k = 180 \text{ Н / мм}^2$. Шлях тертя S_m з урахуванням зазорів в направляючої втулці і перекосів клапана за рахунок відхилення осей втулки, які можуть досягати для двигуна Д-245 значення 0,7 мм по радіальній і 0,17 мм по осевій складовій збільшується з 0,37 мм до 0,48 мм, тобто, на ~30%. Таким чином, при збереженні контактних напружень зносостійкість сполучення буде знижуватися на 20%.

Таким чином, в результаті оцінки діючих в механізмі газорозподілу факторів, можна виділити наступні основні висновки:

1. Кінематична схема приводу клапана більшості застосованих в сільсько-господарської техніки двигунів зумовлює зміщення лінії контакту клапана з коромислом. Це призводить до появи згинаючих зусиль, розташованих в площині гойдання коромисла і спрямованому зносу напрямних втулок клапанів. Після проведення ремонту деталей клапанної групи може з'явитися відхилення осі клапана у втулці від базової, що в ряді випадків викликає збільшення динамічних навантажень на направляючу втулку і зміну напрямки зносу направляючої втулки, клапана, сідла.

2. Сили тертя і реакції втулки зростають пропорційно значенням зміщення e точки контакту коромисло - клапан і коефіцієнту тертя μ в цьому сполученні. При збільшенні e на 0,7 мм швидкість зношування отворів направляючих втулок збільшиться приблизно на 30%. Збільшення коефіцієнта тертя. Після шліфування торця клапана з 0,08 до 0,1 призводить до збільшення сил тертя на період приробітки сполучення до 2 разів.

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

4. Діючі в механізмі газорозподілу динамічні навантаження, що впливають на нерівномірність зносу і, отже, знижують герметичність в сполученні сідло-клапан, можуть бути зменшені при ремонті деталей клапанної групи за рахунок:

- поліпшення параметрів якості контактних поверхонь коромисла і клапана шляхом введення операцій доведення: забезпечується зниження μ , σ_k .
- мінімізації відхилень лінії контакту клапана з коромислом від оптимальних (конструктивно заданих) за рахунок підвищення точності установки клапана щодо базової осі: забезпечуються оптимальні значення e , S_m

Таблиця 3.5

Допуски на похибки форми деталей і сполучень клапанної групи для різних рівнів якості обробки сідла клапана

Двигун	Найменування параметру	Рівень якості I ($\Delta < 0,05$ мм)	Рівень якості II ($\Delta < 0,1$ мм)
Д-242, Д-245	Овальність отвору в голівці блоку під направляючу втулку в перерізі, мм, не більше	0,01	0,03
	Різновотщинність направляючої втулки, мм, не більше	0,028	0,05
	Овальність отвору направляючої втулки в перетині, мм, не більше	0,005	0,01
	Биття фаски сідла до обробки (овальність, місцевий знос), мм, не більше	0,04	0,07

Проведенні дослідження розрахунку параметрів, точності позиціювання деталей клапанної групи деталей, можливо виділити основні висновки.

1. Найбільший ресурс клапанних сполучень буде забезпечений за умови забезпечення точності співвісності деталей клапанної групи. для обґрунтування допустимих розмірів деталей і сполучень проведено розрахунок точності просторового положення деталей клапанної групи.

2. Зсув точок контакту клапана з сідлом і коромислом збільшується пропорційно величині зазору клапана у втулці. отримані розрахункові значення дозволяють визначити резерви підвищення точності клапанних сполучень. Застосуванням технологічних методів обробки отворів в голівці блоку і в направляючої втулки з забезпеченням основних параметрів, показана можливість підвищення точності співвісності клапана при складанні в 1,15 рази.

3. Проведений розрахунок параметрів точності для двох характерних типів базування, що використовуються в сучасному спеціалізованому обладнанні з обробки сідел, дозволив виявити тип обладнання, забезпечує меншу похибку базування ріжучого інструменту - другий тип (верстатне обладнання Rottler, Sunnen, Verco, PEG, ручне - Neway). Визначено основні залежності забезпечення точності обробки при різних розмірних співвідношеннях між деталями клапанної групи.

4. В результаті розрахунку точності- просторового положення деталей клапанної групи, з урахуванням їх похибок форми і розташування по вероятностному методу і використанням різного технологічного обладнання, отримані величини допусків розмірів деталей, їх поверхонь і сполучень клапанної групи на прикладі двигунів Д-242, Д-245. Обґрунтовано необхідність призначення рівнів якості обробки сідла клапана по комплексному критерію. для першого рівня якості:

- овальність отвору в голівці блоку під направляючу втулку в перерізі:

не більше 0,01 мм;

- різнотовщинність направляючої втулки: не більше-0,028 мм;
- овальність отвору направляючої втулки в перерізі: не більше 0,005 мм;
- биття фаски сидла до обробки (овальність, місцевий знос): не більше 0,04 мм.

5. Основні напрямки вдосконалення технології ремонту деталей клапанної групи наступні:

- підвищення параметрів точності базування направляючої втулки за рахунок вхідного контролю її геометричних параметрів і технологічних заходів, знижують утворення похибок базування при заміні;
- підвищення параметрів точності обробки фаски сидла за рахунок застосування технологічних заходів, що знижують утворення похибок при обробці;
- поліпшення умов контактування клапана з коромислом за рахунок підвищення якості обробки торця клапана.

3.2 Розрахунок точності просторового розташування і розмірів деталей клапанної групи по імовірнісному методу

Найбільший ресурс клапанних сполучень буде забезпечений за умови забезпечення точності співвісності деталей клапанної групи. для обґрунтування допустимих розмірів деталей і сполучень необхідно провести розрахунок точності просторового положення деталей клапанної групи. Точність розмірної ланцюга деталей клапанної групи розраховується за кількома розрахунковим схемам і визначається допуском розміру замикаючої ланки. В нашому випадку розміром останнього у ланки є биття Δ (зміщення Z) точки контакту на середньої лінії фаски клапана.

При обробці сидел клапанів мають похибки форми необхідно забезпечити точність співвісності системи з новими напрямними втулками не гірше, ніж в нових сполученнях.

У сполученнях з деталями, розміри яких близькі до граничних, точність забезпечення співвісності при складанні системи погіршується. Це відбувається в результаті збільшення впливу додаткових похибок форми деталей, що сполучаються, наявних внаслідок зносу.

Розрахунок проведено за двома напрямками:

1. Точність відхилення від співвісності деталей клапанної групи в сполученнях з новими деталями і з урахуванням їх зносу. розглядаються наступні фактори:

- відхилення від круглості отвори в голівці блоку під направляючу втулку (овальність отвору);
- відхилення від круглості отвори направляючої втулки (спрямована овальність отвору в торцевих перетинах);
- розбіжність осей зовнішньої посадкової поверхні і отвори направляючої втулки (разнотолщинність втулки);
- відхилення від круглості ділильної окружності фаски клапана (биття робочої фаски тарілки клапана).

2. Точність відхилення від співвісності деталей клапанної групи, забезпечується при ремонті з урахуванням застосовуваних технологій і обладнання. На даному етапі крім чинників, досліджуваних в п. 1 розглядали фактор похибки базування інструменту в залежності від застосовуваного методу.

При розрахунку враховуються такі геометричні параметри:

1. Розміри деталей і геометричні співвідношення між ними. Враховуються коефіцієнтом приведення C_i .

2. Похибки форми отвори в ГБЦ під втулку $d_b, em_{fb}, t_{fb}, \alpha_{fb}, K_{fb}$. В позначеннях d_b , - розмір, em_i і t_i , - середнє відхилення (математичне очікування) і допуск (дисперсія) i -го розміру; oc і K_i – коефіцієнти відносної асиметрії і відносного розсіювання i -го розміру.

3. Похибки розташування осі і форми отвору втулки $d_{vt}, K_{vt}, em_{fvt}, t_{fvt}, \alpha_{fvt}, K_{fbt}$

4. Похибки розташування осі і форми стебла клапана (центрує пілота інструменту) з урахуванням зазору у втулці $d_{кл(н)}, em_{vt}, t_{vt}, \alpha_{fvt}, K_{фит}$.

5. Похибки розташування осі і форми сідла з урахуванням зазору у втулці $Ad_c, em_c, t_c, \alpha_c, K_c, t_{fc}, \alpha_{fc}, K_{fc}$.

6. Похибки базування ріжучого інструменту з урахуванням зазору в втулки $d_{нр}, em_{нр}, t_{нр}, \alpha_{fc}, K_{fc}$.

Параметри відхилення від співвісності розраховувалися для кожного перетину (вказано нижче). Далі, зміщення в кожній площині приводиться до куту повороту узагальненої розрахункової схеми з урахуванням коефіцієнтів приведення C_i - геометричні розміри деталей і лінійні співвідношення між ними. Для проведення розрахунків визначимо узагальнену схему і покажемо прийняті позначення.

3.3. Побудова узагальненої розрахункової схеми

Узагальнена схема характеризує зміну координат математичних очікувань точки контакту клапана з сідлом Z і коромислом D при повороті клапана у втулці на кут φ (мал. 3.2). Прийняті позначення: R_c - радіус сідла (виліт ріжучого інструменту); h_c - відстань від сідла до найближчого (нижнього) торця втулки; L_{em} - довжина втулки.

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

У загальному випадку,

$$\bar{x} = x \cdot \cos\varphi + y \cdot \sin\varphi$$

$$\bar{y} = -x \cdot \sin\varphi + y \cdot \cos\varphi$$

де x, y, \bar{x}, \bar{y} - координати точок до і після повороту. $x_c = R, y_c = h_c + (1-n) \cdot L_{cm}$

Тоді зміщення точки С контакту клапана і сідла:

- радіальне

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

- осьовий

$$P_{C\Sigma} = y - \bar{y} = (h_c + (-1n) \cdot L_{cm} - (h_c + (1-n) \cdot \cos\varphi + R_c \cdot \sin\varphi)$$

Сумарне зміщення

$$P_{C\Sigma} = \sqrt{P_{C\Sigma}^2 + O_{C\Sigma}^2}$$

Зсув точки D контакту торця клапана і коромисла:

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

- радіальне

$$P_{D\Sigma} = \tilde{x} + x = (n \cdot L_{vm} + h_{m\ vm}) \cdot \sin\varphi$$

- осьовий

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

На малюнку:

O_1-O_1 - вісь базової поверхні втулки (отвори в ГБЦ під втулку);

O_2-O_2 - вісь отвору втулки, зміщена на кут φ_1 в результаті похибок виготовлення втулки, проведення операцій ремонту (Запресовування, розгортання).

O_3-O_3 - вісь стебла клапана, зміщена на кут φ_2 в результаті наявності зазору, похибок форми отвори втулки і похибок форми стебла клапана.

Центри повороту осей задані коефіцієнтами n_1 і n_2 відповідно для O_2-O_2 і O_3-O_3 щодо O_1-O_1 . Напрямок відліку координати центру n - від площини А - А. Коефіцієнт n центру сумарного повороту осі клапана щодо осі базової поверхні (отвір в головці під втулку) обчислюється за формулою:

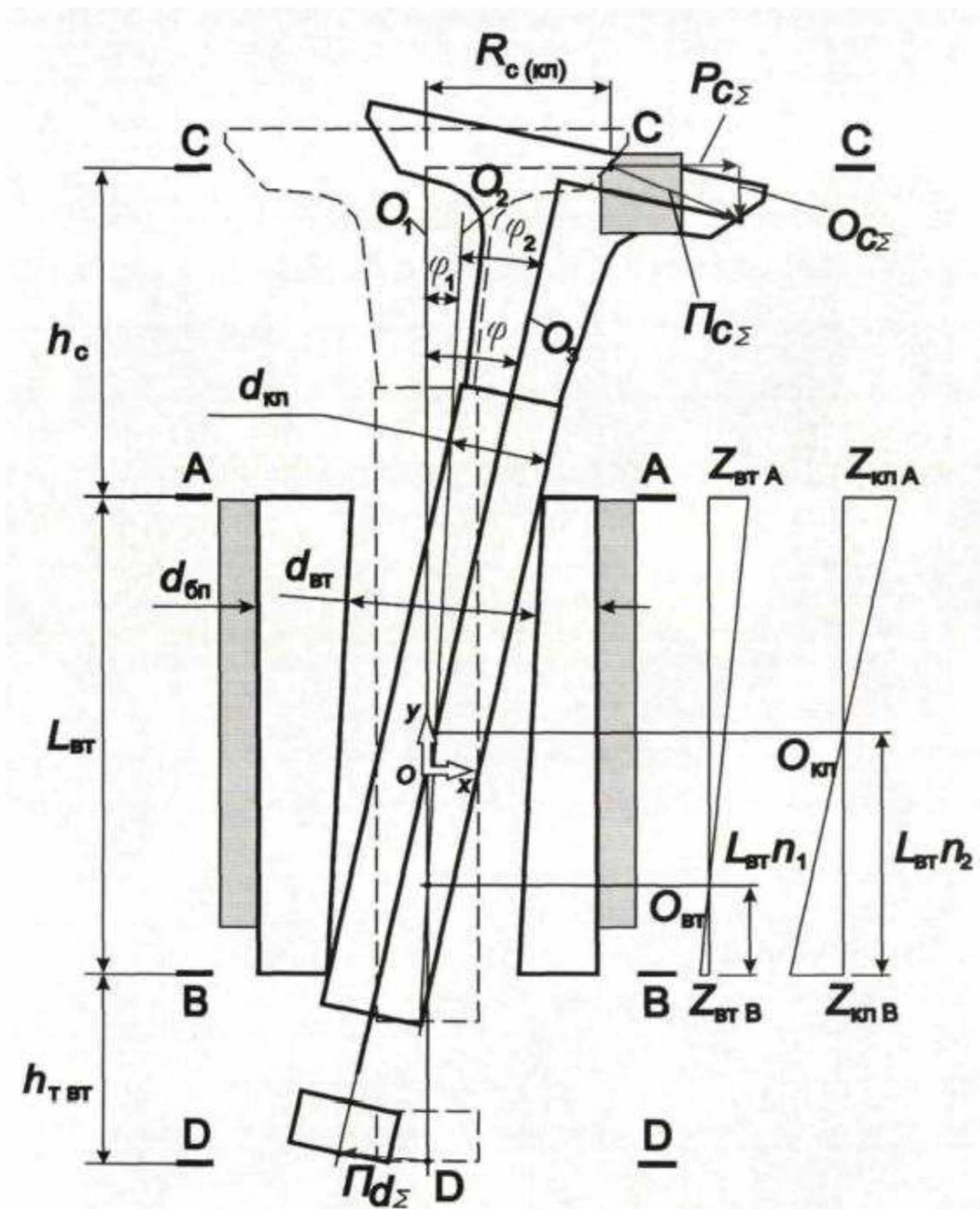
$$n = \frac{Z_{КЛА} + Z_{ВТА}}{\frac{Z_{КЛА} + Z_{ВТА} + Z_{ВТВ}}{n_2}}$$

де Z_{emA} , Z_{emB} - зміщення осі отвору втулки щодо осі базової поверхні в перетинах A і B відповідно;

$Z_{клA}$, $Z_{клB}$ - зміщення осі стебла клапана щодо осі отвору втулки в перетинах A і B відповідно;

Для кожного з розглянутих перетинів:

$$Z_{\Sigma i} = \bar{Z}_{клA(B)} = \sum_i C_i = (em_i + a_i t_i) - a_{\Sigma} t_{\Sigma}$$



Мал. 3.2 Узагальнена розрахункова схема повороту клапана (центрує блоку ріжучого інструменту) у втулці

ГЛАВА 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Екологічна експертиза розробки

Внаслідок постійного використання ресурсів та великого техногенного навантаження на біосферу в нашій країні складається важка і напружена екологічна ситуація. Економіка України жовгий час практично не орієнтувалася на екологічне середовище, безвідходне, доцільне виробництво. Прийшов час, коли люди дійшли до висновку, що необхідно ставити охорону навколишнього середовища на один рівень з економікою, умовами життя і здоров'ям. Екологічна концепція розвитку держави передбачає відповідний механізму її реалізації, до якого належать: економічна незалежність, правове економічне регулювання виробництва, створення ефективних засобів екологічної перевірки, створення діючої системи екологічної освіти, тощо. Для вирішення екологічних проблем потрібно, крім нинішніх законів з охорони навколишнього середовища, налагодити постійній контроль за станом довкілля, впровадити необхідні економічні стимули й штрафи, що зменшили забруднення навколишнього середовища. Потрібно впроваджувати безвідходні та енергозберігаючі технології і виробничі рішення, які приближують до мінімуму шкідливі викиди. Верховною Радою України 25 червня 1991 року прийнятий Закон України «Про охорону навколишнього природного середовища». У 1995 році 9 лютого прийнятий Закон «Про екологічну експертизу». (стаття 26) розповідається про обов'язкову екологічну, суть якої полягає в системі комплексної оцінки всіх екологічних та соціально-економічних наслідків втілення нових проєктів, функціонування народно-господарських експертизу, суть якої полягає в системі комплексної оцінки всіх екологічних та соціально-економічних наслідків втілення нових проєктів, функціонування народно-господарських

об'єктів, прийняття рішень, направлених на ліквідацію їх негативного впливу на навколишнє середовище, на вирішення намічених завдань з найменшою витратою ресурсів і одержання мінімальних небажаних наслідків. Проведення екологічної експертизи базується на основні вимог «Водного» та «Земельного» кодексів України (від 6.06.95 р. та 13.03.92 р. відповідно), «Основ земельного законодавства», «Основ водного законодавства», Закону « Про охорону атмосферного повітря» (від 16.10.1992 р.) Законів України «Про власність» від 07.02.91 р. «Про систему оподаткування» від 02.02.94 р. «Про енергозбереження» від 01.07.94 р.

Виробництво не тільки залежне від стану повітряного середовища, ґрунтових вод та ґрунтів, але й активно впливає на їх стан. Викиди у атмосферу тракторів, автомобілів та іншої техніки, впливають на повітряне середовище. Гідросфера забруднюється, відходами нафтопродуктів та технологічними відходами виробництва різних галузей промисловості, та технологічними відходами виробництва різних галузей промисловості. Від того, як будуть впроваджуватися та виконуватися заходи по охороні навколишнього середовища на підприємствах промисловості, та господарствах АПК залежить, розвиток і життєдіяльність нинішнього і наступних поколінь. Робота ремонтних та сервісних підприємств, а також галузі машинобудування, на яких використовується процес шліфування приводить до утворенняпилеподібної маси. В цілому процес шліфування не представляє загрози для навколишнього середовища.

4.2.Охорона праці

Основні положення з охорони праці в Україні регламентуються Конституцією України, Кодексом законів про працю, Законом «Про охорону праці», а також розробленими на їх основі нормативно – правовими актами.

Охорона праці - це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних

заходів та засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності людини у процесі трудової діяльності.

В Законі України „Про охорону праці” задекларовані основні принципи державної політики в галузі охорони праці:

— пріоритет життя і здоров'я працівників по відношенню до результатів виробничої діяльності підприємства;

— повна відповідальність роботодавця за створення безпечних і нешкідливих умов праці;

— обов'язковий соціальний захист працівників, повне відшкодування шкоди особам, які потерпіли від нещасних випадків на виробництві і професійних захворювань;

— використання економічних методів управління охороною праці, проведення політики пільгового оподаткування, що сприяє створенню безпечних і нешкідливих умов праці;

— комплексне розв'язання завдань охорони праці на основі національних програм з цих питань та з урахуванням інших напрямків економічної та соціальної політики, досягнень в галузі науки і техніки та охорони навколишнього середовища;

— встановлення єдиних нормативів з охорони праці для всіх підприємств, незалежно від форм власності і видів їх діяльності;

— здійснення навчання населення, професійної підготовки і підвищення кваліфікації працівників з охорони праці;

— співробітництво і проведення консультацій між роботодавцями та профспілками (представниками трудових колективів) при прийнятті рішень з охорони праці;

— міжнародне співробітництво в галузі охорони праці, використання світового досвіду організації роботи щодо покращення умов і підвищення безпеки праці

4.3. Технічний регламент та вимоги безпеки під час притирки клапанів

До виконання технологічного процесу допускаються лише спеціально підготовлені особи, не молодші 18 років, які пройшли інструктаж з охорони праці, оволоділи безпечними та необхідними прийомами роботи а також мають допуск до роботи. Робоче місце має бути обладнано згідно вимог техніки безпеки, а робітники забезпечуються засобами індивідуального захисту: захисними окулярами, рукавицями, навушниками, спецодягом.

4.4. Аналіз формування травмонебезпечних ситуацій

При розвитку певних негативних умов та обставин виконання операцій за допомогою сучасного вітчизняного чи зарубіжного обладнання може призвести до формування нещасних випадків та травм працівників [13,14]. Аналіз стану травмобезпеки та професійних захворювань на рівні України у 2017 році за результатами роботи органів Фонду соціального страхування України показує 4440 зареєстрованих (з них 231 – зі смертельними наслідками) постраждалих від виробничого травматизму. (Діє у формі Н-1). Також у 2017 році завершено розслідування 525 (у тому числі зі смертельними наслідками – 101) діянь за формою Н-1 у справах минулих років. Загалом по Україні травматизм знизився в агропромисловому комплексі з 602 випадків у 2015 році до 537 випадків у 2017 році, на транспорті практично не змінився – 396-393 випадки, а у сфері машинобудування збільшується: з 311 у 2015 році до 336 у 2017 році. А смертельні травми у машинобудуванні практично не змінилися на рівні 19-21 випадку.

Причинами травм є різні події, так і бездіяльність винних або інших осіб. Аналіз причин травматизму показує, що нещасні випадки з виробництва відбуваються з низки організаційних, технічних і психофізіологічних причин залежно від форми власності виробництва, віку постраждалих й у певною мірою від діяльності та порушення професійних норм. правила техніки безпеки.

Такі обґрунтування вказують на актуальність роботи з удосконалення системи управління охороною праці, яка безпосередньо пов'язана з підвищенням загального рівня безпеки праці, дотриманням вимог інструкції з охорони праці, забезпеченням виробничої дисципліни тощо. буд., що сприяє підвищенню зростання продуктивності, раціональне використання трудових ресурсів, задоволеність роботою, підвищення мотивації працівників тощо.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

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 становища та обробки робочих поверхонь деталей клапанної групи.

2. Встановлено закономірність зміни форми сідел клапанів і отвори направляючої втулки при зносі в процесі експлуатації, яка виражається у формуванні еліпса з односпрямованим зміщенням центру напрямних втулок з обмеженням за параметрами герметичності поєднанні клапан-сідро 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 допустимі розміри деталей і сполучень, виходячи з величини допустимого розміру вихідного параметра

- биття сідла - визначати похибки базування напрямної втулки, клапана, ріжучого інструменту з урахуванням відхилень форми і положення деталей клапанної групи, що утворюють сполучення.

