

НУБІП України

НУ

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.12 - КМР.1855“С” 2020.11.25.014 ПЗ

НУ

ЮРЧЕНКА НАЗАРА СЕРГІЙОВИЧА

2022 р.

НУ

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

НУБІП України

Факультет конструювання та дизайну

УДК 621.373.02 – 043.96

НУБІП України

ПОГОДЖЕНО

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Декан

Завідувач кафедри

Факультету конструювання та дизайну

Надійності техніки

(назва факультету (ФНП))

(назва кафедри)

НУБІП України

Ружицко З.В.

Новицький

А.В.

(підпис)

(ПІБ)

(підпис)

(ПІБ)

2022 р.

2022_р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

НУБІП України

на тему „Дослідження технічного стану деталей та розробка конструктивно-технологічних параметрів підвищення надійності двигунів ЯМЗ-238”

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

(код і назва)

Освітня програма «Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва»

Орієнтація освітньої програми освітньо-наукова

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

НУБІП України

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор (науковий ступінь та вчене звання)

Булгаков В.М.

Керівники магістерської роботи

К.Т.Н., доц.

Новицький А.В.

(науковий ступінь та вчене звання)

СТ.ВИКЛ.

(підпис)

Сиволапов В.А.

(ПІБ)

НУБІП України

Виконав

(підпис)

Юрченко П.С.

(ПІБ студента)

КИЇВ – 2022

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет конструювання та дизайну

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри надійності техніки

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

(ПІБ)

“ ” 2020 року

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ
Юрченку Назару Сергійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність «Галузеве машинобудування»

(код і назва)

Освітня програма «Машини та обладнання сільськогосподарського
виробництва»

Освітня програми освітньо-наукова

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської роботи „Дослідження технічного стану деталей та
розробка конструктивно-технологічних параметрів підвищення
надійності двигунів ЯМЗ-238”

Затверджена наказом ректора НУБіП України від “25”11.2020 р. №

1855«С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру

10.05.2022 р.

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської роботи 1. Аналітичний огляд конструкції

двигунів ЯМЗ-238, 2. Технічна характеристика двигуна ЯМЗ-238. 3. Каталоги

ремонтно-технологічного обладнання. 4. Технічні вимоги на ремонт двигунів

ЯМЗ-238.

Перелік питань, що підлягають дослідженню: Реферат. Вступ. 1. Стан питання та формування задач на дослідження. 2. Аналіз сучасних технологій відновлення деталей. 3. Обґрунтування граничних та допустимих при ремонті розмірів механізмів двигунів ЯМЗ-238. 4. Дослідження технічного стану вибраних деталей. 5. Конструктивно-технологічні параметри підвищення надійності відновлення роботоздатності двигунів ЯМЗ-238. 6. Охорона праці. 7. Техніко-економічне обґрунтування роботи. Висновки. Літературні джерела. Додатки.

Перелік графічного матеріалу (за потреби) 1. Аналіз конструкції кривошипно-шатунного механізму. 2. Можливі несправності кривошипно-шатунного механізму, способи виявлення та усунення. 3. Діагностування кривошипно-шатунного механізму. 4. Розбирання кривошипно-шатунного механізму. 5. Схема кривошипно-шатунного механізму і його розмірний ланцюг. 6. Ремонтне креслення. 7. Маршрутна карта. 8. Обкатка і випробовування двигуна ЯМЗ-238КМ. 9. Охорона праці. 10. Техніко-економічна ефективність. Висновки.

Дата видачі завдання "27" листопада 2020 р.

Керівники магістерської роботи

(підпис)

Новицький А.В.

(прізвище та ініціали)

Сиволапов В.А.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Юрченко Н.С.

(прізвище та ініціали студента)

РЕФЕРАТ

Магістерська робота на тему: „Дослідження технічного стану деталей та розробка конструктивно-технологічних параметрів підвищення надійності двигунів ЯМЗ-238”.

Роботу викладено на 113 стор., 29 рис., 23 табл., 1 додаток, використано 26 джерел літератури.

Магістерська робота присвячена дослідженню пошкоджень деталей та розробці конструктивно-технологічних параметрів підвищення надійності ЯМЗ-238 та удосконаленню технології відновлення його роботоздатності.

В першому розділі пояснювальної записки наведено аналіз конструкції та принцип роботи двигунів ЯМЗ-238, причини відмов та несправності.

В другому розділі представлено дослідження основних пошкоджень деталей та встановлено конструктивно-технологічних параметрів підвищення надійності.

В третьому розділі проведено статистичний аналіз характеристик імовірної появи пошкоджень із визначенням коефіцієнтів відновлення, вибракування та придатності. Проаналізувано стан сучасних технологій відновлення роботоздатності. Вибрано технологію відновлення деталей двигунів ЯМЗ-238. Розроблено технологічний процес відновлення гільз циліндрів термопластичним деформуванням (ТІД).

В четвертому розділі дано обґрунтування граничних та допустимих при ремонті розмірів циліндро-поршневої групи двигунів.

В шостому розділі зроблено аналіз виробничих небезпек та розробити заходи по забезпечення безпечних умов роботи на дільниці з відновлення роботоздатності двигунів ЯМЗ-238.

В сьомому розділі розраховано техніко-економічні показники технології відновлення роботоздатності двигунів ЯМЗ-238.

Ключові слова: ДВИГУН, КРИВОШИПНО-ШАТУННИЙ МЕХАНІЗМ, ДЕФЕКТИ, ДОПУСТИМІ ТА ГРАНИЧНІ РОЗМІРИ, ТЕХНОЛОГІЯ ВІДНОВЛЕННЯ, ДЕФЕКТАЦІЯ, РЕГУЛЮВАННЯ

НУБІП України

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

АПК - агропромисловий комплекс;

ДВЗ - двигун внутрішнього згорання;

МТП - машинно-тракторний парк.

МО - механічна обробка

ППС - планово-попереджувальна система

БП - безпека праці;

ТЕП - техніко-економічні показники

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ЗМІСТ

Стор

РЕФЕРАТ

ВСТУП

8

РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ ТА ФОРМУВАННЯ ЗАДАЧ НА ДОСЛІДЖЕННЯ

12

1.1. Несправності двигунів і причини їх виникнення

12

1.2. Основні напрямки досліджень двигунів та їх елементів під час експлуатації та ремонту

16

1.3. Аналіз роботоздатності кривошипно-шатунного механізму

20

1.4. Задачі магістерської роботи.

24

РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ВІДНОВЛЕННЯ

ДЕТАЛЕЙ ДВИГУНІВ

25

2.1. Колінчатий вал

25

2.2. Шатуни

43

2.3. Вкладиші корінних і шатунних підшипників.

49

2.4. Блок циліндрів

59

2.5. Головка циліндрів

69

РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПОШКОДЖЕНЬ ДЕТАЛЕЙ ТА СПОСОБИ ЇХ ВИЯВЛЕННЯ ТА УСУНЕННЯ

74

3.1. Пошкодження блок-картера та способи їх виявлення, прилади та оснащення

74

3.2. Пошкодження шатунів та способи їх виявлення, прилади та оснащення

77

3.3. Пошкодження вала колінчастого та способи їх виявлення, прилади та оснащення

82

3.5. Дослідження ремонтного фонду поршнів двигуна ЯМЗ-238.

88

3.6. Технологічний процес відновлення гільз циліндрів
термопластичним деформуванням (ТТД)

92

РОЗДІЛ 4. ОБҐРУНТУВАННЯ ГРАНИЧНИХ ТА ДОПУСТИ-

МИХ ПРИ РЕМОНТІ РОЗМІРІВ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ

108

РОЗДІЛ 5. СКЛАДАННЯ ТА ОБКАТУВАННЯ ДВИГУНА

121

5.1. Вимоги до відремонтованих деталей і складальних одиниць

121

5.2. Технологія складання та обкатування двигуна

123

РОЗДІЛ 6. ЗАХОДИ ПО ОХОРОНІ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТУ

НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

124

РОЗДІЛ 7. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОБОТИ

128

7.1. Визначення капіталовкладень в основні фонди

128

7.2. Розрахунок фонду заробітної плати

129

7.3. Розрахунок цехових затрат

130

7.4. Розрахунок собівартості відновлення

131

7.5. Техніко-економічні показники

132

ВИСНОВКИ

134

ЛІТЕРАТУРА.

135

ВСТУП

Для правильної організації ремонту сільськогосподарської техніки необхідно виходити з основних положень, які давно виправдали себе в промисловості, тобто потрібно в ремонтні підприємства переносити

індустріальні методи роботи, щоб поставити ремонтну справу на індустріальні рейки. Поряд з майстернями для ремонту простих сільськогосподарських машин необхідно створити такі ремонтні підприємства, де б проводилося конвеєрне складання та розбирання машин і де б старі відновлені деталі, що

встановлюються на машини, були за якістю такими ж, як нові.

У промисловості давно визнано, що єдино правильним методом розрахунку виробничої потужності підприємства є розрахунок максимальної потужності основних цехів і агрегатів. Якщо перенести це незаперечне становище у практику організації ремонтної бази сільському господарстві і

розраховувати ремонтні підприємства те щоб максимально використовувалося ремонтне устаткування, це призведе до істотного зниження витрат за ремонт.

Значного поліпшення якості ремонту та зниження витрат можна досягти шляхом створення ремонтних підприємств з раціональними обсягами

ремонтних робіт. Відомо, що витрати на одиницю продукції зменшуються зі збільшенням програми підприємства. В умовах сільського господарства

збільшення програми ремонтних підприємств призводить до додаткових транспортних витрат на доставку об'єктів ремонту до ремонтних підприємств та перевезення їх назад. По, як свідчать розрахунки, транспортні витрати до

певної оптимальної програми підприємства з лишком перебиваються зниженням витрат за оплату праці виробничих робочих. При подальшому збільшенні програми (проти оптимальної) витрати на перевезення карт будуть перевищувати досягнуте зниження витрат на оплату праці робітників.

Величина транспортних витрат залежить не тільки від відстані, а й від кількості та якості транспортних шляхів. Тому необхідно забезпечити

правильне географічне розміщення ремонтних підприємств, щоб отримати найменші витрати на перевезення машин. Система доставки машин па

ремонтні заводи і заводів і колгоспи п радгоспи повинна бути також добре організовано. Отримувати машини від колгоспів і радгоспів і відвозити їх назад має саме ремонтне підприємство за завдалегідь продуманими маршрутами на спеціально пристосованих для цієї мети машинах при раціональному груповому перевезенні об'єктів ремонту.

Створюючи і вдосконалюючи базу для ремонту сільськогосподарської техніки, необхідно виходити з місцевих умов і прагнути впровадити найефективніші форми організації. При правильному побудові ремонтної бази полегшується і поліпшується робота організацій, що планують і розподіляють

запасні частини. В даний час при проведенні ремонту на різних по оснащеності ремонтних підприємствах, при дуже великій кількості точок, що проводять ремонт, і при необгрунтованому прагненні багатьох господарств проводити ремонт тільки з використанням нових запасних частин правильне планування

їх випуску для машин великої кількості марок і модифікацій взагалі неможливо. Це призводить до створення неприпустимо великого накопичення запасних частин, що не використовуються. Потрібно пам'ятати, що експлуатація машин без добре організованого відновлення деталей практично

неможлива, тому що викликає необхідність мати великі кількості нових запасних деталей у пропорціях, що важко піддаються попередньому плануванню. У зв'язку з цим передбачається різке збільшення мережі високоорганізованих спеціалізованих підприємств щодо відновлення деталей, ремонту вузлів та агрегатів машин.

Недоліки в технології ремонту машин у ряді майстерень створюють враження, що відремонтована машина працює гірше, ніж нова. Але це далеко не завжди так. Машина може працювати після ремонту стільки ж, скільки вона працювала після випуску її із заводу, якщо всі її зношені сполучення та інші конструктивні параметри будуть відновлені з тією ж якістю і з тим самим

ступенем точності, яка досягається заводом-виробником. В даний час на машинобудівних заводах все ширше і ширше застосовують такі організаційно-технологічні заходи, як селективне сортування і т. д. Ці заходи дозволяють

отримувати сполучення з найвигіднішим ступенем рухливості, що, у свою чергу, сприяє різкому збільшенню термінів служби вузлів, агрегатів та машин загалом. Ці прогресивні заходи можна впровадити на великих спеціалізованих ремонтних підприємствах. При правильному розрахунку ремонтної оази

можна досягти значного зниження витрат і підвищення продуктивності праці ремонтних робітників. Не менш важливе значення має правильна організація виробничого процесу і путри ремонтних підприємств.

Процес відновлення працездатності машини, що складається в основному з розбірно-складальних і супутніх їм мийних, дефектувальних, регулювальних

та інших робіт, називається ремонтом. Ремонт техніки, що використовується в сільському господарстві, займаються ремонтні підприємства. Сукупність цих підприємств називається ремонтної базою.

Незважаючи на те що підприємства тракторного і сільськогосподарського машинобудування безперервно здійснюють заходи щодо збільшення зносостійкості машин, що поставляються сільському господарству, все ж таки ці машини мають нерівномісні (нерівнозносостійкі) агрегати, вузли і деталі.

Тому неминуче виникає потреба у складному технічному обслуговуванні машин, пов'язаному з необхідністю заміни окремих агрегатів, вузлів та деталей. Частота і складність цих робіт закладена вже в новій машині, в її конструкції та зносостійкості окремих її елементів.

Конструктивні особливості машини, нерівнозносостійкість її елементів та умови експлуатації визначають періодичність і трудомісткість технічних доглядів та ремонтів, а також кількість запасних деталей, потрібних для підтримання машини у працездатному стані. Таким чином, ремонт машин - неминуча необхідність при сучасних конструкціях та зносостійкості машин.

Це властивість сучасних машин. Від організації ремонтної бази та виробничих процесів на ремонтних підприємствах залежить, наскільки трудові та

матеріальні витрати на ремонт відрізнятимуться від середніх, об'єктивно диктованих конструкціями, зносостійкістю та умовами експлуатації машин.

Велике значення у цьому відношенні мають періодичні технічні огляди машин

колгоспів та радгоспів, які проводяться двічі на рік. Мета цих оглядів - забезпечити поліпшення технічного стану машин, організувати більш ефективний контроль за дотриманням правил експлуатації та збереженням машин. Технічний огляд допомагає визначити, дійсно, основну на фактичному стані машини, потребу в ремонті або можливість подальшої експлуатації машини з метою повного використання ресурсів деталей. Цей захід попереджає необґрунтований передчасний ремонт техніки та зменшує витрати запасних частин. Ремонтна база повинна забезпечувати виконання всіх видів ремонтів та технічних доглядів. При вивченні питань організації ремонту слід пам'ятати, що ряд застосовуваних термінів має умовний характер. Не можна, наприклад, провести чіткий кордон між технічними доглядами та ремонтами. Зазвичай зміст тих та інших регламентується відповідними інструкціями та положеннями. Можна вважати, що при технічних доглядах працездатність машини відновлюється регулюваннями, передбаченими конструкцією машини, а при ремонті відновити працездатність машини регулюваннями вже не можна, потрібні більш серйозні технологічні впливи (зварювання, вібродугове наплавлення, шліфування, заміна деталей т. п.). Практично такий розподіл не витримується, і при технічних доглядах доводиться вдаватися до складних технологічних впливів (наприклад, притирати клапани і т. п.), а при ремонті регулюватися. Назви «капітальний ремонт» та «поточний ремонт» також дуже умовні. З економічної точки зору «капітальний ремонт» - це такий ремонт, витрати на проведення якого відносяться на рахунок засобів амортизації. Внаслідок капітального ремонту відбувається відшкодування зносу основних фондів. З точки зору механізаторів "капітальний ремонт" - це повна перевірка всієї машини із заміною максимального числа деталей та агрегатів новими. Таке уявлення про капітальний ремонт часто призводить до необґрунтованої заміни недовикористаних деталей. З технологічної точки зору «капітальний ремонт» - це ремонт, що відрізняється великою трудомісткістю, пов'язаний з відновленням базисних деталей, гнізд підшипників, виконанням значного обсягу роботи з відновлення зношених

деталей тощо. Найбільш широко прийняте поняття капітального ремонту можна сформулювати так: це ремонт, при якому машина розбирається на агрегати, агрегати - на вузли і деталі, деталі, що зносилися, замінюються новими або відновленими, а витрати на проведення ремонту відносяться на

рахунок засобів амортизації. Поточний ремонт - це ремонт, форми та властивостей або тільки форми та властивостей. У разі застосовується система ремонтних розмірів. У процесі відновлення придатності деталей машин із низки деталей виконується лише одне чи кілька заключних операцій, спільних

з операціями технологічного процесу виготовлення. Наприклад, звичайним способом відновлення придатності колінчастого валу є шліфування та полірування шийок під ремонтний розмір вкладишів. При відновленні блоків проводяться розточування та хонінгування, тобто виконуються операції, які є заключними при виготовленні цих деталей на заводах. У зв'язку з цим, як правило, відновлювати деталі значно вигідніше, ніж виготовляти нові.

Численними науково-дослідними роботами доведено, що термін служби відновлених деталей не поступається терміну служби нових, а іноді і перевищує його. Усе це непрямим чином підтверджує доцільність проведення

ремонтів, що визначається не технологічними, а організаційними чинниками, т. є. певною організацією ремонтної бази. Встановлено такі типи ремонтних підприємств: 1) підприємства з ремонту машин; 2) підприємства з ремонту агрегатів; 3) підприємства з ремонту вузлів; 4) підприємства з відновлення деталей.

Вихідні властивості машин і їх складальних одиниць (агрегатів) закладаються при проектуванні, забезпечуються при виготовленні, підтримуються при експлуатації машин і відновлюються при ремонті. Можна виділити три джерела впливів на машину в процесі її використання:

- дію енергії навколишнього середовища, включаючи людину, керуючого

машиною і виконує технічне обслуговування і ремонт; внутрішні джерела енергії, пов'язані з робочими процесами, що протікають в машині;

- потенційну енергію, накопичену в деталях машин в процесі їх

виготовлення або ремонту (внутрішні остаточні напруги в відливках, напруги, що виникають при відновленні зношених деталей, особливо зварюванням і різними видами наплавки та ін.)

Всі джерела впливу на машину проявляються у вигляді механічної, теплової, хімічної енергій і викликають в матеріалі деталей незворотні процеси, які приводять до появи відмов і несправностей.

Під несправністю розуміють стан двигуна, при якому він не відповідає хоча б одній з вимог, встановлених нормативно-технічною документацією.

Кожна окремо невідповідність цим вимогам представляє собою дефект.

Працездатним двигун вважається до тих пір, поки він здатний виконувати задані функції, зберігаючи значення експлуатаційних параметрів, встановлених технічною документацією. Якщо параметри виходять за

встановлені межі, то двигун вважається нероботоздатним, а такий його стан називається відмовою.

Несправності двигунів найчастіше виникають внаслідок порушення регулювань, теплових і навантажувальних режимів роботи, поганого очищення моторного масла і повітря, поступаючих в циліндри, а також при використанні неякісних сортів палива і масла.

При пуску холодного двигуна температура робочої суміші наприкінці такту стиснення може бути недостатньою для її займання, внаслідок чого

двигун довго не запускається. Застигле картерне масло не надходить до стінок циліндрів, тому відбувається прискорене зношування деталей циліндропоршневої групи.

1.2. Основні напрямки досліджень двигунів та їх елементів під час експлуатації та ремонту

Дослідження надійності. Питання дослідження та визначення рівня надійності двигунів вирішуються ефективніше і простіше, якщо деталі та вузли досліджуваних об'єктів умовно поєднати в групи з близькою довговічністю. Критеріями для об'єднання деталей і вузлів у групи є: рівень довговічності, який планується залежно від призначення, складності та вартості елементів конструкції з урахуванням їхнього функціонального зв'язку;

рівень трудомісткості заміни деталі чи усунення її відмови.

Проведені дослідження визначили доцільність поєднання деталей і вузлів двигунів ЯМЗ в три основні групи, які відрізняються між собою як діапазоном довговічності, так і трудомісткістю усунення відмови.

Перша група - деталі та вузли, довговічність яких більша або дорівнює довговічності виробу до списання. Відмови деталей цієї групи вимагають для усунення повного розбирання двигунів, тобто характеризуються максимальною трудомісткістю усунення несправності, і є одним із критеріїв необхідності проведення капітального ремонту виробу. Всі деталі даної групи, що ремонтуються, тобто при капітальному ремонті двигуна їм допускається відновлювати шляхом шліфування, притирання, розточування тощо. Рівень надійності деталей та вузлів цієї групи оцінюється параметрами довговічності до ремонту та безвідмовності до заміни. До цієї групи відносяться базові та основні деталі виробу: блок циліндрів, колінчастий і розподільний вали, головки блоку, картер маховика, шатун та інші.

Друга група — деталі та вузли, довговічність яких менша за довговічність виробу до списання, але більша або дорівнює його довговічності до першого

капітального ремонту. Заміна деталей цієї групи здійснюється, як правило, не раніше першого капітального ремонту двигуна. Рівень надійності деталей та вузлів цієї групи оцінюється параметрами довговічності та безвідмовності. До цієї групи деталей і вузлів відносять у більшості випадків поршні, гільзи, підшипники розподільного валу, деталі механізму газорозподілу, сальникові ущільнення колінчастого валу та ін.

Третя група — деталі та вузли, ймовірна довговічність яких нижча за довговічність виробу до першого капітального ремонту. При досягненні двигуном певного напрацювання деталі та вузли цієї групи допускається відповідно до рекомендацій заводу-виробника або за ознакою незадовільної їх роботи замінювати або ремонтувати, щоб підтримати заданий рівень надійності та ресурсу виробу в цілому. Надійність деталей і вузлів цієї групи оцінюється як параметрами безвідмовності, і параметрами довговічності. До деталей цієї групи відносяться: поршневі кільця, вкладиші корінних і шатунних підшипників колінчастого валу, прокладки головок блоку, деталі ущільнення водяного насоса, розпилювачі форсунок та ін.

Для заміни деталей другої та третьої груп потрібне часткове розбирання виробу. Роботи з усунення відмов можуть проводитися безпосередньо на тракторі (без зняття двигуна) і, отже, характеризуються значно меншою трудомісткістю в порівнянні з трудомісткістю заміни або відновлення деталей першої групи.

Першим етапом дослідження надійності виробів і деталей кожної з груп є визначення кількісних показників їх довговічності, безвідмовності та ремонтпридатності, розрахунок яких базується на використанні основних положень теорії ймовірностей та математичної статистики. За отриманими показниками оцінюють рівень фактичної надійності виробу щодо заданих нормативів, а також зіставляють рівні надійності деталей усередині кожної групи. Результати цього етапу є основою для більш глибокого аналізу результатів експлуатації виробу в реальних умовах.

Подальше дослідження ведеться у двох напрямках.

1) визначення рівня довговічності та безвідмовності двигунів за роками випуску в ідентичних умовах експлуатації;

2) спільний аналіз рівня надійності двигунів та умов їх експлуатації для визначення впливу окремих експлуатаційних факторів або їх комплексу на надійність продукції, що випускається заводом.

До основних експлуатаційних факторів відносяться кліматичні та дорожні умови, швидкісні та навантажувальні режими, тепловий режим роботи та його стабільність, застосовувані паливно-мастильні матеріали та охолодні рідини,

число циклів увімкнення (вимкнення) передач, відносний час або частота

використання передач у коробці передач, система, періодичність та рівень

технічного обслуговування, а також якість ремонту. Облік цих факторів

вимагає проведення в експлуатаційних організаціях спеціальних досліджень,

що й здійснюється працівниками експлуатаційно-дослідницького бюро

відповідно до розроблених для цього програм.

Дослідження щодо виявлення комплексу показників довговічності та безвідмовності дозволяють:

оцінити ефективність впроваджених заводом конструкторсько-технологічних заходів щодо виробу в цілому та його елементів;

виявити вплив навантаження двигуна на його надійність за питомою експлуатаційною витратою палива;

зіставити рівень надійності двигунів за роками їх випуску та порівняти з рівнем надійності двигунів інших марок, у тому числі з двигунами зарубіжних

фірм.

Дослідження, що проводяться по другому напрямку, дають можливість:

виявити залежність показників довговічності та безвідмовності від рівня технічного обслуговування, якості застосовуваних масел, кліматичних та

польових умов експлуатації, кваліфікації трактористів та ремонтників, досвіду

експлуатації тощо;

визначити потенційну та оптимальну працездатність виробу до ремонту або списання, а також оптимальну періодичність та обсяг технічного

обслуговування; намітити передбачувану причину виникнення відмови з перевіркою ймовірності гіпотези у лабораторних умовах.

Знайти залежність показників довговічності та безвідмовності виробів та його складових елементів, використовуючи кореляційну залежність цих

показників від умов експлуатації виробу, і вивести середні показники з метою

оцінки середнього рівня надійності країною і нормування запасних частин.

Для цього рівень надійності або ресурс двигунів по кожній експлуатуючій організації за допомогою коефіцієнтів коригування призводять до еталонних

умов експлуатації та розраховують середньостатистичні показники, якими

можна оперувати як середніми по країні.

Другим та завершальним етапом дослідження експлуатаційної надійності виробів та їх елементів є якісний аналіз результатів експлуатації. Під якісним

аналізом розуміється зіставлення кількісних показників надійності та

експлуатаційних факторів у поєднанні з технічним станом деталей та

сполучень: стан робочих поверхонь, абсолютні та питомі величини зносів, характер та розташування зон відмов на деталі або у вузлі.

Виявлення технічного стану та причин відмов виробу та його елементів на різних етапах напрацювання базується на активних методах дослідження їх

під час експлуатації та ремонту з уточненням та перевіркою окремих факторів у лабораторних умовах.

Джерелом отримання даних щодо якісного аналізу є спеціальні дослідження, створені задля вивчення технічного стану та виявлення причин

відмов виробу.

При дослідженні причин відмови деталі, вузла чи сполучення який завжди вдається виділити достовірну причину, викликану лише конструктивними,

виробничо-технологічними чи експлуатаційними чинниками. Це зумовлено

тим, що вихід деталей з ладу в багатьох випадках викликається сукупністю

одночасно діючих факторів, що залежать від якості виготовлення, так і від умов експлуатації виробу. Тому при дослідженні прагнуть класифікації

можливих причин відмов на найбільш ймовірні і другорядні, або супутні,

гіпотетично сприяють виходу деталі з ладу. До розряду найімовірніших причин віднесено такі, виключення яких, безумовно, міг би усунути відмову деталі чи значно продовжити час її безвідмовної роботи.

Під конструктивними причинами відмов маються на увазі такі, які можуть викликати відмову навіть при дотриманні встановлених технічних умов або вимог іншої нормативної документації на виготовлення, ремонт та експлуатацію.

До виробничо-технологічних причин відмов відносяться ті з них, які обумовлені недосконалістю виготовлення та ремонту деталі або вузла.

Експлуатаційні причини відмови викликаються порушенням вимог інструкції або встановлених правил експлуатації виробу.

У процесі тривалої експлуатації під впливом механічних та температурних навантажень, атмосферних умов та інших експлуатаційних факторів змінюється стан окремих деталей та вузлів, поступово зменшується

працездатність деталей, що характеризується зміною їх властивостей внаслідок зносу, деформації, корозії, ерозії, утворення раковин, тріщин, накопичення відкладень, нагару і т. п. Неминуча поступова втрата працездатності та скорочення залишкового ресурсу деталей покладена в

основу методу дослідження причин відмов елементів конструкції двигунів за інформаційними даними. При цьому експлуатаційні дослідження можна поділити на три види:

1) дослідження відмов та технічного стану деталей та сполучення на різних етапах напрацювання виробів до відправки їх на ремонтні заводи;

2) дослідження стану об'єктів у процесі капітального ремонту на ремонтних заводах;

3) дослідження капітально відремонтованих двигунів в експлуатаційних та ремонтних організаціях до кінця встановленого амортизаційного терміну їх служби.

Розроблено схему проведення експлуатаційних досліджень із застосуванням активних методів визначення технічного стану двигуна в

цілому та стану його окремих елементів при використанні як приладів, так і спеціальних діагностичних засобів.

Поряд з переліченими вище видами активних досліджень проводяться експлуатаційні дослідження нових конструктивних і технологічних рішень, а також методів технічного обслуговування, поточного ремонту та діагностики.

Узагальнення досвіду експлуатації двигунів ЯМЗ свідчить про актуальність вивчення не тільки закономірностей відмов та виявлення їх причин, але також і оцінки тривалості простою та трудових витрат, необхідних для усунення відмов.

Рівень відповідних параметрів значною мірою залежить від однорідності якості деталей та вузлів, що, своєю чергою, визначається досконалістю технологічного процесу, ступенем його автоматизації, ефективністю технічного контролю, рівнем організації виробництва.

Удосконалення системи технічного обслуговування. Призначення планово-передбачувальної системи технічного обслуговування двигуна — забезпечити його безвідмовність та високий ресурс при обмежених трудових витратах.

1.3. Аналіз роботоздатності кривошипно-шатунного механізму

Зі збільшенням питомої потужності форсованого двигуна загальний рівень його надійності знижується, якщо не передбачити технологічні і конструктивні заходи, спрямовні на підтримку або збільшення надійності окремих деталей і складаних одиниць.

Найважливіший показник надійності двигуна - довговічність. Вона значною мірою визначається зносостійкістю кривошипно-шатунного механізму.

На знос циліндропоршневої групи істотно впливає взаємне розташування деталей кривошипно-шатунного механізму. Непаралельність осей шатунних шийок щодо корінних, неперпендикулярність осей циліндра до осі колінчастого вала, неточність взаємного розташування осей верхньої та

нижньої головок шатуна приводять до перекосу поршня в циліндрі, що погіршує припрацювання поршнів, кілець, шатунних та корінних вкладишів колінчастого валу. Перекос погіршує контакт кілець з циліндром, викликає підвищену витрату масла на угар, швидке його старіння та засмічування продуктами згоряння палива.

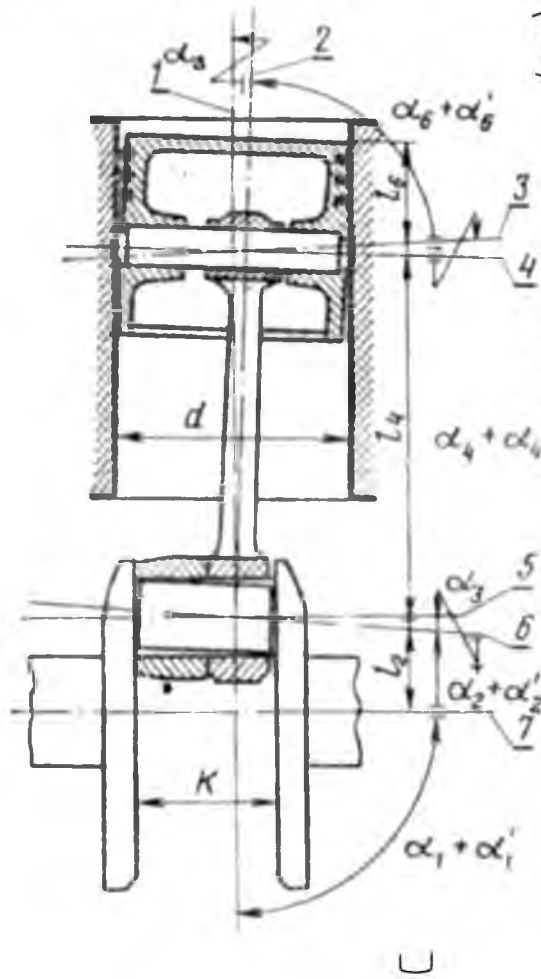


Рис. 1.2. Розмірний ланцюг кривошипно-шатунного механізму двигуна.

На рис. 1.2 показана схема розмірного ланцюга, що визначає перекус поршня в циліндрі. Рівняння розмірного ланцюга має вигляд [1]:

$$\alpha_3 = \alpha_1 + \alpha'_1 + \alpha_2 \frac{l_4 + l_6}{k} + \alpha'_2 \frac{l_4 + l_6}{k} - \alpha_3 + \alpha_4 \frac{l_4 + l_6}{l_1} + \alpha'_4 \frac{l_4 + l_6}{l_1} - \alpha_5 + \alpha_6 + \alpha'_6$$

де α_1 - неперпендикулярність осі циліндра до осі колінчастого валу на довжині

$l = l_4 + l_6$; α_2 - непаралельність осей шатунних шийок до осі колінчастого вала; α_3 - зазор між поршневим пальцем і втулкою верхньої головки шатуна; α_4 - непаралельність осей верхньої і нижньої головок шатуна; α_5 - зазор у спряженні шатуна шийка - вкладиш; α_6 - неперпендикулярність осі отвору в

бобишках поршня до осі поршня; α'_1 - неперпендикулярність осі циліндра до осі колінчастого вала на довжині $l_4 + l_6$ із-за релаксації ливарних залишкових напруг блоку; α'_2 - непаралельність осей шатунних шийок до осі колінчастого вала через релаксації залишкових напруг правки валу; α'_4 - непаралельність

осі верхньої і нижньої головок шатуна від релаксації залишкових напружень правки шатуна; α'_6 - непаралельність осі отворів у бобишках поршня до осі поршня від релаксації ливарних залишкових напружень. Перегрупувавши члени, включені в рівняння розмірного ланцюга, перепишемо його у вигляді

$$\alpha_{\Delta} = (\alpha_1 + \alpha'_1 + \alpha_2 \frac{l_4 + l_6}{k} + \alpha'_2 \frac{l_4 + l_6}{k} + \alpha_4 \frac{l_4 + l_6}{l_1} + \alpha'_4 \frac{l_4 + l_6}{l_1} + \alpha_6 + \alpha'_6) - (\alpha_3 +$$

$$+ \alpha_5) \quad (1.2)$$

У випадку, якщо $\alpha_{\Delta} = 0$, перекіс поршня компенсується величинами зазорів в сполученні поршневого пальця з верхньою головою шатуна (α_3) і шатунної шийки з вкладишем (α_5). Якщо $\alpha_{\Delta} > 0$, то перекіс не компенсується зазором в названих з'єднаннях, що викликає пружну деформацію окремих ланок розмірного ланцюга і появу кромочних напружень на юбці поршня, так як фактичний перекіс поршня не може бути більше радіального зазору в з'єднанні поршень-циліндр при робочій температурі цих деталей.

Зазор між поршнем і гільзою при робочій температурі деталей визначається початковим зазором, конфігурацією утворюючої поршня, а також величинами і характером деформацій деталей в експлуатації.

Поршні в процесі дефектування вибраковують за результатами вимірювань трьох елементів: висоти першої канавки, діаметра отворів у бобишках і діаметра юбки. Головний вибраковочний параметр - розмір першої канавки, так як з'єднання перше поршневе кільце - канавка поршня зношується

більше, ніж інші. Вимірювання показують, що більшість поршнів, що надходять у ремонт, із зносом канавки, що перевищує граничний розмір, мають допустимі без ремонту розміри отворів в бобишках і юбці.

1.4. Задачі магістерської роботи

1. Провести аналіз сучасних конструктивно-технологічних параметрів підвищення надійності та технологій відновлення двигунів;

2. Вивчення технічних характеристик вибраних до відновлення деталей, встановлення їх конструктивних параметрів, норм виготовлення, квалітетів точності та інше;

3. Дослідження умов роботи, характеристик спряжених деталей, та розрахунок допустимих та граничних спрацювань і розмірів;

4. Визначення коефіцієнтів придатності, відновлюваності та вибраковки;

5. На базі отриманих результатів дослідження технічного стану деталей, розрахунків допустимих і граничних параметрів, коефіцієнтів вибрати раціональний спосіб відновлення роботоздатності;

Створити технологічну послідовність конструктивно-технологічних параметрів підвищення надійності та відновлення роботоздатності деталей, з розробкою ремонтно - технологічної документації на відновлення ЯМЗ- 238;

Розрахувати техніко-економічні показники від впровадження технології відновлення гільз циліндрів.

РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ СУЧАСНИХ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТА ТЕХНОЛОГІЙ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ДЕТАЛЕЙ.

2.1. Колінчатий вал

Колінчатий вал є базовою зношеною деталлю, яка визначає в кінцевому підсумку ресурс і витрати на ремонт двигунів. Поряд з цим на виготовлення

колінчастого вала витрачається велика частина сталевого прокату, що йде на виробництво дизеля. Тому дослідження щодо підвищення міцності колінчастих валів займають центральне місце в програмі робіт по збільшенню надійності дизелів ЯМЗ. Для підвищення надійності колінчастих валів

одночасно проводилися конструкторські розробки і дослідження міцності;

удосконалювалася технологія для зниження концентрації напружень і залишкових напружень і застосовувалися зміцнюючі методи, поліпшувалися формоутворення заготовки, термічна обробка і якість металу. Все це

поєднувалося з підвищенням технічного рівня експлуатації і ремонту.

Нагадаємо, що колінчаті вали дизелів ЯМЗ-236 і ЯМЗ-238 виготовляються з марганцевистої сталі типу 50Г, а дизелів ЯМЗ-240 - з хромованадєєвої сталі. Корінні і шатунні шийки, а також шийки під ущільнювальні манжети піддаються поверхневому загартуванню з нагріванням СВЧ.

Конструкція колінчастих валів дизелів ЯМЗ має ряд особливостей: значні діаметри корінних і шатунних шийок, велике перекриття цих шийок, відносно великий радіус галтелів. Крім того, противаги виготовлені окремо від вала, що

дозволяє поліпшити формування в штампуванні. У шатунних шийках є

отвори-брудозбірники, які зменшують масу вала і в деякій мірі забезпечують відцентрове очищення масла, що надходить до шатунних підшипників, а також знижують масу противаг.

Наведені основні геометричні характеристики колінчастих валів дизелів ЯМЗ-236, ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-238Н і ряду V-подібних дизелів-аналогів свідчать про те, що пропорції елементів колінчастих валів дизелів ЯМЗ відповідають сучасним аналогам.

Рівні напружень галтельних ділянок колінчастого вала дизеля ЯМЗ-238 і дизелів-аналогів показані на рис. 2.1.

Для таких деталей, як колінчастий вал, які піддаються складному навантаженню, в умовах масового виробництва поділ факторів, що визначають їх працездатність, на конструкторські, металургійні і технологічні

є досить умовним. Це стосується в першу чергу до чинників, що визначають концентрацію напружень, і до розробки методів зміцнення найбільш навантажених елементів. Напруження в гальтельних ділянках колінчастих валів дизелів ЯМЗ-238 нижче напруг відповідних ділянок колінчастих валів ряду сучасних дизелів при однакових розрахункових максимальних тисках циклу p_z

(рис. 2.1). Таким чином, колінчасті вали дизелів ЯМЗ мають достатню конструктивну міцність. Досить висока і зносостійкість колінчастих валів. Вона не лімітує досягнутого ресурсу дизелів і його підвищення.

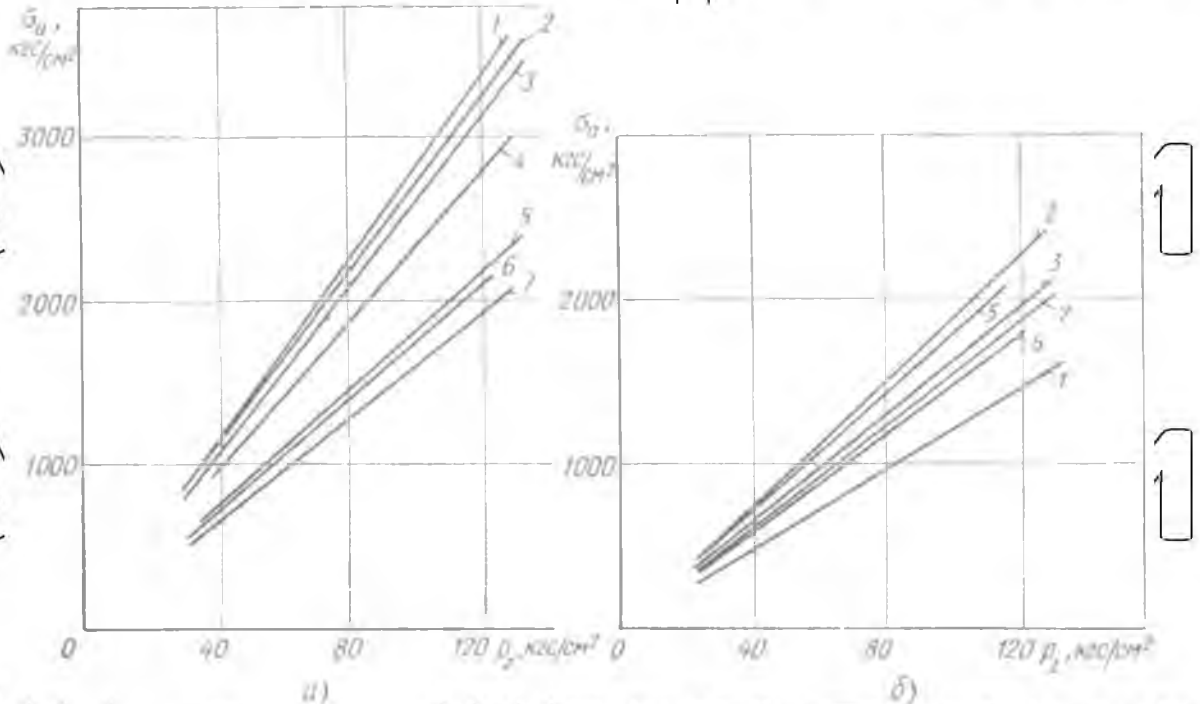


Рис. 2.1. Амплітуди напружень σ_0 в гальтелях колінчастих валів різних двигунів: а - проміжних шків; б - крайніх шків; 1 - Камминс 430; 2 - Дейтц F8L413; 3 - Камминс V6-200; 4 - B2 (Д12); 5 - Даймлер-Бенц OM-403; 6 - ЯМЗ-238; 7 - GMC.

Однак досвід експлуатації визначив доцільність проведення комплексу робіт з підвищення експлуатаційної стійкості колінчастих валів, тим більше, що освоєється виробництво все більше форсованих дизелів сімейства ЯМЗ.

В результаті виконаних досліджень були знайдені рішення, впровадження

яких дозволило істотно підвищити експлуатаційні якості колінчастих валів.

Зупинимося на результатах цих досліджень.

Холодна накатка галтелей роликami. Передбачалося зміцнення елементів валів шляхом створення стискаючих напруг в галтельних ділянках методом пластичної деформації, зокрема, обкаткою галтелей роликami.

Експериментально було визначено допустимий тиск інструменту на обкатувану поверхню, обрана форма його робочої поверхні і, нарешті, зв'язок цих чинників з деформацією вала і його втомною міцністю.

Ролик, навантажений важільно-гідравлічною системою, обкатує галтелі по всій тороїдальній поверхні від центру до периферії (рис. 2.2), так як ролик має спеціальну форму зі змінною шириною робочої поверхні. Необхідність застосування ролика з таким профілем пояснюється тим, що при виготовленні колінчастих валів неможливо забезпечити однакові радіуси їх галтелей і

робочої поверхні ролика. Якщо радіус робочої поверхні ролика менше радіуса

галтелей вала (рис. 2.3, а), то зміцнюється тільки центральна частина галтелі.

Якщо радіус робочої поверхні ролика, більше радіуса галтелей вала (рис. 2.3, б), то зміцнюється тільки периферійні ділянки галтелей вала.

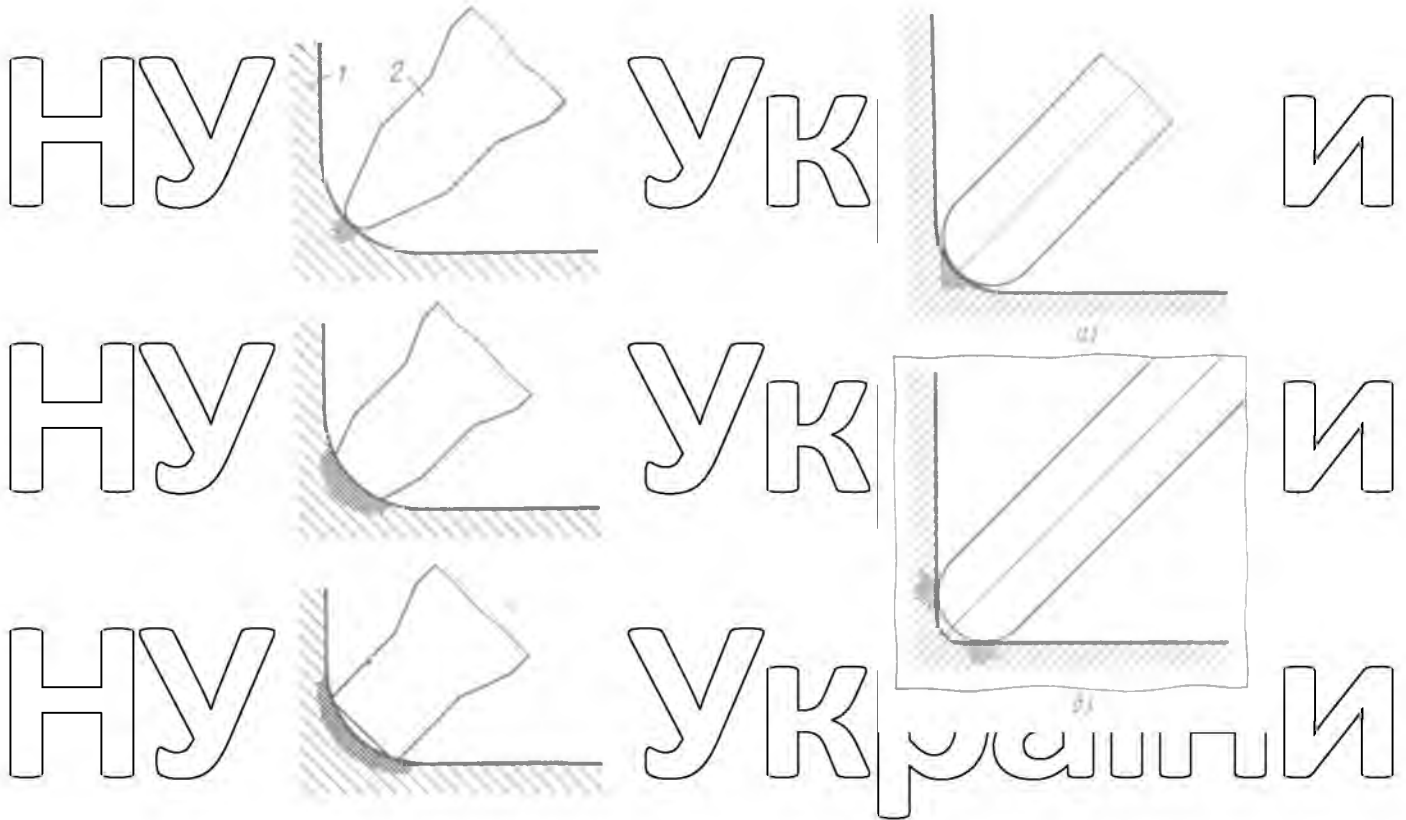


Рис. 2.2. Схема послідовного

Рис. 2.3. Схема зміцнення

зміцнення тороїдальної поверхні галтелей колінчатого вала роликом зі змінною шириною робочої поверхні:

тороїдальної поверхні галтелі колінчатого вала роликом з постійною шириною робочої

1 - колінчастий вал; 2 – ролик.

поверхні.

На рис. 2.4, а показано вплив сили обкатки роликом на міцність від втоми колінчастого вала, а на рис. 2.4, б і в - відповідно на його подовження і прогин вала, що приводить до биття шийок. Втомну міцність колінчастого вала в результаті зміцнення обкаткою роликом можна підвищити на 75% (рис. 2.4, а).

Однак при збільшенні міцності більш ніж на 20% на поверхнях галтелей виникають тріщини і відшаровується верхній шар металу («лущення»), а також помітно змінюється довжина вала (рис. 2.4, в) і збільшується вигин осі його корінних шийок (рис. 2.4, б). У разі підвищення втомної міцності на 70%

його довжина зростає на 1,3 мм (рис. 2.4, в). Внаслідок цього, а також через

неприпустимість холодної правки колінчастих валів збільшення втомної міцності було обмежено 15 - 20%. При цьому для компенсації деякої залишкової деформації вала операцію чистового циліндування корінних шийок

стали проводити після зміцнення галтелей. Щоб уникнути врізання шліфувального круга в зміцнену поверхню галтелі, у останній була зроблена проточка глибиною до 0,2 мм. Введення перехідної ділянки, як показали втомні випробування колінчастих валів, не знизило їх міцність. Наявність цієї ділянки дозволяє повторно перешліфувати шийки валів на перший ремонтний розмір без концентрації напружень в зоні врізання абразивного каменю в шийку вала.

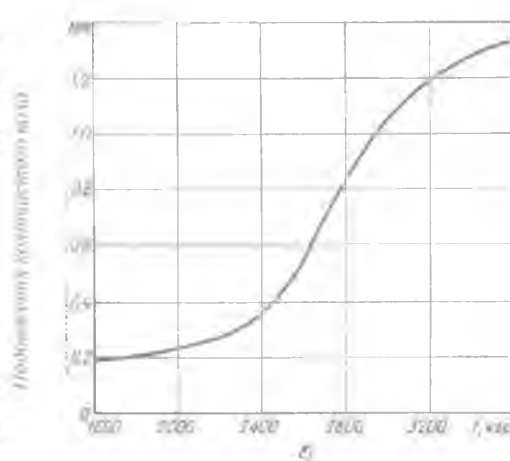
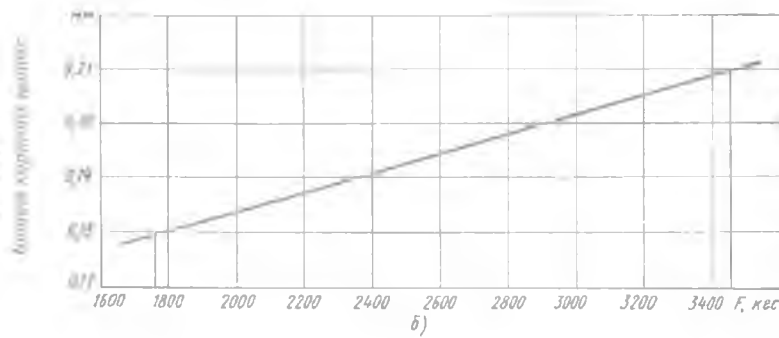
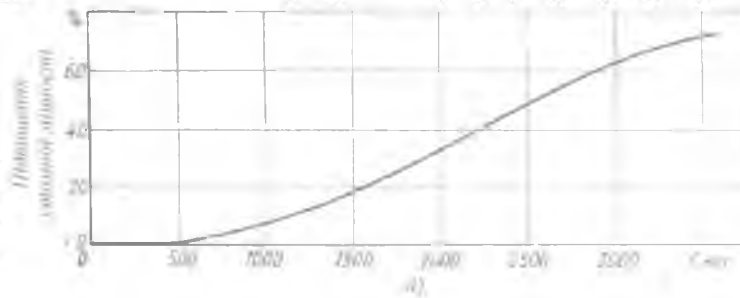


Рис. 2.4. Вплив сили F обкатки галтелей колінчастого вала на його міцність і деформацію.

Усунення холодної правки колінчастих валів. Наявність значних

залишкових напружень в колінчастому валу негаривно позначається на надійності як власне вала, так і сполучених з ним деталей і перш за все підшипників (вкладишів) і блоку циліндрів. Холодна правка вала в процесі

механічної обробки сприяє виникненню великих залишкових напружень.

Дослідженнями на втомних машинах колінчастих валів, що піддавалися холодній правці відповідно до вихідного технологічного процесу, і валів, що не піддавалися виправленню, встановлена значна різниця в їх міцності.

Втомна міцність колінчастих валів (рис. 2.5), що піддавалися холодній правці,

знижується на 30% і більше. При цьому характерно значне розсіювання руйнівних напружень.



Рис. 2.5. Втомна міцність колінчастих валів зі сталі 50Г, полішених в пісковці, але без зміцнення галтелів роликками (діаметр корінних і шатунних шийок відповідно 105 і 85 мм):

○ - правлених в холодному стані при виготовленні; ● - виготовлених без холодної правки

Внаслідок цього був розроблений ряд положень, що дозволили створити технологічний процес виготовлення колінчастих валів при масовому виробництві без застосування операцій правки і без збільшення сумарних припусків на механічну обробку.

До цих положень відносяться: вибір способу базування валів, що забезпечує їх мінімальну поводку; вибір способу обробки, що обумовлює мінімальні напрути в валах; призначення міжопераційних припусків на подальшу операцію з урахуванням не тільки виду подальшої обробки, але і поводку вала на попередній операції; введення операції виправлення технологічних баз; зміна способу перевірки кривизни осі корінних шийок вала (замість перевірки від центрових отворів введена перевірка щодо осі крайніх корінних шийок); зміна послідовності технологічних операцій так, щоб забезпечувалася співвісність корінних шийок при обробці їх після операцій, під час яких створюються напрути в валах.

Було встановлено, що наведені вище положення необхідно дотримуватися і при термічній обробці штамповок валів в вертикальному положенні. Ця обробка дозволила зменшити кривизну штамповок.

Зменшення концентрації напружень в колінчастих валах.

Напружений стан колінчастого вала дизеля визначається не тільки розмірами і діючими на нього навантаженнями, але і концентрацією напружень в його елементах. Значне, а в ряді випадків визначальний вплив концентраторів на загальну надійність колінчастих валів викликало необхідність усунути ці концентратори або знизити ступінь їх впливу на міцність від втоми колінчастих валів.

На рис. 2.6, а і б показані відповідно вихідна конструкція колінчастого вала і змінена з метою зменшення концентрації напружень в шатунних шийках і шках. Тріщини виникали в технологічній розточці діаметром 40 мм (рис. 2.6, а) в зоні збігу уступу всередині брудозбірника шатунної шийки з поперечним отвором масляного каналу, гострих кромок отвору

брудозбірників на скосі щоки і технологічних баз на щоках вала. У змінній конструкції вала (рис. 2.6, б) це розточування анульоване, введено закруглення при виході брудозбірників на щоку, зміщений технологічний уступ всередині брудозбірника, зменшений діаметр брудозбірників з 35 до 30 мм і ліквідовані технологічні бази на щоках. Після введення зазначених змін виникнення

тріщин припинилося.

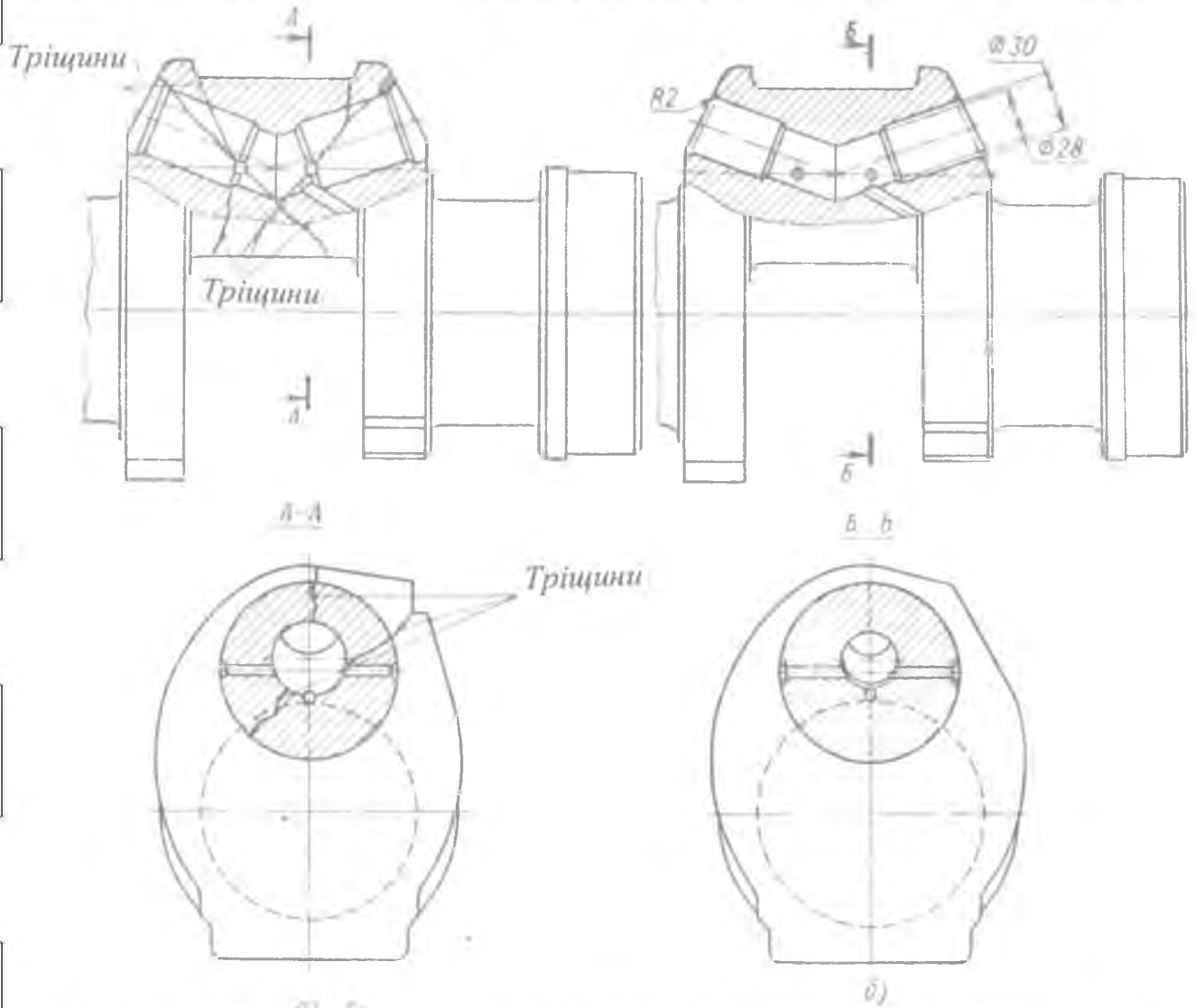


Рис. 2.6. Варіанти кривошипа колінчастого вала і місця виникнення

втомних тріщин.

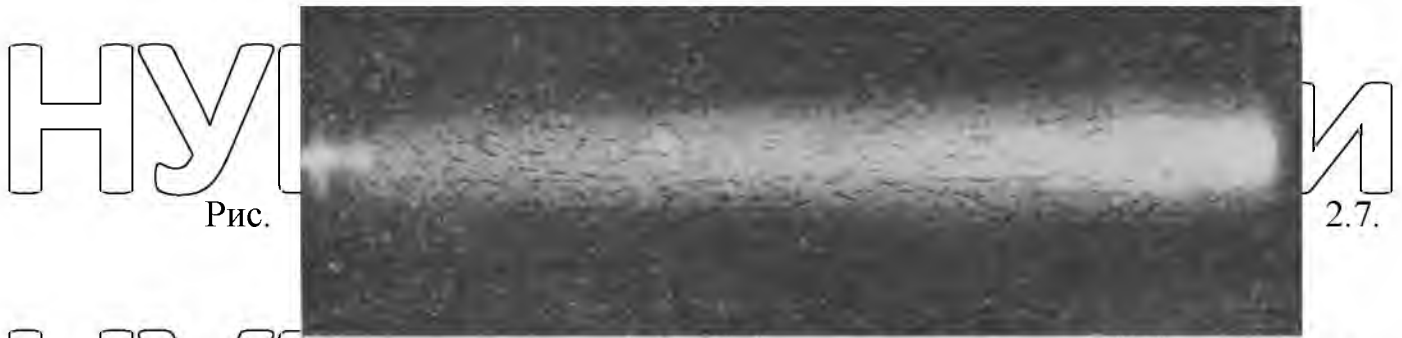


Рис.

2.7.

Мікротріщини в загартованій з нагріванням СВЧ зоні шатунної шийки, відповідної роз'єму штамп.

Одним з видів концентраторів напружень в шатунних шийках колінчастих валів є мікротріщини в загартованій з нагріванням СВЧ зоні, відповідної роз'єму штамп (рис.2.7). В якості однієї з найбільш ймовірних причин виникнення мікротріщин слід зазначити вихід в роз'єм штамп ліквідаційної, менш міцної, більш засміченої неметалічними включеннями частини металу при штампуванні вала. Іншою причиною появи цих тріщин може служити неоднорідна «плямиста» твердість поверхні шатунних шийок внаслідок «струменевого» охолодження (особливо при засміченні окремих сопел індуктора) шийок після нагрівання СВЧ, що призводить до виникнення місцевих розтягуючих напружень через різну структуру окремих мікродільниць. Даний недолік збільшувався при загартуванні шийок СВЧ на необертальному валу. Нарешті, тріщини можуть з'явитися внаслідок відпуску окремих ділянок металу через перегрів їх при шліфуванні або схоплюванні шийок з вкладишами підшипників в умовах експлуатації при недостатньому навантаженні, що призводить до виникнення місцевих розтягуючих напружень внаслідок зміни структури окремих ділянок.

Наявність мікротріщин призводить до значного зниження втомної міцності колінчастих валів. Про це свідчать дослідні дані, наведені на рис. 2.8 і 2.9. Як випливає з графіків, наявність на шатунних шийках дефектів у вигляді сітки мікротріщин зменшує втомну міцність колінчастого вала при вигині в межах 40% і при крученні 20%. Ще більш небезпечними стають мікротріщини на шатунній шийці в зоні, відповідної роз'єму штамп, коли вони виходять на галтелі або в зону масляних каналів шатунних шийок (рис. 2.10, а і б).

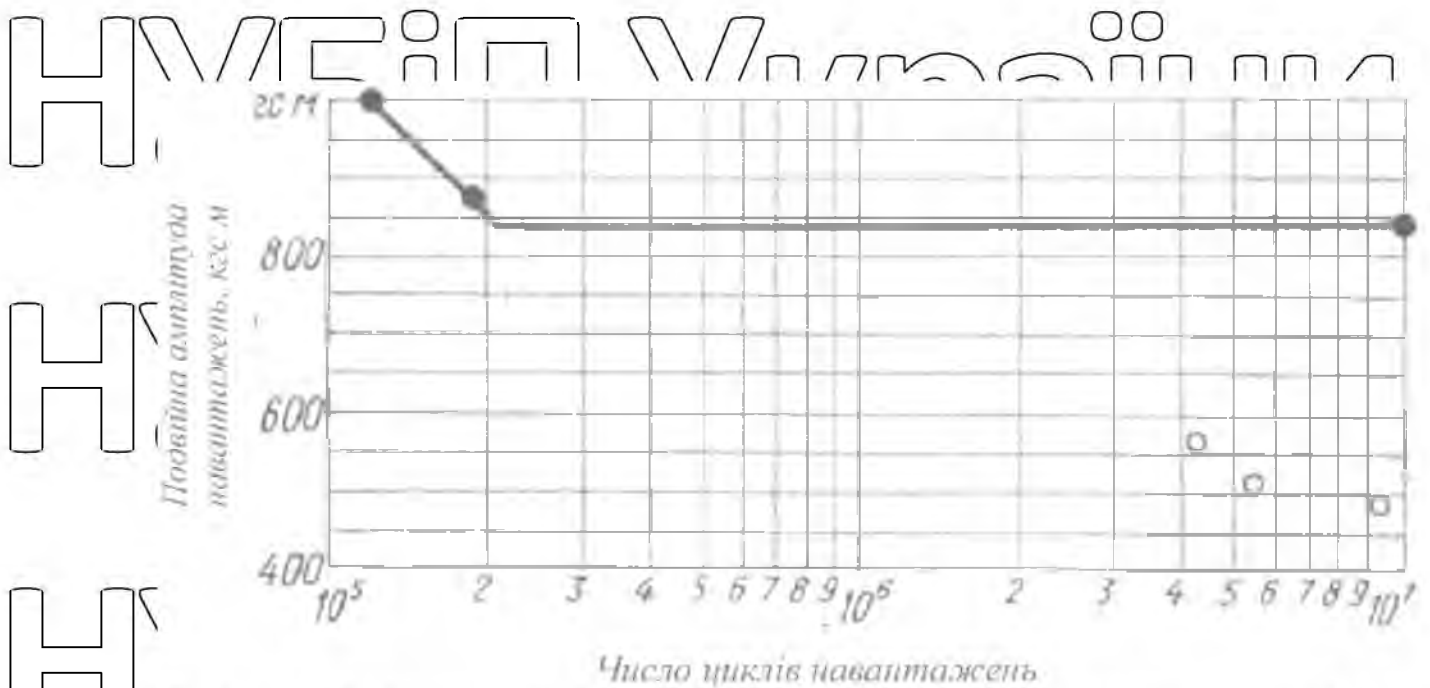


Рис. 2.8. Втомна міцність при вигині колінчастих валів зі сталі 50Г, поліпшених в поковці, загартованих з нагріванням СВЧ, але без правки і зміцнення гальтелей (діаметр корінних і шатунних шийок відповідно 105 і 85 мм):
 ○ - з сіткою мікротріщин на шатунних шийках в зоні, відповідної роз'єму штампів; ● - без сітки мікротріщин у зазначеній зоні.

Одним з важливих напрямків стало вдосконалення фізичних методів виявлення тріщин. Цикл дослідно-методичних робіт дозволив встановити, що для ефективного виявлення тріщин при перевірці колінчастих валів на магнітному дефектоскопі необхідно наступне: перед перевіркою на магнітному дефектоскопі колінчаті вали знежирювати, підтримувати концентрацію ферромагнітного порошку в межах 25...30 г на 1 л суспензії, сила намагнічуючого струму в амперах повинна бути не менше $10 D_{ш}$ (де - $D_{ш}$ діаметр найбільшої шийки вала в мм).

Найефективнішим засобом боротьби з мікротріщинами є поліпшення якості металу зовнішніх шарів заготовки, тому було проведено дослідження з визначення ефективності використання більш якісної сталі рафінованої синтетичними шлаками, замість стандартної сталі 50Г. В результаті застосування рафінованої сталі кількість колінчастих валів з мікротріщинами по роз'єму штампів зменшилася в 2 рази, а число валів з тріщинами на крайках масляних каналів – в 3,5 рази. Однак відносна кількість валів з неметалевими включеннями в їх інших елементах дещо зросла (на 4-5%).

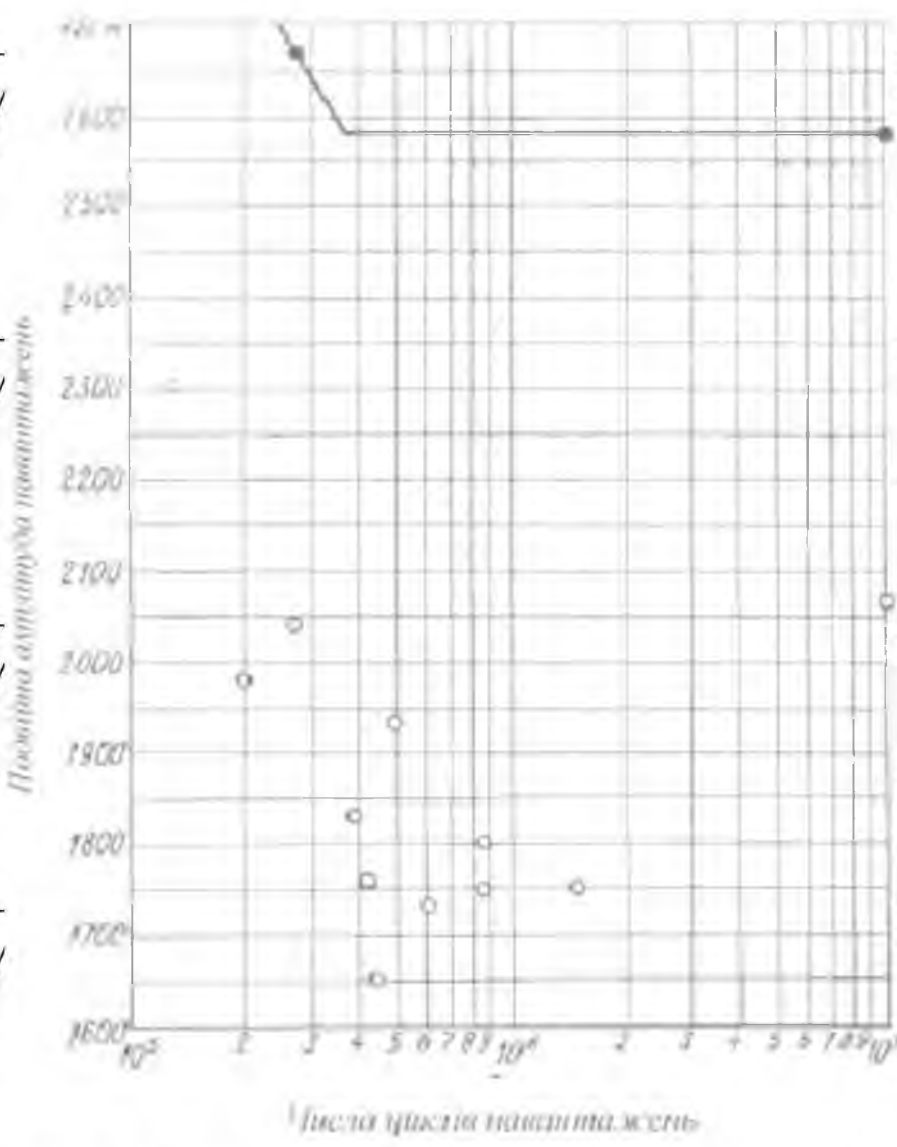


Рис. 2.9. Втомна міцність при крученні колінчастих валів з сталі 50ГСШ зі зміщеними галтелями (діаметр корінних і шатунних шийок відповідно 110

і 88 мм): ○ - з сіткою мікротріщин на шатунних шийках в зоні відповідній роз'єму штампів; ● - без сітки мікротріщин у визначеній зоні.

Великий вплив на виникнення тріщин на кромках масляних каналів шатунних шийок надає форма заокруглень цих кромки і чистота обробки їх

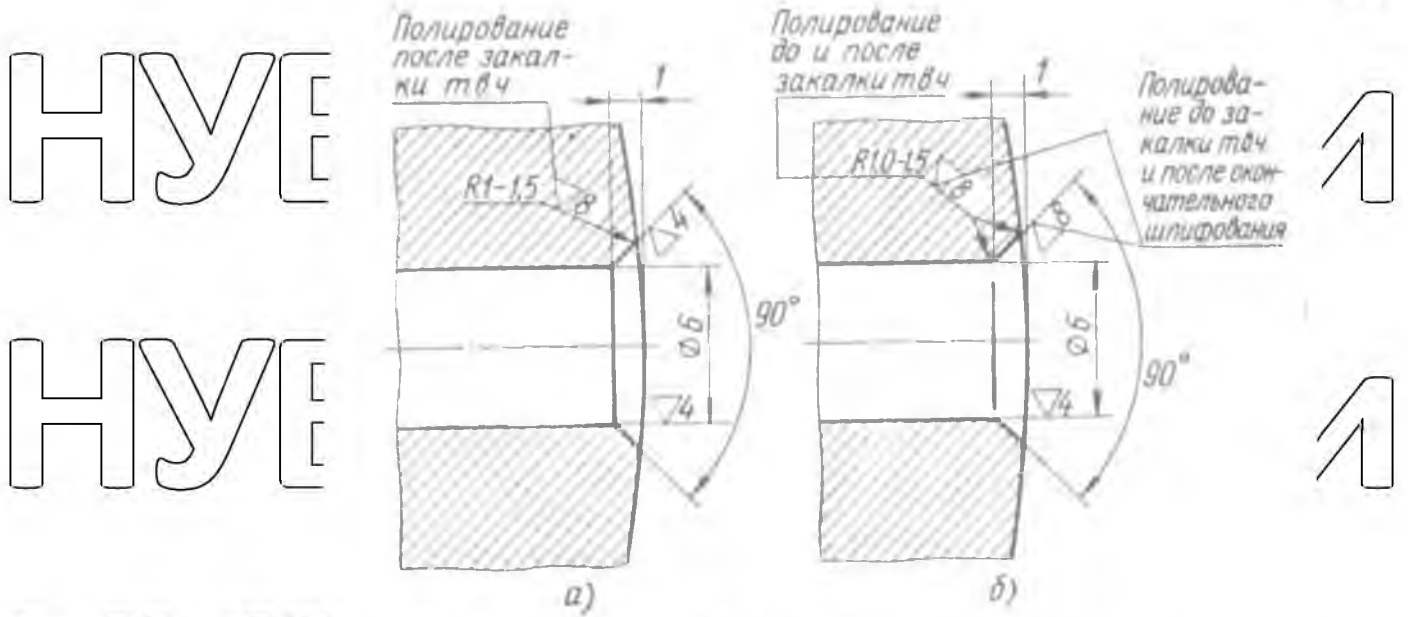
перед загартуванням шийок з нагріванням СВЧ. У вихідному варіанті колінчастого вала зазначені кромки мали форму, зображену на рис. 2.11, а, і полірування їх поверхонь перед загартуванням не проводилося. Внаслідок

цього після гарту шийок з нагріванням СВЧ утворювалися тріщини на зовнішній кромці і особливо багато на внутрішній. Для усунення цього

дефекту кромки масляних каналів були закруглені (рис. 2.11, б) і було введено полірування їх перед загартуванням шийок з нагріванням СВЧ.



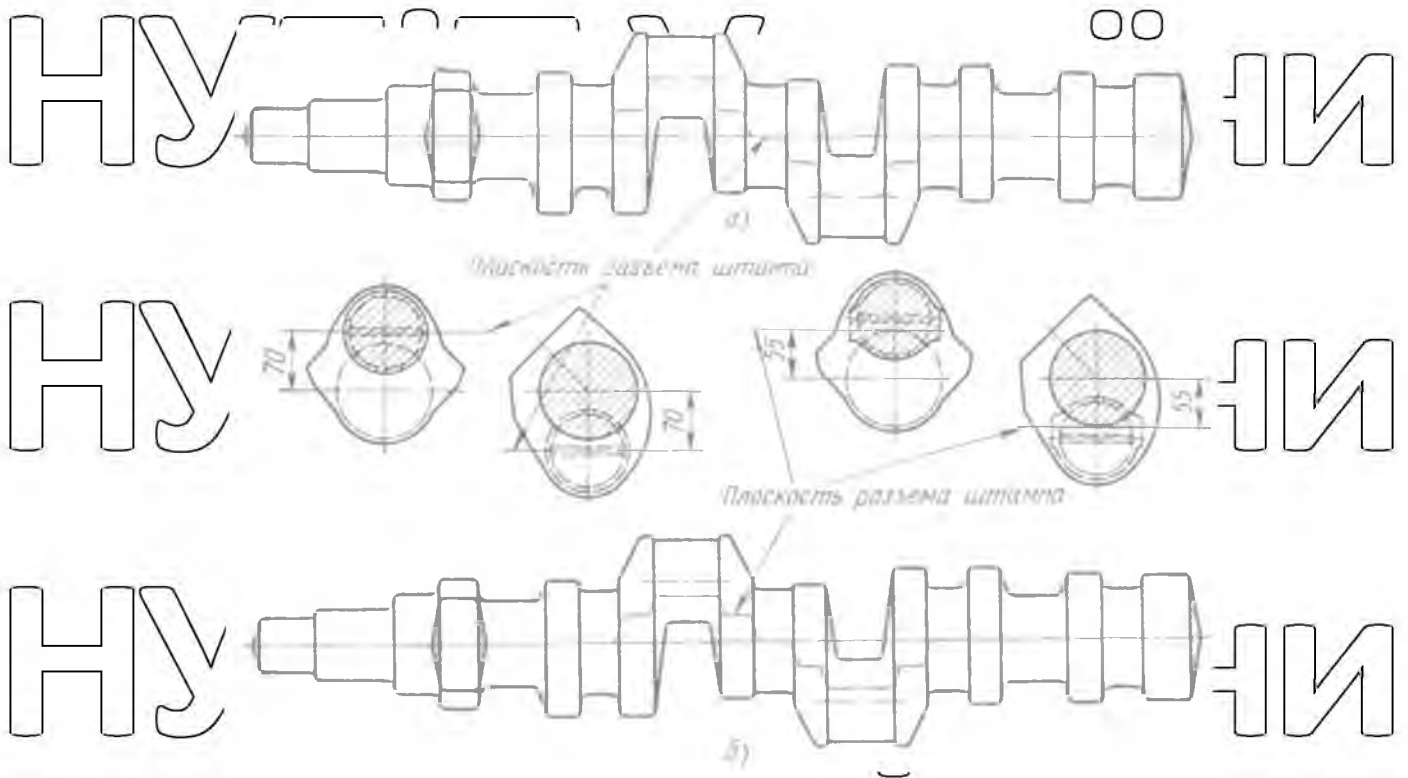
Рис. 2.10. Мікротріщини на шатунній шийці в зоні, відповідній роз'єму штампів



НУБІП УКРАЇНИ

Рис 2.11. Варіанти форм заокруглень і чистоти обробки кромки отворів масляних каналів шатунної шийки колінчастого вала.

а - вихідної конструкції; б - зміненої конструкції



НУБІП УКРАЇНИ

Рис 2.12. Конструкції колінчастого вала з різними положеннями площин роз'єму штампта: а – площина роз'єму проходить через отвори масляних каналів

шатуних шийок; площа розему штампа зміщена відносно отворів
 зазначених каналів.

НУБІП УКРАЇНИ

Щоб ліквідувати «плямисту» твердість шийок, стабілізувати глибину і
 ширину загартованого шару, була застосована гартування з нагріванням СВЧ

НУБІП УКРАЇНИ

обертального колінчастого вала. Далі, для зменшення інтенсивності впливу
 мікротріщин на міцність колінчастого вала були вжиті заходи, щоб
 мікротріщини не виникали на гачелях і у масляних каналах. З цією метою

НУБІП УКРАЇНИ

ширина незагартованої зони була збільшена з 6-7 до 8-10 мм, а площину
 роз'єму штампів зміщена так, щоб вона не проходила по отворах масляних

НУБІП УКРАЇНИ

каналів шатуних шийок (рис. 75). Більш ефективним способом усунення
 даного недоліку є введення попередньої гілки заготовки після підкатки перед

НУБІП УКРАЇНИ

штампуванням, що дозволяє виключити вихід ліквідаційної частини металу

заготовки на зовнішню частину шік і шатуних шийок з внутрішньої сторони
 кривошипа, де виникають найбільші циклічні напрути в порівнянні з іншими
 елементами кривошипа. Це також сприяє більш сприятливому розташуванню
 внутрішніх волокон металу по контуру вала, при якому вони не перерізаються

при формуванні вала (рис. 76, а і б).

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

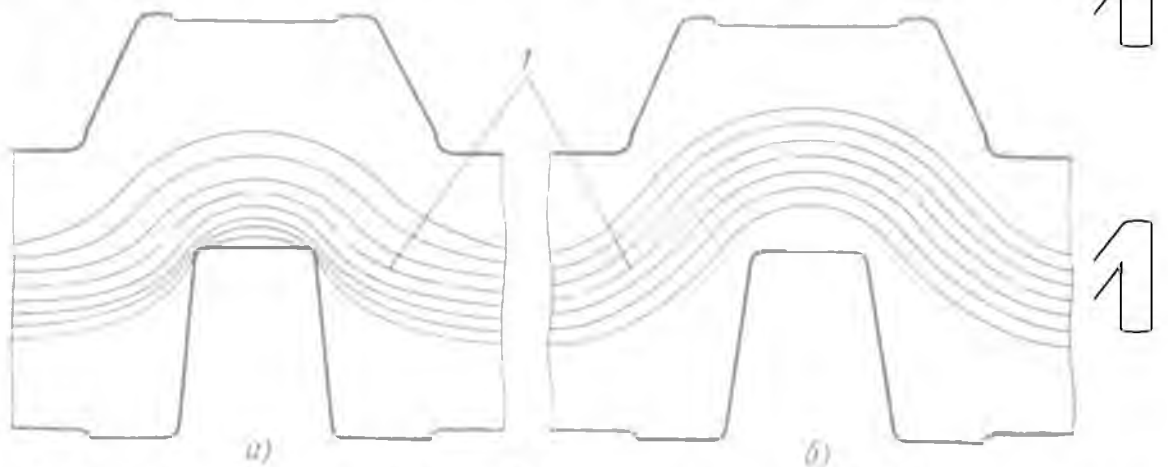


Рис. 2.13. Розташування волокон центральної ліквідаційної зони прокату в
 залежності від способу формоутворення заготовки колінчастого вала:

НУБІП УКРАЇНИ

а - без попередньої гибки після подкатки перед штампуванням; б - з глибокою після подкатки перед штампуванням; \circ - центральна піквацийна зона.

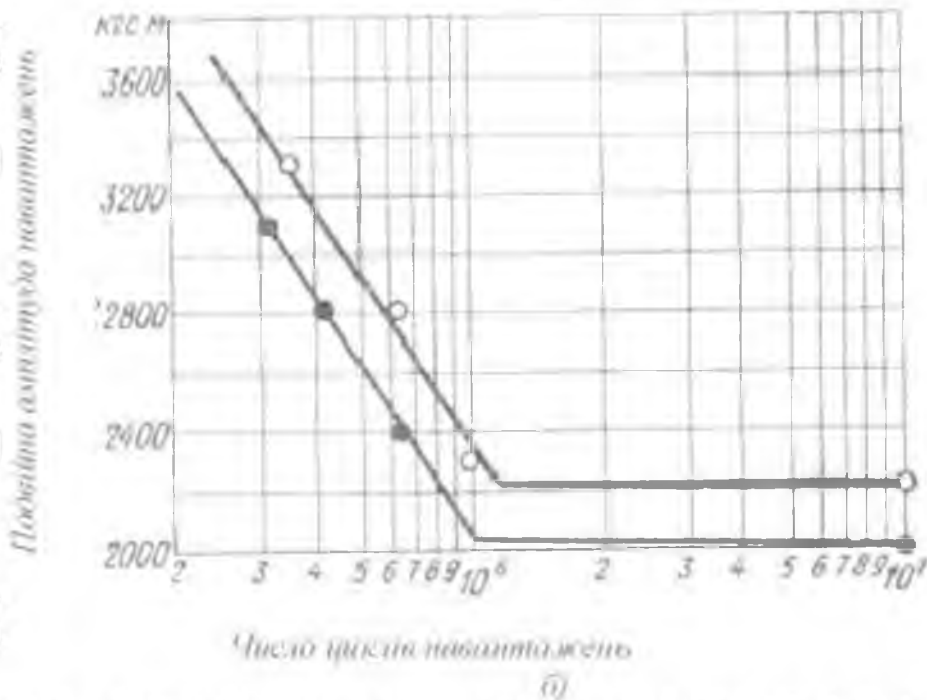
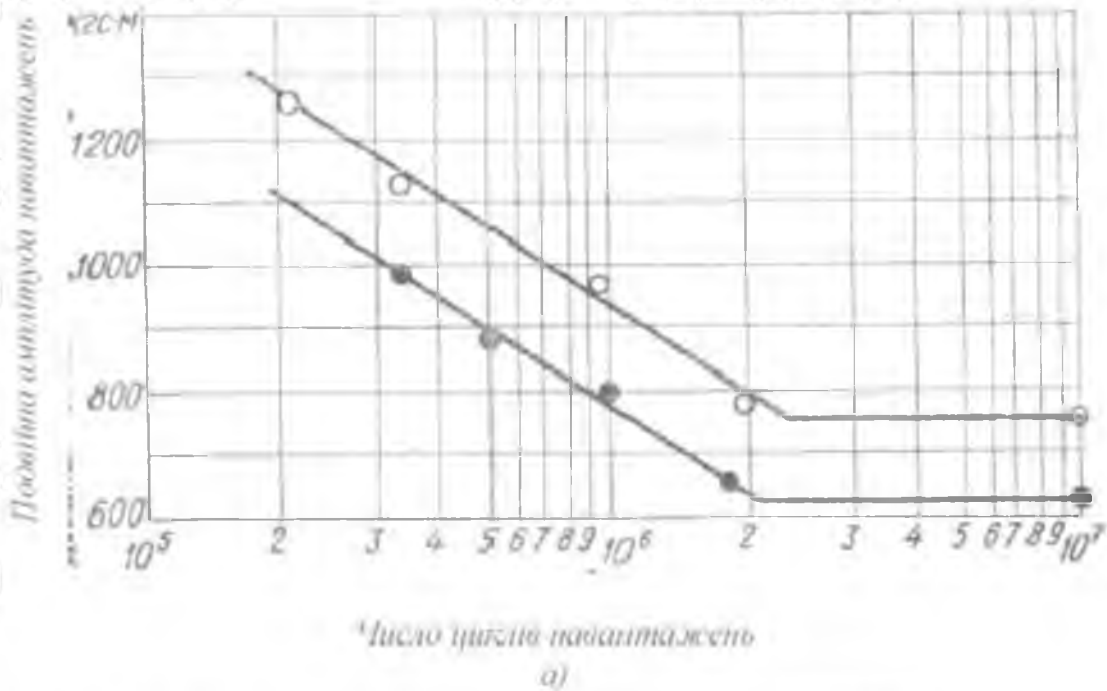
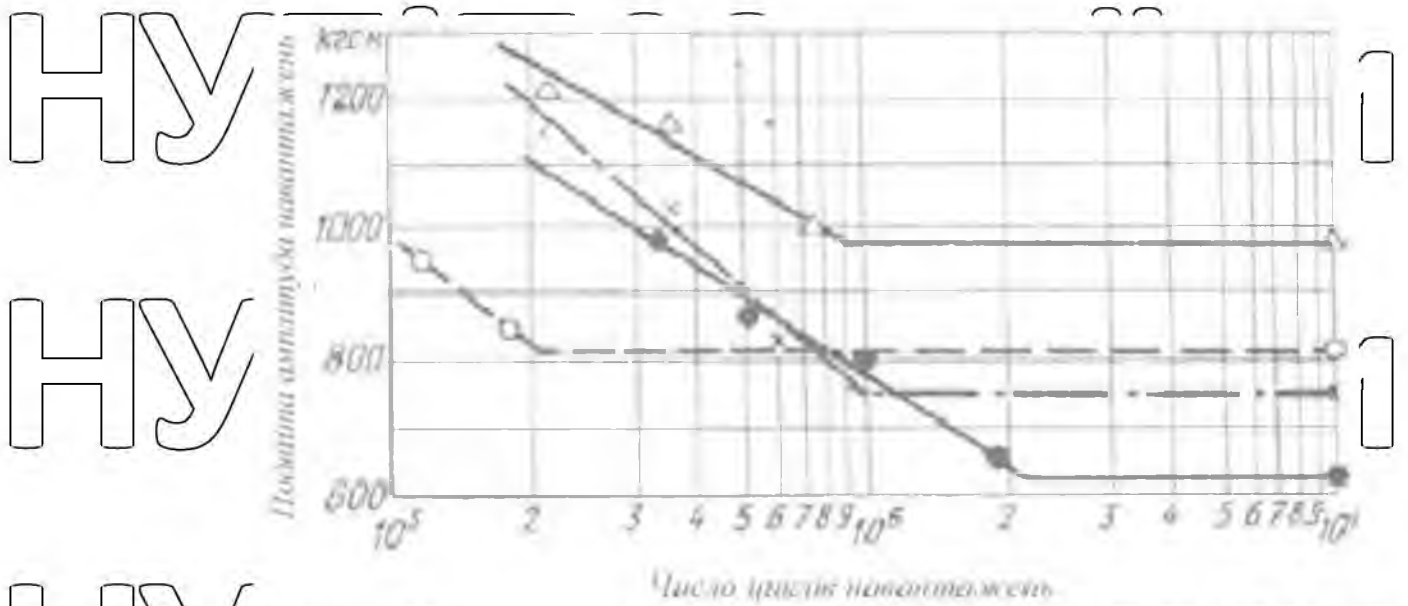


Рис. 2.14. Втомна міцність колінчастих валів зі сталі 50Г, нормалізованих в поковці і не піддавалися правці (корінні і шатунні шийки загартовані з нагріванням СВЧ-газтели не зміцнювались): а - при згині; б - при крученні; \bullet - при діаметрі корінник і шатунних шийок відповідно 105 і 85 мм, \circ - при діаметрі корінник і шатунних шийок відповідно 110 і 88 мм



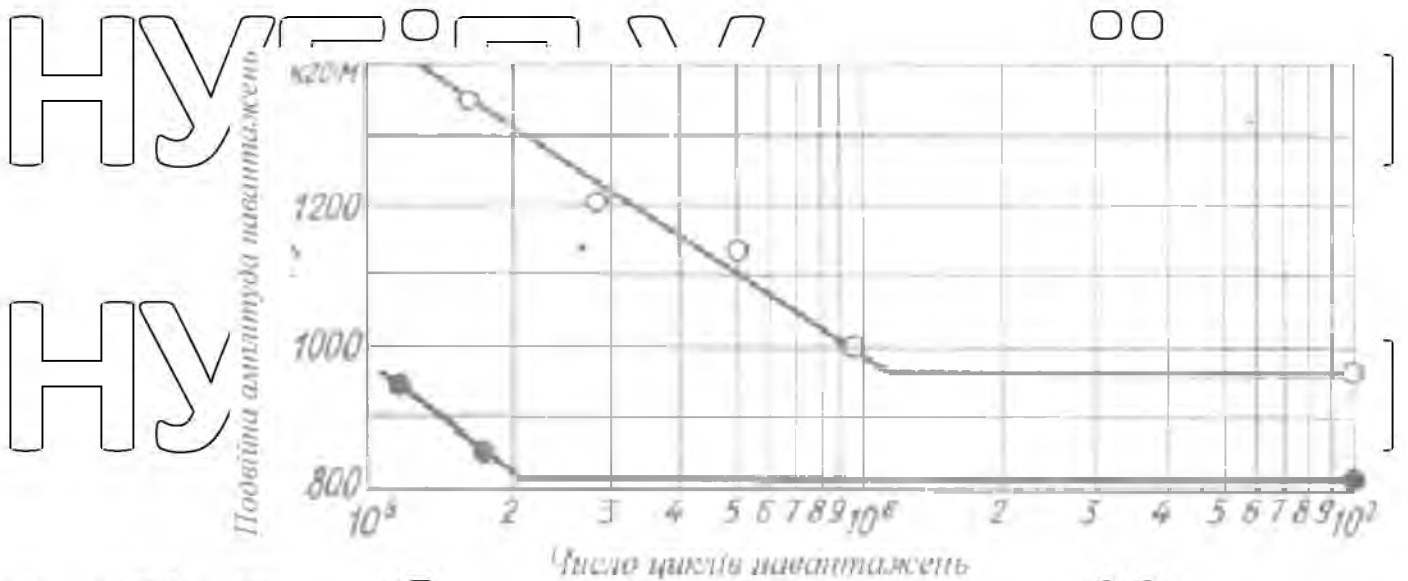
НУБИ І УКРАЇНИ

Рис. 2.15. Втомна міцність при вигині колінчастих валів з корінними і шатунними шийками діаметром відповідно 105 і 85 мм, загартованих з

нагріванням СВЧ і не піддавалися правці; галтели не зміщувались:

● - зі сталі 50Г, нормалізовані; × - зі сталі 50Г, поліпшені після

попередньої механічної обробки; ○ - зі сталі 50Г, поліпшені в поковці; Δ - з сталі 50ХФА, поліпшеної.



НУБИ І УКРАЇНИ

Рис. 2.16. Втомна міцність при згині поліпшених в поковці колінчастих валів зі сталі 50Г з корінними і шатунними шийками діаметром відповідно 105

і 85 мм, загартованих з нагріванням СВЧ і не піддавалися правці; галтели не зміщувались.

і 85 мм, що не піддавалися правці: ● - без накатки галтелей роликками; ○ - з накаткою галтелей роликками.

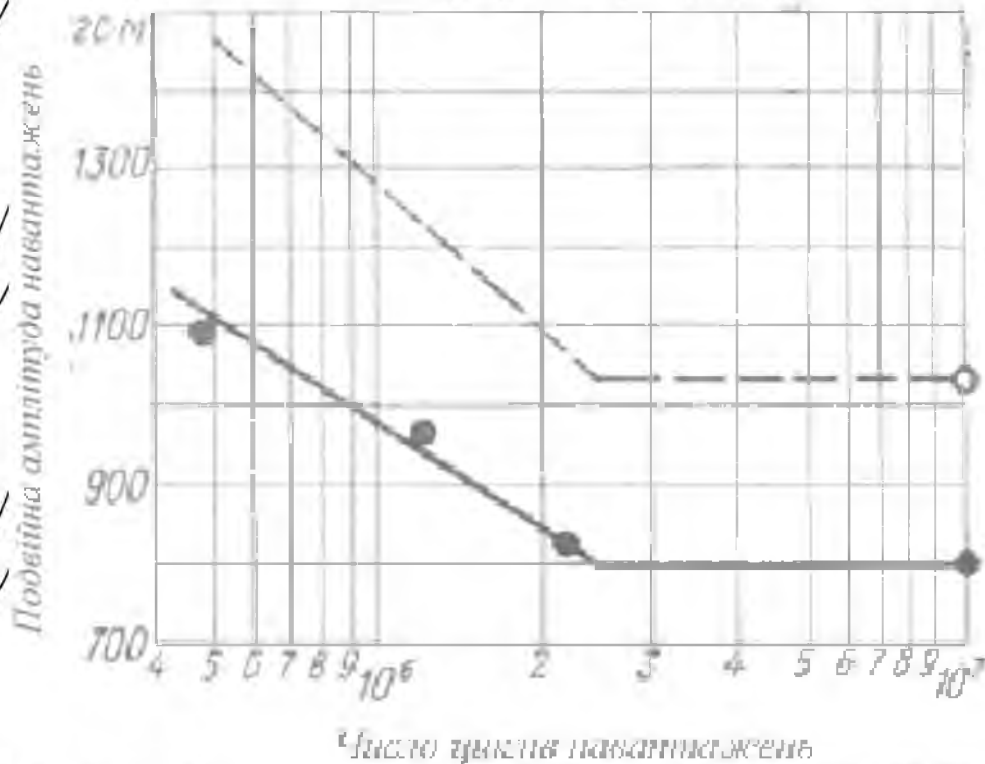


Рис. 2.17. Втомна міцність при вигині колінчастих валів з корінними і шатунними шийками діаметром відповідно 110 і 88 мм, загартованих з нагріванням СВЧ і не піддавалися правці; галтели зміцнені накаткою роликками: ● - зі сталі 50Г, нормалізовані; ○ - зі сталі 50ХФА, поліпшені

Після проведення ряду досліджень в якості перспективного матеріалу для колінчастих валів дизелів ЯМЗ-236 і ЯМЗ-238 була обрана хромованадієва середньовуглецева сталь, що має хорошу прогартовуваність при допустимому мінімальному вмісті вуглецю, а також значні стійкість проти відпуску і втомну міцність.

Були проведені також втомні випробування нормалізованих і поліпшених в поковці колінчастих валів із сталей 50Г і 50ХФА, а також поліпшених валів зі сталі 50Г після попередньої їх механічної обробки (рис. 2.16). З цих графіків випливає, що втомна міцність поліпшених в поковці колінчастих валів зі сталі 50Г на 29% вище, ніж нормалізованих валів, а втомна міцність валів зі сталі

50ХФА на 14% вище, ніж поліпшених валів зі сталі 50Г. Зміцнення накаткою галтелів поліпшених валів зі сталі 50Г підвищує їх втомну міцність не менше ніж на 15% (рис. 2.17).

Графік прогнозованої втомної міцності колінчатих валів зі сталі 50ХФА при впровадженні описаних вище змін наведено на рис. 2.17.

Міцність колінчастих валів може бути ще більш підвищена шляхом азотування. Так, при азотуванні валів зі сталі 50ХФА втомна міцність підвищується на 50%. Виготовлення колінчастих валів зі сталі 40ХЦНВА

дозволяє ще більше збільшити ефект від азотування. У разі застосування

азотування колінчастих валів при недостатній подачі масла в сполучення шийок з підшипниками тріщини не виникають, а при експлуатації дизелів з колінчастими валами, загартованими з нагріванням СВЧ, ймовірність їх появи не виключена, наприклад, в умовах частих пусків і роботи при низькій температурі.

Крім того, азотування підвищує зносостійкість шийок колінчастого вала (в середньому на 22%).

2.2. Шатуни

Шатун є одним з найбільш навантажених деталей дизеля. Трудомісткість і вартість усунення відмови шатуна, викликаного недостатньо високою якістю його виготовлення, значно вище, ніж інших відповідальних деталей двигуна.

Підвищення надійності шатунів ускладнено внаслідок їх масового виробництва, однорідності поля розрахункових напружень, а також наявності технологічних концентратів напружень. Тому до шатунів пред'являються більш високі вимоги щодо надійності, ніж до інших деталей дизеля.

Шатуни дизелів ЯМЗ мають високі експлуатаційні якості і не лімітують підвищення ресурсу дизелів. Проте, ґрунтуючись на результатах вивчення досвіду експлуатації, систематично проводяться роботи з удосконалення конструкції і технології виготовлення шатунів з урахуванням в першу чергу підвищення стабільності їх розмірів і форми і ремонтпридатності

конструкції. Характерним для шатунів дизелів ЯМЗ-236 і ЯМЗ-238 (рис. 2.18)

є так званий косий роз'єм нижньої головки, площина якого не перпендикулярна осі стрижня шатуна. Стик нижньої головки шатуна з кришкою виконаний у вигляді системи попарно оброблених шліців

трапецієподібного перерізу. У стрижні шатуна просвердлений канал для

подачі масла до втулки верхньої головки. Шатуни дизелів ЯМЗ-286 і ЯМЗ-238 виготовляються зі сталі 40Х, дизелів ЯМЗ-240 - зі сталі 40ХН2МА.

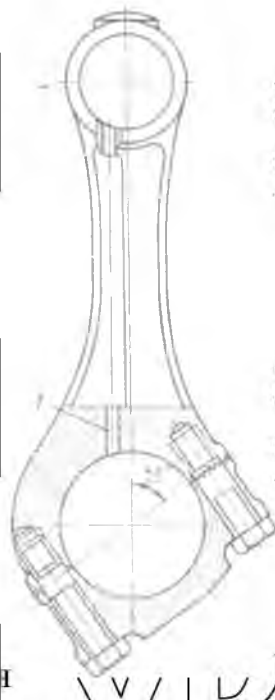


Рис. 2.18. Шатун дизелів ЯМЗ-236 і ЯМЗ-238. 1 - канал для підведення масла

Дослідження шатунів мали метою визначення та підвищення

їх втомної міцності, а також вивчення і зниження деформацій контактних поверхонь при роботі дизеля. Серед характерних особливостей напруженого стану шатуна, крім високих знакозмінних напружень і їх градієнтів, слід

відзначити велику в порівнянні з іншими деталями величину відносини

середнього по масі металу напруги до максимального. Внаслідок цього

надійність шатуна в значній мірі залежить від концентрації напружень, обумовлюється конфігурацією деталі та технологічними факторами. Крім

того, проводилися дослідження з виявлення чинників, що впливають на концентрацію напружень в шатуні, і заходів, що сприяють їх ослабленню. На рис. 2.19,а показані характеристики втомної міцності шатунів з необробленими полицями (лінія 2) і з полицями, які пройшли обробку резино-

абразивними

кругами в зоні зняття облоя, що утворюється при штампуванні (лінія 1). Таким чином, втомна міцність шатунів може знижуватися на 20% через наявність концентраторів, що виникають внаслідок абразивної обробки полиць.

Ліквідація операції зачистки заготовки абразивними кругами дозволила запобігти появі концентраторів на полицях стержня і в зоні бобишки короткого болта нижньої головки.

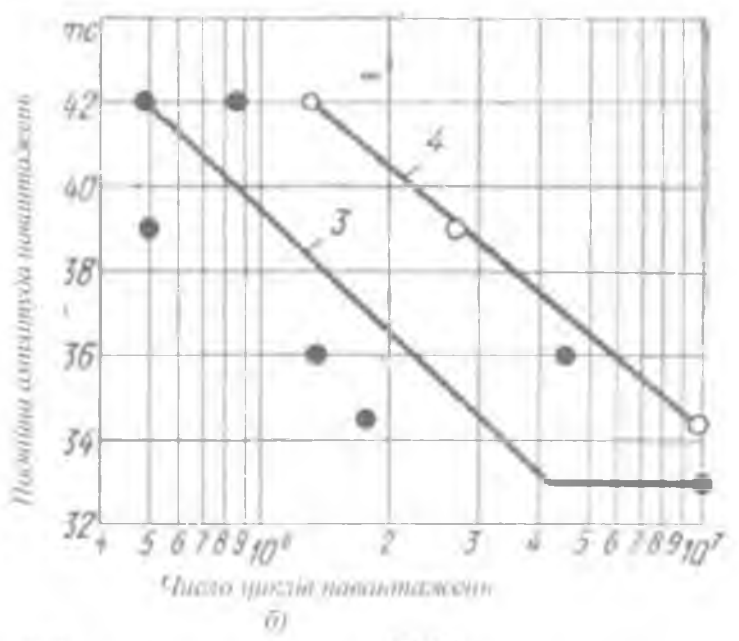
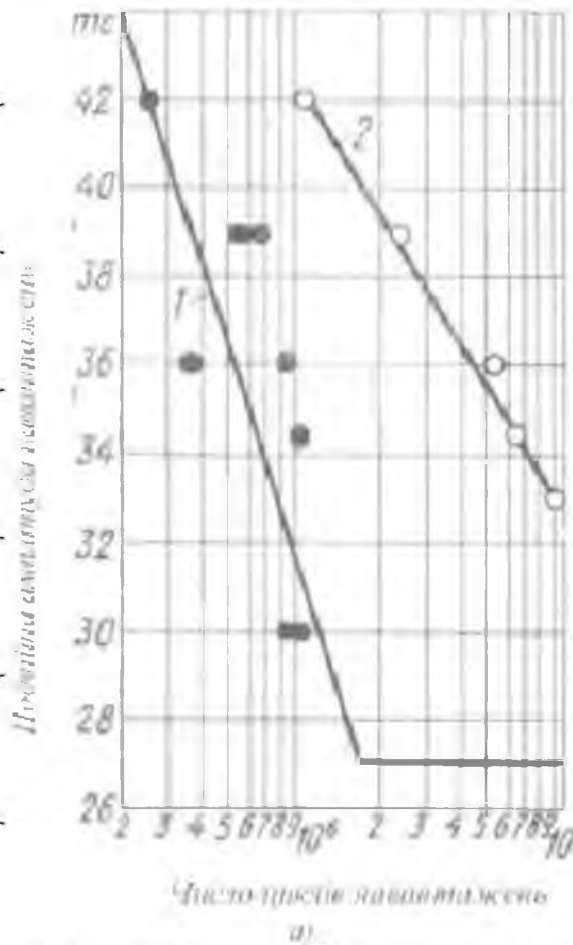


Рис. 2.19. Втомна міцність шатунів

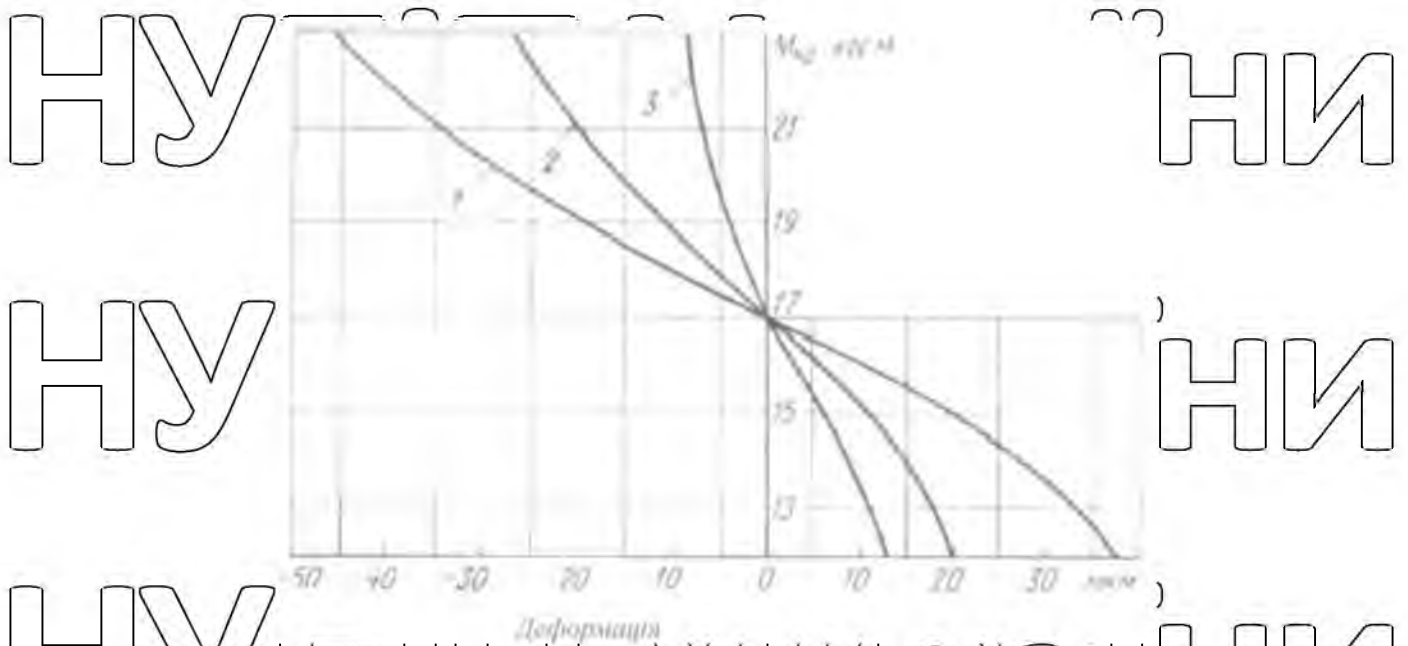


Рис. 2.20. Максимальні деформації отвору нижньої головки шатуна в залежності від моменту затягування шатунних болтів: 1 - при вихідних конструкції і технології виготовлення; 2 - при фіксації кришки за допомогою втулки і трикратному обтисненні шліців стику перед остаточною обробкою отвору; 3 - при плоскому стику шатуна і його кришки

Для перевірки цієї гіпотези була виготовлена партія шатунів з триразовим обтисненням шліців силою 8 тс перед остаточною обробкою отвору нижньої головки. На рис. 2.20 наведені графіки деформацій отворів кривошипних головок шатунів, виготовлених без обтиску і з обтисненням шліців стику кришки і шатуна перед остаточною обробкою отворів нижніх головок.

Введення в технологічний процес операції обтиску шліців (лінія 2) зменшило деформацію отворів нижніх головок приблизно в 1,7 рази. У зв'язку з цим було переглянуто технологічний процес, в результаті чого вдалося істотно зменшити деформацію.

Подальші дослідження показали, що значна зміна отвори нижньої головки шатуна відбувається в результаті зсуву кришки щодо шатуна через непаралельності утворюють шліців стиків осі отвору нижньої головки.

Забезпечити точну паралельність утворюють шліців і осі нижньої головки технологічно не вдається, тому що при остаточній обробці отвору нижньої

головки неможливо базуватися на що утворюють шліців стиків. Це обумовлено тим, що дана обробка проводиться в зборі з кришкою. Тому для виключення впливу непаралельності утворюють шліців осі отвору нижньої

головки на деформацію останньої необхідно запобігти можливості переміщення кришки щодо шатуна в осьовому напрямку.

Щоб перевірити правильність цього припущення, були визначені деформації отворів нижніх головок у партії шатунів, у яких кришки були зафіксовані в площині роз'єму за допомогою тонкостінної втулки 1 (рис. 2.21)

при збереженні системи фіксації в поперечному напрямку по шліцах кришки і

шатуна. У даній конструкції шатуна не потрібен зазор між кришкою, втулкою і шатуном для компенсації неспіввісності осі різьби шатуна і шатунного брела щодо посадочних пасків. Деформація отвору нижньої головки шатуна при

фіксації його кришки втулкою (рис. 83, лінія 2) зменшується в 1,7 рази. Це

обумовлено тим, що при такій фіксації повністю виключається вплив непаралельності утворюючих шліців і осі отвору нижньої головки і частковий вплив змінання робочих поверхонь шліців.

Надалі деформація отвору нижньої головки шатуна може бути зменшена

шляхом запобігання зсуву кришки щодо шатуна, а також усунення змінання

поверхонь стиків. Це підтверджується зниженням деформації отворів нижніх головок шатунів з плоским стиком і фіксацією кришок в осьовому напрямку за допомогою втулки (лінія 3).

2.3. Вкладніші корінних і шатунних підшипників.

При проектуванні чотиритактних дизелів ЯМЗ було передбачено застосування шатунних і корінних вкладишів товщиною відповідно 4,0 і 5,5

мм, що виготовляються із сталеві труби. Внутрішня поверхня труби заливалася свинцювистою бронзою. Товщина антифрикційного шару у дизелів перших випусків дотримувалися в межах 0,5...0,9 мм.

Аналіз даних експлуатації показав, що утомна міцність цих вкладишів була недостатня, хоча розрахункові навантаження на корінні і шатунні вкладиші, що визначають їх надійність, не перевищують такі як у більшості сучасних дизелів. Проведені дослідження дозволили встановити вплив товщини антифрикційного шару на стійкість вкладишів.

Випробування вкладишів з товщиною цього шару, зменшеною до 0,35...0,65 мм, показали, що їх втомна міцність підвищилася в 1,4 рази. Подальше підвищення втомної міцності було досягнуто в результаті нанесення на поверхню антифрикційного шару свинцюоловянистого сплаву товщиною 0,011...0,015 мм. Зменшення товщини бронзового антифрикційного шару і нанесення на нього зазначеного сплаву привели до підвищення втомної міцності в порівнянні з вихідним варіантом в 2,1 рази. Подальше зменшення товщини антифрикційного шару при даній технології виготовлення виявилось неможливим через недостатність мінімальної товщини шару. Тому було освоєно виробництво вкладишів з біметалічної тонкостінної стрічки, що дозволило забезпечити оптимальну товщину антифрикційного шару.

Цикл досліджень щодо підвищення працездатності вкладишів включав: визначення витрати масла через шатунні і корінні підшипники колінчастого вала; вимір температури вкладишів на працюючому двигуні; аналіз розрахункових навантажень на вкладиші; пошук шляхів збільшення питомих навантажень на вкладиші з метою розробки методу форсованих випробувань; оцінку зносостійкості вкладишів в різних умовах експлуатації і при різній ефективності очищення масла; оцінку антифрикційних властивостей різних матеріалів.

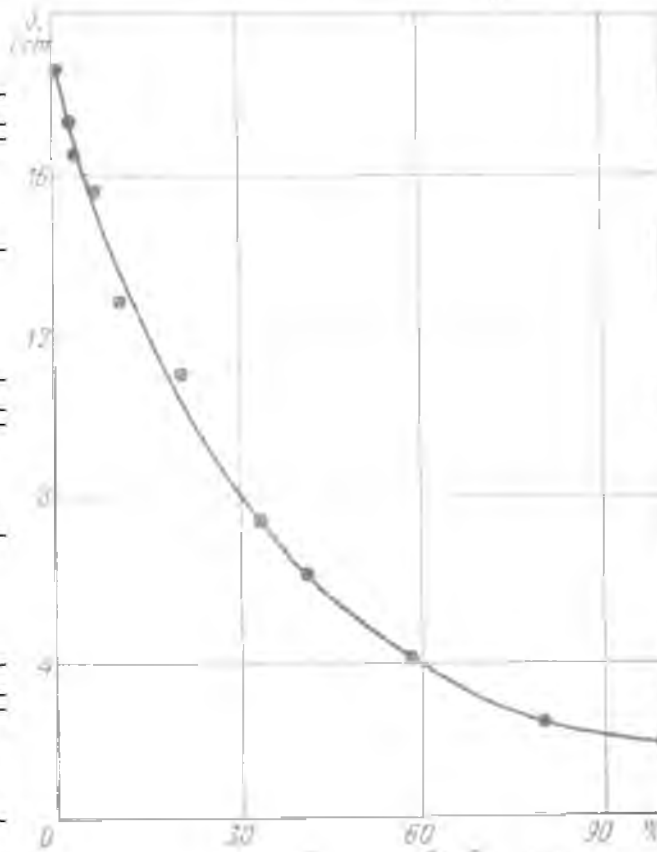
Визначення витрати масла через підшипники вироблялося на моторному стенді за допомогою спеціальної установки, що складається з масляного насоса з приводом від електродвигуна і мірних баків.

Через підшипники дизеля прокачується масло в кількості, достатньому для забезпечення гідродинамічного мащення і відведення тепла

від підшипників (рис. 2.22). Останнє було перевірено виміром температур вкладишів на працюючому двигуні. Температура вкладишів (в зоні антифрикційного шару) практично дорівнює температурі масла в масляному

картері двигуна. Шляхом розрахунку були визначені навантаження в функції частоти обертання колінчастого вала в залежності від максимального тиску

згоряння, а також питомі навантаження при зменшенні несучої поверхні вкладишів.



Кількість палива в маслі

Рис. 2.25. Зміна кінематичної в'язкості ν суміші масла і палива в залежності від вмісту палива в маслі при температурі 80°C .

Максимальний вміст палива в маслі для кращих варіантів вкладишів при роботі до схоплення складо 80%, що відповідає в'язкості 2,5 сст при температурі 80° С. Найбільша тривалість випробувань одного комплексу вкладишів 10 годин. Схоплення вкладишів з меншою несучою властивістю масляного клина було відзначено вже при в'язкості 5...7 сст (33...50% палива).

Результати випробувань вкладишів всіх типів наведені на рис. 2.26. Найбільшою втомною міцністю антифрикційного шару мають вкладиші з стрічки, на сталевій основі якої наплавлені свинцовиста бронза, покрита, в свою чергу, свинцовооловянистим сплавом, або освинцьована з дифузією індію. Біметалічні сталюалюмінієві вкладиші, отримані методом плакирування, мають менш високу міцність від утоми.

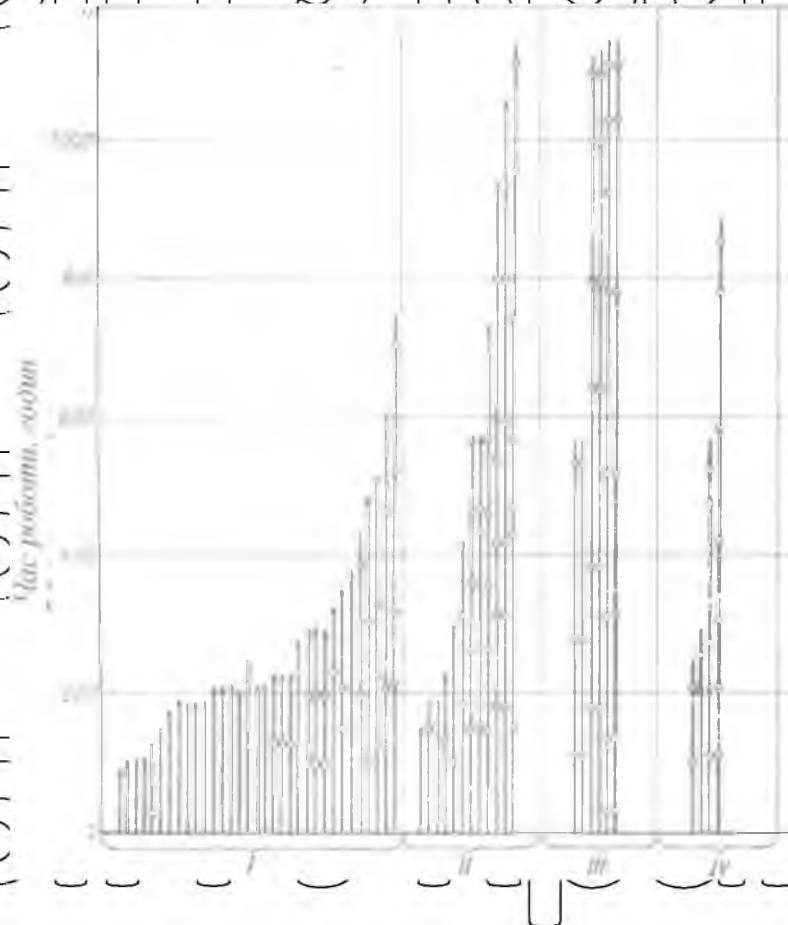


Рис. 2.26. Тривалість роботи вкладишів різних типів до початку руйнування антифрикційного шару при форсованих випробуваннях: I - вкладиші з алюмінієвого сплаву, що містить 6% Sn; II - те ж, покриті свинцовооловянистим сплавом; III - вкладиші з біметалічної стрічки,

напавленої свинцовоіндієвим сплавом; IV - вкладиші з бронзи, покриті свинцовооловянистим сплавом. \circ - огляд вкладишів, \times - руйнування вкладишів.

Для здійснення подальшого збільшення ресурсу сполучення колінчастий вал - підшипники були визначені гранично допустимі зазори в ньому, при яких не відбувається надмірного підвищення напружень в щоках колінчастого вала і падіння тиску в системі мащення. При збільшенні діаметрального зазору в підшипниках до 0,20 мм напруги в щоках колінчастого вала практично не підвищуються. При рівномірному збільшенні діаметрального зазору до 0,30 мм напруга в щоті зростає на 8%.

$p, \text{ кгс/см}^2$

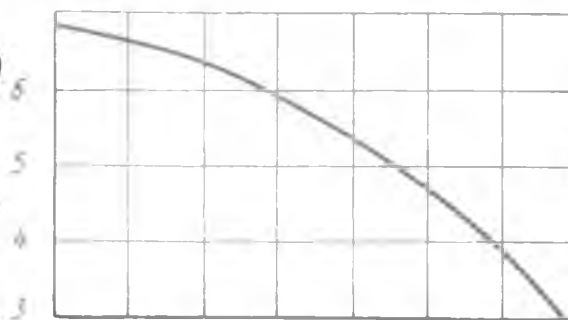


Рис. 2.27 Залежність тиску p в системі мащення від зазору Δ в корінних підшипниках.

2.4. Блок циліндрів

Блок циліндрів — основна деталь, що формує структурну жорсткість та взаємозв'язок елементів конструкції двигуна. Виходячи з цього, працездатність і особливо надійність механізмів дизеля, безпосередньо пов'язаних з блоком циліндрів, залежать від міцності, жорсткості та стабільності конструктивних елементів блоку. У цих умовах оптимізація конструкторських, технологічних та металургійних рішень була основним завданням при відпрацюванні блоку в період освоєння виробництва дизелів

ЯМЕ-236 та ЯМЗ-238, а потім дизеля ЯМЗ-240 та подальшого впровадження комплексу заходів щодо підвищення їх ресурсу. Відзначимо велике позитивне значення застосування операції штучного старіння виправків, яке дозволило звести до мінімуму деформації блоку в процесі експлуатації.

Необхідність відповідної доопрацювання конструкції блоку було виявлено в результаті узагальнення великої інформації, що систематично надходить безпосередньо з господарств, та в результаті обстеження стану деталей дизелів на ремонтних заводах. Для виконання досліджень, що мають на меті вдосконалення блоків циліндрів, було створено комплекс спеціалізованих установок, що дозволили здійснити дослідницькі роботи та форсовані випробування. Результати цих досліджень послужили основою для заходів щодо поліпшення конструкції блоку та технології його виготовлення, при впровадженні яких істотно підвищилися якість блоку та його ресурс, а отже, і ресурс дизеля. Нижче розглядаються результати низки досліджень щодо вдосконалення блоків циліндрів дизелів ЯМЗ. Посилення картерної частини блоку циліндрів. Принциповою особливістю конструкції блоку є U-подібне розташування циліндрів. Цим визначається специфічний характер впливу сил на елементи картерної частини блоку. Використання методу крихких лакових покриттів дозволило виявити орієнтацію основних напруг у картерній частині. Результати тензометрування перегородок вихідної конструкції (рис. 2.29) в умовах динамічного навантаження, що відповідають роботі дизеля, узагальнені в табл. 6. Як випливає з таблиці, поле напруг неоднорідне. У переважній частині його деформації та підраховані за ними напруги відносно невеликі. Амплітудне значення напруги, що розтягує, зареєстрованого для передньої стінки, у багато разів перевищує відповідні величини на інших ділянках стінки. Поряд із ділянками, де переважають розтягуючі напруги, є ділянки, що зазнають стискаючих напруг. Це свідчить про циклічний згин стінки даної конструкції під час роботи (див. рис. 2.30).

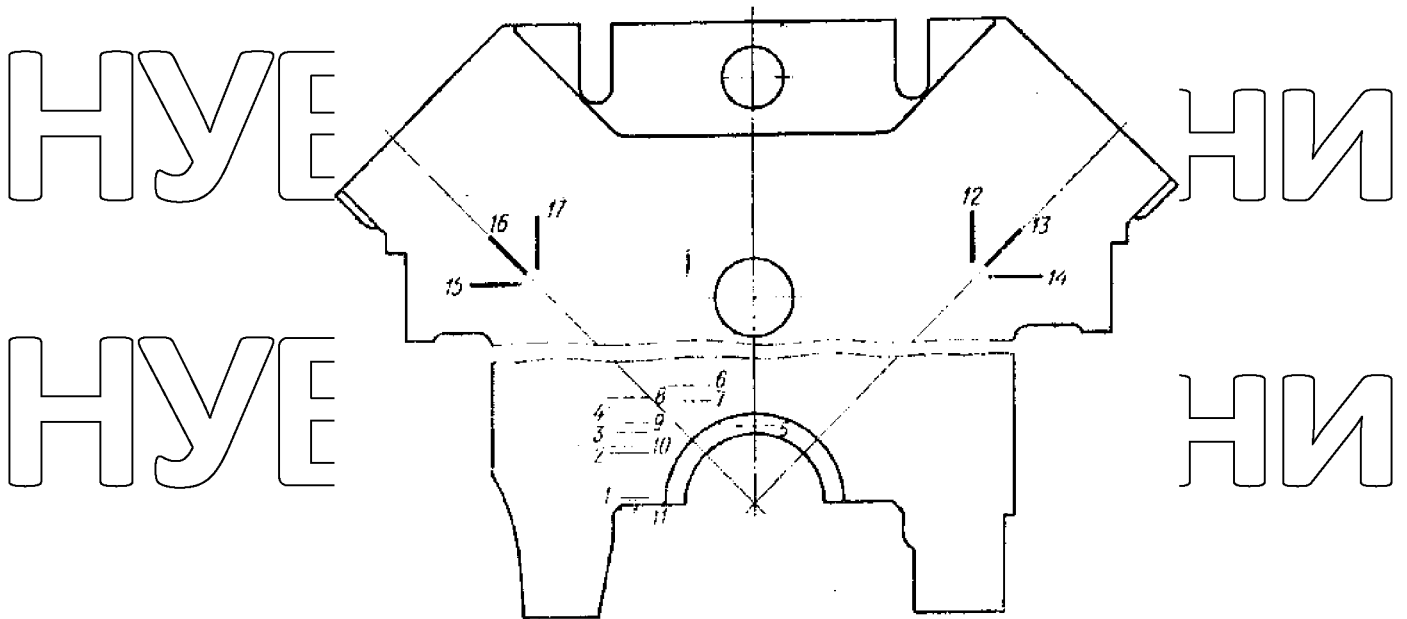


Рис. 2.29. Схема установки тензодатчиків на блоці циліндрів: 1-11 -

тензодатчики, встановлені на передній стінці; 12 - 17 - тензодатчики, розташовані на задній стінці

Для вирівнювання поля напруг стінки вихідної конструкції блоку (рис. 2.30, а) були оребрені (рис. 2.30, б). Тензометруванням встановлено, що

введення оребрення призвело до значного зниження амплітуди напружень, що розтягують, і неоднорідності поля напруг. Амплітуда розтягуючих напруг у змінній конструкції порівняно з вихідною знизилася в 3 рази. Як і у вихідній конструкції, стінки зміненої конструкції на великих ділянках зазнають

напруги стиснення. Амплітудні значення напруг у стінках зміненої

конструкції також зменшилися порівняно з такими у стінках вихідної конструкції. Значне зниження рівня розтягуючих напруг свідчить про доцільність цієї зміни конструкції, що і підтверджено результатами

випробувань на втомну міцність.

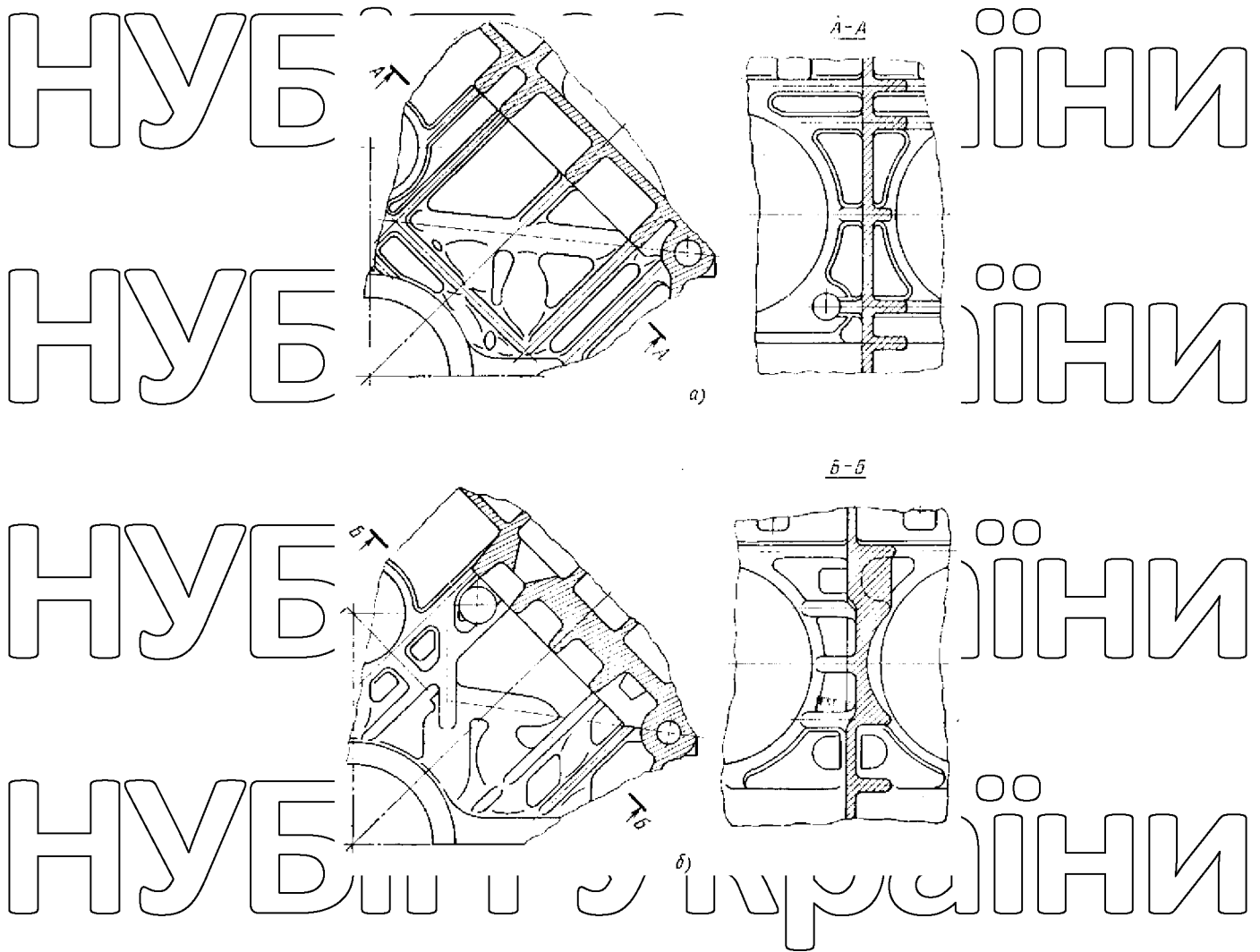


Рис. 2.30. Конструкції блоку: а - вихідна; б - змінена

У процесі випробувань з цикличним навантаженням при початковій амплітуді циклу, що перевищує номінальне газове навантаження на 300%, і частоті 750 циклів за хвилину амплітуди послідовно зростають до виникнення руйнування втомних поперечних стінок. За відсутності руйнувань через 10 год навантаження збільшували сходами на 6%, після чого цикл повторювали випробувань, і так до появи втомних тріщин. Графік навантаження та результати випробувань показані на рис. 2.31.

Таким чином, внаслідок оребрення поперечних стінок значно підвищилось число циклів до появи руйнування в умовах багаторазових навантажень порівняно з навантаженнями, що відповідають дійсному робочому циклу. Узагальнення даних експлуатації підконтрольних

автомобілів підтвердило достатню надійність даного елемента конструкції блоку після введення описаних вище змін. Забезпечення співвісності постілей корінних підшипників у блоці циліндрів Великий вплив на напруженість сполучених деталей кривошипно-шатунного механізму і, насамперед, колінчастого валу надає співвісність постілей під шипників колінчастого валу.

Внаслідок цього було звернено увагу на зниження пружних та залишкових деформацій постілей корінних підшипників колінчастого валу. Щоб зменшити пружні деформації лок, були введені силові стяжні болти (рис. 2.32, а і б) кріплення кришок корінних опор до бокових стінок блоку.

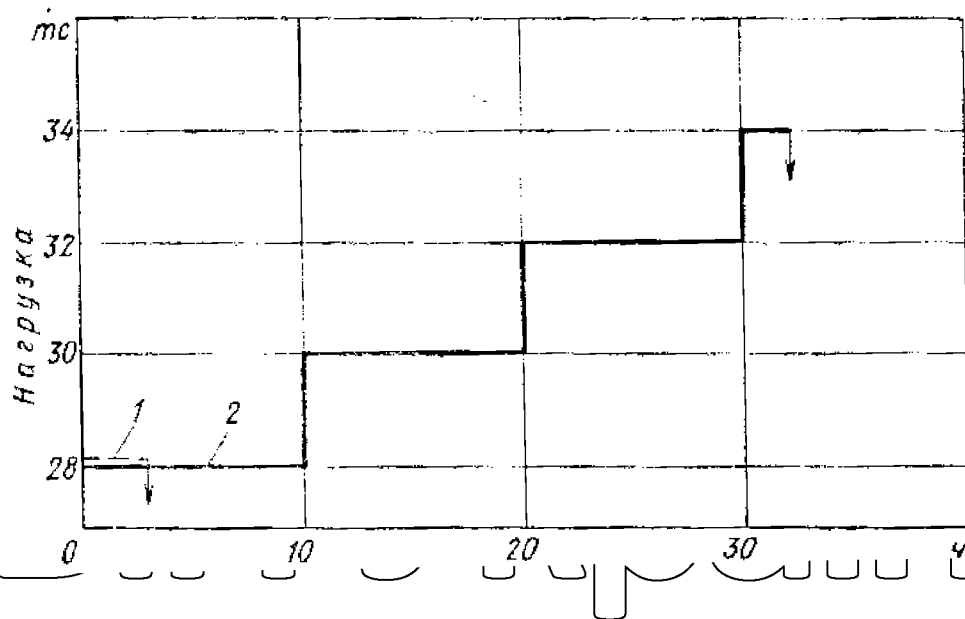


Рис. 2.31. Графік навантаження блоків циліндрів при випробуванні на втому на стенді до появи тріщин (вказано стрілками):

1 - вихідної конструкції; 2 - зміненої конструкції.

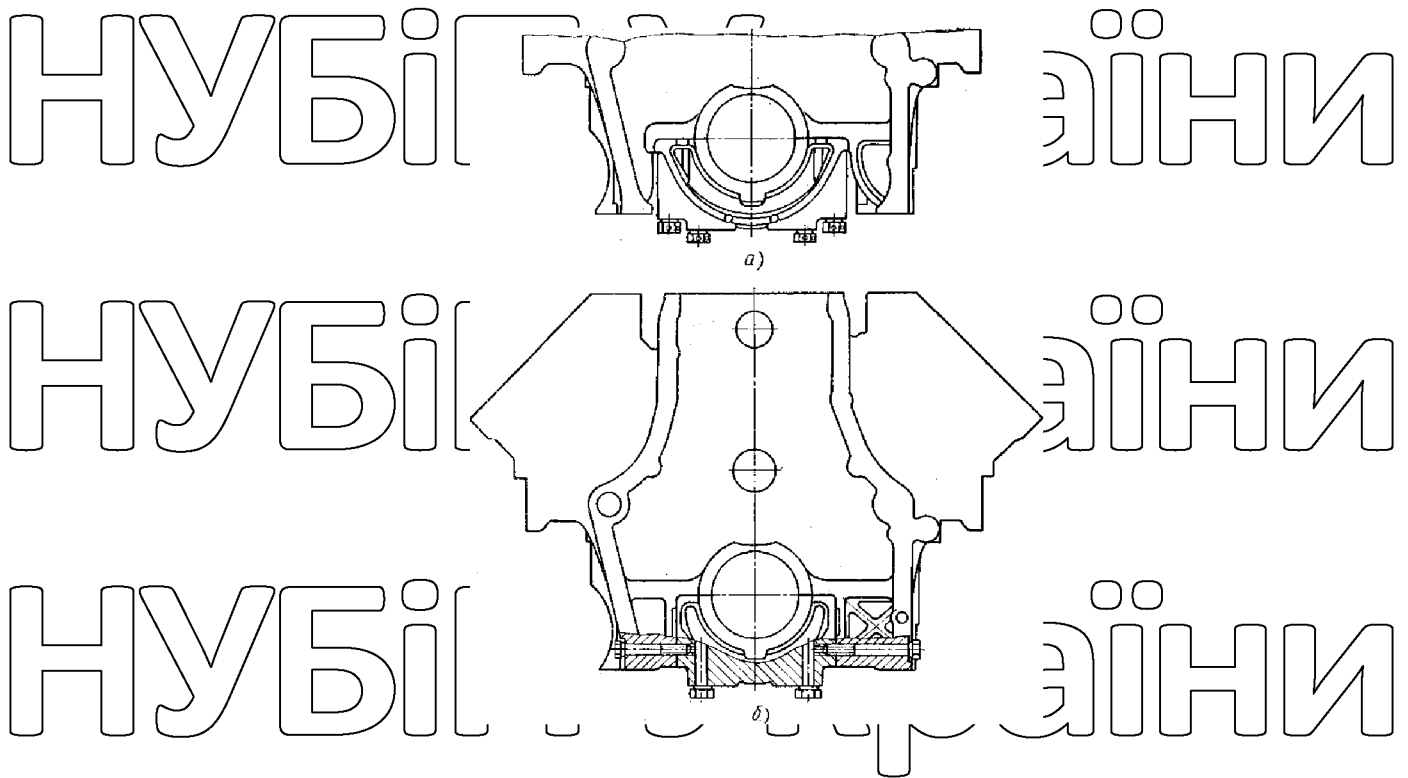


Рис. 2.32. Кріплення кришок підшипників колінчастого вала до блоку

циліндрів: а — у вихідній конструкції; б — у зміненій конструкції

Для визначення ефективності застосування стяжних болтів були проведені випробування блоку циліндрів з ними та без них, які у визначенні величини і напрямки деформацій передньої стінки під впливом статичної навантаження, що дорівнює 15 тс і прикладеної по осі першого циліндра. Навантаження блоку здійснювалося через колінчастий вал, встановлений на першому і другому корінних підшипниках у положенні, що відповідає в.м.т.

Деформацію передньої стінки та кришки корінного підшипника вимірювали в напрямку, паралельному осі обертання колінчастого вала. Деформації передньої стінки блоку циліндрів зі стяжними болтами та без них наведені на рис. 2.34. У разі застосування стяжних болтів деформація кришки корінних підшипників зменшується приблизно 2 рази, тоді як деформація поперечної стінки блоку змінюється менш значно. Підвищення жорсткості зв'язку кришок корінних підшипників з картером в результаті введення стяжних болтів покращило умови роботи вкладишів корінних підшипників і

сприятливо вплинуло на надійність шестерень приводу масляного насоса, який встановлюється на нижніх поверхнях цих кришок. Зниження монтажних деформацій гільз циліндрів, досвід створення поршневих двигунів свідчить про необхідності ретельного відпрацювання конструкції блоку циліндрів для зменшення монтажних деформацій гільз у зборі з ним та його головкою.

Найбільше значення має розміщення різьбових гнізд під шпильки кріплення головки блоку, а також удосконалення епидової схеми циліндрової частини блоку.

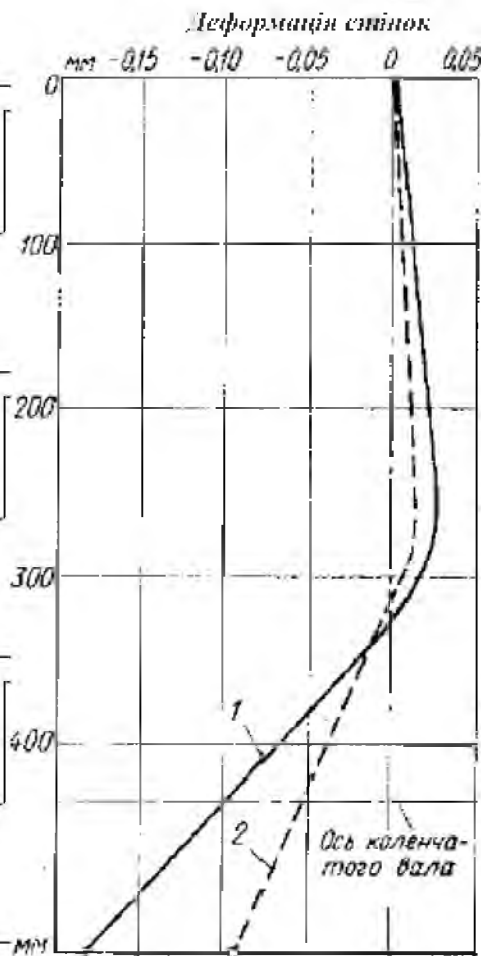
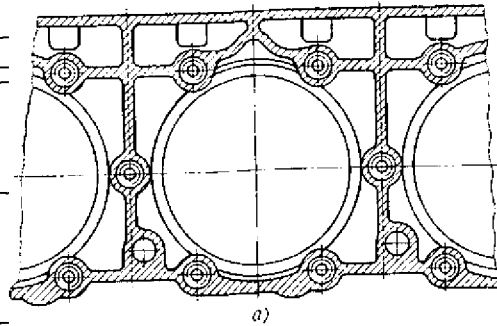


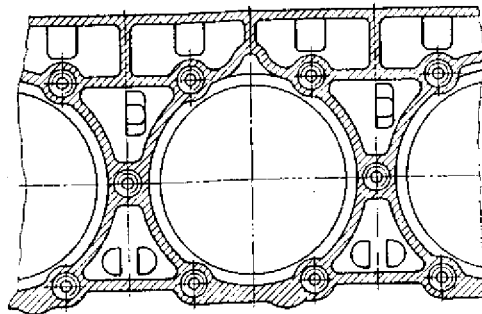
Рис. 2.33 Деформації передньої стінки блоку циліндрів: 1 - без стяжних болтів; 2 - зі стяжними болтами

Основна задача конструктивного відпрацювання циліндрової частини - запобігання надмірній концентрації напрузі і пов'язаних з нею деформацій гнізд, що служать для упору і направлення гільз циліндрів. Одним із шляхів розв'язання даної задачі є раціональне обрешення циліндрової частини блоку

конструкції, наведеної на рис. 2.34, а, немає взаємного силового зв'язку між бобишками для кріпильних деталей. При введенні відповідного зв'язку у вигляді кільцевої стінки (рис. 2.34, б) підвищується жорсткість у зоні гнізда для упору та спрямування гільзи циліндрів.



а)



б)

Рис. 2.34. Конструкції циліндрової частини блоку: а - вихідна; б - змінена

На рисунку 2.35 проведено емпіричний закон деформації великої кількості гільз, встановлених в блоки, після затягування шпильок кріплення головки блоку. Як випливає з порівняння графіків, введення кільцевої стінки дозволяє зменшити максимальну деформацію циліндрів на 37%.

Середньостатистичні значення деформацій гільз зменшилися приблизно в 2 рази. Звертає увагу чітко виражена монотонність статистичної кривої розподілу деформації в циліндровій частині блоку з кільцевою стінкою, внаслідок чого ця крива значно менше відрізняється за формою від теоретичної кривої Гауса, ніж при вихідній конструкції. У разі зменшення відповідної деформації покращуються умови роботи всіх деталей циліндропоршневої групи. З огляду на позитивний вплив зміни силової схеми циліндрової частини блоку, цю конструкцію запровадили при освоєнні серійного виробництва чотиритактних дизелів ЯМЗ. Одним з відповідальних

елементів блоку циліндрів є опорні поверхні під бурти (фланці) гільз, тому що від точності виконання їх розмірів значною мірою залежить робота деталей циліндропоршневої групи дизеля. У вихідному технологічному процесі механічна обробка опорних поверхонь під зав'язі бурти-фланці гільз, а також

їх верхніх та нижніх посадкових поясів проводилася рухом різців з осьюовою

подачею за дві операції з різних установок. При цьому методі обробки утруднено виконання вимог площинності опорних поверхонь і перпендикулярності їхньої загальної осі посадкових поясів під установку

гільз, що негативно позначалося на деформації останніх і підвищувало

контактні напруги на опорній поверхні блоку і наполегливої поверхні бурта

гільзи та їх контактне зношування. Крім того, для компенсації неперпендикулярності опорної поверхні блоку під бурт гільзи до загальної осі

посадкових поясів блоку для установки гільзи на блоках, виготовлених за вихідною технологією, щоб уникнути деформації гільз, був збільшений зазор

нижнього пояса між гільзою і блоком циліндрів на 0,13 мм, тобто до

0,18...0,26 мм. Внаслідок цього зросла амплітуда коливання гільз, що негативно позначилося на довговічності як гільз, і блоку циліндрів.

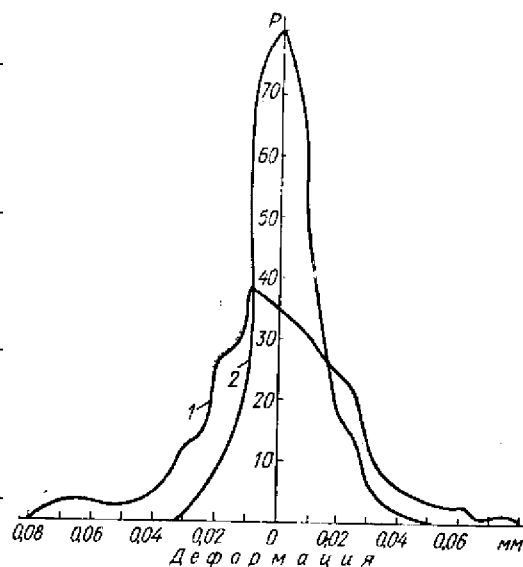


Рис. 2.35. Емпіричний закон розподілу деформацій гільз циліндрів після затягування гайок кріплення головки до блоку (P - частота в інтервалі деформацій): 1 - при вихідній силовій схемі; 2 - при змінній силовій схемі.

Для усунення зазначених недоліків були застосовані новий метод обробки опорних поверхонь блоку під упорні поверхні буртів гільз, а також обробка поверхні поясів під гільзи в одну операцію та за одну встановлення. При цьому обробка опорної поверхні під бурт гільзи осьовою подачею інструменту було замінено точенням різцем із радіальною подачею (рис. 58). Це дозволило зменшити зазор у нижньому поясі між гільзою та блоком циліндрів до 0,05...0,09 мм і відповідно зменшити коливання гільз циліндрів на дизелі, а також знизити контактну напругу між опорною поверхнею блоку та зав'язаною поверхнею бурта гільзи. Зменшення зазору між гільзою та блоком у нижньому поясі позитивно позначилося на запасі по кавітаційному руйнуванню. Внаслідок зменшення коливань гільз покращилася також герметичність стику гільзи з блоком циліндрів.

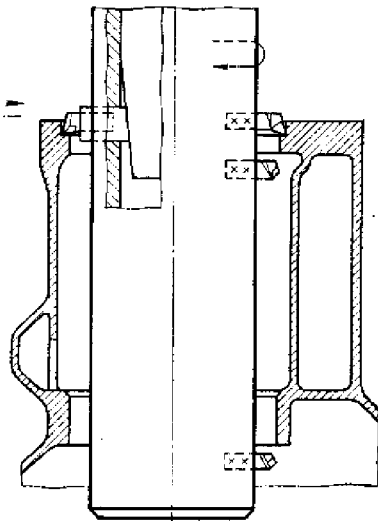


Рис. 2.36. Схема обробки посадкових поверхонь у блоці під гільзу (суцільні стрілки - напрямок робочого руху; штрихові стрілки - напрямок зворотного руху)

Захист блоку циліндрів від кавітації. При експлуатації дизелів ЯМЗ раніше спостерігалися значні кавітаційні руйнування поверхонь гільз та блоку циліндрів з утворенням виїмок глибиною до 3 мм. Внаслідок цього рідина із системи охолодження потрапляла в картер двигуна. Однією з причин кавітаційних руйнувань гільз та блоків циліндрів є коливання гільз, що

збуджуються циклічно ським навантаженням, що діє на поршні, і особливо динамічним імпульсом при «перекладанні» поршня в гільзі. Коливання гільз призводять до порушення нестационарних течій охолоджуючої рідини в зоні сполучення гільзи та блоку циліндрів з розвитком кавітаційних процесів,

внаслідок яких блок та гільзи циліндрів руйнуються. Для відпрацювання

конструкції вузла з антикавітаційним захистом блоку циліндрів у зоні нижнього посадкового пояса та визначення ефективності цієї конструкції знадобилася розробка спеціальної методики форсованих випробувань,

описаної вище. За результатами цих випробувань був обраний спосіб

антикавітаційного захисту блоку циліндрів у нижньому посадковому поясі -

встановлення антикавітаційних гумових кілець. При оцінці варіантів кавітаційного захисту враховувалися такі фактори, як ефективність захисту від кавітації, технологічність конструкції, простота складання та розбирання,

взаємозамінність гільз циліндрів на раніше випущених дизелях. Були

проведені порівняльні дослідження трьох варіантів антикавітаційних кілець.

Перший варіант - як антигравітаційне кільце застосовувалося серійне ущільнювальне кільце круглого перерізу. Для встановлення цього кільця на

гільзу і гільзи з кільцем в блок була потрібна додаткова обробка гільзи та блоку

(рис. 2.37 а). В результаті форсованих випробувань антикавітаційні кільця даного виду частково або повністю руйнувалися, охолоджуюча рідина з сорочки блоку та гільзи проникала в зону ущільнювальних кілець, викликаючи прогресуючі кавітаційні руйнування.

Другий варіант — плоске гумове кільце з натягом надягали на гільзу, а

потім гільзу з кільцем встановлювали у виточення блоку (рис. 2.37 б).

Складання при цьому зручне, але утруднений демонтаж гільзи з блоку циліндрів у разі набухання гуми.

Третій варіант — антигравітаційне кільце поміщали в розточку блоку, а

контактну поверхню гільзи робили конічною (рис. 2.37 в). Цей варіант

виявився невдалим у технологічному відношенні. При монтажі гільзи кільце зміщувалося щодо розточування в блоці. Проте ефективність захисту від

кавітації була задовільною. Оптимальним виявився другий варіант після запровадження деяких змін. Було поглиблено виточення під кільце на гільзі, тому блок не треба було додатково обробляти. Для кращого захисту гільз та блоку від кавітації було визначено опти мальний натяг у поєднанні гільза-кільце-блок. Плоске гумове кільце відповідної конструкції, що встановлюється на гільзу циліндрів з оптимальним натягом, було впроваджено у виробництво.

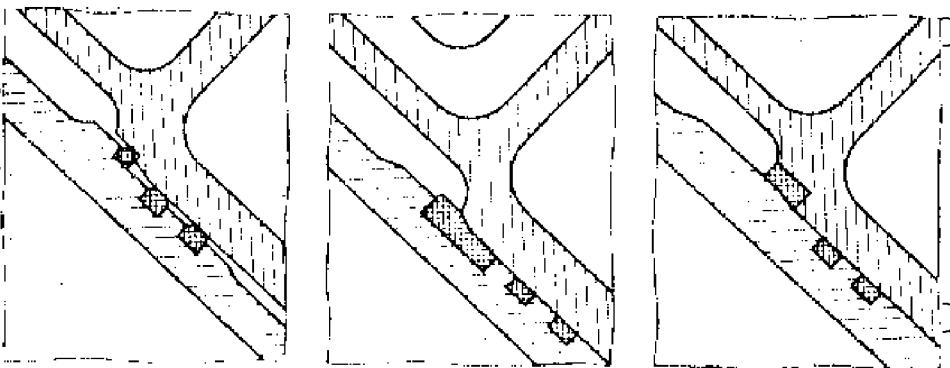


Рис.

а)

б)

в)

2.37. Варіанти

антикавітаційного захисту нижнього пояса блоку циліндрів

2.5 Головка циліндрів

Як показало узагальнення великої та об'єктивної інформації, систематично надходить, поставлена виробництва головка блоку забезпечувала ресурс, заданий технічним завданням. У зв'язку із завданнями, поставленими перед заводом щодо підвищення ресурсу двигунів, було проведено комплекс дослідно-конструкторських робіт щодо подальшого підвищення надійності головки блоку.

Вдосконалення силової схеми. Як показав досвід експлуатації дизелів ЯМЗ перших партій випуску, при напрацюванні понад 4000 мото-годин іноді утворювалися тріщини на верхній полиці головки блоку. Ймовірною причиною виникнення цих тріщин могли бути згинальні деформації верхньої полиці, що є результатом дії сил від затягування шпильок кріплення та від сил

газів. Складність тензометричних досліджень даного елемента головки обумовлена тим, що застосування тензодатчиків відносно великою базою не дозволяє виявити закономірність концентрації напруги внаслідок складної конфігурації поверхонь. Тому проводився безпосередній вимір деформації полиці головки у місцях виникнення тріщин за допомогою індикаторів. За вимірну базу бралася практично нерухома упорна плита (рис. 2.38).

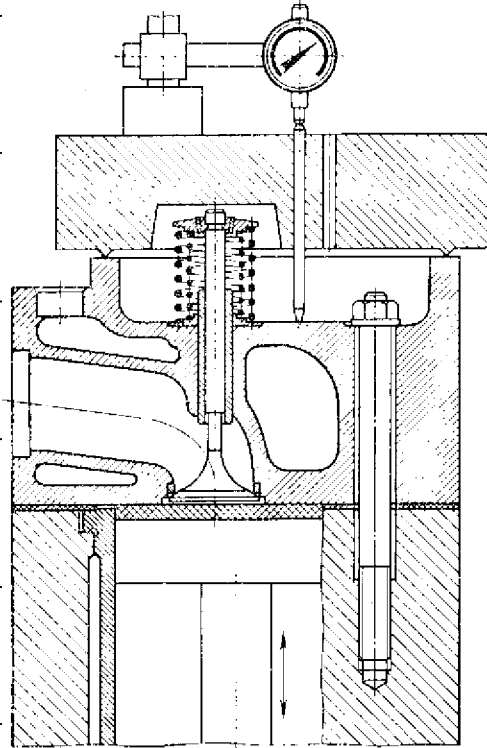


Рис. 2.38. Схема вимірювання деформацій верхньої полиці головки блоку.

На верхнє кільцеве ребро головки блоку встановлювалася на три точки жорстка сталева шліфувана плита, що має точно оброблені отвори в місцях передбачуваних деформацій верхньої полиці. Ці отвори були напрямними для подовжувача ніжки мікронного індикатора, розташованого на верхній поверхні плити. Головку блоку розміщували на спеціальному пристосуванні, що дозволяло імітувати дію сил затягування шпильок кріплення головки та сил газів. Дія сил газів відтворювалося за допомогою тарованого навантажувального пристрою.

В результаті проведених досліджень було виявлено, що тріщини на верхній полиці є наслідком підвищеної та несиметричної деформації бобишок отворів під шпильки кріплення головки блоку та ділянки переходу від бобишки до верхньої полиці. Проведені виміри деформації показали доцільність зміни бобишек і ділянок переходу в верхню полицю.

Зміщення осей бобишок щодо осі отвору зі збільшенням радіусів переходу від бобишки до верхньої полиці дозволило зменшити деформацію зазначених ділянок.

Щоб перевірити ефективність цього заходу при тривалому впливі динамічних навантажень, було проведено форсовані випробування на втому, які дозволили встановити доцільність зміни конструкції головки блоку – тріщини біля боби не виникали. Однак ділянка максимальної деформації змістилася до району отвору для ливарного знака (рис. 2.39, а), тому воно було ліквідоване (рис. 2.39, б), що не позначилося на якості лиття, оскільки для відведення газів виявляється достатнім отвори під форсунку. Дані випробування показали, що зміна силової схеми головки блоку вимагає всебічної дослідної перевірки через статичної невизначеності та пов'язаних з цим труднощів розрахункового прогнозування результатів її зміни.

Узагальнення досвіду експлуатації дизелів показало, що при напрацюванні понад 8000 мото-годин у місцях перегину поверхонь оброблених гнізд для пружин клапанів з поверхнями отворів під склянки форсунок в окремих випадках виникають тріщини. впливу на міцність верхньої полиці глибоких цековок під клапанні пружини. Порівняння міцності втоми головок блоку проводилося при їх випробуванні з гніздами для пружин без них. Конструктивно зменшення глибини цековок на верхній полиці можливе за рахунок збільшення довжини стрижня клапана, що є неприйнятним, тому що при цьому клапани переставали бути взаємозамінними. Тому була створена конструкція вузла кріплення клапанних пружин, що дозволяє без втрати взаємозамінності клапанів та клапанних пружин зменшити глибину цековки від 7 до 2,5 мм.

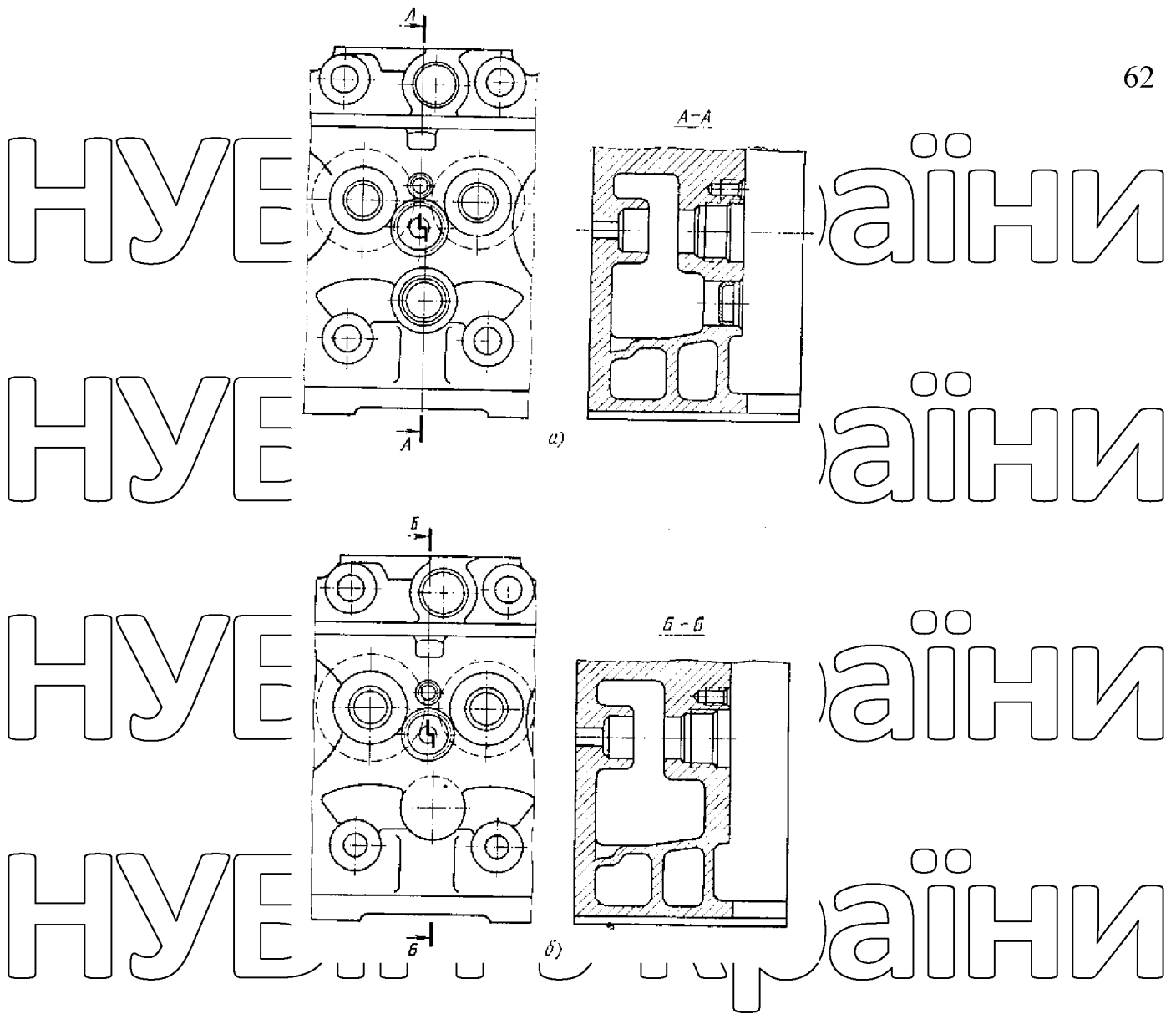


Рис 2.38. Головка блоку з отвором для ливарного знака на верхній

полиці та без нього

Надалі доцільно гнізда під пружини замінити бобишками, що виступають.

Підвищення довговічності пари сідло – клапан. Досвід експлуатації дизелів ЯМЗ показує, що збільшення ресурсу головки блоку понад 6000 мото-

годин лімітується недостатньою довговічністю сідел впускних клапанів, які у

вихідній конструкції головки блоку (рис. 2.38, а) виконуються безпосередньо

в тілі головки. У той же час для впускних клапанів встановлюють сідла з твердого жароміцного сплаву, який надійно забезпечує ресурс пари сідло –

клапан до 8000 мотогодин і більше. Таким чином, збільшення ресурсу двигуна

понад 6000 мотогодин зажадало введення вставних сідел впускних клапанів (рис. 2.38, б).

Для забезпечення ресурсу пари сідло-клапан понад 8000 мотогодин при високому форсуванні дизеля знадобилося проведення подальших досліджень з підвищення надійності вставного сідла. Спеціальний чавун, що застосовується в даний час для виготовлення вставних сідел, має гарну зносостійкість, але його жароміцність лімітує перевищення рівнів форсування дизеля шляхом наддуву, що характеризуються $p_e > 10 \text{ кгс/см}^2$. Тому було відпрацьовано методику форсованих випробувань вставних сідел клапанів на термічну стійкість. Випробування проводилися на дизелях з турбонаддувом, що мають збільшені на 4° кут випередження упорскування, до 750°C температуру відпрацьованих газів і до 1,5 мм зазор у поєднанні клапан-коромисло для підвищення швидкості посадки клапана на сідло. За цією методикою були випробувані сідла з різних матеріалів і сплавів. Найбільш довговічними виявилися сідла зі сплаву ВЗК (стеліт), які після напрацювання 800 год на стенді, що еквівалентно роботі дизеля в межах амортизаційного терміну, не мали руйнувань. На підставі результатів випробувань заводом ведеться технологічна підготовка виробництва до впровадження конструкції головки циліндрів з вставними сідлами під впускний і випускний клапани зі сплаву типу ВЗК.

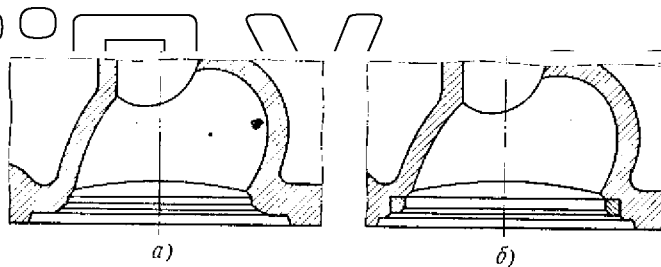


Рис. 2.39. Посадкове місце головки блоку під впускний клапан.

РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПОШКОДЖЕНЬ ДЕТАЛЕЙ ТА СПОСОБИ ЇХ ВИЯВЛЕННЯ ТА УСУНЕННЯ

3.1. Пошкодження блок-картера та способи їх виявлення, прилади та оснащення

У процесі експлуатації машин корпусні деталі спрацьовуються і пошкоджуються. Дефектами корпусів можуть бути тріщини, облупи, пробоїни, пошкодження нарізі, спрацювання отворів під підшипники, стакани підшипників, осі шестерень, валики перемикача передач тощо. Вагомість дефектів у деталях оцінюється коефіцієнтами повторності, які показують, якій частині корпусів, що підлягають ремонту, властиві ті чи інші дефекти.

Блок двигуна. Основними дефектами блок-картера є тріщини, жолоблення поверхонь прилягання головок циліндрів, верхньої кришки, передньої кришки і щита, порушення герметичності водяної оболонки, масляної системи, пошкодження різьби, спрацювання поверхонь.

Стан виточок під бурти гільз циліндрів перевіряють спеціальним пристроєм (рис. 3.1.2), який встановлюють у розточку під бурт гільзи.

Пристрій дозволяє одночасно перевірити глибину розточки (спрацювання) та її паралельність відносно верхньої площини. Різниця вимірів одного гнізда не повина перевищувати 0,03 мм, а всього блока — 0,05 мм.

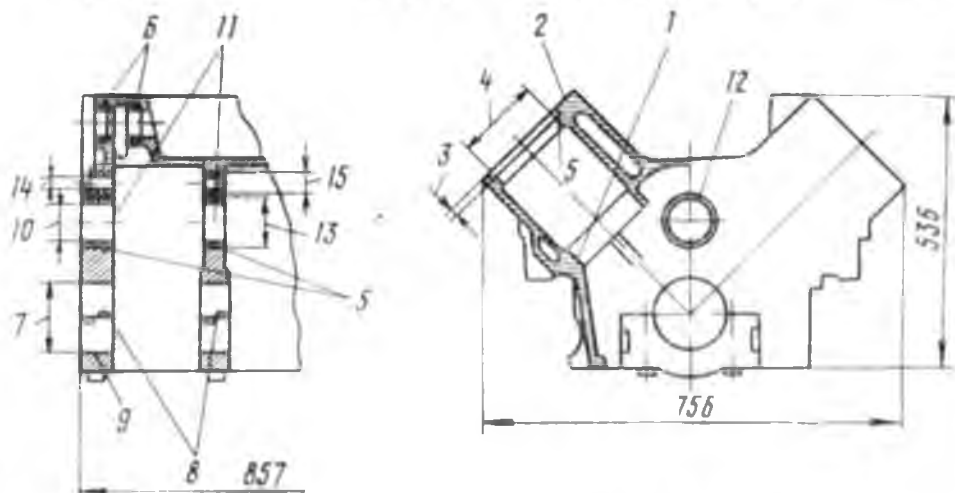


Рис. 3. 1. Блок циліндрів 238.1002010-П4. Схема дефектації.

Таблиця 3.1 - Блок циліндрів 238.1002010-Г4, Карта дефектації.

Контрольовані дефекти		Розміри, мм.		Способи і засоби контролю		Висновок
Номер	Назва	За кресленням	Допустимі	Назва	Означення	
	2	3	4	5	6	7
	Тріщини, що виходять на гнізда втулок розподільчого вала, осі штовхачів і масляні канали	не допускаються		Кантувач Світильник	70-7822-1901	Бракувати
	Задирки на корінних опорах	не допускаються		Огляд		Відновлювати
	Тріщини на стінках водяної сорочки, нижній частині блоку і роз'єму	не допускаються		Кантувач Світильник	70-7822-1901	Відновлювати
1	Пошкодження різьби	Вмятини, забоїни, викришування, зрив більше 2-х витків не допускаються		Огляд		Відновлювати
1	Кавітаційне руйнування нижніх посадочних поясків під гільзи циліндрів		не допускаються крім окремих раковин	Кантувач Світильник		Відновлювати
2	Відхилення від площинності поверхонь прилягання під головки циліндрів	На довжині 100мм не більше 0,02 0,04 На всій довжині не більше 0,05 0,20		Лінійка Щуп	ШД-2-630 ЛД-1-125	Відновлювати
3	Знос кільцевої площадки під бурт гільзи циліндра	12 \pm 0,035	12,05	Приспособування	70-8701-1062	Відновлювати
4	Знос верхніх посадочних пасків під гільзи циліндрів	153 $^{+0,04}_{-0,01}$	153,07	нутромір індикаторний	ИИ 100-160 ГОСТ 868-72	Відновлювати

5	Деформація верхніх посадкових поясків під гільзи-циліндрів (контролювати при відсутності дефекту 4)	Овальність не більше 0,02	0,03	нутромір індикаторний	НИ 100-160 ГОСТ 868-72	Відновлювати
6	Знос поверхонь під підшипники вала веденої шестерні привода паливного насоса: передній задній	$62^{+0,030}$ $52^{+0,030}$	62,05 52,05	нутромір індикаторний	НИ 50-100 ГОСТ 868-72	Відновлювати
7	Знос коріних опор (контролювати при затягнутих болтах кріплення кришок коріних підшипників) попередньо затягнути нижні болти моментом 20 ± 5 кгс*м і бічні моментом 5 ± 1 кгс*м, а потім остаточно в такій же послідовності відповідно моментом 45 ± 2 кгс*м і 10^{+2} кгс*м	$116^{+0,021}$	116,04	нутромір індикаторний	НИ 100-160 ГОСТ 868-72	Відновлювати
8	Відхилення від співвісності коріних опор (контролювати при відсутності дефекту 7), не більше	0,025	0,03	Калібр	70-8344-1026	Відновлювати
9	Овальність і конусність поверхонь коріних опор (контролювати при відсутності дефекту 7 і 8), не більше	0,005	0,02	нутромір індикаторний	НИ 100-160 ГОСТ 868-72	Відновлювати

3.2. Пошкодження шатунів та способи їх виявлення, прилади та

оснащення

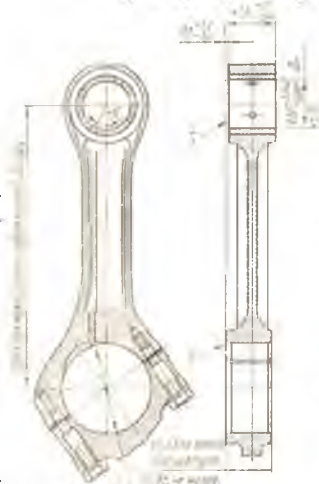


Рис 3.3. Шатун 236-1004005-Б2

Шатун (рис. 3.3) виготовлений із сталі 40Н2МА, а кришка зі сталі 40Х (ГОСТ 4543-71). Нижня головка має косий роз'єм під кутом $55^\circ \pm 30'$ до поздовжньої осі. Шатун з'єднаний з кришкою двома болтами, укрупненими в різьбові отвори тіла шатуна. Фіксація шатуна і кришки здійснюється по шліцах і фіксуючого поясочку на одному з шатуних болтів. Дуже важливо для роботи шатуних болтів і вкладишів щільне сполучення шліців, тому бруд, задири і забоїни на шліцах не допускаються. Шатун з кришкою складають комплект, одна з деталей якого не може бути замінена деталлю іншого комплекту. Перед складанням шатуна різьблені болти змазують графітним мастилом. Затягування починають з довгого болта тарованим ключем крутним моментом 20...22 кгс·м. На шатуні і кришці поблизу стику наносяться мітки спареності шатуна з кришкою.

У нижній головці шатуна є отвір діаметром $93^{+0,021}$ мм під вкладиші підшипників, у верхній головці - отвір діаметром $56^{+0,03}$ мм під бронзову втулку. Внутрішня поверхня втулки остаточно оброблена до діаметра $50^{+0,040}$ мм після запресовування в отвір верхньої головки шатуна, при цьому кваліфікаційний розмір для одного шатуна має бути не більше 0,004 мм.

В процесі експлуатації двигуна у шатунів можуть виникати такі несправності: вигин і скручування, знос отворів в нижній головці і бронзовій втулці.

3.3. Пошкодження вала колінчастого та способи їх виявлення, прилади та оснащення

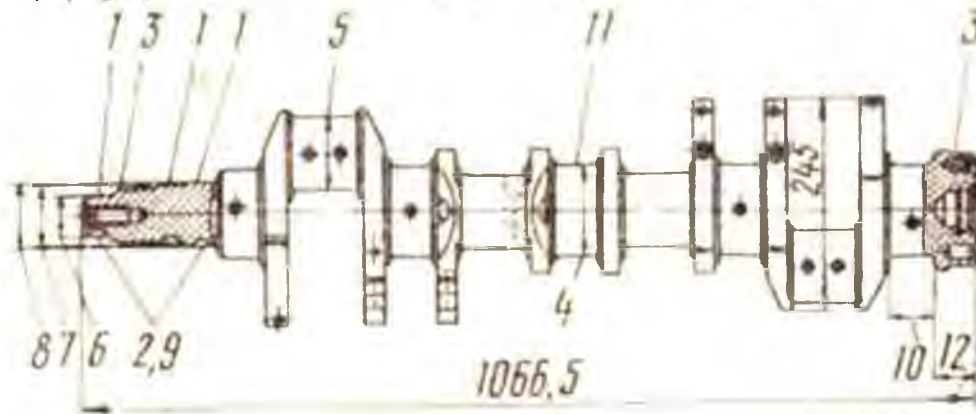


Рис. 3.8. Вал колінчастий з противагами 238-1005015-Г. Маса: 94 кг;

матеріал: сталь 50Д-СШ «селект»; твердість: шатунних і корінних шийок 53...63 HRC (h = 3...4 мм)

Таблиця 3.2 - Вал колінчастий з противагами 238-1005015-Г. Карта

дефектації.

Контрольовані дефекти	Розміри, мм.	Способи і засоби контролю
-----------------------	--------------	---------------------------

Номер дефекту	Назва	За кресленням	Допустимі	Назва Означення	Висновок
-	Тріщини, не виводимі шліфуванням, на шатунних і викришування металу на корінних шийках, відколи	Не допускаються	Не допускаються	Лупа ЛТ-1-4 ^x Магнітний дефектоскоп МД-50П или ПМД-70	Бракувати

Продовження таблиці 3.2

-	Прижоги на поверхнях шатунних і корінних шийок (контролювати після шліфування шийок)	допускаються прижоги, що не змінюють твердість шийок 45...62 HRC	Твердомір ТКП-1	Бракувати
-	Неметалічні включення і волосовини, розташовані під кутом більше 20° до осі вала (контролювати після шліфування корінних і шатунних шийок)	Не допускаються	Лупа ЛТ-1-4 ^x	Бракувати
-	Оплавлення на поверхнях шатунних і корінних шийок (контролювати після шліфування)	Не допускаються	огляд	Ремонтувати
1	Поодинокі тріщини, волосовини і дрібні одиничні неметалічних включення, розташовані під кутом менше 20° до осі валу (контролювати після шліфування корінних і шатунних шийок); а) на шийках під шків, передній сальник, передній противагу і шестерню	Не допускаються	Лупа ЛТ-1-4 ^x	Ремонтувати
2	Змінання бокових граней шпоночних пазів під шків,	Не допускаються	огляд	Ремонтувати

3	передню противагу і шестерню Нагири, риски на поверхнях під передню та задню манжету		Не допускаються	Не огляд	Ремонтувати
4	Знос коріних шийок	110 ^{-0,022}	109,965	Скоба важільна СР 125	Ремонтувати
5	Знос шатунних шийок	88 ^{-0,022}	87,965	Скоба важільна СР 125	Ремонтувати
6	знос шийки вала под шків	50 ^{+0,035}	50,010	Скоба важільна СР 75	Ремонтувати
7	знос шийки вала під передню противагу	71 ^{+0,065}	71,035	Скоба важільна СР 75	Ремонтувати
8	знос шийки вала під шестерню	72 ^{+0,065}	72,035	Скоба важільна СР 75	Ремонтувати
9	знос стінок шпоночних пазів під шків, передню противагу і шестерню	10 ^{-0,065}	10,02	Шаблон КИ-4921	Ремонтувати
10	знос задньої коріної шийки по ширині	56 ^{+0,012}	56,14	нутромір індикаторний ПИ 50-100 ГОСТ 868-72	Ремонтувати
11	Прогин валу (контролювати після усунення всіх перерахованих вище дефектів)	0,05	0,08	Пристосування	Ремонтувати

Колінчастий вал. Зовнішнім оглядом виявляють видимі дефекти: оплавлення на шийках, тріщини, риски, змінення бічних граней шпонкових пазів, стан маслозгіної різи, різь кріплення деталей, якість очищення масляних каналів і порожнин для відцентрової очистки масла. Колінчасті вали, які мають оплавлення на поверхні шийок, підлягають вибракуванню.

Для виявлення невидимих тріщин використовують магнітні дефектоскопи ГМД-70 або МД-50П і пристосування для дефектації 70-8782-

1001. Вважаються небезпечними тріщини, розташовані (рис. 3.4.2) на галтелях корінних і шатунних шийок, циліндричних поверхнях шийок на відстані менше 10 мм від торців шк (1), кромках отворів масляних каналів довжиною понад 6 мм, розташованих під кутом більше 30° до осі шочи (2). Не допускається також більше трьох поздовжніх тріщин, що знаходяться на відстані один від одного менше 10 мм (3).

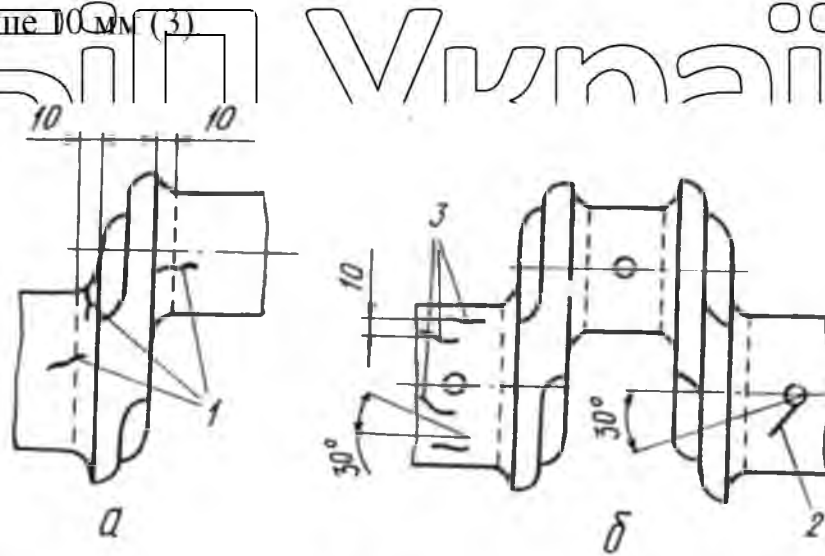


Рис. 3.9. Характерне розташування небезпечних тріщин на шийках колінчастого вала: а - тріщини в зоні галтелей; б - тріщини на циліндричній частині шийок.

3.4. Дослідження ремонтного фонду поршнів двигуна ЯМЗ-238.

Дослідження ремонтного фонду деталей проводимо, застосовуючи методи математичної статистики, так як їх пошкодження відносяться до категорії випадкових величин. При дослідженні ремонтного фонду деталей для найбільш повного зображення інформації про їх технічний стан дослідження проводимо для 25 поршнів.

1. Досліджуємо технічний стан деталей для дефекту № 1. (Знос поверхні юбки поршня)

Результати заносимо в таблицю 3.4.

Таким чином, за результатами розрахунків розподіл деталей слідуючий

Придатних — 2 шт.

На відновлення — 23 шт.

На вибраковування — 0 шт.

Технічний стан деталей, які надходять у ремонт, оцінюється коефіцієнтами придатності ($K_{пр}$), відновлення ($K_{в}$) і змінності ($K_{з}$). Ці коефіцієнти характеризують відповідно, кількість деталей, які придатні до подальшої експлуатації, потребують відновлення чи заміни із загальної кількості деталей, які надходять в ремонт. [7]

За отриманими результатами досліджень технічного стану деталей

для дефекту № 1 розраховуємо коефіцієнти придатності, відновлення та змінності за формулами:

$$K_{пр} = n_{пр} / N = 2 / 25 = 0,08; \quad (3.3.1.)$$

$$K_{в} = n_{в} / N = 23 / 25 = 0,92; \quad (3.3.2.)$$

$$K_{з} = n_{з} / N = 0 / 25 = 0,0, \quad (3.3.3.)$$

де $n_{пр}$ — кількість придатних деталей;

$n_{в}$ — кількість деталей, що підлягають відновленню;

$n_{з}$ — кількість деталей, що підлягають вибраковуванню;

N — загальна кількість досліджуваних деталей.

Результати приведених розрахунків заносимо в таблицю 3.5.

Далі приводиться статистичний ряд інформації про спрацювання для дефекту знос поверхні юбки поршня), визначасмо дослідну ймовірність як співвідношення числа випадків m_i появи в кожному інтервалі до повторності інформації:

$$P_i = m_i / N \quad (3.3.4.)$$

За цією формулою розраховуємо дослідну ймовірність для кожного інтервалу:

$$P_1 = m_1 / N = 2 / 25 = 0,08 \quad (3.3.4.1)$$

$$P_2 = m_2 / N = 5 / 25 = 0,20 \quad (3.3.4.2)$$

$$P_3 = m_3 / N = 10 / 25 = 0,40 \quad (3.3.4.3)$$

$$P_4 = m_4 / N = 7 / 25 = 0,28 \quad (3.3.4.4)$$

$$P_5 = m_5/N = 1/25 = 0,04 \quad (3.3.4.5)$$

Визначаємо величину зміщення $\delta_{зм}$. Оскільки в даному випадку $N \geq 25$, то використовуємо наступну формулу:

$$\delta_{зм} = \delta_{II} - 0,5 \cdot A = 0,02 - 0,5 \cdot 0,02 = 0,01 \text{ мм}, \quad (3.5.)$$

де δ_{II} – значення початку першого інтервалу;

A – величина одного інтервалу.

Визначення середнього значення величини зносу, середньо-квадратичного відхилення (δ та σ). При $N \geq 25$ та при наявності статистичного ряду відповідно:

$$\delta = \sum \delta_{ic} \cdot P_i \quad (3.6.)$$

де δ_{ic} – значення середини i -го інтервалу

$$\sigma = \sqrt{\sum (\delta_{ic} - \delta)^2 \cdot P_i} \quad (3.7.)$$

Отримуємо

$$\delta = 0,03 \cdot 0,08 + 0,05 \cdot 0,20 + 0,07 \cdot 0,40 + 0,09 \cdot 0,28 + 0,11 \cdot 0,04 = 0,070 \text{ мм}$$

$$\sigma = \sqrt{(0,03 - 0,07)^2 \cdot 0,08 + (0,05 - 0,07)^2 \cdot 0,20 + (0,07 - 0,07)^2 \cdot 0,40 +$$

$$+ (0,09 - 0,07)^2 \cdot 0,28 + (0,11 - 0,07)^2 \cdot 0,04} = 0,019 \text{ мм}$$

Визначення коефіцієнта варіації. Коефіцієнт варіації представляє собою відносну (безрозмірну) характеристику розсіювання показників надійності більш

зручну при виборі і оцінці теоретичного закону розподілу, чим середньо

квадратичне відхилення σ . Коефіцієнт варіації визначається за формулою:

$$v = \sigma / (\delta - \delta_{зм}) = 0,019 / (0,07 - 0,01) = 0,32 \quad (3.8.)$$

Для підвищення точності розрахунків показників надійності дослідну

інформацію вирівнюють (заміняють) теоретичним законом розподілу. Оскільки

$0,3 < v < 0,5$, то обираємо закон нормального розподілу.

Всі дані зводяться до таблиці 3.5.

Таблиця 3.4 – Статистичний ряд інформації про знос поверхонь юбки поршня 04501349.

№ інт.	Інтервали, Мм	Середина, мм	Частота, m_i	Дослідна ймовірність, P_i	Накопичена ймовірність, P_i
-----------	------------------	-----------------	-------------------	-----------------------------------	-------------------------------------

1	0,02...0,04	0,03	2	0,08	0,02
2	0,04...0,06	0,05	5	0,20	0,28
3	0,06...0,08	0,07	10	0,40	0,68
4	0,08...0,10	0,09	7	0,28	0,96
5	0,10...0,12	0,11	1	0,04	1,00

Таблиця 3.5 - Показники технічного стану ремонтного фонду

Назва показника	Одиниці вимірювання	Значення
1 Коефіцієнти :		
Придатності		0,08
Відновлення		0,92
Змінності		0,0
2 Границі зміни пошкодження	мм	0,10
3 Середнє значення величини зносу	мм	0,070
4 Середнє квадратичне відхилення	мм	0,019
5 Коефіцієнт варіації		0,32
6 Теоретичний закон розподілу		ЗНР

На основі отриманих даних досліджень та проведених розрахунків будуємо гістограму та полігон.

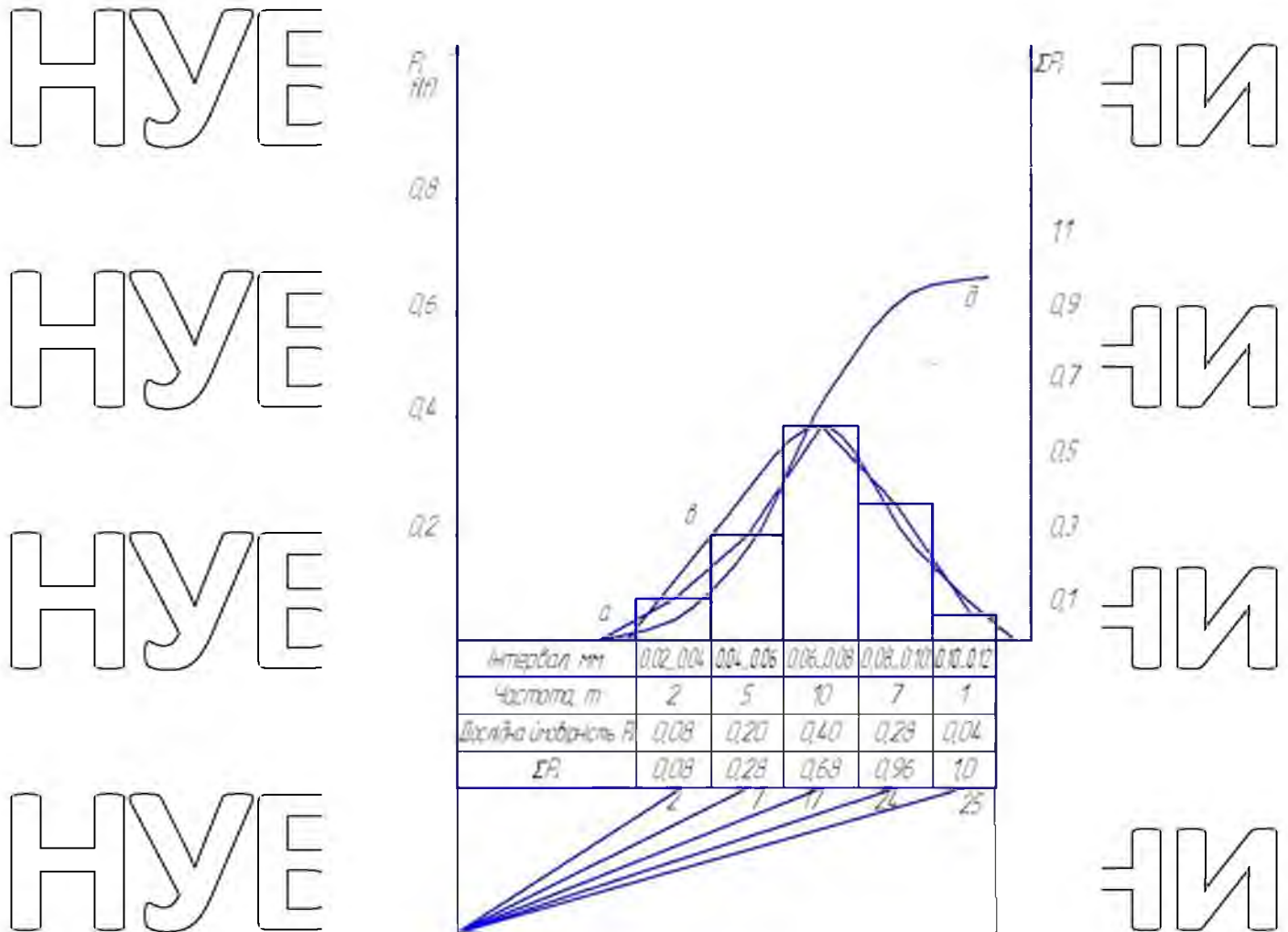


Рис. 3.11. Схема обробки інформації про знос поверхонь зноски поршня.

3.5. Технологічний процес відновлення гільз циліндрів термопластичним деформуванням (ТПД).

В даний час розроблено декілька способів відновлення і зміцнення внутрішньої поверхні гільз циліндрів автотракторних двигунів, які за своєю технологією діляться на розточування під ремонтний розмір і відновлення до номінального розміру. Для відновлення гільз циліндрів в номінальному розмірі застосовуються такі способи: металізація, гальванічні засоби, запресування зносостійких пластин, наплавка на внутрішню поверхню зносостійких порошків, відновлення нагріванням і т.д.

Основними характерними недоліками наведених вище способів, в результаті яких вони не набули широкого поширення в ремонтному виробництві, є:

металізація - низька адгезійна міцність, використання дорогих матеріалів, складність механічної обробки і високий рівень шуму;

остатковання - низька зносостійкість, складність механічної обробки, висока трудомісткість;

хромування - низька продуктивність, висока вартість процесу, недостатня змочуваність і припрацьовуваність поверхні;

пластинування - високий ступінь точності всіх операцій, підвищений знос поршневих кілець і угар масла, порушення теплообміну в стінках гільзи;

відцентрове напикання - значні деформації, висока вартість матеріалів, складність механічної обробки.

Крім того, практично всі ці способи мають несприятливий вплив на екологію.

Дослідження і порівняльні випробування та практика ремонтного виробництва підтвердила, що з відомих способів відновлення гільз циліндрів автотракторних двигунів найбільш перспективним є спосіб термопластичної деформації (ТПД), забезпечує 100 відсотковий післяремонтний ресурс.

Перевагами цього способу є: простота технології, збереження первинних триботехнічних умов для сполучення гільза - поршневе кільце, мінімальний припуск на механічну обробку, висока продуктивність і екологічна чистота процесу. Але даний спосіб вимагає додаткових досліджень в частині керованості процесу обтиску, отримання необхідної усадки за один прохід і підвищення зносостійкості до рівня нової гільзи циліндрів.

Всі способи можна розділити на два типи: ТПД гільз в жорсткій охолоджувальній матриці (рисунок 3.12. г, д) і без матриці, (рисунок 3.12. а, б,

в).

Порівнюючи способи обтиску гільзи без матриці, бачимо, що вони відрізняються один від одного взаємним розташуванням індуктора і

охлаждающего спреiera щодо гільзи. Обтиснення гільзи відбувається при безперервно-послідовному швидкому нагріванні і охолодженні локального кільця її ділянки, в результаті дії високого рухомого градієнта температури (ГТ). Взаємне розташування і рух індуктора і спреiera щодо відновлюваної

гільзи безпосередньо впливають на величину деформації і викривлення деталі, зміна її мікроструктури, твердості поверхні, характеру і значення залишкових напруг, утворення тріщин, продуктивність процесу і собівартість відновлення.

До загальних недоліків способів ТПД без матриці слід віднести високі знакозмінні напруги, що виникають при нагріванні - охолодженні, які сприяють тріщинам, і залишкові напруги, що викликають деформацію гільзи.

Кожен з цих способів має свої конструктивні переваги і недоліки, але спосіб обтиску гільзи в матриці має значні переваги в порівнянні зі способами відновлення гільз без матриці, в тому числі:

- досягається найбільша усадка гільз за один цикл $U_g = 0,7... 1,1\text{мм}$;
- відсутність значних залишкових напружень, викривлення і тріщин;
- висока точність геометрії внутрішньої поверхні гільзи (відхилення від циліндричності не більше $0,1\text{ мм}$);

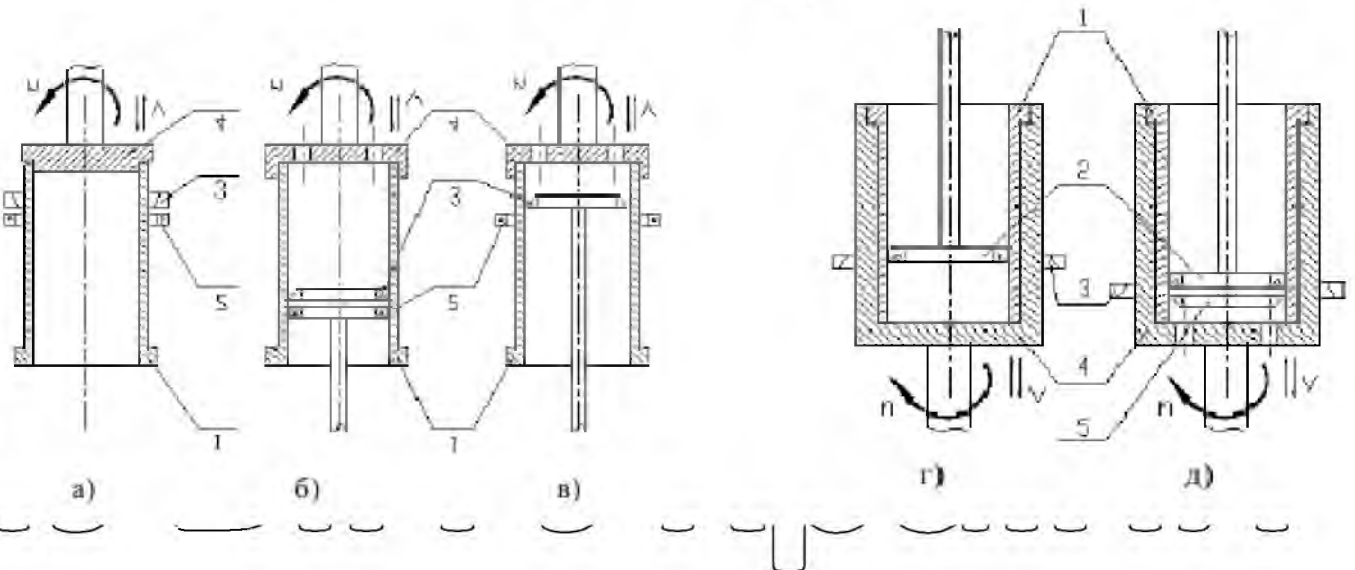


Рисунок 3.12. Схеми способів відновлення внутрішньої циліндричної

поверхні гільз циліндрів термопластичним деформуванням (ТПД).

Без матриці, а) - індуктор і спреiera розташовані зовні гільзи, б) - індуктор і спреiera розташовані всередині гільзи, в) - індуктор розташований зовні, а

спрейер всередині гільзи: 1 - гільза циліндра, 2 - індуктор, 3 - спреєр, 4 - центруюча оправка.

У охолоджуваній матриці, г) - незагартованих гільз в легovanого чавуну д) - гартованих гільз: 1 - гільза циліндра, 2 - індуктор, 3 - спреєр охолоджуючий, 4 - матриця, 5 - спреєр гартівний.

Для відновлення легованих гільз циліндрів запропонований спосіб здійснювався за схемою, представленою на рисунку 3.12.г). Гільза при нагріванні вільно розширюється до контакту з матрицею, при подальшому нагріванні матриця перешкоджає вільному розширенню матеріалу гільзи, що призводить до її пластичної деформації, тобто перерозподілу металу всередину, по товщині стінки. Після процесу ТПД величина залишкової деформації гільзи компенсує їх знос, що виникає, викривлення гільзи і припуск на механічну обробку.

При ТПД процес зменшення внутрішнього діаметру відбувається за рахунок пластичної деформації матеріалу гільзи. З метою рівномірного нагріву гільзи по діаметру і висоті в процесі обтіску необхідно передбачити обертання і поздовжнє переміщення гільзи.

Основними параметрами режиму відновлення є: температура нагрівання, швидкість нагріву, швидкість охолодження, швидкість обертання деталі, зазор між матрицею і деталлю і деякі інші, які надають істотний вплив на процес пластичної деформації, а отже, і на величину зменшення внутрішнього діаметру гільзи.

Температура нагріву, швидкість нагріву і швидкість охолодження так само визначають структуру металу відновленої гільзи. При відновленні загартованих гільз циліндрів типу СМД-60 необхідно одночасно вирішити три взаємопов'язані завдання: отримати необхідну усадку, загартовану поверхню

HRcе 40...42 і бездефектну внутрішню поверхню (тріщини не допускаються). Усадка визначається пластичністю металу, а твердість його крихкістю, швидке нагрівання та охолодження деталі спричиняють виникнення високих напруг,

які призводять до утворення тріщин. Для вирішення завдання ТПД загартованих гільз запропонований комбінований спосіб відновлення гільз циліндрів, рис.3.12 д.

Виходячи з проведеного аналізу літературних даних і статистичної обробки зносів гільз циліндрів, в роботі поставлені та вирішені наступні завдання:

1. Дослідити напружено-деформований стан і визначити режими відновлення внутрішньої поверхні гільз циліндрів ТПД.

2. Дослідити фізико-механічні та експлуатаційні властивості гільз циліндрів дизелів відновлених ТПД в матриці;

3. Дослідити властивості покриттів, і відпрацювати режими відновлення зовнішніх посадочних пасків гільз циліндрів різними способами.

Предметом дослідження є числові значення напружено-деформованого стану, кількісні показники фізико-механічних і експлуатаційних властивостей відновлюваних гільз циліндрів в процесі впливу на них змінного градієнта температури як по радіусу, так і вздовж осі, а також впливу жорсткої охолоджувальної матриці.

Дослідження величин і характеру зносів робочих поверхонь проводились шляхом мікрометрування з подальшою статистичною обробкою даних мікрометражу. Зношені гільзи циліндрів вимірювалися на ремонтних підприємствах, в подальшому ці дані використовувалися для визначення меж застосовності розробляемого способу відновлення.

Дослідження процесу ТПД проводили із застосуванням установки СВЧ марки ВЧИ-1-60/0,066, призначеної для термопластичної деформації гільз циліндрів. Величина усадки гільзи визначалася мікрометражем внутрішнього діаметра до і після термопластичного обтиску в двох площинах і 4-х перетинах. За середню величину усадки $U_{г}$ приймалося середнє арифметичне значення отриманих результатів за всіма чотирма перетинах.

$$U_r = \frac{\sum \Delta d_i}{n} \quad (3.5.1.)$$

де: Δd - середнє значення усадки в перерізі гільзи, мм; $n = 8$ - число вимірювань усадки.

Дослідження по оптимізації всіх параметрів, що впливають на процес ТПД, визначені експериментально і уточнені за допомогою теорії планування багатофакторного експерименту. зміна температури нагрівання здійснювалося варіюванням швидкості переміщення гільзи щодо індуктора. Швидкість нагріву регулювалася зміною потужності, що підводиться установки $Q = 0,3 \dots 4,0 \times 10 \text{ Вт/м}^2$; швидкість охолодження регулювалася шляхом зміни витрати води через спреєра в одиницю часу. Частота обертання і швидкість переміщення гільзи визначалися розрахунковим шляхом. Вимірювання твердості внутрішньої поверхні гільз циліндрів проводилося на приладі 2018TP.

Дослідження температурного поля гільзи під час ТПД виконували з допомогою хромель-алюмелевих термопар, що встановлюються в гільзі. Сигнал від термопар реєструвався за допомогою світлопроменевого осцилографа Н-П771. Для дослідження залишкових напружень в гільзі, відновленої ТПД, вирізалися кільцеві зразки. залишкові напруження першого роду на кільцевих зразках визначалися методом послідовного видалення шарів. відносні деформації визначалися за допомогою тензорезисторів. Мікроструктура гільзи, відновленої ТПД, досліджувалася на мікроскопі МІМ-8 при збільшенні в 100 і 500 разів.

Прискорені випробування двигунів проведені на стенді КП- 5274 з штучним введенням в нього елементорганічної присадки АЛП-4Д (ТУ38.101369-73) до палива з концентрацією 2% (по вазі).

Зносостійкість гільз в процесі експлуатації оцінювалася ставленням зміни лінійних розмірів (до і після випробувань) внутрішньої поверхні гільз відновлених до нових.

Сутність ТПД полягає в тому, що при швидкому індукційного нагрівання деталей типу «порожнистий циліндр» створюється градієнт температури (ΔT),

який, деформуючи деталь, викликає її залишкову деформацію (усадку), достатню для компенсації зносу поверхні і подальшої механічної обробки. При цьому, в одному технологічному циклі, в різній послідовності, виконуються операції нагріву, деформації і охолодження деталі. Крім того, на

пластичну деформацію надають вплив зовнішні сили (охолоджувана жорстка матриця) і внутрішні (холодні шари металу навколо локально нагрітого кільця частини гільзи) обмежувачі. Тому, щоб отримати необхідну усадку гільзи без матриці, на практиці застосовують багаторазове повторення циклів.

Використання високих градієнтів температур при відновленні деталей способом ТПД створює передумови виникнення і розвитку тріщин.

Застосування зовнішніх механічних обмежувачів (матриці) сприяє їх «заліковуванню».

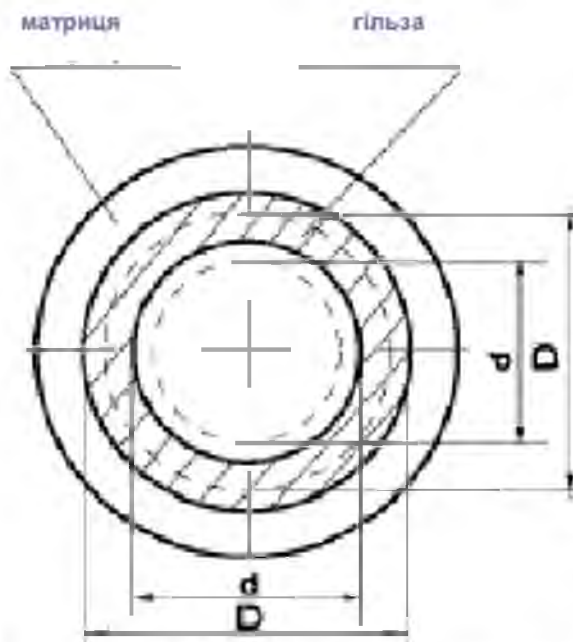


Рисунок 3.13. Схема зміни лінійних розмірів перетину зразка гільзи при

ТПД в матриці: - D , d і d' - D' відповідно зовнішній і внутрішній діаметр гільзи до і після ТПД;

Виходячи з рівності об'ємів до і після ТПД

$$\Delta_z^m p d l = \Delta_z^m p D l' \quad (3.5.2)$$

де $\Delta_z^m = d' / d$ і $\Delta_z^m = D / D'$ теоретична усадка внутрішнього і зовнішнього діаметрів після ТПД, $l = l'$ - довжина деталі прийнята нами за припущенням незмінною.

Величина можливої деформації гільзи при ТПД

становить:

$$D' = D / (1 + \alpha \cdot \Delta T) - S \quad (3.5.4)$$

За оціночний параметр усадки гільзи після ТПД приймаємо

відносну зміну внутрішнього діаметра гільзи

$$\delta = (d - d') / d \quad (3.6.5)$$

Перетворюючи формулу (5), отримуємо:

$$\delta = \Delta_z^m D' / d^2 = D^2 |1 - 1 / (1 + \alpha \cdot \Delta T)| / [D(1 - \beta)]^2 = [1 - 1 / (1 + \alpha \cdot \Delta T)] / (1 - \beta)^2 \quad (6)$$

α - коефіцієнт лінійного розширення матеріалу деталі;

ΔT - різниця температур нагрітої та охолодженої деталі;

$$\delta = \alpha \cdot \Delta T (1 - \beta)^2 k - S \quad (7)$$

k - коефіцієнт залишкової деформації, що враховує стримування процесу деформації холодними частинами гільзи.

S - зазор між матрицею і гільзою.

З отриманої математичної залежності випливає, що відносна усадка δ внутрішнього діаметра гільзи не залежить від його розміру d і

визначається коефіцієнтом β відносної товщини стінки гільзи,

і коефіцієнтом лінійного розширення матеріалу гільзи α і різницею температур нагрітої гільзи і охолодженої гільзи.

При термічній обробці сірого чавуну з тонкопластинчатою перлітною основою (як і евтектоїдної сталі) температура нагріву підвищується незначно вище A_{c1} , тому зростання зерна аустеніту буде також незначним. До кінця нагріву аустеніт буде дрібнозернистим.

Крім того, при швидкому нагріванні, в результаті перекристалізації, відбувається подальше подрібнення зерна, тому при відновленні деталей ТПД високовуглецевих сплавів легко отримати структуру безігльчатого мартенситу.

Розрізняють декілька видів зверхпластичності: дрібнозерниста, субкритична, мартенситна і рекристалізаційна. У реальних технологічних процесах відновлення деталей ТПД спостерігаються явища субкритичної і мартенситної зверхпластичності.

Вплив зверхпластичності на величину залишкових напруг полягає в нерівномірній пластичній деформації різних шарів деталі, обумовленої ГТ при нагріванні і охолодженні. В першу чергу, деформуються ті шари деталі, в яких починаються фазові перетворення. Після охолодження, завдяки стисненню внутрішніх шарів і деформації зовнішніх шарів деталі, виникають залишкові напруги.

У цьому розділі наведені результати експериментальних досліджень технології відновлення гільз циліндрів ТПД в матриці.

Дослідження змін величини і форми усадки гільз циліндрів від температури нагріву. Дослідження проводилися в межах від 700 до 950° С, з інтервалом 50° С, при швидкості нагріву $V_{\text{гр}} = 70^\circ \text{C/s}$ і зазорі між матрицею і зразком $S_0 = 0,1 \text{ мм}$. Швидкість охолодження матриці характеризувалася витратою води через спреєр в одиницю часу. Для охолодження матриці витрата становив 70 л/хв., для гарту - 20 л/хв. Проведені дослідження показують, що найбільший коефіцієнт усадки належить інтервалу нагріву 800...850° С. Це пояснюється тим, що при індукційному нагріванні в початковий період, поки деталь "холодна" (в інтервалі до 700° С), усадка

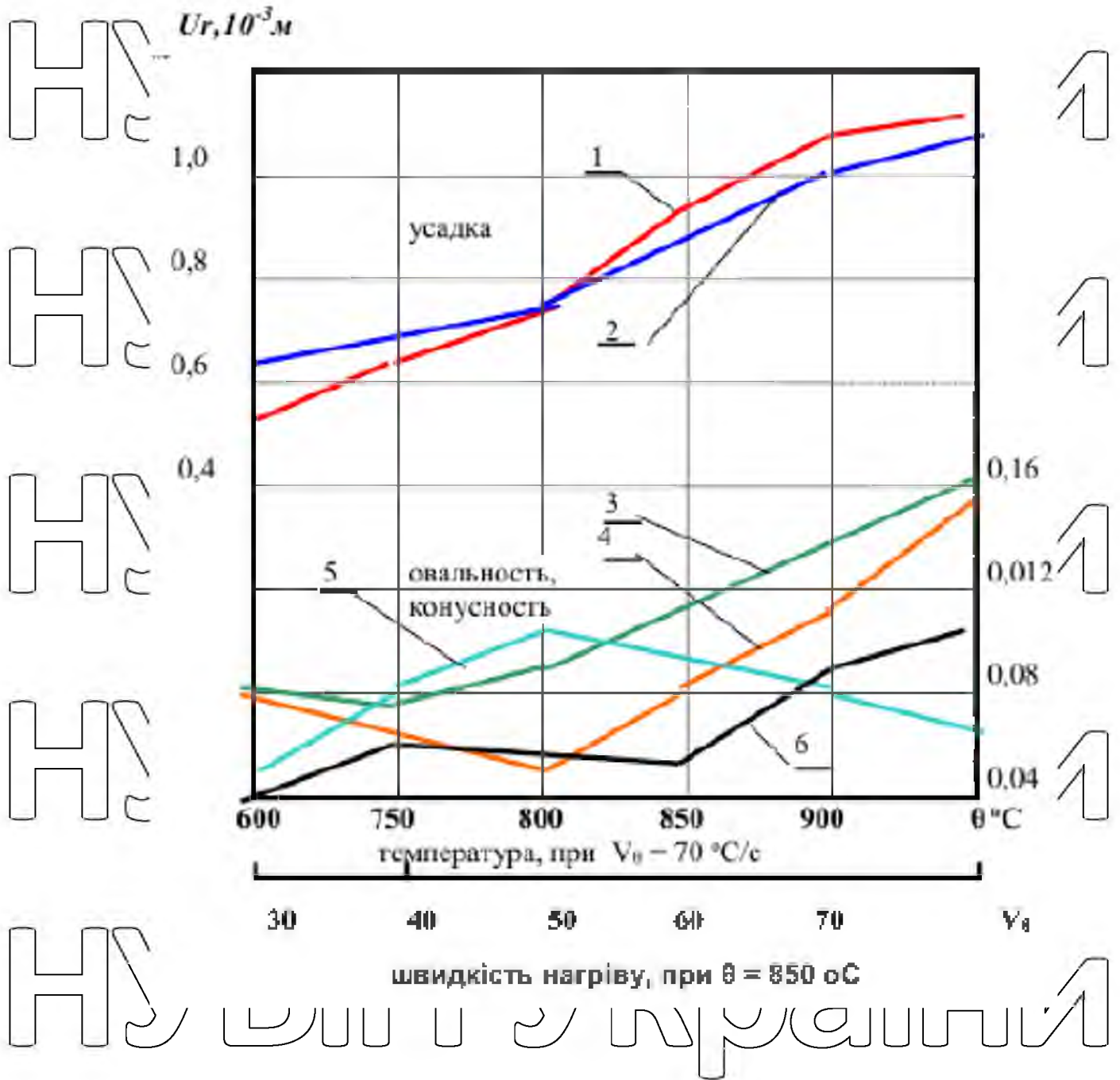
відбувається, в основному, за рахунок градієнта температури (швидкості нагріву) і незначно - за рахунок температури. Тоді, коли струм проникає в тіло деталі і збільшується товщина нагрітого шару до 800...850°C, то на величину усадки впливає спільна дія температури і градієнт температури. при нагріванні

гільзи понад 850 ° C вплив градієнта температури по перетину гільзи знижується, і усадка визначається, в значній мірі, тільки температурою нагріву.

На графіку рис. 4.3, видно, що при збільшенні температури нагріву відбувається різке збільшення овальності і конусоподібності гільзи, які досягають при 950° C 0,15 і 0,17 мм відповідно. Найкращі результати отримані при температурі нагріву 850° C. При цій температурі досягається необхідна для подальшої механічної обробки усадка і допустиме відхилення форми отвору гільзи, що забезпечує її відновлення з зносом до 0,5 мм. включно.

З графіків (рис. 4.3.) видно, що зі збільшенням швидкості нагріву середня величина усадки зростає. При цьому, чим вище швидкість нагрівання, тим більше темп зростання. Так, на ділянці від 30 до 50° C/с коефіцієнт усадки $K_y = 0,003$, а на ділянці від 50 до 70° C/с - $K_y = 0,0095$, що в 3 рази більше.

Овальність і конусоподібність гільзи також зростає зі збільшенням швидкості нагріву, але меншою мірою змінюється на всьому інтервалі від 0,04 до 0,09 мм. Збільшення швидкості нагріву понад 80° C/с нецільно, тому що установка СВЧ працює на максимальній потужності



НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Рисунок 3.14. Залежність зміни величини і форми (овальність і конусність) усадки гільзи від температури і швидкості нагріву 1 - усадка від температура

нагріву θ ; 2 - усадка від швидкості нагріву $V\theta$; 3 - конусоподібність від θ при

$V\theta = 70^\circ \text{C}/\text{с}$; 4 - овальність від θ при $V\theta = 70^\circ \text{C}/\text{с}$; 5 - конусоподібність від θ

при $V\theta = 850^\circ \text{C}$; 6 - овальність від θ при $V\theta = 850^\circ \text{C}$.

НУБІП України

Вплив матриці на процес ТПД наведено на рисунку 4.4. На половині

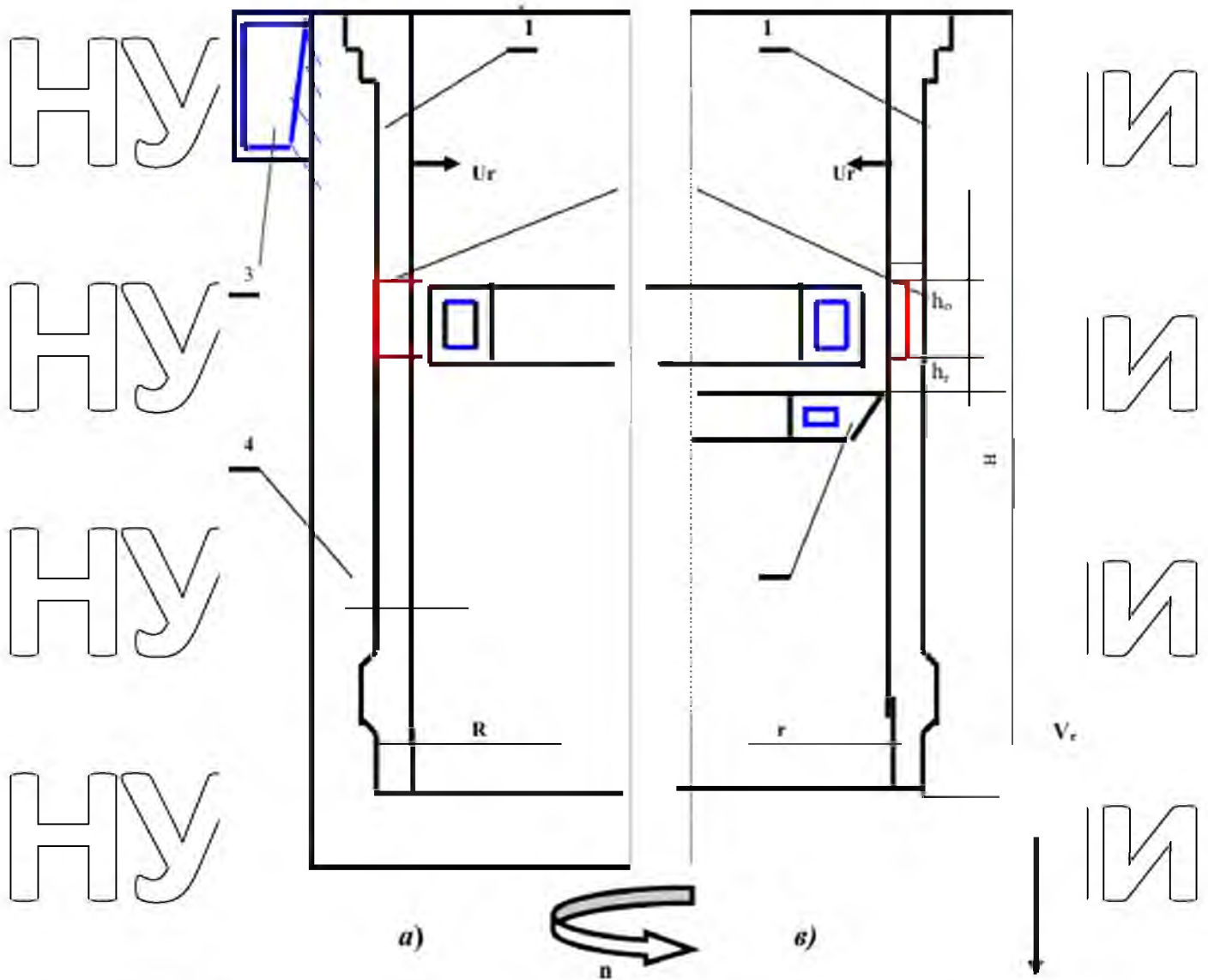
меридиального перетину гільзи схематично показані два способи

відновлення гільзи і наведено їх технологічні параметри.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України



Малюнок 3.15. Перетин гільзи при ТІД.

а) в жорсткій охолоджувальній матриці, б) без матриці, шляхом створення рухомого градієнта температури: 1 - гільза циліндрів; 2 - індуктор; 3 - спреєр; 4 - матриця; Δr_0 ; h_0 - глибина і висота нагріву; V_r - швидкість переміщення гільзи; θ - потужність джерела теплоти; l_r - відстань між індуктором і спреєром; H , R , r - геометричні параметри гільзи; U_r - радіальна усадка гільзи; n - частота обертання гільзи.

В обох випадках гільза нагрівається безперервно – послідовним способом,

шляхом нагрівання локальної її частини (область Q). При цьому необхідно відзначити наступне:

- Δr_{θ} - глибина нагріву побічно характеризується частотою змінного струму і часом попередньої витримки прогріву при відновленні гільзи в матриці;

- $\Delta r_{\theta_{\max}}$ = R-r, що відповідає наскрізному прогріву на всю товщину гільзи;

- h_{θ} і h_r - висота кільцевого індуктора і відстані від нижнього його торця до центру отворів гартувального спреєра;

індуктор нерухомий, гільза щодо індуктора має вертикальний поступальний і обертальний рух.

Дослідженнями встановлено:

- при одних і тих же значеннях потужності джерела тепла (θ) і висоти індуктора (h_{θ}) радіальна усадка (U_r) збільшується зі збільшенням глибини прогріву (Δr_{θ}) і має найбільше значення при наскрізному прогріванні гільзи, тобто при $\delta_1 = \Delta r_{\theta}/(R-r) = 1$ радіальна усадка досягає свого максимального

значення, до $U_{r \max} = 1,1$ мм;

- радіальна усадка (U_r) залежить від висоти (h_{θ}) індукуючого кільця. Максимальне значення виходить при $\delta_1 = h_{\theta}/H = 0,25$

- за умови постійного нагрівання гільзи до температури $T_{\theta_{\max}} = 850^{\circ}\text{C}$

найбільша усадка $U_{r \max}$ досягається при швидкості нагріву $V_r = 70^{\circ}\text{C}/\text{c}$;

- при величині швидкості нагріву $V_r = 40 \dots 80^{\circ}\text{C}/\text{c}$ (або $V_r = 1 \dots 2$ мм/с) усадка збільшується з 0,4 мм до 0,8 мм.

- постійна максимальна температура нагріву гільзи $T_{\theta_{\max}} = 850^{\circ}\text{C}$ забезпечується збільшенням потужності джерела струму $\theta = 0,37 \times 10^9$ -

$1,37 \times 10^9$ Вт/м³;

- при постійній потужності джерела струму $\theta = 1,37 \times 10^9$ Вт/м³, радіальна усадка (U_r) залежить від температури нагріву T_{θ} , чим більше температура нагріву, тим більше усадка гільзи. Однак нагрівати гільзу більше 900°C недоцільно, тому що відбуваються значні структурні зміни її металевої

основи;

- зі збільшенням швидкості охолодження величина усадки збільшується внаслідок меншого теплового розширення матриці;

твердість, глибина загартованого шару і структура матеріалу знаходяться в такій же залежності, що і радіальна усадка гільзи, тобто твердість і глибина загартованого шару буде тим більше, чим вище температура, швидкість нагрівання та охолодження деталі.

Основними параметрами оптимізації при проведенні експериментів були:

- величина діаметральної усадки U_r , 10^{-3} мм,
- твердість внутрішньої поверхні, HRC,
- бездефектність матеріалу гільзи (відсутність тріщин після ТПД гільзи);
- структурні зміни матеріалу.

Для оптимізації вибраних режимів проводився багатofакторний експеримент типу $Y = 2^3$;

За незалежні змінні при проведенні дослідів прийняті:

- температура нагріву - , Θ_r °C
- швидкість нагріву - V_{Θ} , °C/c
- швидкість охолодження - $V_{\text{ох}}$ л/хв.

Аналізуючи результати експериментів і з огляду на вище сказане, оптимальними режимами ТПД необхідно приймати середні режими, забезпечують надійну експлуатацію обладнання, економію електроенергії та ін.

Таким чином обрані наступні режими ТПД при відновленні гільз циліндрів.

Таблиця 3.6.1. Режими відновлення гільз циліндрів.

Гільзи циліндрів	леговані	загартовані	
Параметри	без попереднього підігріву	з попереднім підігрівом	
Температура нагріву, °C	840...860	840...860	800...820

Швидкість нагріву, град./с	70...80	70... 80	50...60
Витрата води для матриці, л/хв	60.70	60.70	70 ..80
Витрата води для спреєра, л/хв	-	20	20...25
Швидкість відносного переміщення гільзи і індуктора, мм/с	1,7...2,0	1,7...2,0	3,0...3,5 2,0...2.5(р.х.)
Частота обертання, хв ⁻¹	26	26	26

Проведені дослідження показали, що при швидкому нагріванні до 850°C структура металевої основи знаходиться в межах вимог ГОСТу 3443-77. Аналіз мікроструктури показує, що при нагріванні до 850°C, хоча структура і знаходиться в межах вимог ГОСТу, але помітні зміни форми, кількості та характеру розподілу графіту, що вільно виділився.

Пластини стали більш прямолінійні, що погіршує механічні властивості чавуну, як по зносостійкості, так і по міцності. Проведені металографічні дослідження гільз циліндрів показали, що зношені і відновлені гільзи (нагрів до 850°C, швидкість нагріву 70°C/сек.) Мають практично однакову структуру, металева основа складається з перліту, фериту, фосфідної евтектики і включення графіту. Таким чином, встановлено, що швидке нагрівання до 850°C не вносить помітних змін в структуру чавуну і відповідає вимогам ГОСТу 3443-78, а отже, і не погіршує триботехнічні умови роботи сполучення гільза-кільце.

Дослідженням встановлено, що при пластичній деформації в деталях виникають залишкові внутрішні напруження, які при певних умовах можуть вплинути на геометричні параметри, отже на довговічність цих деталей.

На малюнку 4. показані криві розподілу напружень по перерізу досліджених зразків. У досліджених зразках значення внутрішніх тангенціальних і радіальних напружень по всьому перетинах нижче межі текучесті даного матеріалу ($\sigma_T = 420 \dots 670$ МПа).

Максимальні тангенціальні і радіальні напруження в еталонних зразках мають значення відповідно $+240$ МПа і $+1,4$ МПа, в зразках з відновлених гільз відповідно $+210$ МПа і $+1,5$ МПа.

У зв'язку з тим, що «усадка» гільзи при способі ТПД в матриці відбувається як по внутрішній, так і на зовнішній поверхні, виникає необхідність нанесення компенсаційного покриття на посадочні пояски. В результаті вимірювань відновлених гільз, середня.usадка зовнішніх посадочних пасків складала $0,5...0,6$ мм. на діаметр при овальності $0,05...0,1$ мм., подовження гільзи складало $0,2...0,35$ мм.

При виборі покриття, компенсуючого усадку і знос, враховувалося наступне: покриття товщиною $0,5...0,6$ мм повинне мати достатню міцність зчеплення з поверхнею гільзи в умовах механічних, теплових навантажень, тривалої експлуатації двигуна. Цим

умовами, в найбільш повному обсязі, задовольняє спосіб електродугової металізації. Металізація пасків здійснювалася серійним модернізованим електрометалізатором ЕМ-12М з джерелом живлення ПСР-500. Для металізації використовували алюмінієвий дріт марки АД-1 або А-5 діаметром $1,2...2,0$ мм, а також зварювальний дріт Св-0,8.

Режими металізації: марка металу - АТ-1 $\varnothing 1,2$ мм; дистанція наплення, 130 мм; частота обертання, 15 об/хв⁻¹; швидкість позовжньої подачі металізатора, 6 мм/об; тиск стисненого повітря, $0,45...0,55$ МПа; діаметр повітряного сопла, 8 мм; діаметр дроту, 2 мм; швидкість подачі дроту, $5,4$ м/хв; інтервал напруг, $27...30$ В;

зварювальний струм, А - $250...270$; витрата дроту, $6,2$ кг/год.

Проведені лабораторні і експлуатаційні порівняльні випробування відновлених гільз способом ТПД в матриці і нових гільз показали, що зносостійкість відновлених гільз на рівні нових.

Експлуатаційні випробування 16 двигунів, в яких були попарно встановлені нові і відновлені гільзи, показали, що середнє значення швидкості зношування становить $0,89 \times 10^{-4}$ мм/мото-год. Парні

деталі (поршні і поршневі кільця) мають темп зносу рівний зносу деталей, пов'язаних з новою гільзою. Прискорені випробування на зносостійкість гільз, відновлених в номінальний розмір різними способами показали, що в цілому, спосіб ТПД в матриці є більш переважним, в порівнянні з іншими способами.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 4. ОБҐРУНТУВАННЯ ГРАНИЧНИХ ТА ДОПУСТИ-

МИХ ПРИ РЕМОНТІ РОЗМІРІВ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ

ДВИГУНІВ ДВИГУНІВ ЯМЗ-238

Граничні та припустимі при ремонті спрацювання деталей та їх спряжень можуть бути визначені експериментальним, а також аналітичним способами.

Розрахунках зробимо аналітичним способом. Він ґрунтується на використанні

кореляційних залежностей між величиною спрацювань і такими їх конструктивними характеристиками як розмір, вид посадки, точність та ін.

НУБІП України

Дано з'єднання гільзи циліндрів та поршня двигунів ЯМЗ- 238 КМ. Діаметр гільзи циліндра складає $D=130^{+0,02}_0$, а зовнішній діаметр поршня складає $d=130^{+0,18}_{-0,20}$. Потрібно визначити їх граничні та допустимі при ремонті спрацювання (розміри).

Цю задачу вирішуємо в наступній послідовності.

1. Визначаємо номінальні зазори в з'єднанні:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 130,02 - 129,80 = 0,22 \text{ мм},$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 130 - 129,82 = 0,18 \text{ мм},$$

де D_{\min} , D_{\max} – мін. та макс. розміри внутрішнього діаметра гільзи, мм;

d_{\min} , d_{\max} – мін. та макс. розміри поршня, мм.

2. Визначаємо поля допуску на розміри гільзи (T_D) та поршня (T_d):

$$T_D = E_S - E_I = 0,02 - 0 = 0,02 \text{ мм}$$

$$T_d = e_s - e_i = -0,18 + 0,20 = 0,02 \text{ мм}$$

де E_S , E_I – верхнє та нижнє відхилення гільзи;

e_s , e_i – верхнє та нижнє відхилення поршня, мм.

3. Визначаємо допуск посадки (T_{SK}):

$$T_{SK} = T_D + T_d = 0,04 \text{ мм}.$$

4. Для перехідної посадки визначаємо граничні (I_{Spr}) і допустимі ($I_{Sдоп}$) при

ремонті спрацювання спряжених поверхонь деталей

$$I_{Spr} = 2,5D + 6,8T_{SK} - 0,6S_{\min} - 20 = 2,5 \cdot 130 + 6,8 \cdot 0,04 - 0,6 \cdot 0,18 - 20 = 419 \text{ мкм} = 0,42 \text{ мм}$$

$$I_{Sдоп} = 110 + 0,2S_{\min} - 0,7D + 0,5T_{SK} = 110 + 0,2 \cdot 0,18 - 0,7 \cdot 130 + 0,5 \cdot 0,04 = 71 \text{ мкм} =$$

0,07 мм,

де розмірність мінімальний зазор в з'єднанні та допуск посадки береться в мікрометрах.

5. Визначаємо граничні та допустимі спрацювання гільзи ($I_{Dпр}$ та $I_{Dдоп}$):

$$I_{Dпр} = (T_D / T_{SK}) \cdot I_{Spr} = (0,02 / 0,04) \cdot 0,42 = 0,21 \text{ мм}$$

$$I_{Dдоп} = (T_D / T_{SK}) \cdot I_{Sдоп} = (0,02 / 0,04) \cdot 0,07 = 0,035 \text{ мм}$$

6. Визначаємо граничні та допустимі спрацювання поршня ($I_{dпр}$ та $I_{dдоп}$):

$$I_{dпр} = (T_d / T_{SK}) \cdot I_{Spr} = (0,02 / 0,04) \cdot 0,42 = 0,21 \text{ мм}$$

$$I_{\text{доп}} = (T_d / T_{SK}) * I_{S_{\text{доп}}} = (0,02 / 0,04) * 0,07 = 0,035 \text{ мм}$$

7. Визначаємо граничні та допустимі при ремонті зазори в з'єднанні деталей ($S_{\text{гр}}$ та $S_{\text{доп}}$):

$$S_{\text{гр}} = I_{D_{\text{гр}}} + I_{d_{\text{гр}}} + S_{\text{max}} = 0,64 \text{ мм}$$

$$S_{\text{доп}} = I_{D_{\text{доп}}} + I_{d_{\text{доп}}} + S_{\text{max}} = 0,29 \text{ мм.}$$

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Таблиця 4.1 - Граничні та допустимі при ремонті зноси та розміри деталей циліндро-поршневої групи

двигунів ЯМЗ-238

Номер позиції	Спряжені деталі		Розмір за кресленням, мм	Натяг (-), зазор (+), мм		
	Назва	Позначення		За кресленням	Допустимий	Граничний
1	2	3	4	5	6	7
1	Гільза циліндра	236-1002021-А	$\varnothing 130^{+0,02}$	$+0,18$	$+0,29$	$+0,64$
	Поршень двигуна	238-1004015-Б	$\varnothing 130^{-0,18}_{-0,2}$	$+0,22$		
2	поршень (ширина канавки)	238-1004015-Б	$3^{+0,065}_{+0,045}$			
	перше поршневе кільце (товщина)	236-1004002-А4	$3_{-0,015}$	$+0,045$	$+0,15$	$+0,32$
				$+0,080$		
3	поршень (ширина канавки)	238-1004015-Б	$2^{+0,060}_{+0,040}$	$+0,040$		
	друге поршневе кільце (товщина)	236-1004002-А4	$2_{-0,015}$	$+0,075$	$+0,11$	$+0,20$

НУБІП України

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5	6	7
4	поршень (ширина канавки) та маслоз'ємне поршневе кільце (товщина).	238-1004015-Б 236-1004002-А4	3,5 ^{+0,055} _{+0,035} 3,5 ^{-0,075}	+0,035 +0,070	+0,12	+0,24
5	поршень та палець поршневий	238-1004015-Б 236-1004020	50 ^{-0,006} _{-0,012} 50 ^{-0,003}	-0,003 -0,012	+0,003	+0,074
6	втулка шатуна палець поршневий	236-1004015-Б 236-1004020	50 ^{+0,018} _{+0,012} 50 ^{-0,003}	+0,012 +0,021	+0,032	+0,163

РОЗДІЛ 5. СКЛАДАННЯ ТА ОБКАТУВАННЯ ДВИГУНА

5.1. Вимоги до відремонтованих деталей і складальних одиниць.

Блок-картер

1. Зварні шви повинні бути щільними, без відривів, тріщин, пористості.
2. До складанні не допускаються блоки циліндрів, що мають кавітаційне руйнування нижніх посадочних поясків під гільзи. При усуненні цього дефекту установкою ремонтного кільця з натягом $0,090 \pm 0,035$ мм забезпечити шероховатість поверхні кільця після обробки не нижче $Ra = 2,5$ мкм.
3. Допускається установка блоків циліндрів після видалення шару металу з площин роз'єму кришок корінних опор з подальшою розточенням опори зі зміщенням осі у напрямку до опор розподільного вала на $0,12 \pm 0,02$ мм. При цьому відстань від поверхні роз'єму до осі корінних опор має бути не менше 434,75 мм. Розмір контролювати пристосуванням для контролю розміру від площини роз'єму блоку циліндрів до осі корінних опор 70-8511-3401. Після обробки відхилення від соосності отворів під коріні підшипники повино бути не більше 0,025 мм, овальність і копуюобразність отворів не більше 0,010 мм.
4. Глибина виточки під бурт гільзи повина бути не більше 12,05 мм, при більшому розмірі допускається проточування майданчиків у всіх кільцевих виточками блоку з установкою ремонтних кілець. При цьому забезпечити різницю глибин виточок під одну головку не більше 0,05 мм і відхилення від площинності торця кільцевої виточки на ширині 2,5 мм не більше 0,01 мм. Глибину виточки контролюють пристосуванням 70-8701-1062/001.
5. При заміні втулок під шийки розподільного вала діаметри отворів втулок повині відповідати вимогам.

5.2. Технологія складання та обкатування двигуна

1. Складання блоків циліндрів проводити в едуючій послідовності: проконтролювати виступання бурту гільзи над привалочною площиною блоку, яке повино складати 0,07...0,17 мм; різниця виступання гільз для кожного ряду

циліндрів не більше 0,08 мм;

встановити ущільнювальні кільця на гільзи циліндрів;

встановити гільзи циліндрів в блок; перевірити герметичність

ущільнювальних кілець і зварних швів, водяної сорочки блоку; течі не

допускається;

встановити шпильки кріплення головки циліндрів,

2. Ущільнювальні кільця перед установкою на гільзу змастити моторним маслом. Гільзи встановити в блок таким чином, щоб мітка, вибита на

верхньому торці гільзи, була звернена до зовнішньої частини дизеля. Перед

установкою гільз західні фаски в блоці змастити моторним маслом.

3. Випробування на герметичність проводити під тиском пробного середовища (води) $0,3 \pm 0,1$ МПа (3 ± 1 кгс/см²) протягом 2 хв. Течі та підтікання

не допускається.

4. Затягувати шпильки кріплення головки циліндрів слід крутним моментом $88,2 \pm 9,8$ Н·м (9 ± 1 кгс·м).

5. При складанні шатуна з поршнем поршневий малець встановлювати у попередньо нагрітий до 90 ± 10 °С поршень. Палець встановлювати вручну,

запресовування і установка пальця в холодний поршень не допускаються.

Стопорні кільця повині надійно фіксувати палець в поршні від осьового переміщення. Зсув камери в поршні повино бути направлено у бік довгого болта шатуна.

6. Підібрані по гільзах (або калібром діаметром $130 + 0,020$ мм) поршневі кільця повині мати тепловий зазор в замку $0,55 \pm 0,10$ мм.

Пружність поршневого кільця при стисканні його чинучкою стрічкою до зазору в замку $0,55 \pm 0,10$ мм повина бути 25,5... 34,3 Н (2,6... 3,5 кгс) для верхнього

компресійного кільця, 18,6... 25,5 Н (1,9... 2,6 кгс) - для другого і третього кілець, 2,9... 9,8 Н (0,3... 1,0 кгс) - для маслозємного кільця 236-1004035-B2,

58,8... 78,4 Н (6... 8 кгс) - для маслозємного кільця з розширювачем в зборі 236-1004034 і 4,9... 11,5 Н (0,5... 1,2 кгс) - для маслозємного кільця 236-1004035В

без розширювача.

Обкатка і випробовування.

Всі дизелі при завершенні процесу капітального ремонту піддаються технологічній обкатці і прийомоздатним випробуванням і крім того, проходять вибіркові періодичні короточасні випробування. Обкатка і випробування дизелів проводяться відповідно до РТМ 70,0001.078-82.

Технологічна обкатка

Технологічна обкатка включає в себе холодну і гарячу протягом 20 і 110 хв. Режими і етапи холодної та гарячої обкаток представлені в табл.6.1 і 6.2.

Таблиця 5.1 - Режими холодної обкатки

Номер етапа	Частота обертання колінчастого вала, хв-1	Час обкатки, хв
1	800	5
2	1200	10
3	1400	5

Закінчивши холодну обкатку змінити масло та фільтр грубої очистки

Таблиця 5.2 - Режими гарячої обкатки

Номер етапа	Частота обертання колінчастого вала, хв-1	Крутний момент, Н-м (кгс-м)	Час обкатки, хв
1	1500	0	15
2	1700	0	15
3	При положенні органів керування регулятором частоти обертання, що відповідає повній подачі палива	294 (30)	20
4		353 (36)	20
5		598 (61)	20
6		735 (75)	20

РОЗДІЛ 6. ЗАХОДИ ПО ОХОРОНІ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТУ**НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА****6.1. Загальні заходи безпеки.**

Робітники, що поступають на ремонтні підприємства, повинні отримати інструктаж з загальними правилами техніки безпеки, інструктаж на робочому місці, а також оволодіти практичними навичками безпечного проведення робіт і пройти перевірку отриманих знань і навичок.

Результати перевірки знань повинні реєструватися в спеціальному журналі.

Робочий повинен виконувати тільки ту роботу, яка йому доручена майстром або начальником цеху.

Перед початком роботи робітник повинен надіти встановлену для даного виду робіт спецодяг, спецвзуття, головний убір і при необхідності захисні пристосування (захисні окуляри, респіратор, шолом і ін.). Одяг повинен бути застібнутий на всі ґудзики.

Робітник, приступаючи до виконання операцій на робочому місці, зобов'язаний перевірити наявність і справність захисних огорожень, пристосувань, а також надійність кріплення заземлюючих провідників.

Вантажі вагою більше 20 кг дозволяється піднімати тільки підйомними механізмами із застосуванням спеціальних захоплень. Підйом вантажу повинен проводитися тільки вертикально.

Робітнику забороняється:

а) торкатися електронепровідки і корпусів працюють електродвигунів;

б) стояти під вантажем і на шляху його переміщення;

в) курити в цехах, на робочих і інших місцях, де застосовуються і зберігаються легкозаймисті матеріали і гази. Палити дозволяється тільки в спеціально відведених для цього місцях.

При перекладі на іншу роботу з використанням нового обладнання

Робітник зобов'язаний ознайомитися з його конструкцією, методами безпечної роботи на ньому і повинен пройти додатковий інструктаж з техніки безпеки.

Робітник зобов'язаний утримувати в чистоті і порядку робоче місце, не захарашувати проходів та проїздів, укладати заготовки і вироби в відведених місцях, повідомляти майстру про всі помічені несправності обладнання.

Всі робітники зобов'язані знати правила і прийоми з надання першої медичної допомоги при нещасному випадку потерпілому. Про нещасний випадок негайно повідомити майстру чи начальнику цеху.

Заходи безпеки під час підготовки до роботи.

Розробка і складання дрібних вузлів повинна проводитися на верстатах, а великогабаритних - на спеціальних стендах, до яких повинен бути забезпечений доступ з усіх боків. Виробляти розбирально-складальні роботи на підлозі забороняється.

При монтажі деталей всередині і зовні сільськогосподарських машин (комбайнів, молотарок та ін.) Застосовувати стійкі сходи, стійки, дерев'яні щитки, спеціальні підкладки та інші пристрої, що забезпечують безпеку під час

монтажних робіт. Застосовувати випадкові підставки. Забороняється.

При розбиранні та складанні вузлів і механізмів застосовувати знімачі і пристосування, що забезпечують безпечні умови роботи.

Знімачі не повинні мати тріщин, погнутих стрижнів або спотвореної форми робочої поверхні, зірваної і зім'ятої різьблення. Користуватися зношеними і несправними знімачами і пристосуваннями забороняється.

При монтажі вузлів і механізмів, що мають пружини, необхідно застосовувати пристрої, що забезпечують неможливість раптового дії пружини. Установку стислих пружин виробляти також за допомогою спеціальних пристосувань.

Лещата повинні бути міцно укріплені на верстаті. Працювати на лещатах зі зношеною різьбою губок забороняється.

Робочий інструмент повинен забезпечувати безпеку робіт:

а) бойки молотків і кувалд не повинні мати задирок і тріщин, поверхня їх повинна бути злегка випуклою, гладкою і не збитою;

б) ручки молотків і кувалд повинні бути заклинено зайоржений клином з м'якої сталі, поверхня ручок повинна бути овальною, гладкою, без тріщин, задирок і сучків, на поверхні їх не повинно бути масла;

в) напилки, шабери і інший інструмент загостреними неробочими кінцями повинні мати рукоятки з бандажними кільцями;

г) на ударній поверхні зубил, крейцмейселів, бородків і інших інструментів не повинно бути задирок, вибоїн і тріщин, потилиці інструменту не повинні бути скошені або збиті. Довжина зубила повинна бути не менше 150 мм. Відтягнута частина зубил повинна мати 60-70 мм з лезом, загоченим під кутом, відповідним оброблюваного матеріалу.

При отриманні з роздавальної комори інструментів, знімачів, пристосувань і т. п. перевірити справність їх.

6.2. Заходи безпеки при виконанні складальних робіт.

Зевы гайкових ключів повинні відповідати розмірам гайок і головок болтів.

Забороняється продовжувати гайкові ключі приєднанням іншого ключа або труби, підкладати металеві пластини між гайкою (половкою болта) і зевом ключа, ударяти молотком по ключу, а також відкручувати гайки і болти за допомогою зубила і молотка.

При вивертанні шліцьових гвинтів потрібно користуватися викруткою, довжина робочої частини якої дорівнює діаметру головки гвинта.

При роботі розсувним ключем необхідно притискати губки ключа впритул до граней гайки і поворот виробляти в сторону рухомої частини ключа.

При користуванні підйомно-транспортними засобами:

а) не піднімати вантаж, вага якого перевищує вантажопідйомність механізму;

б) надійно і без перекосів кріпити вантаж на гаку;

в) не залишати вантаж в піднятому стані.

Зібрані на робочому місці вузли та деталі укладають на стелажі. Важкі деталі укладають на нижні полиці. Забороняється укладати важкі деталі на край верстака або стелажа.

При розпресування або зняття окремих деталей необхідно застосовувати тільки справні спеціальні знімачі, при запресовке- користуватися пресом. При неможливості застосування знімачів або преса дозволяється застосовувати для виконання цих операцій вибивання з мідними наконечниками і молотки з мідними бойками. Виробляти ці роботи за допомогою кувалд забороняється.

При роботі на розбірно-складальних і інших стендах, мають гідравлічні пристрої, стежити за справністю і надійністю кріплення шлангів гідросистеми. На стенді для збірки кареток трактора стежити за кріпленням кожуха пружини каретки і не допускати його зняття під час роботи.

При перевірці збігу отворів необхідно застосовувати спеціальні оправлення і ломки. Перевіряти збіг отворів пальцями рук забороняється. Для мийки деталей, що вимагають промивання на робочому місці, користуватися спеціальними пересувними мийними ваннами з кришками.

Мити деталі дозволяється гасом або дизельним паливом.

Очищення напильків від стружки виробляти спеціальною металевою щіткою. Вибивати стружку ударами напилька забороняється.

При рубці твердих і тендітних металів зубилом або крейцмейселем користуватися захисними окулярами.

При свердлінні отворів на свердлильному верстаті встановлювати свердло в патрон тільки при зупиненому шпинделі. Свердло надійно закріплювати, а патрон центрувати з віссю шпинделя верстата. Свердлити в рукавицях, зупиняти патрон руками забороняється.

Надійно зміцнювати деталь на столі верстата в машинних лещатах.

При свердлінні періодично піднімати свердло для звільнення його канавок від стружки.

При свердлінні на прохід перед виходом свердла з отвору вимкнути автоматичну подачу і перейти на ручну, послабивши натиск на свердло.

Видаляти з верстата стружку тільки залізним лачком або щіткою при зупиненому верстаті.

Охолоджувати свердло мокрою ганчіркою забороняється.

При роботах на копіювально-шліфувальному верстаті, зазор між краєм підручника і поверхнею круга не повинен бути більше 3 мм.

При несправному блокуванні захисного екрану з пусковим пристроєм копіювально-шліфувального верстата працювати тільки в окулярах.

Виробляти затонку торцевої поверхню шліфувального круга забороняється.

Розбирання і складання ланок гусениць трактора виробляти на спеціальних пресах і стендах. При розбиранні вручну гусениць, що складаються з семи вушок ланок, застосовувати спеціальні вибивання.

При різанні металу ручними і приводними ножівками ножівкові полотна повинні бути натягнуті і міцно закріплені.

При випробуванні двигунів або інших вузлів необхідно міцно закріпити їх на стендах, надійно з'єднати один з одним обертаються і рухомі частини. Перед включенням стенда або перед запуском машини необхідно переконатися, що в

небезпечній зоні немає людей, і дати попереджувальний сигнал про пуск.

Стенди для холодної і гарячої обкатки двигунів повинні мати захисні кожухи на муфтах з'єднання. Вихлопні труби слід встановлювати так, щоб вони не пропускали відпрацьовані гази в місцях з'єднання.

Після закінчення складання машини або агрегату необхідно перевірити:

- а) кріплення вузлів, деталей, натяг ланцюгів і ременів;
- б) наявність і надійність кріплення захисних кожухів;
- в) чи не залишилося в них деталей або інструменту.

Забороняється змащувати і регулювати випробовувану машину або агрегат на ходу.

Після закінчення роботи слюсар зобов'язаний:

а) привести в порядок робоче місце, прибрати з верстата стружки, обрубки і тирсу;

б) очистити і прибрати інструмент і пристосування у встановлене місце.

6.3. Заходи безпеки при роботі з механізованим інструментом.

При роботі пневматичним інструментом дотримуватися запобіжних заходів:

а) приєднання та роз'єднання шлангів робити тільки після припинення подачі повітря;

б) перед приєднанням до пневматичного інструмента продути шланги;

в) перед початком роботи інструмент випробувати на холостому ходу;

г) при перенесенні пневматичного інструменту, сполученого з повітряним шлангом, братися рукою за корпус, а не за робочу частину інструменту або шланг.

Розташовувати повітропровід не ближче 0,5 м від кабелів електропроводки.

Стежити за справністю різьблення на штуцері і ніпелі при підключенні шланга до інструмента. Шланги до штуцера і ніпеля кріпити стяжними хомутами.

Не допускати перелому шлангів, перетину їх з електрокабелем і шлангами газозварювальних установок.

При обриві шланга, перервах в роботі і несправності негайно перекрити повітряний вентиль.

Включати повітря тільки тоді, коли інструмент встановлено в робоче положення.

При роботі електроінструментом виконувати такі запобіжні заходи:

а) при отриманні електроінструменту перевірити справність вимикача, заземлюючого проводу і надійність ізоляції живильних проводів;

б) при роботі електроінструментом користуватися гумовими рукавичками, калошами і кидимками;

в) при перенесенні електроінструмент відключити від силової лінії і тримати його за корпус;

г) зміну робочої частини (свердло, шліфувальний круг і т. д.) робити тільки після відключення електроінструменту від силової лінії;

д) у разі припинення подачі струму під час роботи або при перерві в роботі відключати прилад від силової лінії;

е) підключати електроінструмент до силової лінії тільки за допомогою штепсельного роз'єму;

є) не приєднувати електроінструмент до оголених кінців проводів, контактів рубильників або пускатчів.

Не допускати сильного нагріву електроінструменту, слід робити перерви в роботі і пускати електроінструмент на деякий час вхолосту.

Заходи пожежної безпеки.

Використані обтиральні матеріали прибирати в спеціальні ящики.

У всіх цехах повинно бути протипожежне обладнання (вогнегасник, пісок, лопата, лом і ін.) Згідно з нормами пожежної безпеки.

Кожен працівник зобов'язаний знати розміщення коштів для гасіння пожеж і вміти ними користуватися.

Використання інвентарю пожежогасіння для інших цілей категорично забороняється.

У разі виникнення пожежі негайно викликати пожежну команду і вжити заходів до ліквідації вогнища загоряння наявними засобами для гасіння пожежі.

6.4. Техніка безпеки при роботі на мийних установках і машинах.

Перед початком роботи робітник повинен надіти спецодяг: фартух з кислотостійкої просоченням, гумові рукавички. Мийник деталей в ваннах, крім цього, повинен надіти нарукавники. При митті деталей, які працювали на етилірованом бензині, надіти гумовий фартух і гумові рукавички.

Робітник, приступаючи до роботи, повинен перевірити наявність і справність захисних огорожень, пристосувань, а також надійність кріплення заземлюючих провідників.

Робітнику забороняється:

а) стосуватися електропроводки і корпусів працюючих електродвигунів;

б) стояти під вантажем і на шляху його переміщення;

в) курити в цехах та інших місцях, де застосовуються і зберігаються легкозаймисті матеріали або гази. Палити дозволяється тільки в спеціально відведених для цього місцях.

При переході на роботу з використанням нового обладнання робітник зобов'язаний ознайомитися з його конструкцією, методами безпечної роботи на ньому і пройти додатковий інструктаж з техніки безпеки.

Робітник зобов'язаний утримувати в чистоті і порядку робоче місце, не захарашувати проходів та проїздів, укладати заготовки і вироби в відведених місцях, повідомляти майстру про всі помічені несправності обладнання.

Всі робочі зобов'язані знати правила і прийоми надання першої медичної допомоги при нещасному випадку потерпілому. Про нещасний випадок негайно повідомити майстру чи начальнику цеху.

Заходи безпеки під час підготовки до роботи.

Меред початком роботи мийник зобов'язаний перевірити стан мийної установки (машини), справність душового пристрою, вентиляції, щільність кріплення трубопроводів, сальників, нагрівальним пристроєм, підйомно-транспортних засобів і т. д.

Приступаючи до роботи, мийник повинен нанести на шкіру рук захисну пасту ХИОТ-6 або АБ-1 (при застосуванні лужних розчинів) або пасту ПМ-1 (при використанні гасу, дизельного палива або інших нафтопродуктів).

При приготуванні і застосуванні розчину каустичної соди дотримуватися обережності. При рубці каустичної соди надягати гумову маску з захисними окулярами. Розчин каустичної соди при попаданні на шкіру викликає опіки. Застосовувати для миття розчин каустичної соди концентрацією понад 1%, а

при виварній роботі більше 5% забороняється. При митті деталей з алюмінію застосовувати розчин наступного складу: ДС-РАС-0,1%, кальцинована сода-1,5%, рідке скло-0,5%.

Підлоги в мийному відділенні містити в чистоті: на початку зміни посипати тирсою, а в кінці ретельно прибирати.

Перед надходженням агрегатів і вузлів в камерні та конвеєрні мийні машини масло з них має бути злито. У мийній камері слив масла забороняється.

Дозволяється застосовувати дизельне паливо при митті деталей в спеціальній установці для механізованого миття головок блоків, масляних картерів та інших сильно забруднених маслом деталей. В інших випадках застосовувати для мийки деталей гас, дизельне паливо, а також мити деталі бензином забороняється.

Мити руки і прати одяг миючими розчинами забороняється.

При роботі на мийних установках і машинах обов'язково включати загальну припливно-витяжну вентиляцію.

Заходи безпеки при роботі на мийних машинах

подавати трактор в мийну камеру і на естакаду установки ОМ-1438 своїм ходом дозволяється тільки особам, які мають спеціальність тракториста-машиніста; при цьому необхідно дотримуватися прямолінійності його руху.

При установці в мийну камеру трактора і при подальшому його русі за допомогою лебідки підходити до нього і трасу лебідки ближче ніж на 1 м забороняється.

Мийник зобов'язаний стежити за станом рейкового шляху установки і утримувати його в чистоті.

Зовнішня мийка трактора на установці повинна проводитися при щільно закритих дверях.

Під час роботи мийної установки робітнику забороняється:

- а) перебувати всередині мийної камери;
- б) включати привід переміщення душового пристрою під час промивання картерів;

в) переходити водозбірну яму мийної камери по рейках;

г) виробляти подразборку трактора в мийній камері.

Масло з картерів трактора зливати в мийній камері в спеціальну воронку.

Відкривати двері мийної камери установки і камерної машини дозволяється не раніше ніж через 5 хв після закінчення миття і включення вентиляції.

Завантажувати і розвантажувати камерні або конвеєрні мийні машини деталями вагою понад 20 кг дозволяється тільки за допомогою підйомних механізмів. Стояти під піднятими агрегатами або на шляху їх переміщення забороняється.

Підйом вантажів проводити тільки вертикально.

Важкі деталі і агрегати встановлювати на підставки, що забезпечують їм стійке положення.

Укладати деталі, вузли і агрегати в кошики або на конвеєр мийної машини так, щоб в поглибленнях і порожнинах деталей не залишалася миюча рідина і

при обертанні столу з кошиків не могли випасти деталі. У промиваються

корпусних деталях пробки для зливу масла, води і палива повинні бути вивернуті. Важкі деталі укладати в нижню частину кошика.

Кошики з деталями повинні встановлюватися на візок або конвеєр так, щоб вони не виходили з габаритів візка і конвеєра. Встановлювати кошика з

детальми один на одного забороняється.

Забороняється проводити підтяжку сальника воляного насоса під час роботи мийної машини.

Стежити за справністю запорів дверей і щільністю їх прилягання в камерних мийних машинах. У конвеєрних мийних машин гумові захисні фартухи не повинні мати пошкоджень.

Стежити, щоб поверхні нагрівання камерної машини були покриті миючою рідиною.

Забороняється перевантажувати мийні машини понад встановлених для них норм: для камерної машини МД-1 понад 2,5 т, для машини МД-2 понад 1,2 і для конвеєрної машини МК-1 понад 0,5 на 1 пог. м конвеєрного полотна.

Пуск електродвигуна приводу насоса повинен проводитися тільки після закриття дверей машини.

Перемикання електродвигуна для обертання поворотного столу в зворотню сторону в камерної мийній машині робити тільки після повної його зупинки.

Працювати на камерної машині зі знятим підлогою і знятими або несправними сітчастими фільтрами забороняється.

Внутрішня мийка двигуна в зборі повинна проводитися при нерухомому поворотному столі.

Закочування візка з деталями в камерну мийну машину робити тільки після суміщення напрямних столу машини із зовнішнім рейковим шляхом.

Вміщена в камеру візок повинна бути надійно застопорена на напрямних столу.

Відкривати дверцята мийної машини можна лише після виключення електродвигунів приводу насоса і редуктора поворотного столу (повної зупинки столу і припинення подачі розчину).

При знаходженні людей всередині мийної машини під час ремонту двері її повинні бути відкриті і включена вентиляція.

При очищенні душового пристрою мийної машини або при виконанні інших робіт всередині мийної камери необхідно:

а) відключити електродвигуни відцентрового насоса і редуктора приводу поворотної платформи від мережі і на їх пускових пристроях вивісити плакат з написом «Не включати!»;

б) закрити підлогу, що відокремлює ванну підігріву від мийної камери.

Спуск забрудненого розчину з баків і відстійників мийних машин проводити після охолодження його до 40 °.

Заходи безпеки при митті деталей в ваннах.

Ванни повинні мати справні кришки, які слід відкривати тільки під час промивання деталей.

Дрібні деталі системи харчування, які працювали на етілірованном бензині, необхідно очистити і знешкодити, помістивши їх на 10-20 хв в ванну з гаєм. Гає зливати після промивання деталей 10 двигунів.

Щоб уникнути отруєння етилованим бензином необхідно періодично мити руки гасом і теплою водою з милом.

Розконсервацію деталей виробляти в гасі, дизельному паливі або в струмені пари тільки в спеціальних закритих ваннах. Застосовувати для цієї мети відкритий вогонь забороняється.

Заходи пожежної безпеки. Біля топки в мийному відділенні обов'язково повинен бути встановлений ящик з піском і лопатою, вогнегасник і інший протипожежний інвентар.

Кожен робітник повинен знати розташування засобів пожежогасіння та вміти користуватися ними.

Використання інвентарю пожежогасіння для інших цілей категорично забороняється.

У разі виникнення пожежі негайно викликати пожежну команду і вжити заходів до ліквідації вогнища загоряння первинними засобами пожежогасіння.

Основними показниками економічної ефективності оцінки ремонтної майстерні є сума додаткових капіталовкладень, собівартість ремонту, річний економічний ефект, строк окупності додаткових капіталовкладень.

7.1. Визначення капіталовкладень в основні фонди.

Вартість основних фондів ЦРМ :

$$C_o = C_b + C_{ob} + C_i, \text{ де}$$

C_b - вартість будівлі майстерні;

C_{ob} - вартість обладнання, грн;

C_i - вартість інструменту, грн.

(штучна вартість якого перевищує 100 грн)

Вартість виробничої будівлі

$$C_b = C_b' \cdot S, \text{ де}$$

C_b' - середня вартість будівельно-монтажних робіт, грн/м². Для ремонтних підприємств: $C_b' = 9000$ грн/м².

S - виробнича площа

$$C_b = 9000 \cdot 90 = 810000 \text{ грн}$$

Вартість устаткованого обладнання становить 40% від вартості будівлі.

$$C_{ob} = 0,4 \cdot 810000 = 324000 \text{ грн.}$$

Вартість приладів, пристосувань, інструменту становить 40% від вартості обладнання

$$C_i = 0,5 \cdot 324000 = 162000 \text{ грн.}$$

Вартість основних фондів дорівнює:

$$C_o = 810000 + 324000 + 162000 = 1296000 \text{ грн.}$$

Вартість основних фондів дільниці ремонту корпусних деталей та рам до реконструкції становить 164600 грн.

Додаткові капіталовкладення :

$$K = C_o - C_o' = 1296000 - 864000 = 432000 \text{ грн.}$$

Таблиця 7.1 - Розрахунок фонду оплати праці

Показники	Значення
Затрати праці на ремонт одного двигуна ЯМЗ- 238, люд.-год.	120
Річна програма ремонту двигунів ЯМЗ- 238, шт	80
Годинні ставки, грн/год	65,00
Річні затрати праці, люд.-год	9600
Основна оплата, грн	624000
Додаткова оплата, грн	249600
Всього, грн	873600

7.2. Визначення потреби в ремонтних матеріалах і запасних частинах

Потребу в основних матеріалах і запасних частинах визначаємо в грошовому виразі. При розрахунку виходимо із нормативного відношення між сумами прямих витрат, виражених в процентах.

Знаючи, що для КР двигунів на оплату праці приходиться 45% від вартості прямих затрат, знаходимо скільки становить 1%. Тоді по нормативах визначимо, що затрати на запчастини складають 15%, а матеріали 30%, інші витрати – 10%. Результати заносимо в таблицю 7.2.

Таблиця 7.2 - Розрахунки прямих затрат, грн

Витрати	Капітальний ремонт	
	%	грн.
Оплата праці	45	873600
Запасні частини	15	291200
Ремонтні матеріали	30	582400
Інші затрати	10	194133
Всього	100	1941330

7.3. Розрахунок цехових витрат

Цехові витрати включають відрахування на амортизацію, поточний ремонт будівлі і технологічного обладнання, оплату ІТР і обслуговуючого персоналу майстерні, а також вартість електроенергії, пару, стисненого повітря, спецодягу та взуття.

Відрахування на амортизацію та поточний ремонт будівлі і обладнання зведено в таблицю 7.3.

Таблиця 7.3 - Відрахування на амортизацію і поточний ремонт будівлі і

Назва	Балансова вартість, грн.	обладнання		Поточний ремонт	
		Амортизація %	грн.	%	грн.
Будівля	810000	2,7	21870	3,0	24300
Обладнання	324000	8,0	25920	4,0	12960
Разом	1134000	--	47790	--	37260
Всього			85050		

7.4. Розрахунок собівартості ремонту.

В собівартість ремонту входять витрати на оплату праці, запасні частини, ремонтні матеріали.

Розрахунок фонду заробітної плати.

При виконанні поточного ремонту робітникам іде оплата за виконану нормозміну по 4 розряду тарифної сітки.

Затрати на оплату праці при виконанні поточного ремонту:

$$З_{\text{пр}} = \text{Ппр} \cdot \text{Оус.р} = 9600 \cdot 65,00 = 624000 \text{ грн.}$$

Допоміжна оплата складає 40%, від основної.

Усі дані розрахунків заносимо в таблицю 7.1.

Визначаємо фонд оплати праці ГРП та допоміжного персоналу.

Таблиця 8.4

Фонд оплати праці, грн.

Посада	Кількість чоловік	Місячний оклад, грн.	Основна оплата, грн.	Додаткова оплата, грн.	Всього, грн.
Завідуючий майстернею	10000	120000	48000	168000	10000
Техробітник	6000	72000	28800	100800	6000
Всього:	-	192000	76800	268800	-

Вартість електроенергії, затрати на додаткові матеріали, спецодяг входять в інші затрати і становить 5% від основних фондів.

$$З_{\text{ів}} = 0,07 \cdot C_0 = 0,05 \cdot 1296000 = 103680 \text{ грн.}$$

Загальновиробничі витрати :

$$C = 1941330 + 85050 + 268800 + 103680 = 2398860 \text{ грн.}$$

Собівартість ремонту двигунів:

НУБІП України

де: $C_p = \frac{Pr}{2398860}$;

$$C_p = \frac{Pr}{2398860} = 29986 \text{ грн./шт.};$$

НУБІП України

7.5. Техніко - економічні показники

Вартість ремонту відновленого двигуна ЯМЗ- 238 для споживачів

складає 33620 грн.

Ефективність використання праці у ЦРМ встановлюється розрахунком продуктивності праці, яка визначається за формулою

$$P_p = \frac{Pr}{P_c};$$

де: P_c - середньорічна кількість працюючих, чел.

НУБІП України

$P_p = \frac{80}{5} = 16 \text{ шт./люд.}$

Фондовіддача буде рівна:

$$F = \frac{Pr \cdot 1000}{C_o} = \frac{80 \cdot 1000}{1296000} = 0,061 \text{ шт./тис.грн.}$$

НУБІП України

де: C_o - вартість основних фондів, тис.грн.

Вартість валової продукції становить

$$ВВП = Ц_{відн} * N,$$

де, N - програма ремонту двигунів ЯМЗ- 238, шт.

Отже,

$$ВВП = 33620 * 80 = 2689600 \text{ грн.}$$

Прибуток становить :

$$\Pi = (Ц_{відн} - C_v) * N = (33620 - 29986) * 80 = 290720 \text{ грн.}$$

Рентабельність виробництва становить /

$$P = ((Ц_{відн} - C_v) / C_v) * 100;$$

НУБІП України

$$P = ((33620 - 29986) / 29986) * 100 = 12,2 \%$$

Термін окупності капіталовкладень в дільницю ремонту двигунів ЯМЗ- 238

визначимо за формулою :

$$\text{Ток} = K / П ;$$

де К – капіталовкладення, грн.

$$\text{Ток} = 432000 / 290720 = 1,5 \text{ року}$$

Економічні показники зводимо до таблиці 7.5.

Таблиця 7.5.

Економічні показники

ПОКАЗНИКИ	Значення
Річна виробнича програма ремонту двигунів, шт	80
Додаткові капіталовкладення, грн	432000
Випуск продукції на 100 м ² виробничої площі, шт	0,44
Фондовіддача, шт/тис. грн	0,061
Продуктивність праці, шт/чол	20
Собівартість ремонту двигуна ЯМЗ- 238, грн	29986
Відпускна вартість ремонту одного двигуна ЯМЗ- 238, грн	33620
Прибуток, грн	290720
Рентабельність, %	12,2
Строк окупності додаткових капіталовкладень, років	1,5

ВИСНОВКИ

На основі даних комплексного аналізу конструктивно-технологічних параметрів підвищення надійності та технологій ремонту двигунів ЯМЗ-238 вирішено цілий ряд задач відновлення їх роботоздатності.

В магістерській роботі були конкретизовані і вирішені наступні задачі:

1. Дано аналіз існуючих конструктивно-технологічних параметрів підвищення надійності та технологій ремонту двигунів ЯМЗ-238 ;

2. Проаналізувано види пошкоджень деталей ЯМЗ-238, що виникають в процесі експлуатації тракторів;

3. Розроблено конструктивно-технологічні параметри підвищення надійності двигунів ЯМЗ-238 ;

3. Розроблено технологічний процес відновлення гільз циліндрів термопластичним деформуванням (ТПД);

4. Досліджено ремонтний фонд поршнів двигуна ЯМЗ-238;

5. Розраховано граничні та допустимі при ремонті спрацювання та розміри деталей кривошипно-шатунного механізму двигунів ЯМЗ-238 ;

6. Досліджено пошкодження деталей кривошипно-шатунного механізму двигунів ЯМЗ-238КМ, розроблено технологічний процес їх відновлення.

7. Розроблено міроприємства, які б задовольняли вимогам охорони праці при ремонтних роботах.

8. Визначено економічну ефективність відновлення працездатності двигуна ЯМЗ-238. Додаткові капіталовкладення складають 432 тисячі грн. Собівартість

ремонтного одного двигуна ЯМЗ-238 29986 грн. Відпускна вартість ремонту

одного двигуна ЯМЗ-238 33620 грн. Прибуток 290720 грн. Строк окупності додаткових капіталовкладень 1,5 роки.

ЛІТЕРАТУРА

1. Аветисян В.К., Балтковський та ін. Ремонт сільськогосподарської техніки. – К.: Урожай, 1992. – 390 с.

2. Бабулей И.А., Иващенко И.И. Проектирование ремонтных предприятий сельского хозяйства. – К., Вища школа, 1981. – 352 с.

3. Бабусенко С.М. Проектирование ремонтных предприятий. – Агрпромиздат, 1990. – 489 с.

4. Беляков Г.И. Охрана труда. – М.: Агрпромиздат, 1990. – 452 с.

5. Калашников О.Г., Лацек И.В. Ремонт машин. – К.: Вища школа, 1983, – 367 с.

6. Крижановський В.І. Довідник по нормуванню праці на ремонтних роботах. – К.: Урожай, 1988, – 278 с.

7. Левитский Н.С. Организация ремонта и планирование сельскохозяйственных предприятий. – М., Колос, 1977. – 326 с.

8. Лехман С.Д. Довідник з охорони праці в сільськогосподарських підприємствах. – К.: Урожай, 1990, – 218 с.

9. Молодич М.В. та ін. Відновлення деталей машин. – К.: Урожай, 1995, – 542 с.

10. Справочник по ремонтно-обслуживающему производству АПК. – К.: Урожай, 1988, – 235 с.

11. Серый И.С. Курсовое и дипломное проектирование по ремонту и надежности машин. – М.: Агрпромиздат, 1991. – 269 с.

12. Ульман И.В. и др. Ремонт машин – М.: Колос, 1987. – 538 с.

13. Цурпал И.А. Краткий курс сопротивления материалов. – К.: Вища школа, 1998. – 269 с.

14. Дунаев Л.Ф., Лапиков О.П. Детали машин. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Высшая школа, 1990. – 399 с.

15. Комплексная система технического обслуживания и ремонта машин в сельском хозяйстве. – М.: ГОСНИТИ, 1985. – 143 с.

16. Технология ремонта машин и оборудования. Под. общ. ред. И.С. Левитского. – М.: колос, 1975. – 560 с.

17. Основы ремонта машин. Под. общ. ред. Ю.Н. Петрова. – М.: Колос, 1972. – 527 с.

18. Ремонт машин. За ред. О.И. Сідащенко і А.Я. Поліського. – К.: Урожай, 1994. – 400 с.

19. Ремонт машин. Под. общ. ред. Тельнова Н.Ф. – М.: Агропромиздат, 1992. – 560 с.

20. Техническое обслуживание и ремонт машин. Под. ред. П.В. Лауша. – К.: Вища школа, 1989. – 351 с.

21. Мамедов А.М. Неисправности автотракторных двигателей, трансмиссии тракторов и безразборные методы их определения. М., ГОСНИТИ, 1968. – 88с.

22. Дизели СМД-60 и СМД-62. Технические требования на капитальный ремонт. М., ГОСНИТИ, 1975. – 245с.

23. Дизели тракторные и комбайновые. Руководство по текущему ремонту. М., ГОСНИТИ, 1982. – 104с.

24. Кобылов Ю.М., Кулаченко Ю.В., Пуховицкий Ф.Н. Текущий ремонт энергонасыщенных тракторов. – М.: Россельхозиздат, 1986. – 206с.

25. Технологические рекомендации по применению методов восстановления деталей машин. М., ГОСНИТИ, 1976. – 181с.

26. Технологические рекомендации по техническому перевооружению и реконструкции центральных ремонтных мастерских хозяйств. М.: ГОСНИТИ, 1988. – 88с.

27. Какуевицкий В.А. Совершенствование восстановления деталей автомобильных двигателей. Обзорная информация / Госкомсельхозтехника СССР, ЦНИИТЭИ. М., 1982. – 62с.

28. Опыт восстановления деталей на предприятиях Госкомсельхозтехники Украинской ССР. Обзорная информация / ЦНИИТЭИ. – М., 1985. – 56с.

29. Климчук А. Д., Кваша С. Ю., Ковальчук В. И. и др. Опыт восстановления деталей на предприятиях Госкомсельхозтехники. Обзорная реферативная информ. Госкомсельхозтехника СССР. ЦНИИТЭИ - М., 1980. – 54с.

30. Методичні вказівки до виконання лабораторної роботи „Розробка маршрутної та операційних карт при ремонті машин”. К.: Видавничий центр НУБіП, 2009. – 20с.

31. Долецкий В.А., Григорьев М.А. Конструкторско-технологические методы обеспечения надежности двигателей. Издательство стандартов, 1973. – 60с.

32. Новые тракторы и автомобили / И.А. Гончаров, А.А. Машенский, В.С. Глушаков и др.; Под ред. В.А. Скотникова. – М.: Колос, 1983. – 224с.

33. Тракторы МТЗ-80, МТЗ-82, МТЗ-80Л, МТЗ-82Л. Руководство по текущему ремонту. М., ГОСНИТИ, 1979. – 217с.