

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерії машин, споруд та технологій

(назва факультету)

Автомобілів

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Проект ділянки ремонтного цеху для відновлення валу ротора турбокомпресора ТКР-11, з дослідженням біметалічних ребристих поршнів.

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МАм-61
спеціальності 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

	<u>Бондар В.А.</u>
(підпис)	(прізвище та ініціали)
Керівник	<u>Гупка А.Б.</u>
(підпис)	(прізвище та ініціали)
Нормоконтроль	<u>Левкович М.Г.</u>
(підпис)	(прізвище та ініціали)
В.о. зав. кафедри	<u>Цьонь О.П.</u>
(підпис)	(прізвище та ініціали)
Рецензент	<u></u>
(підпис)	(прізвище та ініціали)

м. Тернопіль – 2022

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)

Кафедра Автомобілів
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о завідувача кафедри

Цьонь О.П.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

«11» листопада 2022 р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 274 Автомобільний транспорт
(шифр і назва спеціальності)

студенту Бондару Вадиму Андрійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект ділянки ремонтного цеху для відновлення валу ротора турбокомпресора ТКР-11, з дослідженням біметалічних ребристих поринів.

Керівник роботи Гупка А.Б., к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «11» листопада 2022 року № 4/7-899

2. Термін подання студентом завершеної роботи 12 грудня 2022 року

3. Вихідні дані до роботи Базовий технологічний процес ремонту валу ротора турбокомпресора ТКР-11.

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1 Загально-технічний розділ. 2 Технологічний розділ. 3 Конструкторський розділ.

4 Науково-дослідний розділ. 5 Охорона праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

Схема розбирання турбокомпресора ТКР-11 1 лист –А1

Технологічна карта дефекації 1 лист –А1

Установка для електроконтактної наплавки 1 лист –А1

Технологічна карта відновлення 1 лист –А1

Головка наплавочна 1 лист –А1

Схеми електроконтактної наплавки 1 лист –А1

Принципова схема установки для електроконтактної наплавки 1 лист –А1

Планування зварювально-наплавлювальної ділянки 1 лист –А1

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н. доц. Ткаченко І.Г.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	ст. викл. Клепчик В.М.		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	16.11.2022	
2	Технологічний розділ	21.11.2022	
3	Конструкторський розділ	25.11.2022	
4	Науково-дослідний розділ	02.12.2022	
5	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	02.12.2022	
6	Оформлення графічної частини	08.12.2022	
7	Захист кваліфікаційної роботи магістра	22.12.2022	

Студент

_____ (підпис)

Бондар В.А.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Гупка А.Б.

_____ (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

В проєкті розроблялися наступні питання.

Зроблено аналіз технологій відновлення та зміцнення деталей турбокомпресора, зокрема, валу ротора.

Ґрунтуючись на проведеному аналізі, запропоновано заходи щодо удосконалення технології відновлення валу ротора турбокомпресора двигунів. Технологічний процес відновлення валу турбокомпресора полягає в наплавленні дроту на його поверхню під підшипник, під колесо компресора й втулку за допомогою установки для електроконтактного наплавлення дроту. Запропонований спосіб відновлення дозволяє одержати економічний ефект за рахунок автоматизації наплавочних процесів, полегшити тяжкі умови роботи зварювальника і підвищити надійність відновленої деталі в порівнянні з базовим.

Наведені організаційні заходи ремонту турбокомпресора дозволили підвищити ефективність ремонту, зменшити простої. Спроектована зварювально-наплавлювальна дільниця дає змогу більш раціонально розташувати основне технологічне устаткування.

В конструкторському розділі проєкту пропонується принципово нова, значно спрощена, схема електроконтактного наплавлення, яка не вимагає затрат на нове обладнання і пристосування.

Розроблені заходи щодо безпеки і нешкідливих умов роботи дозволять робітникам дільниці працювати з повною віддачею без загрози для здоров'я.

ЗМІСТ

РЕФЕРТ	1
ЗМІСТ	2
ВСТУП	4
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІНИЙ РОЗДІЛ	6
1.1 Впускна і випускна системи двигунів	6
1.2. Впускна система	6
1.3 Випускна система	11
1.4 Обґрунтування теми дипломного проекту	14
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	15
2.1 Коротка характеристика агрегату, що ремонтується	15
2.2 Узагальнений аналіз умов експлуатації турбокомпресора. Характеристика процесів зношування основних вузлів тертя турбокомпресора	21
2.3 Характеристика конструктивно-технологічних особливостей деталі, що відновлюється	23
2.4 Розробка послідовності розбирання турбокомпресора	24
2.5 Обґрунтування і розробка технологічного процесу дефектування вала ротора турбокомпресора ТКР-11	28
2.6 Характеристика дефектів валу ротора турбокомпресора	30
2.7 Огляд існуючих методів відновлення поверхонь деталей	32
2.8 Загальні рекомендації по вибору найбільш оптимального методу відновлення робочих поверхонь деталей.	34
2.9 Технічні умови на відновлення деталі	37
2.10 Вибір установчих баз при виконанні операцій	38
2.11 Розрахунок трудомісткості та обсягу робіт на ділянці	40
2.12 Розрахунок кількості робітників, обладнання, площі	40
2.13 Розробка плану ділянки	41
2.14 Вибір підйомно-транспортних засобів	42
2.15 Розрахунок силової електроенергії	

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	42
3.1 Пристрій і робота установки	44
3.2 Технологічний розрахунок установки	44
3.3 Розрахунок гвинтової пружини	46
3.4 Розрахунок зварювального шва	48
4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	51
4.1 Дослідження ребристих поршнів з біметалічними вставками	52
4.2 Результати досліджень і техніко економічні показники	52
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	55
5.1 Організація роботи по охороні праці на підприємстві	61
5.2 Оцінка хімічної обстановки при аваріях на об'єктах, що мають сильнодіючі отруйні речовини	61
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	63
БІБЛІОГРАФІЯ	68
ДОДАТКИ	69

ВСТУП

Невід'ємною частиною рішення продуктової проблеми на Україні є технічне переобладнання сільськогосподарського виробництва, харчової та переробної промисловості, а також переведення їх на індустріальну основу.

Програма технічного переобладнання вміщує в себе не тільки підвищення кількості нової техніки, поновлення машино-тракторного парку, обладнання тваринницьких комплексів і переробної галузі, але й відповідний розвиток ремонтно-обслуговуючого виробництва на усіх етапах експлуатації сільськогосподарської техніки. Загальна сума витрат на технічне обслуговування та ремонт складає на рік у цілому по сільському господарстві майже 20% від його балансової вартості. Намагатися скоротити ці витрати – одна з основних задач підприємств та організацій системи аграрно-промислового комплексу і перш за все його інженерно-технічної служби.

Важливіший напрямок в цій роботі – подальший розвиток підприємств по відновленню зношених деталей машин і обладнання для сільського господарства, харчової та переробної галузей. Це дає можливість успішно вирішувати ряд взаємозв'язаних задач: скоротити дефіцит запасних частин; повніше задовольняти потреби в них підприємств і організацій агропромислового комплексу; економити дорогий метал та інші матеріали, знизити собівартість ремонту і технічного обслуговування СГТ, підвищити надійність відновлених деталей.

У процесі відновлення зношених деталей кількість виконуючих операцій зменшується як правило в 5-8 разів в порівнянні з виготовленням нових. За рахунок доповненого відновлення деталей можна скоротити витрати на одиницю СГТ. Один з найбільш широко розповсюджених в сільському господарстві дизелів є дизелі типу СМД-60/62, які успішно експлуатуються на тракторах Т-150, Т-150-К і на зернозбиральних комбайнах. Для підвищення

питомої літрової потужності двигуна дизелі сімейства форсовані шляхом установки турбокомпресора.

Турбокомпресор ТКР-11 є відцентровим компресором, привід котрого забезпечується від турбіни. А остання приводиться в рух від відпрацьованих газів двигуна.

В процесі експлуатації двигуна відбувається поступове зношення його агрегатів і складальних одиниць, а саме, турбокомпресора.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Впускна і випускна системи двигунів

За допомогою впускної й випускної систем підводять свіже повітря в циліндри двигуна й відводять відпрацьовані гази.

Загальна вимога до конструкції впускної й випускної систем – мінімальний гідравлічний опір проточних частин для повітря й газу. Збільшення гідравлічного опору знижує потужність і погіршує економічність двигуна, тому що наповнення циліндрів у цьому випадку буде погане.

Крім агрегатів очищення повітря й глушіння шуму, у систему впуску й випуску входить турбокомпресор для примусової подачі в циліндри двигуна повітря під тиском.

1.2. Впускна система

Тракторні й комбайнові двигуни працюють звичайно в умовах сильної запиленості повітря. Тому однією з головних функцій впускної системи є фільтрація повітря, що надходить у двигун. Вона необхідна для забезпечення надійної й довговічної роботи двигуна, тому що пил, що попадає в циліндри, особливо мінерального походження, викликає інтенсивне зношування гільз циліндрів, поршнів і поршневих кілець, знижуючи тим самим потужність двигуна й збільшуючи вигар масла.

Повітря очищається у повітроочисниках, які встановлюють на всіх двигунах.

До якості очищення повітря висувають високі вимоги. Повітроочисник повинен затримувати не менш 99,5% пилу, що знаходиться в повітрі, тобто пропуск пилу не повинен перевищувати 0,5%.

На двигуні встановлений повітроочисник із трьома ступенями очищення. Першим ступенем очищення служить мультициклоний пиловіддільник з ежекційним відсмоктуванням пилю; другим ступенем – змочена в маслі касета з переплетеної дротяної сітки; третім ступенем – фільтруючий елемент із поліуретанового поропласту.

Циклонний пиловіддільник являє собою блок з 46 циклонів 6 (рис. 1.2), які виконують роль основних робочих елементів. Циклони виготовлені пресуванням з поліетилену. Кожен циклон складається з корпусу 1 (рис. 1.3) і кришки 2, зібраних з натягом. Разом із кришкою виконана напрямна трубка 3 і вхідний патрубок 4, через який повітря підводиться у циклон по дотичній до внутрішньої поверхні.

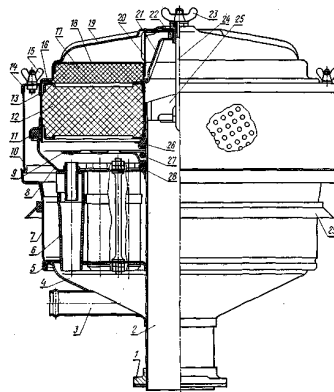


Рисунок 1.2 – Повітроочисник

1 – фланець; 2 – центральна труба; 3 – патрубок відсмоктуючої трубки; 4 – бункер; 5 – нижній піддон; 6 – циклон; 7 – кожух; 8 – верхній піддон; 9 – рефлектор; 10 – сітка; 11, 26 та 28 – гумові кільця; 12 – касета з переплетеного дроту; 13 – каркас касети; 14 – кільце, 15 і 23 – барашкові гайки; 16 – гумова прокладка; 17 – фільтруючий елемент із поропласту; 18 – каркас фільтруючого елемента; 19 – кришка повітроочисника; 20 – скоба; 21 – кронштейн; 22 – різьбова втулка; 24 – стяжна шпилька; 25 – траверса; 27 – пружина; 29 – ущільнювальне кільце капота.

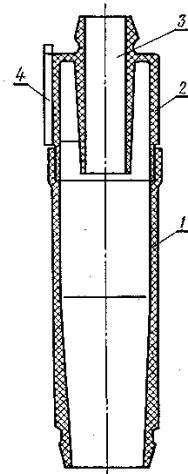


Рисунок 1.3 – Циклон: 1 – корпус; 2 – кришка; 3 – напрямна трубка; 4 – вхідний патрубок

Циклони запресовані в отворах верхнього 8 (рис. 1.2) і нижнього 5 піддонів, відштампованих з листової сталі. Піддони стягнуті між собою вісьма шпильками, на яких із внутрішньої сторони зроблені упорні паски. Для надійності з'єднання на кожному кінці шпильки встановлюють гайку й контргайку, а різьбу додатково розкернують.

Циклони в блоці встановлені по окружностях у три ряди. На зовнішній окружності розміщено 20 циклонів, на середній – 16 і на внутрішній – 10.

Положення циклонів орієнтоване так, щоб запобігти затіненню вхідних патрубків і більш рівномірно розподілити потоки повітря.

Нижній піддон приварений до центральної труби 2, на якій, як на стрижні, збирають деталі повітроочисника, що мають кільцеву форму. Труба проходить через отбуртовку верхнього піддона, і це сполучення ущільнене приклеєним гумовим кільцем 28. На верхньому кінці до труби приварена траверса 25 з віссю, на якій установлена вушком стяжна шпилька 24. До нижнього піддона герметичним швом приєднаний бункер 4, призначений для збору пилу, що викидається циклонами, і кожух 7 блоку циклонів.

Вузол блоку циклонів з піддонами, бункером, кожухом і центральною трубою нерозбірний.

Другий щабель повітроочисника виконаний у вигляді знімної касети 12, що отвором центрується на верхньому кінці центральної труби. Фільтруючим елементом служить переплетена дротяна сітка, покладена у звареному каркасі 13 з відкритими перетинами для входу й виходу повітря.

З верхньої сторони для кріплення касети до каркаса приварений кронштейн 21 з різьбовою втулкою 22.

Застосований у третьому ступені очищення поліуретановий поропласт являє собою пористий матеріал із числом пор 180 на кожен квадратний сантиметр поверхні. Завдяки досить великому прохідному перетину при товщині касети 25 мм і швидкості повітря 2 м/с фільтруючий елемент 17 створює гідравлічний опір не більше 300 Па (30 мм вод. ст.).

Фільтруючий елемент із поропласту встановлений у штампованому каркасі 18 з дірчастим дном для проходу повітря.

Каркас приварений точковим зварюванням до кришки 19 повітроочисника й скоби 20, також привареної до кришки.

У кришці повітроочисника змонтована й касета другого ступеня очищення. За допомогою гайки її притягають до кришки, одночасно підтискаючи касету фільтруючого елемента 17. По внутрішньому діаметрі касета 12 ущільнена гумовим кільцем 26, а по зовнішньому діаметрі – гумовою прокладкою 16.

Кришка повітроочисника разом з касетою 12 і фільтруючим елементом 17 з'єднується із блоком циклонів за допомогою стяжної шпильки 24 і смушкової гайки 23. По контурі верхнього піддона кришка ущільнена гумовим кільцем 11.

Під касетою 12 розташований рефлектор 9, що захищає циклони від влучення в них масла. Стікаюче з касети масло збирається в штампованих поглибленнях рефлектора. У зібраному повітроочиснике рефлектор утримується пружиною 27, що одночасно підтискає гумові ущільнювальні кільця.

Бічна поверхня повітроочисника закрита сіткою 10 із гратчастого полотна. За допомогою опорного кільця сітку кріплять двома смушковими гайками 15 до кільця 14, привареному до кришки повітроочисника.

Привареним до нижнього кінця центральної труби фланцем 1 повітроочисник установлюють і кріплять на кронштейні, що монтують на блоці-картері в розвалі між циліндрами. Заодно із кронштейном зварене коліно з'єднувальної труби, що підводить повітря до турбокомпресора. На коліні труби передбачений патрубковий для приєднання трубки забору очищеного повітря в пневмокомпресор. До кронштейна кріплять також зливальну трубку від форсунки четвертого циліндра, по якій підводить паливо в усмоктуване повітря для змащення фасок впускних клапанів.

Для ущільнення капота й усунення підсмоктування у повітроочисник гарячого повітря з підкапотного простору на кожусі 7 блоку циклонів установлене ущільнювальне гумове кільце 29.

Під дією розрідження, створюваного компресором, повітря засмоктується через сітку 10, що захищає повітроочисник від влучення великих рослинних часток. На комбайнових двигунах установлюють додатковий захисний ковпак, обтягнутий мішковиною, що запобігає забиванню сітки повітроочисника.

Чисте повітря в центральній частині циклона змінює напрямок і по напрямній трубці циклона піднімається. Частки ж пилу продовжують по інерції рухатися вниз. На конічній поверхні нижньої частини циклона частота обертання часток збільшується, і вони викидаються в бункер.

Пил, що осів у бункері, необхідно безупинно видаляти, інакше погіршується ефективність очищення повітря в циклонах. З бункера повітроочисника пил віддаляється автоматично ежекційним пристроєм, що є невід'ємною частиною циклонного повітроочисника й працює на розрідженні, створюваному потоком газів у випускній трубці. Відсмоктуюча трубка ежектора приєднана до патрубка 3, увареному в бункер. Очищене у циклонах повітря

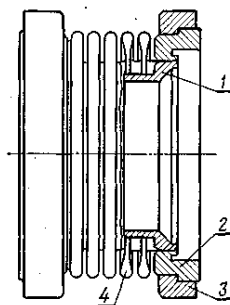
проходить послідовно через фільтруючі елементи тонкого очищення, де з нього віддаляються більше дрібні частки пилю, і по центральній трубі направляється до турбокомпресора.

1.3 Випускна система

Випускні колектори відлиті з жаростійкого чавуну. Їх кріплять на шпильках до оброблених площадок випускних каналів головок циліндрів. Місця установки ущільнені азбостальними прокладками зі сталеву окантовкою по контурі отворів. Правий і лівий колектори відрізняються конструкцією вихідних патрубків, якими вони приєднані до корпусу турбіни.

Для компенсації можливих зсувів при складанні й зміни відстаней внаслідок теплового розширення деталей у з'єднанні між колекторами й турбіною встановлюють сільфонові компенсатори.

Сільфоний компенсатор являє собою двохарову гофровану стакан 4 (рис. 1.4) з жаростійкої сталі, до кінців якого приварені кільця 2 із захисними екранами 1, що входять усередину стакану. Фланці 3 вільно надіти на кільця перед приварюванням. Їх можна повернути навколо вісі в необхідне положення при складанні. Між фланцями сільфоних компенсаторів, випускних колекторів і корпусу турбіни встановлені азбостальні прокладки.



1 – захисний екран; 2 – кільце; 3 – фланець; 4 – гофрований стакан

Рисунок 1.4 – Сільфоний компенсатор

Випускна труба 12 (рис 1.5) являє собою зварене із двох штампованих половин коліно. У кільцеву отбуртовку на кінці горизонтальної ділянки труби уварене сталеве кільце, яким трубу надягають на газовідвідний патрубок турбіни й ущільнюють на ньому пружинними сталевими кільцями.

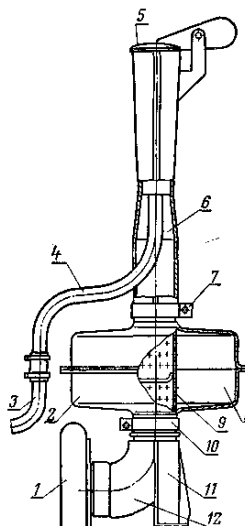


Рисунок 1.5 – Випускна труба із глушителем й ежектором

1 – турбокомпресор; 2 – глушитель; 3 – відсмоктуюча труба повітроочисника; 4 – трубка ежектора; 5 – кришка випускної труби; 6 – ежектор; 7 й 10 – стяжні хомути; 8 – резонансна камера; 9 – труба глушителя; 11 – кронштейн випускної труби; 12 – випускна труба.

До випускної труби приварений посилений ребрами зварений кронштейн 11 із фланцем для установки й кріплення на картері маховика.

При роботі поршневого двигуна головним джерелом шуму є випуск газів. Рівень шуму випуску вище, ніж рівень шуму, створюваного працюючими механізмами двигуна. Тому застосування глушителів шуму випуску є ефективним засобом поліпшення шумових характеристик двигуна відповідно до вимог існуючих санітарних норм.

На двигуні установлений глушитель резонансного типу, у якому акустична енергія газового потоку витрачається на порушення коливань газу в резонансній камері й розсіюється в ній. Найбільший ефект глушіння шуму досягається на певних частотах, близьких до власної частоти коливань

резонатора. Застосований глушитель у всьому діапазоні частот до 4000 Гц помітно зменшує шум випуску.

Глушитель 2 установлений на верхньому кінці випускної труби й закріплений стяжним хомутом 10.

На верхньому кінці ежектора встановлена кришка 5, що при непрацюючому двигуні закриває трубу, захищаючи її від потрапляння атмосферних опадів. Кришка шарнірно встановлена на осі й під час роботи двигуна відкривається випускними газами. Цьому допомагає противага, що частково врівноважує масу кришки.

Випускні колектори й труба закриті штампованими з листової сталі захисними теплоізоляційними кожухами, що запобігають запалення сухих рослинних залишків, які під час роботи двигуна попадають у вигляді пилу на нагріті поверхні.

1.4 Обґрунтування теми дипломного проекту

Реформування виробничих відносин в сільському господарстві різних форм власності, ринкова економіка вимагає нових підходів до інженерного забезпеченню сільськогосподарського виробництва, в тому числі і до ремонтно-обслуговуючої бази.

В нових умовах господарювання необхідно збільшити темпи технічного переозброювання сільського господарства, переробної та інших галузей агропромислового комплексу.

Ремонтно-господарська база ремонтно-технологічних підприємств останнім часом фактично не поповнюється і не оновлюється, не може в повній мірі виконувати покладені на неї функції по технічному обслуговуванні, збереженню і ремонту.

Все це свідчить про необхідність реорганізації технічного переозброєння ремонтно-обслуговуючої бази.

Цього можна досягти підвищуючи якість і надійність відновлених машин, зменшенням зносів і попередженням відмов машин на основі методів діагностування і технічного обслуговування.

Одним із резервів підвищення ресурсу відновлених деталей і машин, оперативності відновлення і зниження затрат є розробка і впровадження нових прогресивних технологічних процесів.

Одним з найбільш розповсюджених в сільському господарстві дизельних двигунів є СМД-60/62, які успішно експлуатуються на тракторах Т-150, Т-150К і на зернозбиральних комбайнах "Нива", "Колос" та інші.

Для підвищення питомої літрової потужності двигуна та інших його показників дизелі сімейства СМД-60/62 оснащені турбокомпресором.

Турбокомпресор ТКР-11 є відцентровим компресором, привід якого забезпечується від турбіни, а остання приводиться в рух від відпрацьованих газів двигуна.

Так попадання абразиву разом з маслом в підшипниковий вузол через високу частоту обертання валу турбокомпресора приводить до виходу його з ладу внаслідок зносу.

2 ТЕХНОЛОГІЙНИЙ РОЗІДЛ

2.1 Коротка характеристика агрегату, що ремонтується

Турбокомпресор складається з обертового ротора з робочими колесами турбіни й компресора й нерухомих корпусних деталей, що підводять випускні гази й відводять нагнітаєме повітря.

Корпус 3 (рис. 2.1) турбіни виконаний у вигляді чавунного виливка із двома патрубками для роздільного підведення газів від випускних колекторів правого й лівого блоків.

З нижньої сторони до корпуса долитий фланець 1 для кріплення турбокомпресора чотирма шпильками на приливі кришки ресивера. До зовнішнього обробленого фланця корпуса 3 на восьми шпильках кріплять литу чавунну вставку 2 турбіни. Центральний отвір вставки є патрубком 35 для

виходу газів з турбіни. Патрубок при з'єднанні з випускною трубою ущільнюють по зовнішньому діаметрі двома розрізними пружинними кільцями 38.

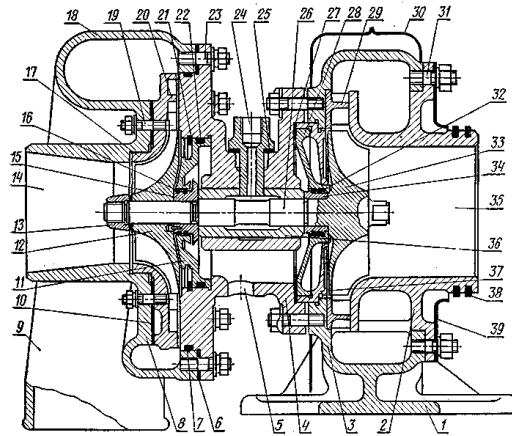


Рисунок 2.1 – Турбокомпресор ТКР-11

1 – кронштейн закріплення турбокомпресора; 2 – вставка турбіни; 3 – корпус турбіни; 4 – середній корпус; 5 – пробка зливу мастила; 6 – проставка корпуса компресора; 7 й 22 – резинові кільця; 8 – корпус компресора; 9 – нагнітальний фланець; 10 – прокладка вставки компресора; 11 – диск ущільнення компресора; 12 – колесо компресора; 13 – гайка кріплення колеса компресора; 14 – вхідний патрубок компресора; 15 – масловідбивач; 16, 32 й 38 – ущільнювальне кільце; 17 – вставка компресора; 18 – равлик компресора; 19 – шпилька кріплення вставки компресора; 20 – лопатковий дифузор; 21 – стопорне кільце; 23 – шпилька кріплення корпуса компресора; 24 – фіксатор підшипника; 25 – прокладка фіксатора; 26 – вал ротора; 27 – прокладка диска ущільнення турбіни; 28 – диск ущільнення турбіни; 29 – сопловий вінець; 30 – кожух корпуса турбіни; 31 – шпилька кріплення вставки турбіни; 33 – колесо турбіни; 34 – ущільнювальна втулка; 35 – патрубок для відводу газу з турбіни; 36 – підшипник вала ротора; 37 – екран; 39 – щиток

Між вставкою 2 і внутрішньою обробленою поверхнею корпуса 3 затиснутий сопловий вінець 29. Положення соплового вінця фіксують, центруючи його по зовнішньому діаметрі в корпусі й штифтом у вставці 2.

Сопловий вінець 6 (рис. 2.2) являє собою диск із профільованими лопатками, що утворять канали, що звужуються, плавного обрису, по яких потік випускних газів підводить до робочого колеса турбіни. У каналах соплового вінця енергія тиску газів перетвориться в кінетичну енергію, і на виході з них потік газу здобуває більшу швидкість.

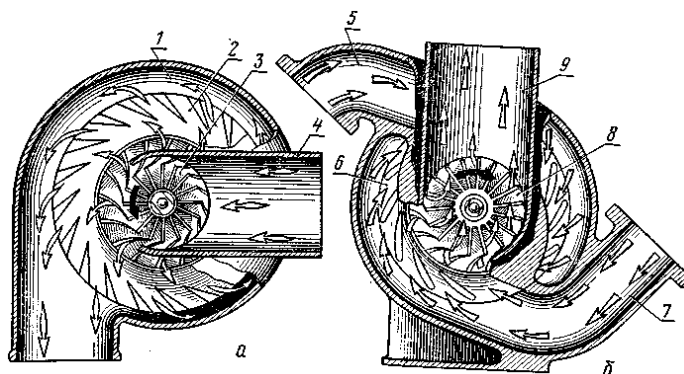


Рисунок 2.2 – Рух повітря в компресорі (а) і випускних газів у турбіні (б)

1 – равлик компресора; 2 – лопатковий дифузор; 3 – колесо компресора; 4 – вхідний патрубок компресора; 5 й 7 – патрубки підведення випускних газів до турбіни; 6 – сопловий вінець; 8 – колесо турбіни; 9 – патрубок виходу випускних газів з турбіни.

Загальне число лопаток соплового вінця 14. Дві діаметрально розташовані з них зі стовщеною вхідною кромкою. Ці лопатки разом з відповідними перегородками в корпусі турбіни й вставці утворять дві розділені половини соплового вінця, до яких підводить, не змішуючись, газ від різних блоків. Такий пристрій каналів, що підводять, і соплового вінця дозволяє більш ефективно використати енергію випускних газів.

Процеси випуску в циліндрах одного блоку за часом не перекриваються. Тому тиск підведеного до турбіни газу носить пульсуючий характер, що повторює періодичність процесів випуску. Імпульсний потік газу робить більш корисну роботу, чим у випадку об'єднання всіх циліндрів загальним випускним колектором. Температура газів, що надходять на лопатки соплового вінця, досягає 600° С. Тому сопловий вінець роблять із жароміцної сталі 40X9C2Л, що містить такі легуючі компоненти, як хром і кремній.

Корпус турбіни разом із вставкою й сопловим вінцем кріплять на чотирьох шпильках до середнього корпуса 4 (рис. 2.1). Корпуси 3 й 4 взаємно центруються по зовнішньому діаметрі диска ущільнення турбіни.

Середній корпус відлитий з алюмінієвого сплаву. Він представляє собою два фланці, зв'язаних центральної бобишкою, у якій розточений отвір для підшипника 36 вала ротора турбокомпресора. У корпусі передбачені отвір і фланець для кріплення фіксатора 24 підшипника, через свердління якого підводить масло до підшипника.

Масло зливається в картер через трубку, прикріплену двома шпильками до фланця в середній частині корпуса.

Торцеві розточення по обидва боки середнього корпуса призначені для установки дисків ущільнення турбіни й компресора.

Корпус 8 компресора також кріплять до фланця середнього корпуса на восьми шпильках. Місце з'єднання корпусів ущільнена паронитовою прокладкою 6 і гумовим кільцем 7.

Корпус компресора відлитий з алюмінієвого сплаву разом із вхідним патрубком 14, що дюритовим шлангом з'єднаний із впускною трубою, що йде від повітроочисника.

Зовнішня частина корпуса компресора утворює равлика 1 (рис. 2.2), який представляє собою спіральний канал, що розширюється та закінчується нагнітальним патрубком, що сполучається з повітряним ресивером у розвалі блоків.

У середині корпуса 8 (рис. 2.1) встановлена відлита з алюмінієвого сплаву вставка 17 компресора, спрофільована за формою контуру лопаток робочого колеса. Її кріплять до корпуса 8 чотирма шпильками. Разом із вставкою відлитий лопатковий дифузор 2 (рис. 2.2) компресора. Він являє собою нахилені по ходу обертання ротора канали, що розширюються, утвореною 21 лопаткою.

У лопатковому дифузори й равлику кінетична енергія, що надається повітрю колесом компресора, перетвориться в енергію тиску.

Ротор турбокомпресора складається з вала 26 (рис. 2.1), робочих коліс турбіни 33 і компресора 12.

Робоче колесо турбіни виготовлене методом точного лиття з 18 лопатками, профіль яких підібраний з умови найкращого використання енергії газів. Лопатка, якщо дивитися з боку зовнішнього діаметра, загнута проти напрямку обертання. Кореневий перетин лопатки й вихідна крайка спрямовані по радіусах. Меридіональна форма міжлопаточних каналів сприяє плавному повороту потоку з радіального напрямку на вході в колесо в осьове на виході.

Висока температура газу й більші робочі навантаження визначають вимоги до якості застосовуваного для виготовлення колеса матеріалу. Тому колесо відливають із якісної жароміцної сталі марки 14X20H25B5МБЛ, легованої хромом, нікелем, вольфрамом і молібденем.

Пристрій робочого колеса компресора подібно пристрою колеса турбіни. Його також виготовляють методом точного лиття з 16 подібними за формою лопатками, але розмірами, що відрізняються, які визначають прохідні перетини міжлопаточних каналів. Колесо компресора відлите з алюмінієвого сплаву АЛ-4.

Зовнішні діаметри коліс, що визначають типорозмір турбокомпресора, однакові й рівні 110 мм.

Вал ротора виготовлений зі сталі 40Г и с колесом турбіни з'єднаний зварюванням тертям. Якість з'єднання контролюють ультразвуковим дефектоскопом.

Колесо компресора з валом ротора збирають із ковзною посадкою й кріплять гайкою 13. Момент затягування 40...45 Н·м.

Зібраний ротор разом з масловідбивачем 15 й ущільнювальною втулкою 34 піддають динамічному балансуванню.

Незбалансованість ротора, що допускається, 0,00002 Н·м. Метал при балансуванні видаляють тільки з певних місць колеса компресора, тому що на зборку вал ротора з колесом турбіни надходять попередньо збалансовані з такою же точністю.

Щоб не порушувати балансування, при остаточній зборці вузла гайку 13 затягують до збігу міток, які наносять на маточину колеса компресора й гайку в балансувальному вузлі.

Підшипником 36 вала ротора служить бронзова втулка, установлена в середньому корпусі 4 із зазором 0,06...0,107 мм. Переміщення втулки в осьовому напрямку й по окружності обмежуються фіксатором 24, що укріплений на середньому корпусі й своєму кінці входить в отвір втулки. Підведене через свердління у фіксаторі масло попадає в розточену порожнину втулки й по поздовжніх канавках виходить на третьові поверхні. Для змащення торцевих поверхонь тертя на втулці зроблені фрезеровані лиски.

З порожнини втулки, проходячи по радіальному свердлінню, масло заповнює зазор між втулкою й корпусом і зменшує динамічні навантаження в роторі.

Нормальна робота турбокомпресора багато в чому залежить від надійності ущільнення середнього корпуса з боку повітряної й газової порожнин. Щоб усунути витік масла й запобігти прориву газів з турбіни й повітря з компресора до підшипника ротора, установлюють контактні газомасляні ущільнення.

З боку турбіни ущільнюють двома пружними розрізними кільцями 32 зі спеціального чавуну. Кільця встановлені в канавках ущільнювальної втулки 34, напресованої на вал ротора до упору в колесо турбіни. Під дією сил пружності кільця притискаються до поверхні отвору в сталевому диску 28, що зібраний із пресою посадкою й разом з алюмінієвим екраном 37 затиснутий між середнім корпусом 4 і корпусом 3 турбіни.

З боку середнього корпуса диск 28 ущільнений паронитовою прокладкою.

Ущільнення порожнини компресора також створюється двома розрізними кільцями 16, установленими в канавках масловідбивача 15, що закріплений на валу ротора й додатково зафіксований торцевим штифтом, що входить в отвір маточини колеса компресора. Ущільнювальні кільця притискаються до

поверхні отвору в диску 11, установленому в середньому корпусі й утримуваному від осьового зсуву пружинним стопорним кільцем 21.

Диск 11 додатково ущільнений по зовнішньому діаметрі гумовим кільцем 22. Ущільненню сприяє масловідбивний гребінь, що утрудняє доступ до кілець масла, що випливає з підшипника.

Для безпеки роботи корпус турбіни закритий штампованим з листової сталі теплоізоляційним кожухом 30. Він складається із двох половин, які з'єднують електрозварюванням або загинають й обжимають десять замків по контурі рознімання. З тією же метою на шпильках корпуса турбіни встановлюють додатковий щиток 39.

Ротор турбокомпресора не пов'язаний із двигуном, і частота його обертання визначається тільки витратою, температурою й тиском випускних газів. Зі збільшенням подачі палива в циліндри двигуна зростає енергія випускних газів, що підвищує частоту обертання ротора. При цьому компресор збільшує подачу повітря в циліндри, підтримуючи тим самим на необхідному рівні величину коефіцієнта надлишку повітря.

На номінальному режимі роботи двигуна турбокомпресор розвиває 45 000 об/хв і забезпечує тиск наддування 0,15...0,16 МПа.

Для турбокомпресора небезпечними є порушення роботи паливних апаратів і неправильна установка кута випередження упорскування, що приводять до надмірного росту температури випускних газів.

2.2 Узагальнений аналіз умов експлуатації турбокомпресора. Характеристика процесів зношування основних вузлів тертя турбокомпресора

Турбокомпресори відносяться до агрегатів, які працюють в режимі високих швидкостей обертання турбіни. Конкретно для турбокомпресора ТКР-11 ця величина складає $n = 335...760 \text{ хв}^{-1}$. На характер роботи даного агрегату суттєво впливає висока температура відпрацьованих газів ($400...500^\circ \text{C}$) які

містять в собі хімічно активні з'єднання.

Лопатки компресорного або турбінного коліс зазнають суттєвих механічних ушкоджень внаслідок дії на їх робочі поверхні сторонніх предметів а також несправностей систем мащення, що в сукупності складає біля 80%. Крім цього деякі поломки відбуваються внаслідок інших факторів (конструкторські, технологічні та експлуатаційні похибки).

Як показує практика експлуатації турбокомпресорів на надійність та ефективність їхньої роботи впливає ряд факторів, які важко передбачити на етапах конструювання та виготовлення. До них відносяться: неточність монтажу прокладки, що призводить до її руйнування, зруйновані окремі елементи клапанів та камери згоряння, кріпильні елементи в процесі демонтажу турбокомпресора, фрагменти зруйнованих частин поршнів двигунів внутрішнього згоряння. Сумарний вплив даних факторів на роботу турбокомпресора є суттєвим.

Аналогічним механічним впливом на ефективність роботи підлягають також компресорні колеса. До них відносяться можливість попадання в зону роботи компресорного колеса окремих елементів пошкодженого повітряного фільтра, окремі елементи гуми, дроту, що складають основу впускних патрубків а також кріпильні елементи.

Як відомо серед факторів, які можуть викликати значне ушкодження турбокомпресора відноситься несправності в роботі системи мащення робочих вузлів. До основних несправностей відносяться: немеханічні відкладення на внутрішніх поверхнях трубопроводів по яких закачується масло, які суттєво зменшують робочу площу поперечного січення трубопроводу (його прохідну частину, а в критичних випадках можлива повна зупинка транспортування мастила. Для ефективної роботи підшипників турбокомпресора необхідна подача достатньої кількості масла, так як підшипники працюють при важко навантажених режимах роботи. Як правило, масло проходить ретельну очистку перед його подачею в робочу зону, що забезпечує режим нормального тертя підшипників та максимальну зносостійкість.

Суттєвий вплив на надійність та довговічність турбокомпресора впливають високотемпературні відпрацьовані гази. Крім цього відомо, що вплив даного фактору суттєво залежить від кліматичних умов, в яких працює двигун, тому іноді приходиться замінювати систему подачі палива. В деяких випадках неправильно підібраний повітряний фільтр призводить до підвищення опору на впуску, а несправні з'єднання і невідповідні по діаметру патрубки сприяють суттєвому зменшенню кількості повітря, яке надходить в робочі зони циліндрів.

В результаті під дією навантажень можуть змінюватися розміри корпусів турбінного та компресорного коліс, а це в свою чергу призводить до появи тертя між колесами та корпусом. Поява вібрації турбокомпресора, як правило зумовлена ненадійним кріпленням його до двигуна а це призводить до зміни форми окремих елементів турбокомпресора та до поломок.

В загальному можна зробити висновки, що для забезпечення надійної роботи турбокомпресора, уникнення його поломок необхідно дотримуватись наступних умов: захист лопаток турбінного і компресорного коліс від дій сторонніх предметів, забезпечення нормального температурного режиму роботи турбокомпресора, надійність в роботі системи подачі якісного мастильного матеріалу в необхідній кількості.

2.3 Характеристика конструктивно-технологічних особливостей деталі, що відновлюється

Поверхні вала ротора: різьбова, пази для кілець ущільнення, поверхні для встановлення підшипників, поверхня для встановлення колеса компресора.

Різьбова поверхня – повинна відповідати стандартам для різьби h6.

Пази для кілець ущільнення – твердість HRC 52; повина відповідати восьмому квалітету точності, а шорсткість в межах Ra 1,25

Поверхні для встановлення підшипників – твердість HRC 52; ; повина відповідати п'ятому квалітету точності, а шорсткість в межах Ra 0,32

Поверхня для встановлення колеса компресора – твердість HRC 52; повина відповідати п'ятому квалітету точності, а шорсткість в межах Ra 1,25

2.4 Розробка послідовності розбирання турбокомпресора

Після розбирання двигуна на вузли, турбокомпресор надходить на мийку, а потім на дільницю ремонту турбокомпресорів.

Спочатку відгортають гайки кріплення корпусу компресора, знімають його і перевіряють легкість обертання ротора (рис. 2.6), повертаючи його то в одну, то в інший бік рукою кілька разів в крайніх положеннях, вибираючи осьовий і радіальний люфти.

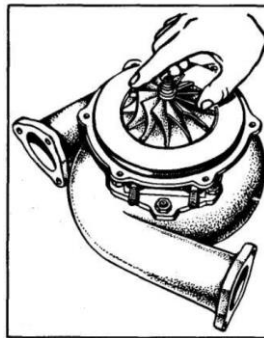


Рисунок 2.6 – Перевірка легкості обертання ротора

Якщо зачіпання крильчаток коліс компресора або турбіни не виявляється, але спостерігається туге обертання ротора, то продовжують розбирання турбокомпресора, щоб була можливість очищення його порожнин від нагару і відкладень, а також проведення технічної експертизи деталей.

Корпус підшипника від'єднують від корпусу турбіни, відгортають гайку кріплення колеса компресора (рис. 2.7) і випресовують вісь ротора в зборі з турбіною. За наявності тріщин на лопатках ротора або дисках турбіни ротор замінюють в зборі. Подальше розбирання полягає в демонтажі диска ущільнення компресора, кришки корпусу підшипників і знятті упорного фланця. Товщина упорного фланця – не менше 2,78 мм.



Рисунок 2.7 – Зняття колеса компресора: 1 – гайка; 2 – колесо компресора; 3 – корпус; 4 – колесо турбіни.

Потім витягують стопорне кільце і знімають підшипник. Зазор між втулкою і валом ротора повинен бути $0,135...0,190$ мм. Стан кільця, ущільнювачів, визначають після установки їх в калібр діаметром 23 мм. Зазор в стику кільця (рис. 2.8) допускається $0,05...0,15$ мм.

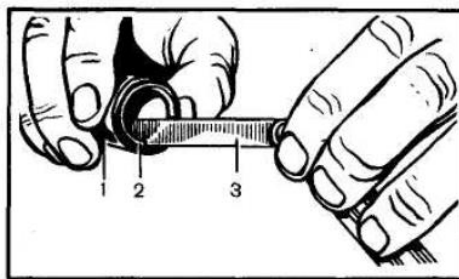


Рисунок 2.8 – Вимірювання зазору в стику кільця: 1 – калібр; 2 – кільце; 3 – пластинчастий щуп.

Одночасно контролюють торцевий зазор між кільцем і канавкою масловідбивача (рис. 2.9). Він повинен бути $0,05...0,13$ мм. Після вимірювання зазорів і огляду деталей турбокомпресора їх очищають від нагару і промивають в дизельному паливі.

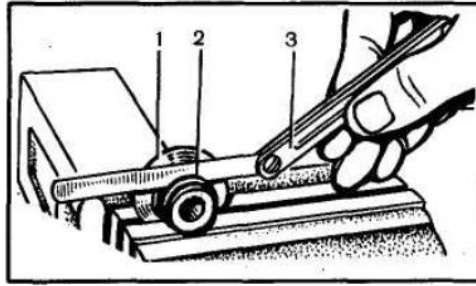


Рисунок 2.9 – Вимірювання зношеності канавок масло відбивача: 1 – масловідбивач; 2 – кільце; 3 – щуп пластинчастий

Перед очищенням розм'якшують нагар на деталях, змочуючи і розпушуючи нагар лужним розчином (на 1 л води 10 г кальцинованої соди, рідкого скла, господарського мила і 1 г хромпіка).

Деталі витримують в нагрітому 80...90 °С розчині протягом 40...60 хв., після чого зчищають нагар дерев'яними або латунними шкрябаннями. Для розм'якшення нагару можна використовувати синтетичні миючі засоби "Лабомид-101", "Лабомид-203", "Темп-100" в концентрації 15 г/л.

Одним з відповідальних моментів ремонту турбокомпресора є техпроцес його розбирання. Техпроцес розбирання турбокомпресора приведений у таблиці 2.1.

Після розбирання всі деталі турбокомпресора очищають дерев'яним шкребком від нагару, а потім промивають їх в дизельному паливі.

Після розбирання деталі турбокомпресора дефектують, після чого частина з них надходить на відновлення, а інші на комплектувку.

Таблиця 2.1 – Техпроцес розбирання турбокомпресора

Найменування операцій та переходів	Обладнання	Пристосування та інструмент	Технічні норми часу, Т _{шт} , хв.
Розбиральна 1. Відгвинтити 8 гайок корпус компресора до середнього	Верстак слюсарний Пневмогайковерт ІП-3130	Змінна голівка ДСТУ 25604-83 Молоток ДСТУ 2310-77	2,5 0,5

корпуса. 2. Від'єднати корпус компресора від середнього корпусу.	Пневмогайковерт ИП-3130	Викрутка 250 мм ДСТУ 17199-81 Зубило ДСТУ 7211-78 Молоток ДСТУ 2310-77	0,5
3. Розконтрити замкову шайбу насоса компресора.		Змінна голівка ДСТУ 25604-83	2,5
4. Відгвинтити 8 гайок корпусу турбіни до середнього корпусу.		Молоток ДСТУ 2310-71 Викрутка 250 м	0,5
5. Від'єднати корпус турбіни від середнього корпусу.		Ключ ДСТУ 16903-80 Захват цеховий	1,2
6. Відгвинтити гайку колеса компресора і зняти колесо компресора.		Молоток ДСТУ 2310-77 Молоток з мідним бойком	0,8
7. Вийняти з середнього корпусу колесо турбіни з валом.		Викрутка 250 мм ДСТУ 17199-81	0,7
8. Зняти диск ущільнення компресора, масловідбивач і прокладку.		Молоток ДСТУ 2310-77	0,9
9. Випресувати підшипник з середнього корпусу.		Наставка цехова Молоток 2310-77	1,1
10. Вийняти ущільнювальні кільця з масловідбивача і втулки ущільнення		Викрутка 250 мм ДСТУ 17199-81	
Всього			11,2

2.5 Обґрунтування і розробка технологічного процесу дефектування вала ротора турбокомпресора ТКР-11

Дефектування деталей проводять з метою визначити їх технічний стан: деформацію і знос деталей, зміну властивостей і характеристик робочих поверхонь; цілість форми. Дефектування деталей здійснюють у відповідно з технічними умовами або вимогами на ремонт машин.

Процес дефектування значною мірою визначає якість відновлених деталей. При дефектуванні виконують такі операції. Спочатку зовнішнім оглядом неозброєним оком або з застосуванням лупи, простукуванням виявляють такі ушкодження деталей: тріщини, забоїни, риски, обломи, пробоїни, ум'ятини, задирки, корозію, ослаблення щільності посадки.

Технічні вимоги на дефектування вала ротора турбокомпресора ТКР-11 приведений у таблиці 2.2

Таблиця 2.2 – Технологічна карта дефектування вала ротора турбокомпресора ТКР-11

Найменування параметрів	Характеристика параметрів
1	2
1. Найменування деталі й номер по каталозі	Вал ротора 112. 30005. 10
2. Клас деталі	Деталі тіл обертання першого класу
3. Матеріал і термообробка	Сталь 40Г, загартування СВЧ на глибину 1...3...3мм до твердості 52HRC
4. Маса, кг	0,5
5. Дефекти деталі, характер і причини виникнення: - дефект №1	Тріщини або злами на колесі турбіни. Виникають при влученні сторонніх предметів на колесо в процесі роботи турбіни.
- дефект №2	Погнутість, сліди натиров на лопатках. Виникають при зношуванні посадкових місць під підшипник ковзання, у результаті биття колеса турбіни.
- дефект №3	Ушкодження різьблення. Виникає при неправильному загвинчуванні гайки, при ударах по різьбовій поверхні.
- дефект №4	Зношування канавок під ущільнювальні кільця до ширини більше 1,94 мм. Виникає при дії гідроабразивних часток, які

	попадають у сполучення й під дією пластичних мікродеформацій поверхонь тертя
- дефект №5	Зношування опорних поверхонь під підшипник до діаметра менш 17,91 мм під дією гідроабразивного зношування поверхонь
- дефект №6	Вигин вала. Відбувається при неправильному розбиранні й зборці при аварійній перерві.
- дефект №7	Зношування поверхні вала під колесо компресора й масловідбивач до діаметра більше 14,99 мм. Зношування поверхні відбувається під дією високих навантажень і фретинге.
6. Характеристика відновлюваних поверхонь:	
- найменування поверхні	різьбова поверхня
- точність форми й розмірів	поле допуску різьблення h6
- найменування поверхні	канавка під ущільнювальні кільця
- твердість	HRC 52
- точність форми й розмірів	по восьмому квалітеті
- шорсткість поверхні	Ra 1,25
- найменування поверхні	Опорні поверхні під підшипник
- твердість	HRC 52
- точність форми й розмірів	по п'ятому квалітеті

- шорсткість поверхні	Ra 0,32
- найменування поверхні	Поверхня вала під колесо компресора
- твердість	HRC 52
- точність форми й розмірів	по п'ятому квалітеті
- шорсткість поверхні	Ra 1,25

2.6 Характеристика дефектів валу ротора турбокомпресора

На деталі турбокомпресора в процесі експлуатації діють різноманітні сили. Під їхнім впливом деталь поступово зношуються. Внаслідок нерівномірності дії навантажень на різноманітні елементи деталі, дефекти не з'являються одночасно, зустрічаються різноманітні їхні сполучення. Найбільше часто виявляються дефекти типу вісь: знос шийок під підшипниками, поява задирок і рисок, знос поверхонь під відмінювані деталі. Досить часто зустрічається також знос шліців по товщині.

В умовах, коли дефекти деталей з'являються, не одночасно і зустрічаються різноманітні їхні сполучення, найбільше доцільно використовувати маршрутну технологію. Цей метод відновлення дозволяє розподілити деталі по різноманітних маршрутах, при упорядкуванні яких враховуються такі повідомлення: сполучення дефектів повинно бути природним; маршрути повинні передбачати технологічний взаємозв'язок сполучення дефектів із засобами відновлення. Маршрути повинні забезпечувати економічну доцільність відновлення деталей.

Характеризуючи дефекти валу ротора турбокомпресора, слід зазначити, що більшість з них відносяться до дефектів, що відновлюються, і тільки при наявності наскрізних тріщин і полумці зубів деталь не підлягає ремонту.

Зношування зовнішніх поверхонь під підшипники полягає у зміні геометрії діаметрів поверхонь, що контактують, при досягненні зносу порядку 0,04 мм деталі підлягають відновленню.

До відновлених дефектів ставиться знос або зрив різьблення, причому при зносі або зриві більш 2-х ниток різьби, деталі також направляються на відновлення.

Характерним дефектом деталі є також знос шліців по товщині, і при зносі більш 0,4 мм зношені поверхні підлягають відновленню.

Слід зазначити, що одним із дефектів деталі, що зустрічаються часто, є погнутість, і при значеннях радіального биття більш 0,03 мм деталь підлягає правці. Базуючись на перелічені дефекти деталі і приведених вище принципах упорядкування технологічних маршрутів, складаємо можливий перелік маршрутів відновлення валу ротора турбокомпресора (табл. 2.3).

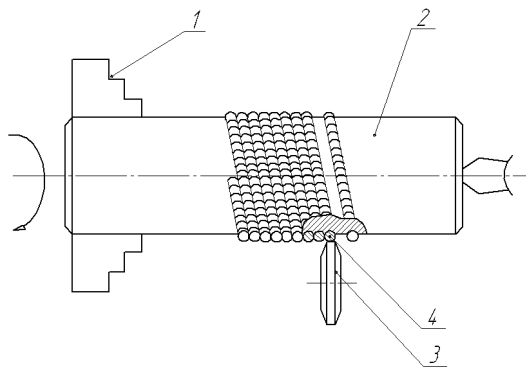
Таблиця 2.3 – Маршрути відновлення валу ротору турбокомпресора

Найменування дефектів	Маршрути				
	1	2	3	4	5
1. Обломи і тріщини	-	-	-	-	-
2. Знос або зрив різьби	+	+	-	+	-
3. Знос великої шийки вала під підшипник	-	+	+	+	+
4. Знос малої шийки вала під підшипник	+	-	-	+	+

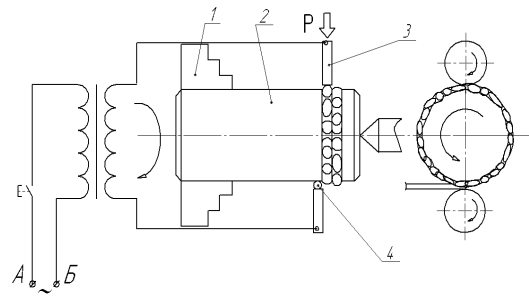
Найбільше часто зустрічаються дефекти деталей приведені в маршруті №5.

2.7 Огляд існуючих методів відновлення поверхонь деталей

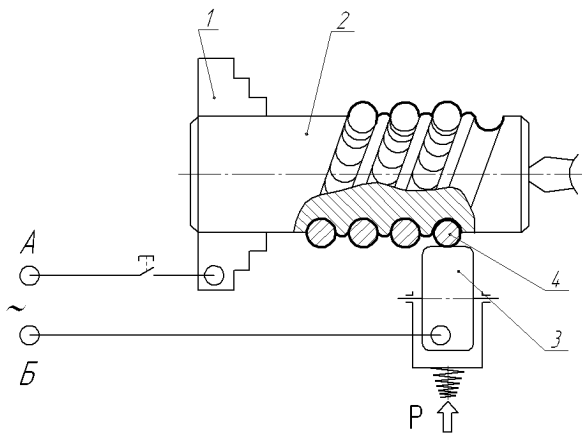
Способи відновлення деталей представлені на рисунку 2.10, служать для певних цілей: а) двохзаходна схема, за цією схемою доцільно відновлювати зношені деталі малого перетину, пустотілих, тонкостінних деталей, до яких пред'являються тверді вимоги по допусках на жолоблення.



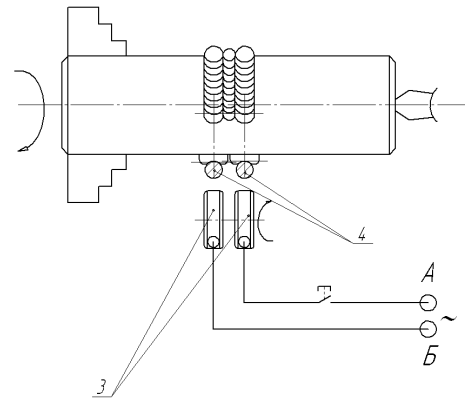
а)



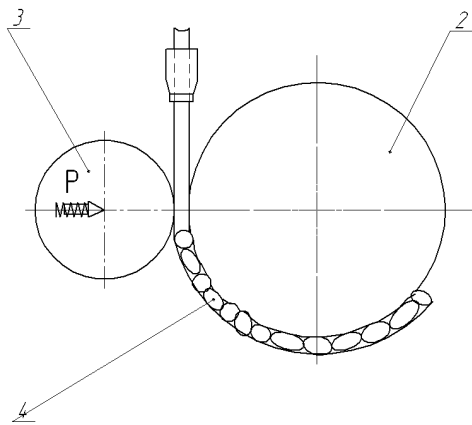
б)



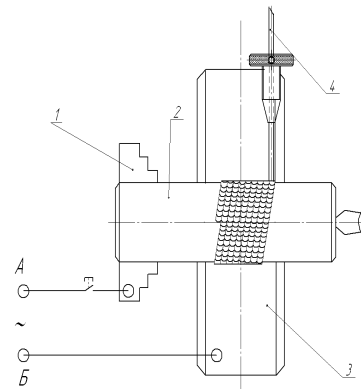
в)



г)



д)



е)

1 – патрон верстата; 2 – відновлювана деталь; 3 – направляючий ролик; 4 – присадочний дріт

Рисунок 2.10 – Схеми можливих способів електроконтактного наплавлення

Єдиний недолік більше низька продуктивність; б) двохточкова – підвищується продуктивність на 70-80 %. Однак через значне місцеве нагрівання її доцільно прийняти для відновлення масивних деталей, до яких не пред'являються жорсткі вимоги по допускнуому термічному впливі; в) у висаджену канавку – схема наплавлення забезпечує збільшення терміну служби відновлених деталей, що працюють у циклічному або знакозмінному режимі занурення; е) з нейтральним роликом; г) двома наплавлючими роликами; д) з переміщенням присадочного дроту.

2.8 Загальні рекомендації по вибору найбільш оптимального методу відновлення робочих поверхонь деталей.

Як показує практика експлуатації автомобілів, використання сучасних методів відновлення робочих поверхонь значно підвищує їх надійність та довговічність. Технологічні процеси відновлення деталей іноді суттєво відрізняються від технологічних процесів їх виготовлення через ряд суттєвих специфічних факторів. При технологічному процесі виготовлення деталі є заготовка даної деталі, яка по формі та розмірах наближена до готової деталі. А при технологічному процесі відновлення, заготовкою є сама деталь, яка зазнала суттєвих змін (пошкоджень) в процесі експлуатації. При технологічному процесі відновлення деталей заготовка, як правило, не підлягає механічній обробці, а відновлення її робочих поверхонь відбувається іншими методами, які забезпечують відновлення її форми та розмірів при оптимальній вартості відновлення із забезпеченням необхідної надійності та довговічності в процесі експлуатації. Основне завдання – вибір найбільш оптимального методу відновлення при мінімальних матеріальних та енергетичних витратах.

Тільки із врахуванням конструкторсько-технологічних параметрів деталі, умов її експлуатації та вузла в цілому, характеристик процесів тертя та зношення її робочих поверхонь, можливий вибір найбільш оптимальних

методів ремонту та відновлення даної деталі, які забезпечать її експлуатаційну надійність та довговічність. Один із методів відновлення деталей реалізується при забезпеченні відповідних критеріїв. Серед різноманітності існуючих методів відновлення деталей, вибирають тільки ті, які відповідають максимальному значенню критерію застосування ($K_T = 1$) при забезпеченні необхідного експлуатаційного ресурсу ($K_d \geq 0,85$). Із розглянутих способів відновлення деталей із врахуванням коефіцієнта застосування та величини коефіцієнта довговічності вибирають метод відновлення деталей, який відповідає максимальному значенню коефіцієнта техніко-економічної ефективності.

Найбільш поширеними способами відновлення зовнішніх циліндричних поверхонь деталей являється вібродугове наплавлення, наплавлення в середовищі вуглекислого газу, електроконтактне наплавлення. Для відновлення робочих посадочних поверхонь вала під підшипники вибираємо метод електроконтактного відновлення, що характеризується найбільшим значенням коефіцієнта техніко-економічної ефективності.

При електро-контактному напавленні одночасно деформують метал відновлювальної деталі та метал наплавляючого матеріалу. Даний метод характеризується нагріванням обох металів до пластичного стану за допомогою коротких імпульсів струму (0,02...0,04 с, 10...20 кА). При цьому величина деформації напавленого металу за один цикл складає 40...60%. При даному методі поверхня деталі відновлюється за рахунок розплавлення поверхневих шарів матеріалу деталі, утворюючи металевий зв'язок між поверхнею деталі та робочим інструментом (деформівним дротом). При цьому суттєвий вплив на характер протікання даного процесу мають явища дифузії, масло переносу та гарячого схоплювання поверхонь.

До технічних характеристик даного процесу слід віднести: циклічність процесу, низька напруга (не більше 7 В), оптимальна товщина покриття 0,1...1 мм. В робочому положенні відновлювана деталь кріпиться в патроні токарного верстата. Зварювальний трансформатор забезпечує задану величину струму при

великому коефіцієнтом трансформації. В зоні контакту, між поверхнею деталі та електродним дротом, забезпечується необхідний тиск за допомогою роликів контактної машини та спеціальних механізмів. Дана конструкція забезпечує наплавлення робочих поверхонь на валах різного діаметру.

У відповідності із заданими властивостями відновлюваної поверхні можливе використання різних типів наплавочних матеріалів: порошки, стрічки, дріт. Найбільш дешевим та конструктивно простим являється метод використання дроту суцільного перерізу, при цьому в залежності від характеристик зношених поверхонь деталей вибираються відповідний діаметр дроту, параметр осадження дроту під час наплавлення, величини припусків на подальшу механічну обробку. Як правило використовують дріт діаметром 0,5...2,0 мм. В залежності від необхідної твердості матеріалу відновлюваної поверхні деталі вибирають матеріал дроту, а охолоджуюча рідина, яка направляється в зону наплавлення забезпечує загартування покриття без додаткової термічної обробки. Основними режимами технологічного процесу відновлення деталей наплавленням дротом відносяться: величина струму I , робочий тиск в зоні наплавлення P , величина напруги U , при відповідних швидкостях наплавлення, привал остях імпульсів та пауз.

В таблиці 2.4 приведені дані по режимах відновлення робочої поверхні ведучого валу в залежності від його діаметра та швидкості наплавлення.

Таблиця 2.4 – Режими наплавлення дроту

Зовнішній діаметр деталі, що відновлюється, мм	Частота обертання шпинделя, хв^{-1} .	Зварювальний струм, кА	Тривалість імпульсів та пауз, с	
			імпульс	пауза
15	10	5,5...6,0	0,06	0,08
20	9	6,5...7,0	0,06	0,08
30	9	7,5...8,0	0,08	0,08

Продовження таблиці 2.4

40	8	8,0...8,5	0,08	0,08
----	---	-----------	------	------

50	7	8,5...9,0	0,1	0,08
60	6	9,0...9,5	0,12	0,08

При потужності в імпульсі, що споживається, 40 кВА, струмі наплавлення 10 кА, тривалості імпульсів струму 0,02 с і паузах між імпульсами 0,06 с наведена потужність, що споживається установкою, складає 10 кВА.

На наплавлення 1 кг металу при товщині шару 1 мм витрачається близько 0,87 кВт.год електроенергії.

2.9 Технічні умови на відновлення деталі

Технічні умови на відновлення деталей регламентують їх конструктивно-технологічні параметри і фізико-механічні властивості поверхонь із метою забезпечення необхідної працездатності і довговічності в умовах експлуатації. Технічні умови є основою при розробці технологічних процесів відновлення деталі, виходячи з них вибираються засоби відновлення, визначається структура технологічних процесів.

Після відновлення вал турбокомпресора повинен відповідати таким технічним умовам:

твердість поверхонь під підшипниками HRC 37...40;

твердість поверхонь шліців і зубів HRC 44...50;

радіальне биття не більш 0,05 мм;

сховані тріщини і поломка зубів не припускається;

ушкодження або зрив більш двох ниток різьби не припускається;

овальність і конусоподібність шийки під підшипники не більш 0,01мм.

2.10 Вибір установчих баз при виконанні операцій

Вибір установчих технологічних баз і поверхонь, що базуються, є одним із важливих питань, що припадає вирішувати в процесі проектування технологічних процесів механічної обробки при відновленні деталей. Від правильного їхнього вибору в значній мірі залежить фактична точність деталі.

При обробці рекомендується дотримуватися також принцип суміщення баз, відповідно до якого в якості технологічних базових поверхонь використовується конструкторські і вимірювальні бази. При суміщенні технологічної і вимірювальної баз похибка базування дорівнює нулю.

При виконанні технологічного процесу відновлення валу ротору турбокомпресора приймаємо наступні бази:

- при виконанні токарної, електроконтактного наварювання і шліфувальної операції настановними є поверхня під задній роликовий підшипник і передній центровий отвір;

- при виконанні свердлильної операції настановними є поверхні під центральні радіально - упорні підшипники.

Введемо розрахунок припусків і допусків для посадочних поверхонь під підшипник ковзання (рис. 2.11) і для поверхонь під колесо компресора і втулку (рис. 2.12).

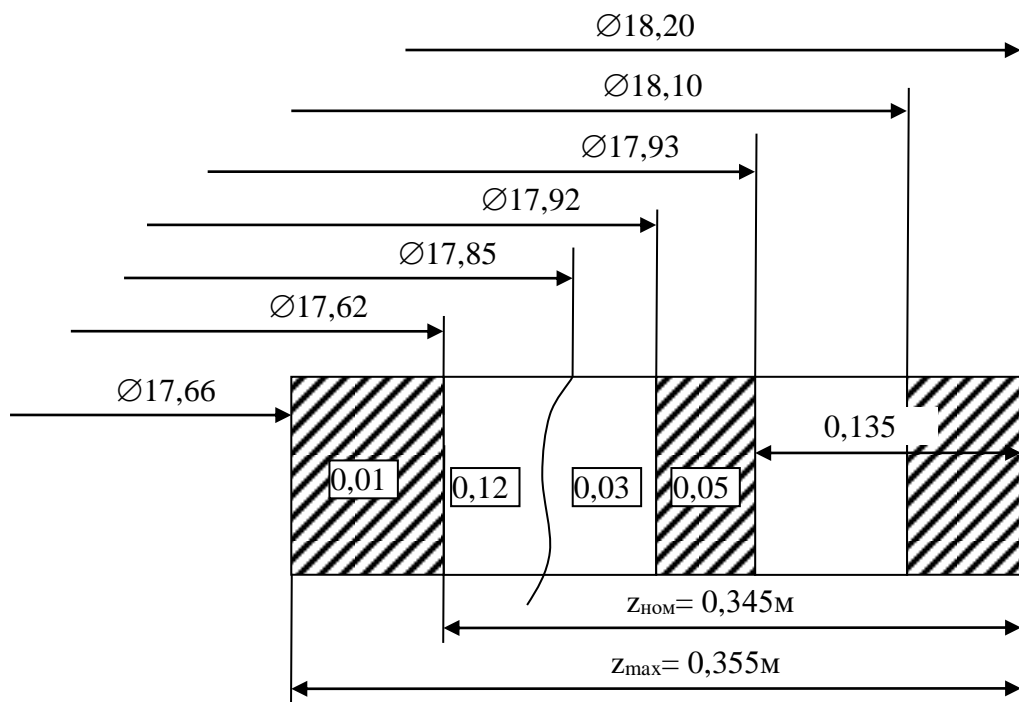


Рисунок 2.11 – Схема визначення припусків і допусків при відновленні посадочних місць валу під підшипник ковзання

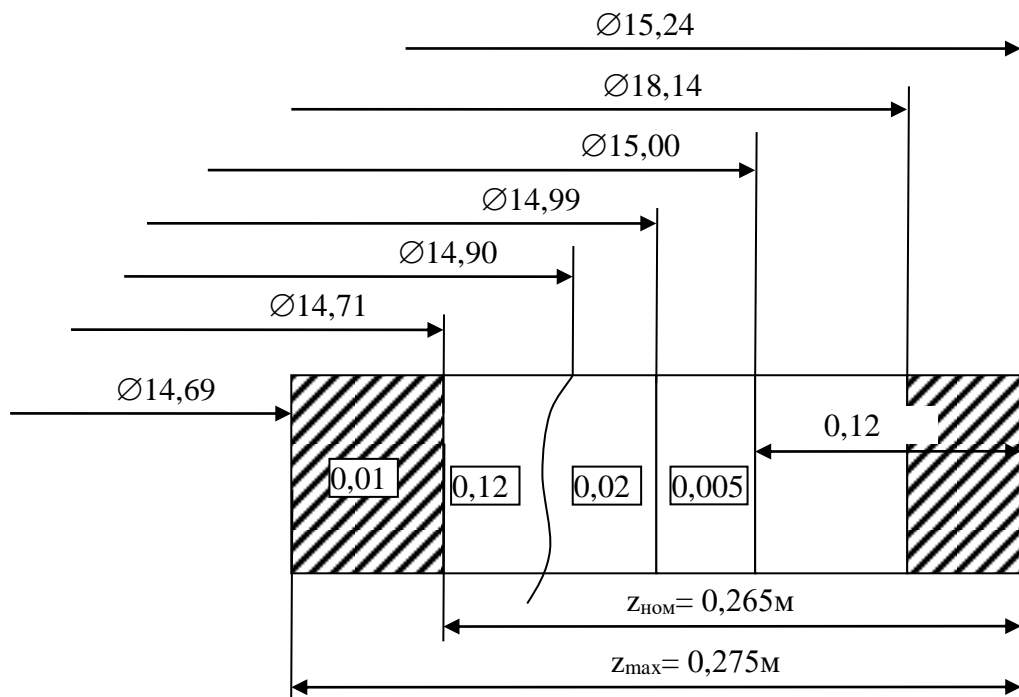


Рисунок 2.12 – Схема визначення припусків і допусків при відновленні поверхні під колесо ротору.

2.11 Розрахунок трудомісткості та обсягу робіт на ділянці

Для визначення річної програми ремонту вала беремо дані підприємства:

$$N_3 = 20\,000 \text{ шт.}$$

Проведемо розрахунок для направляючої операції за наступною формулою:

$$T = \frac{N_3 \cdot t_{шт}}{60 \cdot P_i \cdot K_v},$$

де N_3 – програма ремонту деталей, шт;

P_i – число одночасно оброблюючих деталей, шт;

K_v – коефіцієнт виробітку норм часу, $K_v=1,1$;

$T_{шт}$ – норма часу (штучно-калькуляційний час).

$$\text{Направляюча } T_1 = \frac{20000 \cdot 19,16}{60 \cdot 1 \cdot 1,1} = 5806,06 \text{ год}$$

Річна трудомісткість по всіх операціях:

$$T = T_1;$$

$$T = 5806,06 \text{ год.}$$

2.12 Розрахунок кількості робітників, обладнання, площі

Кількість основного устаткування вирахуємо за формулою:

$$n_o = \frac{T_o}{\Phi_{од} \cdot \eta_3},$$

де T – трудомісткість, які виконуються одним видом устаткуванням;
люд/год.

$\Phi_{од}$ – реальний фонд роботи устаткування, год;

η – коефіцієнт загруженості устаткування, $\eta=0,9$.

$$025 \text{ Зварювальна} - n_o = \frac{5806,06}{1976 \cdot 0,9} = 3,27$$

Число працівників беремо із розрахунку кількості устаткування і числа робітників на одиницю устаткування. Догруженості працівників виконується за рахунок сумісності робіт.

$$N_p=3,27$$

Берем 4 чоловіки.

Площу ділянки вираховуємо за площею, яку займають зварні kabіни в якій знаходиться раніше згадане устаткування. Розміри зварних kabін які розташовані на даній ділянці зводимо у таблицю 2.3.

Таблиця 2.3 – Габаритні розміри зварювальних kabін

Найменування	Кількість, шт.	Габаритні розміри, м
Кабіна зварювальна	4	4×3
Всього		48

Приймаємо площу ділянки $F_{ц} = 75 \text{ м}^2$.

2.13 Розробка плану ділянки

Розрахунок ділянки виконується для забезпечення хороших технологічних зв'язків між операціями і ремонтними ділянцями в загальному. Головним правилом при проектуванні ділянки є зв'язок між транспортуванням деталей і процесом виробництва.

Компонування ділянки в деякій мірі залежить від виду деталей, які виробляються, від виду підприємства і спеціалізації.

Устаткування розташоване і відповідності до технологічного процесу.

2.14 Вибір підйомно-транспортних засобів

Піднімально-транспортні засоби на ремонтних підприємствах є головною частиною при виконанні ремонтних процесів.

Різновид та кількість даного обладнання, яке необхідне для забезпечення виробничого процесу підприємства, залежать від різновиду деталей які виготовляються, їх габаритних розмірів, типу виробництва тощо.

Зважаючи до рекомендацій для вибору піднімально-транспортних засобів для зварної дільниці берем:

кран-балка КБ-4, Q=2 т (1 шт.);

електрокар (1 шт.);

2.15 Розрахунок силової електроенергії

Для визначення потреб у річній електроенергії використовують метод визначення напруги за коефіцієнтом попиту.

Для кожної із груп електроспоживачів знаходимо реальну потужність:

$$P_a = k_c \sum P_{вст}, кВт$$

де k_c – коефіцієнт попиту;

$\sum P_{вст}$ – загальна встановлена потужність групи електроспоживачів, кВт.

Дані потужностей для груп електроспоживачів зводимо до таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Встановлена і реальна потужність струмоприймачів по групам устаткування

Найменування обладнання по групам	Кількість	Встановлена потужність одиниці обладнання, кВт	Встановлена потужність обладнання, кВт	Коефіцієнт попиту	Активна потужність, кВт
1. Напівавтомат зварювальний	4	0,4	1,6	0,20	0,32

2. Випрямляч зварювальний	4	40	160	0,35	56
3. Верстат токарно-гвинторізний	4	2	8	0,2	1,6
4. Кран-балка	1	4	4	0,15	0,6
Всього ΣP_a					58,52

Круглорічні витрати енергії для силового споживання дізнаємось з врахуванням річного фонду часу та коефіцієнту загруженості за формулою:

$$W_c = \sum P_a \cdot \Phi_{од} \cdot \eta_z,$$

де ΣP_a – сума активних напруг споживачів, $\Sigma P_a = 58,52$ кВт;

$\Phi_{од}$ – річний дійсний фонд часу обладнання, $\Phi_{од} = 1976$;

η_z – коефіцієнт завантаження струмоприймачів по часу, $\eta_z = 0,75$.

$$W_c = 58,52 \cdot 1976 \cdot 0,75 = 86726,64 \text{ кВт}$$

Загальна річна потреба зварної дільниці в енергії складає:

$$W_{річ.} = W_c + W_{осв} = 86726,64 + 1667,25 = 88393,89 \text{ кВт.}$$

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Пристрій і робота установки

Установка для електроконтактного наплавлення (рис. 3.1) складається з наплавочної головки 1, що закріплюється в різцетримачі токарського верстата 1 м 63, спеціального контактного патрона 2, зварювального трансформатора 5, котушки 4, штатива для котушки 3, показчика тиску 6.

Як джерело струму використане зварювальний трансформатор контактної зварювальної машини МТНП-75.

У випадку виготовлення трансформатора первинну обмотку секціонують, щоб можна було регулювати вторинну напругу, а вторинну обмотку заміняємо одним витком мідної шини й пакетом мідної фольги.

Визначення площі перетину вторинної обмотки дано в технічному розрахунку установки. Як переривник струму використаємо звичайний тиристорний переривник струму.

Схема його підключення показана на рис. 3.2, принциповій схемі установки.

Деталь включається у вторинний ланцюг зварювального трансформатора за допомогою контактної ролика 9. Присадочний дріт міститься між деталлю й роликком 4, що перебуває під навантаженням.

При включенні привода верстата й переривника в ланцюг наплавлення подається імпульсивний струм.

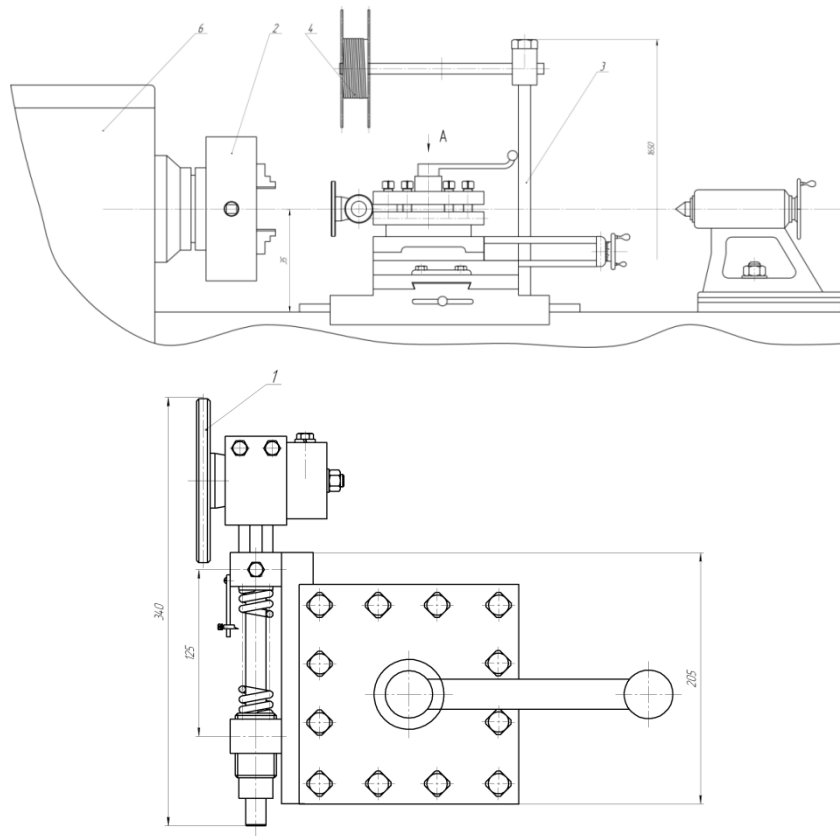


Рисунок 3.1 – Установка для электроконтактного наплавления:

1 – наплавочна головка; 2 – спеціальний контактний патрон; 3 – штатив для котушки; 4 – котушка; 5 – зварювальний трансформатор; 6 – показчик тиску

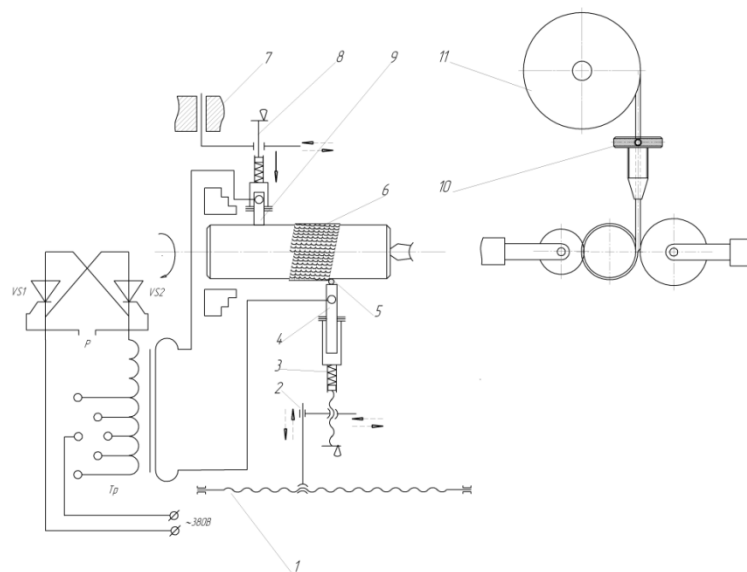


Рисунок 3.2 – Принципова схема для електроконтактного наплавлення:

1 – механізм повздовжньої подачі направляючого ролика; 2 – направляюча поперечної подачі направляючого ролика; 3 – механізм навантаження; 4 – направляючий ролик; 5 – присадочний дріт; 6 – наплавляема деталь; 7 – направляюча поперечної подачі контактної ролика; 8 – механізм навантаження; 9 – контактний ролик; 10 – направляюча присадочного дроту; 11 – катушка присадочного дроту

У результаті дії імпульсів струму й зусилля ролика дріт разом з найтоншим шаром деталі нагрівача й деформується, утворюючи міцне металеве покриття. Механізм навантаження працює в такий спосіб. Наплавочна головка, закріплюється в різцетримачем, переміщається до упору ролика в деталь. При цьому шток 14 стискає пружину до певного тиску, що вказує показчик тиску 7 (рис. 3.2). Підвіска напрямного ролика, з невеликими змінами взята з установки ролика на контактних зварювальних машинах. Вісь ролика зроблена з конічним хвостовиком, для кращої площі контакту, площа прилягання по сполученим поверхням, що, здійснюється за допомогою пружини 8.

3.2 Технологічний розрахунок установки

Розрахунок виробляється за методикою викладеної Ю. В. Клименко [16].

Діаметр присадочного дроту знаходимо з вираження:

$$d = 2,2 \cdot (h + f), \quad (3.1)$$

де h - зношування деталі на сторону, $h = 0,202$ мм;

f - припуск на обробку, $f = 0,138$ мм.

$$d = 2,2 \cdot (0,202 + 0,138) = 0,748 = 0,75 \text{ мм.}$$

Тиск на електрод безпосередньо впливає на характер тепловиділення в місці контакту, а отже, на формування наплавлюючого металу й на міцність його зчеплення з основним.

Площа контакту S виражається через діаметр присадочного дроту співвідношенням:

$$S = 1,71d^2 \quad (3.2)$$

$$S = 1,71 \cdot 0,752 = 0,96 \text{ мм}^2.$$

Тиск на наплавлюючий ролик визначаємо з виразу:

$$P = 100d^2 \quad (3.3)$$

$$P = 100 \cdot 0,752 = 56,25 \text{ Н.}$$

Тривалість імпульсів зварювального струму $t_k = 0,04$ с. Тривалість пауз між імпульсами t_n вибираємо так, щоб здійснювалося перекриття точок приварювання не менш 25 – 30 % площі однієї точки $t_n = 0,012$ с.

Окружну швидкість наплавлення визначаємо з виразу:

$$v = \frac{0,06 \cdot d}{t_u + t_n}; \text{ м/хв,} \quad (3.4)$$

де t_u – час імпульсів, хв;

t_n – час пауз, хв.

$$v = \frac{0,06 \cdot 0,75}{0,04 + 0,012} = 0,86 \text{ м/хв.}$$

Для надійної сплавки сусідніх валиків між собою перекриття їх повинне бути не менш 25-35 % ширини одного валика. Виходячи із цієї умови, крок наплавлення дорівнює:

$$S' \approx d.$$

$$S' = 0,75 \text{ мм.}$$

Струм наплавлення знаходимо по емпіричній формулі:

$$I_p = I_e \sqrt{\frac{Q_p}{Q_e}}, \quad (3.5)$$

де I_e – величина струму для експериментально дослідженого випадку наплавлення;

Q_e – загальна кількість теплоти для експериментального випадку наплавлення, $Q_e = 0,131$ кКал [16].

$$I_p = 2560 \sqrt{\frac{0,262}{0,131}} = 3,6 \text{ кА.}$$

Площа перетину струмоведучих елементів вторинного контуру визначаємо по формулі:

$$F = \frac{I_{\max}}{I_n}, \text{ мм}^2, \quad (3.6)$$

де I_{\max} – максимальний струм наплавлення, $I_{\max} = 10$ кА;

I_n – що допускає, за умовами нагрівання щільність струму наплавлення, $I_n = 15 \text{ А/мм}^2$.

$$F = \frac{10000}{15} = 660 \text{ мм}^2.$$

3.3 Розрахунок гвинтової пружини

Маючи умови й знаючи сили створювані для нормальної роботи установки задається значеннями $P_1 = 40 \text{ кгс}$, $P_2 = 100 \text{ кгс}$, робочий хід $h=100 \text{ мм}$. Діаметр пружини 25...32 мм. Число циклів до руйнування $N=1 \cdot 10^5$ (раз).

На підставі таблиці 1 [19] по величині W встановлюємо, що пружина ставиться до II класу. По формулі (2) знаходимо сили відповідної граничної деформації:

$$P_3 = \frac{P_2}{1 - 0,05} \div \frac{P_2}{1 - 0,1} \approx 84,2 \div 88,9 \text{ кгс.}$$

В інтервалі сил 84,2 - 88,9 кгс табл. 14 [19] на пружини II класу розряду 1 (номер пружини 494) є виток з наступними параметрами. $P_3=85 \text{ кгс}$; $D=30 \text{ мм}$; $d=4,5 \text{ мм}$; $z_1=24,69 \text{ кгс/мм}$; $f=3,443 \text{ мм}$.

По заданих параметрах визначаємо твердість пружини:

$$z = \frac{P_2 - P_1}{h}; \quad (3.8)$$

$$z = \frac{100 - 15}{40} = 2,125.$$

Визначаємо число робочих витків:

$$n = \frac{z_1}{z}; \quad (3.9)$$

$$n = \frac{24,69}{2,125} = 11.$$

Обчислюємо деформації пружини по формулі:

$$F = \frac{P}{z}. \quad (3.10)$$

Попередня деформація:

$$F_1 = \frac{P_1}{z} = \frac{15}{2,125} = 7,05 \text{ мм}$$

Робоча деформація:

$$F_2 = \frac{P_2}{z} = \frac{100}{2,125} = 47,0 \text{ мм.}$$

Максимальна деформація:

$$F_3 = \frac{P_3}{z} = \frac{85}{2,125} = 40,0 \text{ мм.}$$

Висота пружини при максимальній деформації визначається по формулі:

$$H_3 = (n_1 + 1 - n_3)d, \quad (3.11)$$

де n_3 – число зашліфованих витків.

$$H_3 (11 + 1 - 1) - 4,5 = 49,5.$$

Висота пружини у вільному стані:

$$H_0 = H_3 + F_3. \quad (3.12)$$

$$H_0 = 49,5 + 9,8 = 147,5 \text{ мм}$$

Висота пружини при попередній деформації:

$$H_1 = H_0 - F_1. \quad (3.13)$$

$$H_1 = 147 - 7,05 = 139,95 \text{ мм.}$$

Висота пружини при робочій деформації:

$$H_2 = H_0 - F_1 \quad (3.14)$$

$$H_2 = 147 - 47 = 100 \text{ мм.}$$

Крок пружини визначаємо по формулі:

$$t = f_3 + d, \quad (3.14)$$

$$t = 3,4 + 4,5 = 7,9 \text{ мм.}$$

При навантаженні 56Н пружину необхідно стиснути на відстань 24,88мм:

$$F_n = \frac{P_n}{z} = \frac{5,6}{2,125} = 24,88$$

Відповідно до цього розрахунку на покажчику тиску зроблена градуювання, що вказує відстань, на яке стискується пружина при певнім зусиллі, вказує зусилля при стиску пружини на певну відстань.

3.4 Розрахунок зварювального шва

З умови міцності визначаємо довжину кутового флангового шва:

$$\tau'_c = \frac{F}{0,7k \cdot l} \leq [\tau'_0], \quad (3.15)$$

де τ'_c – розрахункова напруга зрізу у шві;

l – довга шва;

k – катет поперечного переріза шва, $k = 6 \text{ мм}$;

F – сила, діюча на кутовий шов. $2F = F_3 = 112 \text{ Н}$.

$[\tau'_c]$ – допустимі напруження на зрізі шва для Ст3 $[\sigma_p]=157\text{Н}$.

$[\tau_c]=0,6 \cdot 157=94\text{Н/мм}^2$ при ручному дуговому зварюванні, електродом Э42.

$$\tau'_c = \frac{650}{0,7 \cdot 6 \cdot 25} = 0,62\text{Н/мм}^2.$$

Ураховуємо момент, що виникає за рахунок плеча:

$$\tau_M = \frac{M}{0,7 \cdot k \cdot l \cdot b}; \quad (3.16)$$

$$\tau_M = \frac{F_M \cdot \frac{d_2}{2}}{2 \cdot 0,7 \cdot 6 \cdot 25 \cdot 20} = \frac{650 \cdot 14,25}{2 \cdot 0,7 \cdot 6 \cdot 25 \cdot 20} = 2,2\text{Н/мм}^2.$$

$$\tau_{\text{сум}} = \tau_c + \tau_M = 0,62 + 2,2 = 2,82\text{Н/мм}^2.$$

$$\tau_{\text{сум}} < [\tau'_c].$$

Умова виконується, по довжині $l=25\text{мм}$ міцність забезпечується.

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Дослідження ребристих поршнів з біметалічними вставками

В серійних поршнях верхня канавка була розміщена в зносостійкій вставці із аустенітного чавуну типу «нірезист», який містить в собі 18% Ni, 9% Cu і 2,5% Cr. Твердість чавуну HB 169...200 після термічної обробки (відпалу). Механічна обробка заготовки (відливки) вставки на токарних верстатах здійснюються на низьких режимах різання, так як аустенітна структура в процесі пластичної деформації різцем зміцнюється, що супроводжується різким підвищенням мікротвердості поверхневих шарів.

Для забезпечення металічного зв'язку між аустенітною вставкою і алюмінієвим І сплавом поршня, вставку спочатку обробляють струменем піску для одержання шорсткої поверхні, а потім покривають алюмінієвим сплавом (алітують) методом «альфінпроцесу». Суть цього методу полягає в тому, що спочатку вставку одночасно обезжирюють і травлять в розчині, який містить в собі 100г/л сірчаної кислоти H_2SO_4 , 50г/л соляної кислоти HCl і 5г/л змочувальної рідини ОП-7 при температурі ванни $50^\circ C$ на протязі 5...15хв, промивають в теплій воді при температурі $40^\circ C$, пасивують в розчині, який містить в собі 15...20г/л азотнокислого натрію $NaNO_3$ і 2...3г/л вуглекислого натрію Na_2CO_3 при температурі ванни $20^\circ C$ на протязі 3...5хв, сушать повітрям при температурі 60...80 $^\circ C$. Після такої складної попередньої підготовки вставку занурюють в розплав алюмінієвого сплаву, який містить в собі 29...30% Zn і спеціальні добавки для покращення змочування цинком, гальмування процесу створення і росту проміжних інтерметалічних фаз, захисту шару покриття від окислення. Алітування вставки здійснюють при температурі розплаву 700...720 $^\circ C$ на протязі 6... 12 хв.

Заливання алюмінієвого сплаву марки АЛ-30 в зібраний і підігрітий до 300...350°C кокіль (форму) здійснюється відразу після встановлення в нього вставки. Операція виймання вставки із розплаву алюмінієвого сплаву, встановлення її в кокіль і заливання поршневого алюмінієвого сплаву повинно здійснюватися на протязі 30с. Така технологія є зручною і вимагає високої кваліфікації ливарника.

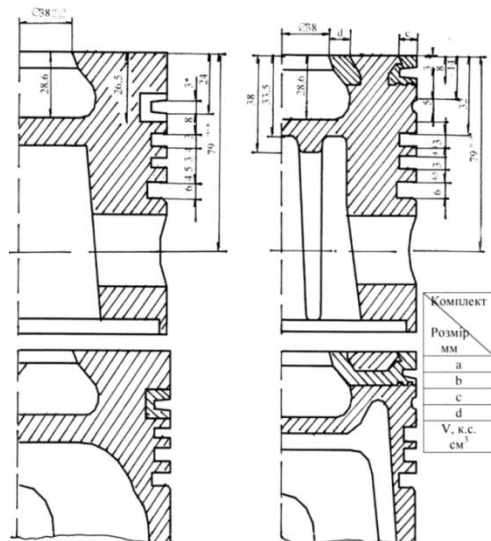


Рисунок 4.1 - Конструкції серійних і досліджених біметалічних ребристих поршнів дизельного двигуна.

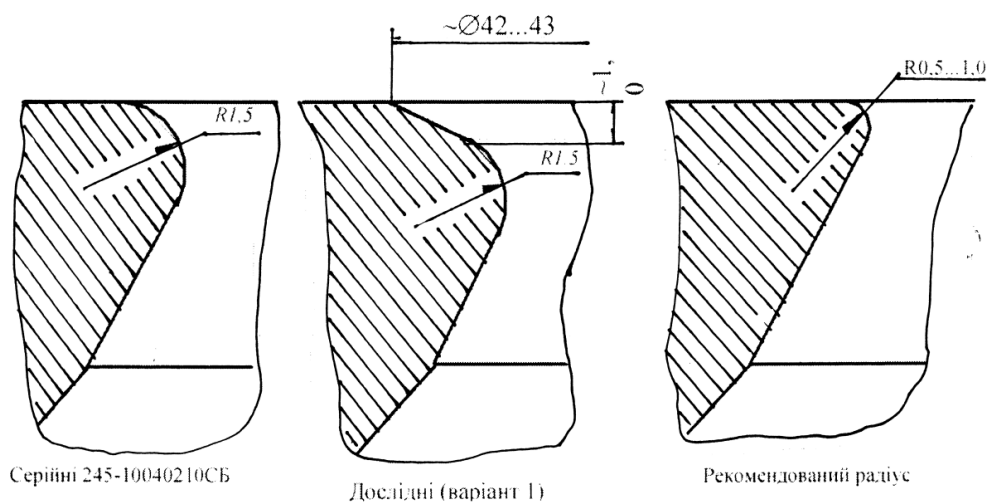


Рисунок 4.2 - Конструктивні особливості країв горловини камери згоряння

Технологія заливання комбінованої вставки з надміцного чавуну значно простіш. Нагріту до 700...750°C вставку з шорсткою поверхнею встановлюють в нагрітій до 350°C кокіль і заливають алюмінієвим сплавом АЛ-30.

В процесі кристалізації забезпечується як металічний, так і механічний зв'язок між вставкою і поршнем, за рахунок облиття сплавом чавунних ребер вставки. Метою випробувань було попереднє визначення впливу окремих елементів конструкції поршня на техніко-економічні показники дизельних двигунів Д-240 і Д-245:

розміщення в серійних поршнях верхньої канавки на віддалі 24,10 і 8 мм;

розміщення в дослідних ребристих неармованих поршнях верхньої канавки на віддалі 24, 14, 8 і 5мм;

розміщення в дослідних армованих поршнях верхньої канавки на віддалі 5мм;

розміщення в серійному поршні кільцевої маслоохолоджуючої порожнини.

Результати випробувань подані в таблиці 1 і на рисунку 6.

Дослідні і серійні поршні мали радіус країв камери згоряння палива, який відповідав технічним вимогам креслення і складав $R_k = 1,5\text{мм}$.

Спочатку для вибору оптимального розміщення верхньої канавки поршня і ефективності масляного охолодження поршня випробування велися на дизельному двигуні Д-240 з стабільними техніко-економічними показниками.

В процесі випробувань дизельний двигун по черзі комплектувався серійними і дослідними поршнями. Циліндри і поршневі кільця не мінялися.

Випробування двигуна велося для визначення наступних параметрів:

питомих витрат палива при Ne_{nom} (ge);

тиску картерних газів (Рг);

відносних витрат масла на вигорання (gm);

- температури випускних газів (t°, C).

Таблиця 4.1 - Вплив конструкції поршня на техніко-економічні показники дизельного двигуна Д-245

Особливості конструкції	ge, г/к	t, °C	P _г ,	gM,
Серійний поршень; Rk=15 мм; L=24 мм;	244,8(180)	565	15	0,45
	240,7(177)	554	12	0,30
	240,4(176,8)	553	11	0,25
Дослідний ребристий поршень Rk=1,5 мм; горловина і канавка не армовані	244,8(180)	565	15	0,45
	242,1 (178)	558	13	0,35
	240,4(176,8)	553	12	0,30
	239,4(176)	550	11	0,25
Дослідний армований поршень Rk=1,5 ребристий	239,4(176)	550	11	0,25
Серійний поршень з кільцевою маслоохолоджуючою	238,0(175)	550	11	0,25

4.2 Результати досліджень і техніко економічні показники

Попередні випробування показали, що з розміщенням верхнього компресійного кільця ближче до днища поршня покращуються всі техніко-економічні показники роботи дизельного двигуна. Це пояснюється тим, що зменшується «мертва» зона пристінного горіння між циліндром і поршнем. Внаслідок цього покращується процес горіння, випуск відпрацьованих газів і знижуються їх температура. При розміщенні верхнього кільця на віддалі 5мм від днища поршня витрати палива знижуються на 5,4г/кВтг (4г/кcg), а температура випускних газів - на 15°C. Крім цього, збільшується віддаль між першим і другим компресійними кільцями і створюється між ними демпферний масляний замок, який зменшує прорив витрати масла на вигорання. Випробування показали, що дослідний поршень і серійний поршень з

маслоохолоджувальною кільцевою порожниною в головці мають практично однакову ефективність. Це підтверджує, що відвід і розсіювання тепла через ребра від камери згоряння такі, як і з допомогою маслоохолоджувальної кільцевої порожнини в головці. Розміщення верхнього компресійного кільця ближче до днища поршня вимагає ефективного відводу і розсіювання тепла, як від зони верхньої канавки, так і від камери згоряння.

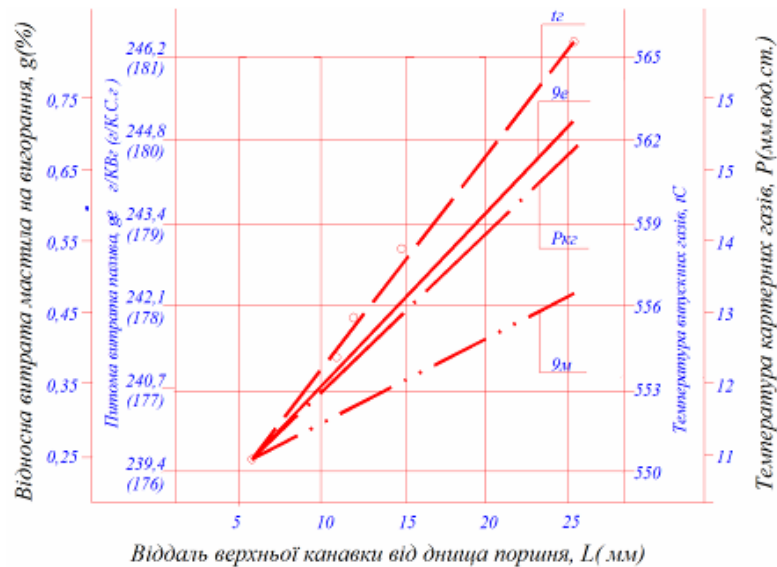


Рисунок 4.3 - Вплив конструкції поршня на техніко-економічні показники дизельного двигуна Д-245

Це необхідно для зниження температури в зоні верхнього кільця для запобігання підвищеного зносу і мікрозчеплень кільця з циліндром, зшення кільця і канавки високотемпературними продуктами «старіння» масла, втрати пружності кільця і його поломки.

В зв'язку з цим наступним етапом випробувань було виявити ефективність роботи дослідних поршнів з двома поздовжніми (I варіант) і трьома поперечними ребрами (II варіант) на форсованому дизельному двигуні Д-245. Радіус країв горловини дослідних поршнів відповідав параметрам серійних. Випробування серійних і двох варіантів дослідних ребристих армованих поршнів велося на дизельному двигуні Д-245 із стабільними

техніко-економічними показниками, обладнаному паливним насосом 4НТД-27, форсунками з РД-5, $\mu = 0,3$ мм² і турбокомпресором фірми «Garret».

Метою випробувань було визначити вплив дослідних поршнів на техніко-економічні показники дизельного двигуна в період технологічного обкатування і після нього. В період технологічного обкатування двигуна на протязі 35годин ніяких порушень в парі тертя циліндр-поршень- кільця не було виявлено. Після цього в процесі випробувань вимірювалися наступні параметри:

регулювальні характеристики по куту випередження впорскування палива при $n = 2200$ хв⁻¹, $N_e = 77$ кВт;

навантажені характеристики при $n = 2200$ і 1600 хв⁻¹;

швидкісні характеристики в діапазоні $n = 2200 \dots 1000$ хв⁻¹ (через $n = 100$ хв⁻¹), при $P_e = 0,885$ МПа;

характеристики умовних механічних втрат в діапазоні $n = 2200 \dots 1600$ хв⁻¹ (через $n = 100$ хв⁻¹);

5-ти годинні витрати масла на вигоряння;

- прорив і тиск картерних газів на режимі $n = 1600 \dots 2200$ хв⁻¹ при $N_e = 16 \dots 79,2$ кВт. Особливості конструкції дослідних поршнів подані на рисунках 4 і 5.

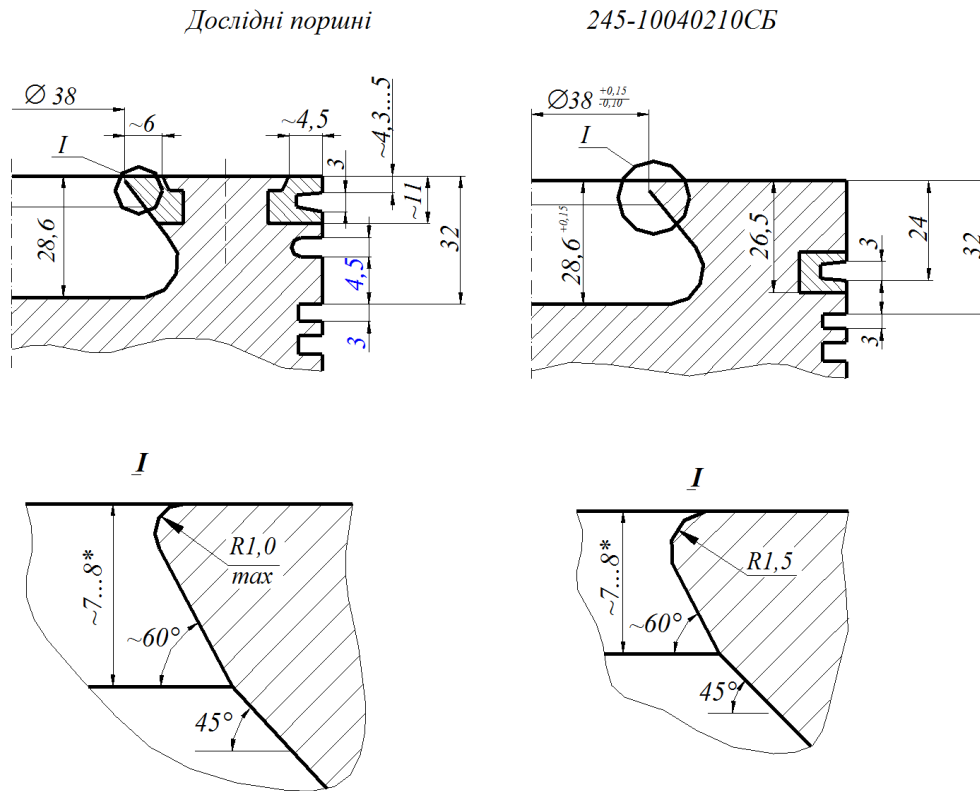


Рисунок 4.4 - Основні геометричні відмінності у конструкціях серійних і дослідних поршнях

В процесі випробувань циліндри і поршневі кільця не змінювались. Серійні поршні випробовувались при оптимальному для них куті випередження вприску $\theta = 20...210$, дослідні - при $\theta = 19...20^\circ$.

Навантажні характеристики подані в таблиці 2. На режимі $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$ діапазоні $N_e = 22...79,2 \text{ кВт}$ з дослідними поршнями одержано:

зменшення питомої витрати палива на $2,5...3,5 \text{ г/кВт}$ (значення g_e при $N_e = 79,2 \text{ кВт}$ |

складає з серійними поршнями $220,2$ з дослідними $217,6$ і $216,9 \text{ г/кВт}$);

зниження температури випускних газів t_{Mr} перед турбіною на $5...15^\circ \text{C}$ (значення t_{Mr} при $N_e = 79,2 \text{ кВт}$ складає відповідно $555,545$ і 540°C);

зниження надлишкових тисків наддуву $P_{кг}$ на 0,01 ...0,03кг/см² і перед турбіною $P_{кг}$ на 0.02кг/см²;

зменшення тиску картерних газів $P_{кг}$ в середньому на 3...5мм вод.ст. (значення $P_{кг}$ при $N_e = 79,2$ кВт складає відповідно 15,11 і 12мм вод.ст.);

- зменшення прориву картерних газів в $Q_{кг}$ на 24...7л/хв (значення $Q_{кг}$ при $N_e = 77$ кВт склало відповідно 44,33 і 31л/хв).

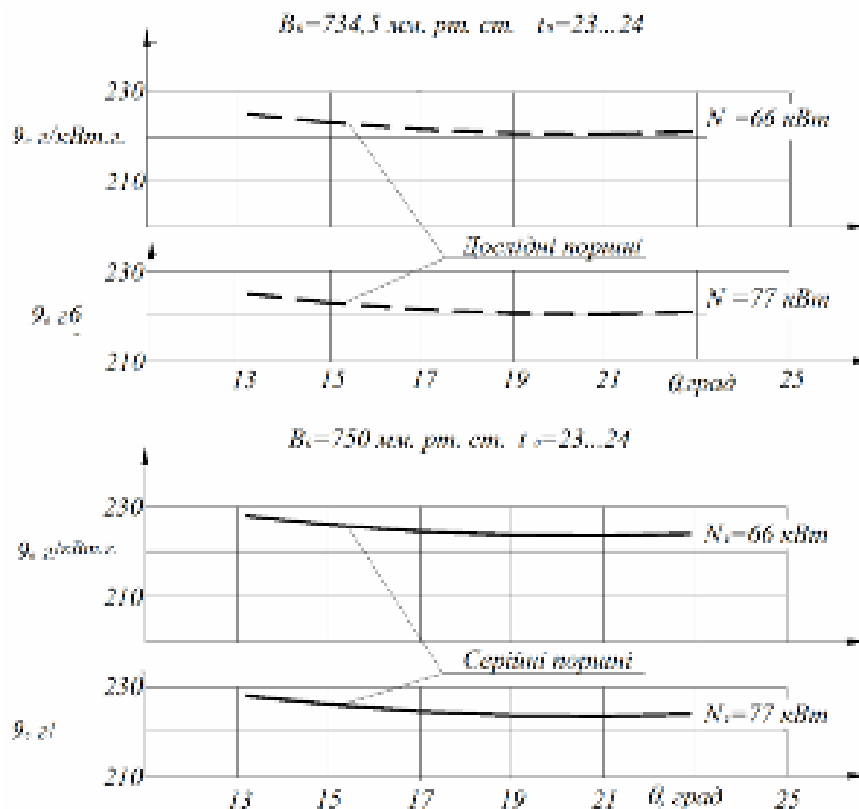


Рисунок 4.5 - Регулювальні характеристики дизельного двигуна Д-245

На режимі $n = 1600$ хв-1 в діапазоні $N_e = 16...65,6$ кВт одержано з дослідними поршнями:

зменшення питомої витрати палива на 2,0...3 г/кВтг (значення s_e при $N_e = 65,6$ кВт склало: з дослідними поршнями 211,3 і 211,4, а з серійними 214,5 г/кВтг);

зниження температури випускних газів перед турбіною $t_{мг}$ на 5...20°C (значення $t_{мг}$ при $N_e = 65,6$ кВт склало відповідно 570; 555 і 550°C);

масовий розхід повітря збільшився на 1,9...2,4 кг/Г (значення $Q_{кг}$ при $N_e = 65,6$ кВт склало відповідно 319,4; 321,8 і 321,3 кг/Г);

зменшення тиску картерних газів на 2...5 мм.вод.ст. при $N_e = 65,6$ кВт (значення $P_{кг}$ склало відповідно 15; 10 і 11 мм.вод.ст.);

зменшення величини прориву картерних газів $Q_{кг}$ на 2,5...14 л/хв. (значення $Q_{кг}$ при $N_e = 62,4$ кВт склало відповідно 39,5; 31 і 28 л/хв.).

Навантажні характеристики дизеля:

Серійні поршні, 245 - 1004021СБ, $V_0 = 743$ мм рт. ст., $t_0 = 22...23^\circ\text{C}$, $\phi C() = 20$ град., 06.05.88р. Дизель: 245 №1002.

Дослідні поршні; варіант 1, $V_0 = 745,5$ мм рт. ст., $t_0 = 21,5...22^\circ\text{C}$, $\phi MI = 19$ град., 14.05.88р. Т/Насос: 4НТД — 27 №36.

Дослідні поршні; варіант 2, $V_0 = 747$ мм рт. ст., $t_0 = 23^\circ\text{C}$, $\phi C() = 19$ град., 20.05.88р. Ткр.: “Garret”.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Організація роботи по охороні праці на підприємстві

На ділянці роботодавець створює на кожному робочому місці умови праці відповідно до нормативно-правових актів, а також забезпечує додержання вимог законодавства щодо прав працівників у галузі охорони праці.

З цією метою роботодавець забезпечує функціонування системи управління охороною праці, а саме:

створює відповідні служби і призначає посадових осіб, які забезпечують вирішення конкретних питань з охорони праці, затверджує інструкції про їхні обов'язки, права та відповідальність за виконання покладених на них функцій, а також контролює їх додержання;

розробляє за участю сторін колективного договору і реалізує комплексні заходи для досягнення встановлених нормативів та підвищення існуючого рівня охорони праці;

забезпечує виконання необхідних профілактичних заходів відповідно до обставин, що змінюються;

впроваджує прогресивні технології, досягнення науки і техніки, засоби механізації та автоматизації виробництва, вимоги ергономіки, позитивний досвід з охорони праці тощо;

забезпечує належне утримання будівель і споруд, виробничого обладнання та устаткування, моніторинг за їхнім технічним станом;

забезпечує усунення причин, що призводять до нещасних випадків, професійних захворювань, та здійснення профілактичних заходів, визначених комісіями за підсумками розслідування цих причин;

організовує проведення аудиту охорони праці, лабораторних досліджень умов праці, оцінку технічного стану виробничого обладнання та устаткування, атестацій робочих місць на відповідність нормативно-правовим актам з охорони праці в порядку і строки, що визначаються законодавством, та за їх підсумками вживає заходів до усунення небезпечних і шкідливих для здоров'я виробничих факторів;

розробляє і затверджує положення, інструкції, інші акти з охорони праці, що діють у межах підприємства, та встановлюють правила виконання робіт і поведінки працівників на території підприємства, у виробничих приміщеннях, робочих місцях відповідно до нормативно-правових актів з охорони праці, забезпечує безоплатно працівників нормативно-правовими актами та актами підприємства з охорони праці;

здійснює контроль за дотриманням працівником технологічних процесів, правил поведінки з машинами, механізмами, устаткуванням та іншими засобами виробництва, використанням засобів колективного та індивідуального захисту, виконанням робіт відповідно до вимог з охорони праці;

організовує пропаганду безпечних методів праці та співробітництво з працівниками у галузі охорони праці;

вживає термінових заходів для допомоги потерпілим, залучає за необхідності професійні аварійно-рятувальні формування у разі виникнення на підприємстві аварій та нещасних випадків.

На підприємстві проводиться реконструкція ділянок і відділень, вдосконалення технологічних процесів. У зв'язку з цим необхідне постійне вирішення питань покращення умов безпечної праці робітників.

5.2 Оцінка хімічної обстановки при аваріях на об'єктах, що мають

сильнодіючі отруйні речовини

Розвиток хімічної промисловості сприяє зростанню небезпеки для життєдіяльності людини. Це пов'язано з тим, що на різних хімічно-небезпечних об'єктах та в побуті дуже часто виникають аварії, пов'язані з викидом або впливом сильнодіючих отруйних речовин в уражаючих концентраціях, небезпечних для життя і здоров'я людей.

В Україні спостерігається тенденція до росту кількості об'єктів, які виробляють, зберігають і використовують в промисловому виробництві сильнодіючі отруйні речовини (СДОР). Зараз таких об'єктів нараховується понад 2,5 тисячі.

Небезпека ураження робітників і службовців цими небезпечними отруйними речовинами вимагає швидкого їх виявлення і оцінки хімічної обстановки і обліку її виліву.

При оцінці хімічної обстановки необхідно визначити:
межі зони хімічного зараження, площі зони;
тривалість уражаючої дії отруйних речовин;
часу підходу хмари зараженого повітря до границі об'єкту;
терміну перебування людей в засобах індивідуального захисту;
можливих втрат людей в осередку ураження.

Розробляємо оцінку хімічної обстановки, що утворилась на хімічно-небезпечному об'єкті з викидом СДОР – аміаку.

Вихідні дані:

Найменування СДОР – аміак

Кількість Q, т – 10

Відстань ємкості зі СДОР від об'єкту, R, м – 200

Швидкість вітру V, м/с – 3

Азимут вітру - 60°

Ступінь вертикальної стійкості атмосфери – ізотермія

Кількість робочої зміни, чол – 320

Забезпечення промисловими протигазами з фільтруючими коробками типу “М”,
% - 80

1. Визначаємо час підходу зараженого повітря (хмари) до розташування об'єкту

$$Z = \frac{R}{W} = \frac{200}{4,5} = 44\text{с} = 0,74 \text{ хв},$$

де R – відстань від ємкості до об'єкту;

W – середня швидкість розповсюдження зараженого повітря,

2. Визначаємо межі зони зараження (глибину (Г) і ширину (Ш) і площу

Глибина зони зараження при аваріях на необвалованих сховищах (ємкостях) для відкритої місцевості визначаємо по формулі

$$\Gamma = 34,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q^2}{D^2 \cdot V^2}} = 34,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{10000}{15^2 \cdot 3^2}} = 1210 \text{ м},$$

де Q – кількість СДОР, кг;

V – швидкість вітру;

D – уражаюча токсодоза, що дорівнює добутку уражаючої концентрації та експозиції.

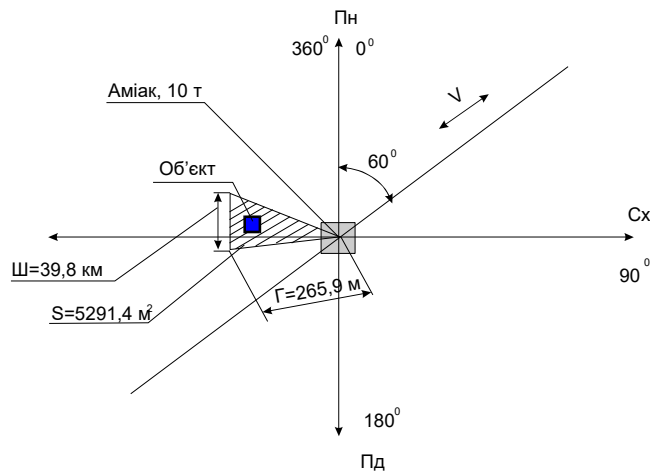


Рис.5.1 Графічне зображення ураженої зони

В умовах ізотермії глибина зони зараження зменшується в 1,3 рази, тому:

$$\Gamma = \frac{1210}{1,3} = 930,8 \text{ м}.$$

В умовах міської забудови глибина зони також зменшується в 3,5 рази, звідси дійсна величина глибини

$$\Gamma = \frac{930,8}{3,5} = 265,9 \text{ м.}$$

Ширина зони зараження визначаємо по формулі

$$\text{Ш} = 0,15 \cdot \Gamma = 0,15 \cdot 265,4 = 39,8 \text{ м.}$$

Площа зони зараження:

$$S = \frac{1}{2} \Gamma \cdot \text{Ш} = \frac{1}{2} \cdot 265,9 \cdot 39,8 = 5391,4 \text{ м}^2.$$

Токсодоза в районі розташування об'єкту визначається за формулою:

$$D = \frac{200 \cdot Q}{V \cdot R^{3/2}} = \frac{200 \cdot 10000}{3 \cdot 200^{3/2}} = 235,7 \text{ мг} \cdot \text{хв} / \text{л.}$$

Токсодоза в районі розташування об'єкту в 2 рази перевищує смертельну (табл. 2), тому робітників об'єкту необхідно забезпечити протигазами типу "М"

Визначаємо час ураження дії СДОР

$$t_{\text{ур}} = t_{\text{вип}} \cdot k_{\text{ф}} = 20 \cdot 0,55 = 11 \text{ год,}$$

де $t_{\text{вип}}$ – час випробування СДОР, год (табл. 3);

Використовуючи дані про час уражаючої дії СДОР в районі об'єкту, та часу захисної дії промислових протигазів типу "М" (час захисної дії 0 120 хв) робимо висновки, що протигаз типу "М" не забезпечує захист робітників об'єкту на час уражаючої дії аміаку, тому людей необхідно евакуювати з зараженої зони на пізніше як за 120 хв (на протязі захисної дії протигазу).

Допустима кількість СДОР в ємності

$$Q = \frac{D_{\text{ур}} \cdot V \cdot R^{2/3}}{200} = \frac{15 \cdot 3 \cdot 200^{2/3}}{200} = 636 \text{ кг.}$$

Визначивши допустиму кількість аміаку в ємності, робимо висновок, що кількість аміаку, що зберігається в ємності на об'єкті перевищує допустиму і тому складає велику небезпеку для життя людей.

За допомогою пропорцій знаходимо:

320 чол. – 80%

x чол. – 14%

$$x = \frac{320 \cdot 14}{80} = 56 \text{ чол.}$$

З них:

з легким ступенем ураження 25% - 14 чол.

з середнім і важким ступенем ураження 40% - 22 чол.

зі смертельним ураженням 35% - 20 чол.

Висновок: люди, що втратили працездатність складають – 42 чол. (22 – з середнім і важким ступенями і 20 зі смертельним виходом).

Висновки: по оцінці хімічної обстановки зробивши розрахунки можна визначити, що для того, щоб підвищити стійкість об'єкту в умовах хімічного зараження необхідно, в першу чергу, зробити обваловку ємкості з аміаком. Глибина зони зараження зменшиться при цьому в 1,5 рази. Зберігати в ємкості тільки допустиму кількість СДОР. Забезпечити протигазами всіх працюючих (100%) для зменшення людських втрат. Розташувати ємкість з аміаком як надалі від об'єкту. Евакуювати людей в напрямку протилежному напрямку розповсюдження зараженої хмари (тобто в північно-східному).

ВИСНОВКИ

В даному дипломному проекті розроблений технологічний процес електроконтактного наплавлення валу ротора турбокомпресора ТКР-11

В загальному розділі розглянуті основні впускні та випускні системи двигуна та виконано обґрунтування теми дипломного проекту.

Удосконалення технології відновлення валу ротора турбокомпресора полягає в напавленні дроту на поверхню вала під підшипник, під колесо компресора й втулку за допомогою установки для електроконтактного наплавлення. Запропонований спосіб відновлення дозволяє одержати економічний ефект за рахунок автоматизації наплавочних процесів, полегшити тяжкі умови роботи зварювальника і підвищити надійність відновленої деталі в порівнянні з базовим.

В конструкторському розділі проекту запропонована принципово нова, значно спрощена схема електроконтактного наплавлення, яка не вимагає значних затрат на нове обладнання і пристосування.

Спроектowana зварювально-наплавлювальна дільниця дає змогу більш раціонально розташувати основне технологічне устаткування.

Проведено дослідження ребристих поршнів із біметалічними вставками для турбованих моторів.

Розроблені заходи щодо організації безпечних і нешкідливих умов праці, заходи щодо протипожежної профілактики й охорони навколишнього середовища. Виконано розрахунок захисного заземлення, в розділі безпека життєдіяльності визначено організаційна структура цивільної оборони на об'єкті.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Рогатинський Р.М., Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Хорошун Р.В. Модель руху автомобіля по криволінійній трасі. Науковий вісник Херсонської державної морської академії : науковий журнал. Херсон: Херсонська державна морська академія, 2021. № 2 (25). С. 72–81.

2. Вплив силових параметрів керованої підвіски на стійкість руху КТЗ вздовж криволінійної ділянки / Б. І. Сокіл, О. Л. Ляшук, Р. В. Хорошун, М. Б. Сокіл // Підвищення надійності машин і обладнання : міжнар. наук.-практ. конф., 15-17 квіт. 2020 р., м. Кропивницький : матеріали конф. / М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т, каф. експлуатації та ремонту машин. - Кропивницький : ЦНТУ, 2020. – С. 183-186.

3. Конспект лекцій (частина І) з дисципліни «Транспортні засоби» для студентів усіх форм навчання першого рівня освіти за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт», 275 «Транспортні технології» галузі знань 27 «Транспорт» / О.Л. Ляшук, Т.Д.Навроцька., Р.Р. Заверуха., Л.М. Слободян., Р.В. Хорошун. – Тернопіль, ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. – 132 с.

4. Конспект лекцій (частина ІІ) з дисципліни «Транспортні засоби» для студентів усіх форм навчання першого рівня освіти за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт», галузі знань 27 «Транспорт» / О.Л. Ляшук, Т.Д. Навроцька., Л.М. Слободян., Р.В. Хорошун. – Тернопіль, ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. – 184 с.

5. Левкович М.Г., Гупка А.Б., Сіправська М.Д Конспект лекцій з дисципліни «Відновлення деталей» для здобувачів освітнього рівня бакалавр за спеціальністю 274 «автомобільний транспорт».-Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – Тернопіль.: ТНТУ, 2021. – 136 с.

6. Левкович М.Г., Кищун В.А., Гандзюк М.О. Конспект лекцій з дисципліни «Аналіз конструкцій, робочі процеси та основи розрахунку автомобілів» для здобувачів освітнього рівня бакалавр за спеціальністю 274

«автомобільний транспорт».-Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – Тернопіль.: ТНТУ, 2021. – 242 с.

7. Конспект лекцій з курсу «Технології обслуговування автотранспортних засобів». / Р.В. Хорошун, О.Л. Ляшук, Н.Т. Навроцька. – Тернопіль: Вид-во ТНТУ, 2021. – 194 с.

8. Ляшук О.Л. Конспект лекцій з дисципліни«Технічна експлуатація автомобілів» для студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» / О.Л. Ляшук, В.М.Клендій, Р.В.Хорошун. – Тернопіль: Вид. ТНТУ – 2018. – С. 302.

9. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: Підручник – К.: Знання. 2003. – 511 с.

10. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: організація і управління: Підручник – К.: Знання. 2004. – 478 с.