

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра інжинірингу технічних систем

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломної роботи

освітнього ступеня "Магістр"

на тему:

**ОБГРУНТУВАННЯ СЕРВІСНИХ ОПЕРАЦІЙ НА ТУРБОКОМПРЕСО-
РАХ АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ**

Виконав: студент 2 курсу, групи МГМ-1-23
за спеціальністю 208 "Агроінженерія"

_____ Григор Сергій Миколайович

Керівник: _____ Толстенко Олександр Васильович

Рецензент: _____

Дніпро 2024

ДНПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра: Інжинірингу технічних систем

Освітній ступінь: "Магістр"

Спеціальність: 208 "Агроінженерія"

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

ІТС

(назва кафедри)

К.Т.Н. ДОЦЕНТ

(вчене звання)

Дудін В.Ю.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

„_____” _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ

НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Григорові Сергієві Миколайовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Обґрунтування сервісних операцій на турбокомпресорах авто-тракторних двигунів

керівник роботи к.т.н. доц. Толстенко О.В.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від _____ 12.11.2024 року
№ 3784

2. Строк подання студентом роботи до 1.12.2024

3. Вихідні дані до роботи Статистика по відмовам турбокомпресорів.. Аналітика з будови та принципу дії ТКР. Аналітика по безпеці при ремонті ТКР. Фінансові показники ремонту ТКР.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Аналітичний огляд стану питання. 2. Теоретичні передумови розроблення стратегії ремонтно-відновлювальних впливів ТКР ДВЗ 3. Методичні основи експериментальній досліджень. 4. Охорона праці і безпека життєдіяльності. 5. Розроблення стратегії вибору ремонтно-відновлювальних впливів турбокомпресора та оцінка його економічної ефективності. Загальні висновки. Література. Додатки

Листів примен		46ДР.073 000. 000 ВР						
		№ п/п	Формат	Позначення	Найменування	Кіл. аркушів	№ аркуша	Примітка
Сторін №		1			Текстові документи			
		2						
		3	A4	46ДР.073 0000. 000ПЗ	Пояснювальна записка	96		
		4						
		5				Демонстраційні матеріали		
Листів і сторінок					Слайди у форматі Microsoft PowerPoint	12		
Взам. №		46ДР.073 000. 000 ВР						
		Лист	№ докум.	Сторін	Дата	Лист	Масштаб	
Листів і сторінок		Відомість дипломної роботи					1:1	
		Лист	Листів	1				
№ № сторінок		М2А1-1-23						
		Формат А4						
Копіював								

РЕФЕРАТ

У роботі досліджено процеси обґрунтування сервісних операцій для турбокомпресорів автотракторних двигунів. Проведено аналітичний огляд сучасного стану використання турбонаддуву в двигунах внутрішнього згоряння сільськогосподарської та спеціальної техніки. Визначено основні причини відмов і дефектів турбокомпресорів, розглянуто можливості застосування програмних засобів математичного моделювання для вирішення технічних завдань.

Розроблено теоретичні передумови створення стратегії ремонтно-відновлювальних впливів, проведено аналіз розмірних ланцюгів і напружено-деформованого стану вала ротора за різних режимів роботи. Розроблено методики експериментальних досліджень, включаючи мікрометражні вимірювання, моделювання контактних напружень і оцінку фізико-механічних властивостей матеріалів.

Особлива увага приділена питанням охорони праці, аналізу шкідливих і небезпечних факторів під час ремонту турбокомпресорів та розробці заходів для їх усунення.

У заключному розділі запропоновано технологічний процес ремонту турбокомпресорів, оцінено економічну ефективність застосування запропонованих стратегій. Результати роботи можуть бути використані для вдосконалення сервісного обслуговування та ремонту турбокомпресорів, що сприятиме підвищенню їхньої надійності та зменшенню експлуатаційних витрат.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД СТАНУ ПИТАННЯ.....	9
1.1. Застосування турбонаддуву в двигунах внутрішнього згоряння техніки сільськогосподарського та спеціального призначення	9
1.2. Аналіз причин відмов і дефектів турбокомпресора	15
1.3. Програмні засоби математичного моделювання. CAE – системи	24
1.4 Мета і завдання дослідження	28
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ РОЗРОБЛЕННЯ СТРАТЕГІЇ РЕМОНТНО-ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ВПЛИВІВ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	29
2.1 Аналіз розмірних ланцюгів для визначення технічного стану турбокомпресора.....	29
2.2 Теоретичні завдання вибору ремонтно-відновлювальних впливів	37
2.3. Висновки	40
РОЗДІЛ 3. МЕТОДИЧНІ ОСНОВИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	41
3.1 Програма досліджень.....	41
3.2 Методика проведення мікрометражних досліджень.....	42
3.3 Методика станів вала ротора за різних режимів експлуатації.	50
3.3.1 Моделювання напружено-деформованого стану вала ротора під впливом зовнішніх сил	50
3.3.2 Методика моделювання напружено-деформованого стану вала ротора під час роботи на резонансних частотах	52
3.3.3 Методика моделювання напружено-деформованого стану на основі (контактних напружень) у підшипниковому вузлі турбокомпресора.	53

	6
3.4 Результати мікрометражних досліджень.....	56
3.5. Результати випробувань фізико-механічних властивостей на розтягнення.....	69
3.6 Результати моделювання напружено-деформованого стану вала ротора під час роботи на резонансних частотах	71
3.7. Висновок	73
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	74
4.1. Аналіз умов роботи при відновленні деталей турбокомпресору.....	74
4.2. Шкідливі та небезпечні фактори при ремонті турбокомпресорів	76
4.3. Вимоги безпеки та заходи по усуненню шкідливих та небезпечних факторів.....	78
4.4. Висновки	81
РОЗДІЛ 5. РОЗРОБЛЕННЯ СТРАТЕГІЇ ВИБОРУ РЕМОНТНО-ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ВПЛИВІВ ТУРБОКОМПРЕСОРА ТА ОЦІНКА ЙОГО ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ	83
5.1. Розробка технологічного процесу ремонту турбокомпресора.....	83
5.2 Розрахунок економічної ефективності застосування до розробленої стратегії ТКР-6	89
5.3. Висновок	95
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	96
ЛІТЕРАТУРА	97
ДОДАТКИ.....	100

ВСТУП

Сучасність дослідження. Сучасні поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) повинні відповідати високим стандартам потужності, паливної ефективності та екологічної безпеки. Для досягнення цих показників широко використовується форсування за допомогою газотурбінного наддуву, який останнім часом отримав значний розвиток і популярність. Двигуни із системою газотурбінного наддуву встановлюються на більшість видів техніки сільськогосподарського призначення (трактори, комбайни, самохідна техніка).

Турбокомпресор вважається одним із найефективніших способів збільшення потужності та крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння без внесення змін до його конструкції або геометричних параметрів. Використання наддуву дозволяє підвищити потужність двигуна на 30 % [1]. Завдяки цьому популярність турбокомпресорів постійно зростає, і на сьогодні близько 70 % двигунів оснащені агрегатами наддуву [2]. Однак якість їх виготовлення та надійність залишаються проблемними, адже термін служби багатьох турбокомпресорів становить лише 62 % від заявленого виробником [1].

Основними причинами такої ситуації є низька якість деталей і складання, а також недостатньо правильна експлуатація цього складного агрегату. Турбокомпресори працюють у вкрай жорстких умовах, які включають високу температуру (до 700 °С за даними [3]), значні знакозмінні навантаження і частоту обертання, що досягає 130 000 об/хв.

Незважаючи на розвиток, довговічність систем наддуву залишається низькою. Турбокомпресор є одним із найбільш вразливих вузлів, оскільки під час експлуатації він зазнає значного зносу. Вихід з ладу турбокомпресора зазвичай спричиняється зношенням таких компонентів, як поверхні вала ротора, підшипники, середній корпус, ущільнювальний диск компресора, мастиловідбивач і ущільнювальні кільця.

Несправність турбокомпресора призводить до порушення нормальної роботи двигуна внутрішнього згоряння, що, у свою чергу, спричиняє простої техніки на ремонтних базах і зменшує економічну ефективність її експлуатації.

Оскільки вартість нового турбокомпресора залежить від моделі та виробника і коливається в межах від 7 до 25 тисяч гривень, наразі застосовуються різні методи його ремонту.

Одні методи ремонту потребують значних трудових затрат, але мають низькі витрати на запасні частини, що не завжди є практичним. Інші ж характеризуються меншою трудомісткістю, проте вимагають високих витрат на запасні частини, які можуть становити до 70% від вартості нового турбокомпресора, що робить їх економічно не вигідними. Крім того, жоден із методів не гарантує відновлення всіх деталей турбокомпресора на 100%. У зв'язку з цим вибір стратегії ремонтно-відновлювальних впливів (РВВ) є актуальним завданням.

Об'єкт дослідження - стратегія вибору ремонтно-відновлювальних впливів турбокомпресора сімейства ТКР, що забезпечує технічний стан і ресурс на рівні нового.

Апробація результатів. За матеріалами дослідження опубліковано 1 статтю та виконано доповідь на міжнародній науково-технічній конференції

Григор, С., (2024). Шляхи підвищення післяремонтної надійності турбокомпресорів автотракторних двигунів. У: *Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу*, 15 листопада 2024, Дніпро, Україна. Дніпро: ДДАЕУ. с. 85–87.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД СТАНУ ПИТАННЯ

1.1. Застосування турбонаддуву в двигунах внутрішнього згорання техніки сільськогосподарського та спеціального призначення

Як відомо, більшість сучасних двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ), що встановлюються на транспортних засобах різного призначення, оснащені системами наддуву повітря. Наддув застосовується не тільки для підвищення потужності та економічності двигуна, а й для поліпшення його екологічних характеристик.

Основні види наддуву класифікуються (рисунок 1.1) за:

- 1) способом подачі повітря без нагнітача за рахунок інерції стовпа самого повітря або газу;
- 2) конструкцією нагнітача;
- 3) видом приводу нагнітача;
- 4) типу зв'язку між надувним агрегатом і двигун.



Рис. 1.1. Види наддуву

У більшості систем наддуву двигунів техніки сільськогосподарського призначення використовується одноступеневий наддув. Основним виконавчим пристроєм є турбокомпресор.

Турбокомпресор — це пристрій, що виконує функцію повітряного насоса і приводиться в дію турбіною, яка обертається за рахунок енергії потоку відпрацьованих газів. Турбіна з'єднана з компресором за допомогою жорсткого валу. Компресор засмоктує повітря через повітряний фільтр, стискає його і подає під тиском у впускний колектор двигуна. Чим більше повітря потрапляє в циліндри, тим більше пального може згоріти, що збільшує потужність двигуна. Між компресором і турбіною існує баланс потужностей: чим більше енергії містять відпрацьовані гази, тим швидше обертається турбіна, посилюючи роботу компресора [1].

Нині на світовому ринку турбокомпресорів існує безліч фірм, що займаються проектуванням і виготовленням турбокомпресорів для різних двигунів внутрішнього згорання. Провідні світові компанії, які виробляють турбокомпресори – це такі компанії, як Garrett Motion (раніше Honeywell Turbo Technologies), BorgWarner Turbo Systems, Mitsubishi Heavy Industries (MHI Turbo), IHI Corporation (IHI Turbo), Cummins Turbo Technologies (Holset) та інші.

Усі турбокомпресори можна класифікувати за різними критеріями, зокрема:

- *за типом приводу:*
 - **газотурбінні:** турбіна приводиться в дію енергією вихлопних газів.
 - **електричні:** працюють за рахунок електромотора, що забезпечує обертання компресора.
 - **гібридні:** поєднують газотурбінний і електричний приводи для оптимізації продуктивності.
- *за кількістю ступенів стиснення:*

- **одноступеневі:** мають один компресор, який забезпечує стиснення повітря.
- **багатоступеневі:** складаються з двох або більше компресорів, які працюють послідовно для досягнення вищого ступеня стиснення.
 - *за конструкцією турбіни:*
 - **з фіксованою геометрією лопаток (FGT):** проста конструкція, підходить для двигунів із постійними режимами роботи;
 - **зі змінною геометрією лопаток (VGT):** дозволяє змінювати кут нахилу лопаток, що покращує продуктивність на різних обертах двигуна.
 - *за призначенням:*
 - **легкові автомобілі:** забезпечують підвищення потужності компактних двигунів.
 - **вантажні автомобілі:** адаптовані до роботи з великими дизельними двигунами.
 - **промислові:** використовуються в стаціонарних установках, морських суднах та енергетичних об'єктах.
 - *за способом охолодження:*
 - **з повітряним охолодженням:** використовують потік повітря для зниження температури турбокомпресора.
 - **з рідинним охолодженням:** використовують охолоджувальну рідину для більш ефективного тепловідведення.
 - *за матеріалом корпусу:*
 - **алюмінієві:** легкі, використовуються для зниження маси агрегатів.
 - **чавунні:** більш міцні й термостійкі, але важчі.
 - *за типом розташування:*
 - **вбудовані в конструкцію двигуна:** встановлюються безпосередньо в корпус двигуна.
 - **зовнішні:** монтуються окремо, але з'єднані трубопроводами.

Розглянемо докладніше основну частину турбокомпресора - підшипниковий вузол. Серед усіх конструкцій турбокомпресорів виділяють різні схеми:

У першій схемі (рисунок 1.2) втулка підшипника (НМТ) від провороту утримує спеціальний фіксатор. Масло для змащення підшипників ковзання подається від системи змащення двигуна через підводну трубку до каналу в середньому корпусі [1, 4, 6].

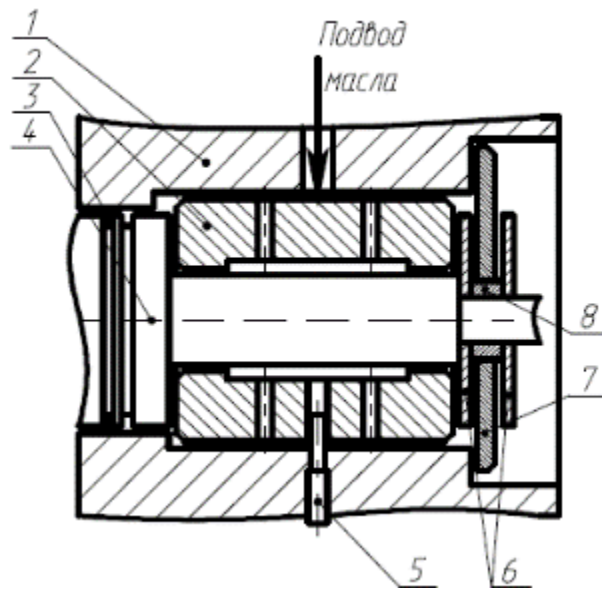


Рисунок 1.2 - Підшипниковий вузол із моноштулкою, що не обертається, і торцевим підшипником (НМТ)

1- середній корпус, 2- втулка підшипника, 3- кільця газомасляного ущільнення, 4 - вал ротора, 5 - фіксатор, 6 - дистанційні втулки, 7 - торцевий підшипник, 8 - втулка

У другій схемі (рисунок 1.3) втулку підшипника (НМ) від провороту також утримує фіксатор (у деяких конструкціях фіксатор слугує одночасно і штуцером для підведення масла). У цій конструкції торцеві поверхні втулок підшипника є робочими поверхнями, утримуючи вал від осьового переміщення [6, 7].

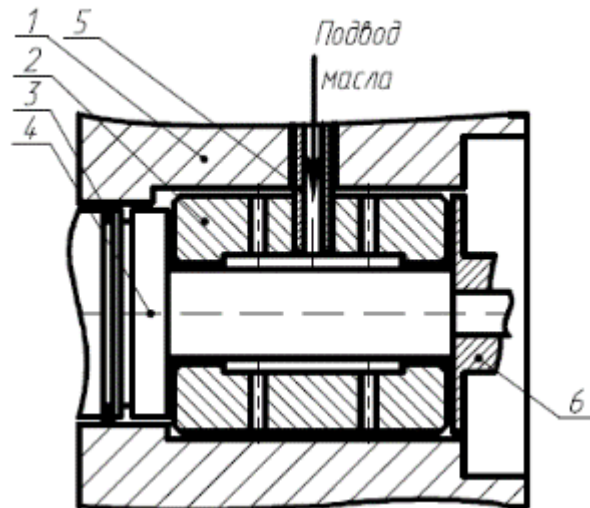


Рисунок 1.3 - Підшипниковий вузол із моноштулкою (НМ), що не обертається (НМ):

1 - середній корпус, 2 - втулка підшипника, 3 - кільця газооливного ущільнення, 4 - вал ротора, 5 - фіксатор, 6 - масляний відбивач.

У третій схемі (рисунок 1.4) конструкція передбачає наявність двох обертових втулок (ВВ), розташованих у середньому корпусі. Від осьового переміщення вони утримуються за допомогою стопорних кілець, розташованих у проточках середнього корпусу. Система змащення сконструйована таким чином, що забезпечується індивідуальне змащування кожної втулки [7].

Робота вузла підшипників турбокомпресора залежить від широкого спектра режимів функціонування дизельних двигунів. Надійність турбокомпресора повинна бути забезпечена навіть за найскладніших умов, таких як: запуск і зупинка двигуна при недостатній кількості мастильного матеріалу; прогрівання, коли мастило має низьку температуру та високий тиск; різкі зміни швидкості обертання за умов коливань температури; збільшення зазорів через зношення підшипників і дисбаланс ротора; різке падіння тиску мастила перед турбокомпресором через несправності системи змащення. Однією з ключових умов стабільної роботи вузла підшипників є забезпечення стійкого обертання ротора, при якому вісь вала залишається максимально близькою до осі корпусу під підшипник.

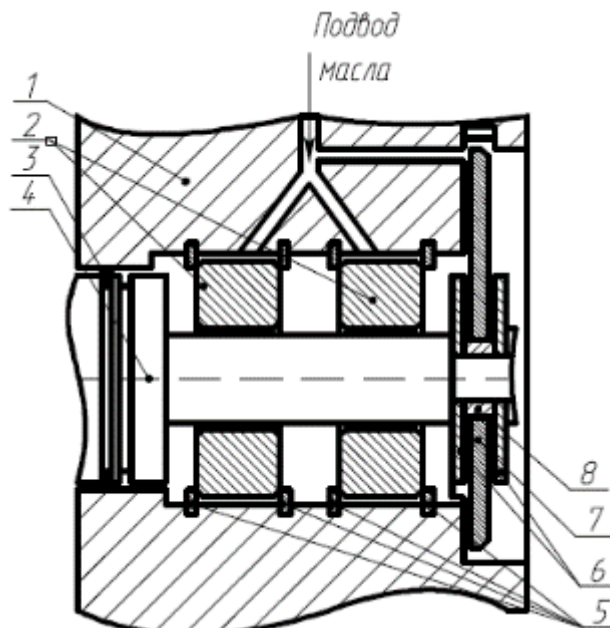


Рисунок 1.4 - Підшипниковий вузол з обертовими втулками

1- середній корпус, 2- втулка підшипника, 3- кільця газомасляного ущільнення, 4 - вал ротора, 5 - стопорні кільця, 6 - дистанційні втулки, 7 - торцевий підшипник, 8 - втулка

Різні конструкції підшипникових вузлів мають свої переваги та недоліки.

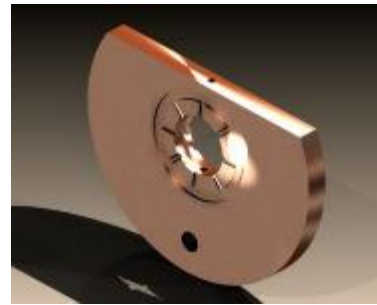
Вузол підшипників з моноштулкою, що не обертається (рисунок 1.2, 1.6 а, 1.5 б), може працювати за вдвічі більших внутрішніх зазорів, ніж вузол підшипників з штулкою, що обертається (рисунок 1.4, 1.5 в).

У вузлі підшипників з НМ у міру зростання зовнішнього зазору стабілізується обертання ротора, (відбувається зближення положення осі вала з віссю підшипника). Крім того, у вузла підшипників тривалість роботи більша, а також менша чутливість вузла підшипників з НМ до частинок розміром близько 0.1 мм. Це пояснюється тим, що в ТКР з НМ можна використати ефект від видалення частини оливи перед наполегливим підшипником через тангенціально розташований паз.

Вплив зовнішнього зазору у з'єднаних вузлах підшипників протилежний: збільшення його у вузлі підшипників з ВВ (рисунок 1.4, 1.5.в) призводить до появи нестійких режимів роботи.



а) моноштулка, що не обертається



б) торцевий підшипник



в) втулка, що обертається



а) моноштулка, що не обертається

Рисунок 1.5 - Ескізи основних елементів підшипникового вузла

Аналогічно змінюються залежності і за менших частот обертання. Причину такого різкого впливу зазорів у вузлі підшипників із ВВ слід шукати у зміні демпфувальних властивостей підшипника під час зміни частоти обертання плаваючої втулки [8].

У вузлах з обертовими втулками в сполученнях підшипник робоча поверхня вала ротора у зв'язку зі зниженням відносних швидкостей величина зносу менша, ніж у сполучення корпус зовнішня поверхня втулки підшипника.

1.2. Аналіз причин відмов і дефектів турбокомпресора

Проаналізуємо головні фактори, що спричиняють відмову турбокомпресора.

Турбокомпресор — складний вузол, який працює в умовах високих температур, тисків і швидкостей обертання. Його вихід із ладу може бути

спричинений різними факторами, які умовно поділяються на дві групи: дефекти, що спричинені руйнуванням через потрапляння сторонніх предметів та дефекти, що виникають через зношення ключових компонентів під час роботи в різних режимах.

Через потрапляння сторонніх предметів у повітрязабірник компресора, наприклад, дрібних частинок пилю, піску, уламків або елементів, які випадково потрапляють через повітряний фільтр, стаються пошкодження лопаток компресора. Це призводить до деформації або сколів лопаток, порушень балансу ротора.

Можуть трапитись сторонні предмети у випускному тракті. Обломки клапанів, фрагменти поршнів або інші частини двигуна можуть потрапити в турбіну через вихлопні гази, що спричиняє руйнування лопаток турбіни та відповідно втрату працездатності.

Несправний або неякісно встановлений повітряний фільтр пропускає частинки, які ушкоджують компресор.

Дефекти стаються й після ремонту. Наприклад, залишкові частинки після неякісного очищення компонентів під час обслуговування можуть стати причиною механічних пошкоджень.

Друга група дефектів охоплює проблеми, що виникають через природне або прискорене зношення компонентів у процесі експлуатації. Основні причини – це:

- недостатнє змащення (турбокомпресор працює на високих обертах, і мастильний матеріал забезпечує мінімізацію тертя; стається затримка подачі мастила, низький рівень його якості або забруднення, призводять до швидкого зносу підшипників і ротора);

- перегрів турбокомпресора (неправильна робота системи охолодження або часті зупинки двигуна без належного охолодження турбіни викликає утворення вуглецевих відкладень, що призводить до забруднення валу, зниження рухомості деталей, перегрів підшипників);

- дисбаланс ротора (зношування підшипників або нерівномірне розташування мастильного шару може викликати дисбаланс, що прискорює зношування всього вузла);
- зношення ущільнювачів (ущільнювальні кільця, які зношуються через високі температури, можуть призводити до витoku мастила або повітря, через що відбувається зниження тиску наддуву, підвищене споживання масла);
- неправильна експлуатація (надмірні навантаження, часті різкі зміни обертів двигуна або ігнорування необхідності технічного обслуговування);
- старіння компонентів (природне зношування деталей через тривалий період експлуатації);
- збої в системі змащення (несправність масляного насоса або засмічення фільтра може спричинити падіння тиску мастила, що критично впливає на роботу підшипників).

Для кожного типорозміру ТКР має бути визначено свій критерій моменту торкання крильчатки турбіни та корпусу і подальшого вибору можливості застосування різних ремонтно-відновлювальних впливів, з метою відновлення працездатності агрегату. Найбільш уразливими частинами турбокомпресора є з'єднання вал ротора - підшипник та зовнішня поверхня підшипника - отвір корпусу в зоні газомасляного ущільнення, від довговічності яких залежить термін служби агрегату.

Турбокомпресори, які встановлюються на дизельних двигунах, працюють спільно з поршневыми двигунами і використовують низькотемпературну частину загального теплового напору відпрацьованих газів. Швидкість обертання ротора турбокомпресора залежить від кількості, тиску та температури вихлопних газів, що потрапляють до турбокомпресора з двигуна. Ці параметри газів, у свою чергу, змінюються залежно від роботи самого двигуна, зокрема від його навантаження (яке визначає потужність, що виробляється двигуном) та частоти обертання колінчастого вала (яка впливає на швидкість вихлопу та потік газів). Таким чином, на швидкість обертання

ротора турбокомпресора впливає взаємодія між робочими характеристиками двигуна і параметрами вихлопних газів.

Стандартні частоти обертання роторів сучасних турбокомпресорів досягають 10000-120000 хв⁻¹, максимальні - доходять до 250000 об/хв і вище. [10] Високий швидкісний режим роботи турбокомпресорів значно посилює умови роботи як самого ротора, так і деталей, що контактують із ним.

В процесі роботи на робочі колеса турбокомпресорів діють відцентрові сили та змінний тиск газів. Ці коливання сил спричиняють вібрації диска і лопаток.

Колесо турбіни функціонує в найекстремальніших умовах, де на нього впливають високі та непостійні температури, а також різкі коливання тиску. Під час тривалої роботи температура газів перед турбіною може досягати 700°C, в той час як температура корпусних частин варіюється від 107 до 147°C з боку компресора і від 670 до 720°C з боку турбіни, що створює значні теплові навантаження на компоненти агрегату.

Втулка підшипників турбокомпресора зазнає навантаження під час обертання вала ротора як у радіальному напрямку (перпендикулярно осі обертання), так і в осьовому (вздовж осі обертання), що характерно для схем з масляним підживленням (НМ) (малюнок 1.2). Змащення підшипників забезпечується примусовим постачанням оливи під тиском, яке здійснюється через систему змащування двигуна.

На підшипники турбокомпресора в радіальному напрямку впливають:

- тертя між підшипниками та валом;
- нерівномірний розподіл мастила;
- дисбаланс ротора;
- теплове розширення;
- вібрації та механічні навантаження.

У дослідженні [11] зазначено, що при аналізі зовнішніх сил, що впливають на підшипники, до уваги слід брати лише відцентрові сили,

оскільки інші сили складають лише 2...3% від загальної суми відцентрових сил.

Сили, що виникають від неврівноважених мас ротора, здебільшого залежать від точності його балансування. Вал ротора в підшипнику, під впливом сил дисбалансу, за стабільного режиму роботи описує деяку замкнуту траєкторію, близьку до кругової.

Неврівноваженість мас та відцентрові сили, що виникають від дисбалансу ротора в областях коліс компресора і турбіни, призводять до прецесійного руху ротора, який визначається динамічними характеристиками системи ротор - підшипник - опори. Траєкторія переміщення кінця вала складається з високочастотних коливань, що відповідають частоті обертання вала, і низькочастотних коливань, які виникають через вібрації у внутрішньому та зовнішньому шарах мастильного матеріалу підшипникового вузла.

Осьове навантаження на торцевий підшипник турбокомпресора виникає через пульсації тиску газів і повітря в проточних частинах турбіни та компресора. Ці коливання тиску викликають осьовий рух ротора уздовж його поздовжньої осі. Підшипник піддається динамічним силам, які змінюються з частотою, що відповідає частоті роботи циліндрів двигуна.

Для запобігання потраплянню мастила у стиснене повітря та відпрацьовані гази, а також для уникнення зворотного перетікання відпрацьованих газів у корпус підшипників, з обох боків турбокомпресора (з боку турбіни та компресора) встановлюються спеціальні ущільнювальні системи, що складаються з пружних чавунних кілець. Це забезпечує герметичність і захист компонентів від небажаних впливів.

Під час експлуатації турбокомпресора ущільнювальні кільця, завдяки своїй пружності, щільно притискаються до поверхні отвору втулки середнього корпусу і залишаються нерухомими. Однак у процесі роботи ТКР відбувається поступове збільшення зазору в зоні торцевого підшипника [10, 11], що викликає збільшення осьового переміщення. Це веде до зношування отвору

втулки середнього корпусу, який знаходиться в контакті з ущільнювальними кільцями, а також до ерозії зовнішнього діаметра самих кільців. З часом це може погіршити ефективність ущільнення та призвести до додаткового зносу компонентів.

При обертанні вала ротора відбувається зношування торцевих поверхонь кілець ущільнювачів і бічних поверхонь канавок під кільця ущільнювачів у втулці ущільнення ротора та оливовідбивача.

Таким чином зносу деталей газомасляних ущільнень і виходу їх з ладу сприяють висока частота обертання й автоколивання ротора, коливання ротора від незбалансованих мас, прецесія вала ротора, збільшення радіального й осевого зазорів у підшипниковому вузлі в результаті зносу, наявність абразивних частинок у змащувальному матеріалі.

Зноси робочих поверхонь, що сполучаються, газо-масляних ущільнень призводять до великого витoku оливи через ущільнення в бік турбіни або компресора, отже, до втрати працездатності ТКР і його відмови [9].

Режим пуску двигуна є одним із найбільш критичних експлуатаційних умов, що значно впливають на довговічність та надійність підшипникового вузла турбокомпресора. У цей період підшипники зазнають підвищених навантажень через відсутність повноцінного мастильного шару, оскільки подача оливи ще не досягла оптимального рівня. Це спричиняє збільшення тертя та інтенсивний знос поверхонь. Крім того, під час пуску відбуваються різкі температурні та динамічні коливання, які створюють додаткові напруження в матеріалі підшипників і сприяють їх передчасному зношуванню.

Недостатній потік мастильного матеріалу при високих обертах ротора призводить до втрати його стабільності та зниження здатності підшипників до демпфування. У результаті амплітуда коливань збільшується, що частково обумовлено дисбалансом мас ротора і явищем прецесії його вала. Це може спричинити безпосередній контакт між поверхнями тертя вала ротора і підшипника. Якщо у мастилі присутні абразивні частинки, такий контакт призводить до інтенсивного абразивного зношування. Крім того, зі

збільшенням зазорів у підшипниковому вузлі значно погіршується ефективність газомасляних ущільнень, навіть якщо їх монтаж відповідав усім технічним вимогам.

Основним типом пошкоджень деталей підшипникового вузла турбокомпресора виступають абразивний і гідроабразивний знос.

Абразивний знос виникає через наявність у мастильному матеріалі твердих частинок, які діють як мікрорізці, пошкоджуючи контактуючі поверхні підшипника і вала ротора. Гідроабразивний знос, у свою чергу, обумовлений поєднанням механічного впливу твердих частинок та ерозійного впливу мастильного матеріалу, що рухається під високим тиском. Ці процеси призводять до поступового руйнування поверхонь деталей, знижуючи їхню міцність і точність роботи, що в кінцевому підсумку може спричинити вихід з ладу всього підшипникового вузла.

Щоб уникнути пошкоджень, необхідно забезпечити використання мастильних матеріалів і фільтрів високої якості, а також своєчасно здійснювати їх заміну відповідно до рекомендацій заводу-виробника.

Причини пошкоджень, пов'язаних із використанням забрудненої оливи, можуть бути такими:

1. Абразивний знос деталей: тверді частинки, що містяться в забрудненій оливі, діють як абразив, пошкоджуючи поверхні підшипників і вала ротора.

2. Заклинювання підшипників: забруднення може блокувати канали подачі мастила, що призводить до недостатнього змащування та перегріву підшипників.

3. Корозійне пошкодження: присутність у мастилі води або агресивних хімічних домішок сприяє утворенню корозії на деталях.

4. Зниження ефективності ущільнень: частинки забруднень спричиняють знос ущільнювальних елементів, що погіршує герметичність вузла і може викликати витік мастила або проникнення сторонніх речовин.

Аналіз функціонування та умов навантаження компонентів турбокомпресора свідчить про наступне:

- пара тертя вал ротора - підшипник піддається абразивному зносу, особливо в моменти недостатньої подачі мастила, таких як запуск або різка зупинка двигуна, а також при зниженні тиску мастильного матеріалу. У сталому режимі роботи спостерігається гідроабразивний знос;

- у парі тертя підшипник - корпус середній у схемі з НМ домінує кавітаційний та гідроабразивний знос, тоді як у схемах з ВВ переважає абразивний знос;

- пара тертя кільце ущільнювальне - канавка масловідбивача і кільце ущільнювальне - канавка втулки ущільнення ротора піддаються абразивному зношуванню;

- у парах тертя кільце ущільнювальне - диск ущільнення компресора і кільце ущільнювальне - отвір середнього корпусу також спостерігається абразивне зношування;

- у парах тертя фіксатор - втулка підшипників відбувається як абразивний знос, так і фретинг-зносу.

Пошкодження турбокомпресора можуть бути спричинені підвищенням температури відпрацьованих газів, особливо під час експлуатації на великих висотах над рівнем моря. Коли двигун працює при температурах, близьких до максимальних, ці температури можуть бути перевищені на висоті 1500 м. Також робота на таких висотах може призвести до перевищення максимальної швидкості обертання вала турбокомпресора, що викликає перегрів його компонентів. Для запобігання цим проблемам необхідно відповідно до інструкцій виробника адаптувати систему подачі палива.

На збільшення температури відпрацьованих газів значний вплив мають такі фактори:

- пізнє запалювання – запалювання палива відбувається після оптимального часу, що призводить до більш тривалого горіння і, відповідно, до підвищення температури газів;

- бідна паливна суміш – недостатня кількість палива у суміші з повітрям призводить до неповного згоряння, що спричиняє підвищення температури відпрацьованих газів;

- пізній момент уприскування палива – запізніле введення палива в циліндр під час такту стиснення може призвести до його згоряння при високих температурах, що збільшує температуру відпрацьованих газів.

Збільшений опір на впуску, спричинений такими факторами, як забруднений повітряний фільтр, пошкоджені з'єднання або патрубки з недостатнім діаметром, веде до зменшення об'єму повітря, що потрапляє в циліндри, а також до підвищення температури відпрацьованих газів. Високий опір на впуску, разом з експлуатацією на великих висотах, може призвести до пошкодження корпусу турбінного колеса та виходу з ладу самого колеса через надмірно високі температури. Якщо не проводити заміну повітряного фільтра згідно з рекомендаціями виробника, є висока ймовірність накопичення бруду в корпусі компресорного колеса. Це, у свою чергу, призведе до зменшення потоку повітря до циліндрів і спричинить перегрів. Під впливом таких факторів відбуваються швидкі зміни в структурі матеріалу, що призводить до порушення пружності газооливних ущільнень через фазові зміни, що в результаті викликає витік масла.

Отже, найбільше зношуваними компонентами конструкції є елементи підшипникового вузла.

Розглянемо як вузол для дослідження сімейство турбокомпресорів ТКР-6 виробництва (БЗА) рисунок 1.6, що встановлюються на двигуни Д-245. У цьому виді компресора застосовано схему підшипникового вузла з НМТ (рисунок 1.2).



Рисунок 1.6 - Турбокомпресор ТКР-6

Під час ремонту турбокомпресорів необхідно враховувати матеріали, з яких виготовлено деталі ТКР, і технічні вимоги до поверхонь, що піддаються РВВ.

1.3. Програмні засоби математичного моделювання. CAE – системи

Створення нової конструкції та модернізація наявних зразків техніки неможливі без проведення цілої низки конструктивних розрахунків. До них належать визначення напружено-деформованого стану, теплових полів, розрахунків течії рідин і газів тощо. Однак теоретичні рішення не завжди можуть бути застосовані до реальних конструкцій. Тоді в цих випадках необхідно використовувати чисельні методи реалізації поставленої задачі.

У роботі [17] запропоновано використовувати метод скінченних елементів (МСЕ). Сутність методу полягає в такому: область, яку займає тіло, розбивається на кінцеві елементи. У середині кожного елемента задають деякі функції форми, що дають змогу визначити переміщення всередині елемента в місцях стиків кінцевих елементів. За координатні функції приймають функції, які тотожно дорівнюють нулю усюди, крім одного кінцевого елемента, усередині якого вони збігаються з функціями форми. Як невідомі коефіцієнти

беруться вузлові переміщення. Після мінімізації функціоналу енергії виходить алгебраїчна система рівнянь (так звана основна система).

За кілька минулих десятиліть інженерам стали доступні десятки спеціалізованих додатків для аналізу методом скінченних елементів. Системи комп'ютерного інженерного аналізу не тільки дають змогу оцінити принципову працездатність і характеристики конструкції (наприклад, за умовами міцності), а й дають змогу моделювати ситуації реальної експлуатації виробів: потраплення птаха в авіаційний двигун, зіткнення автомобілів та роботу різних пар тертя тощо.

На даний момент у світі найбільш відомі десять провідних компаній у галузі інженерного аналізу, які розробляють програмне забезпечення для моделювання та тестування:

1. ANSYS Inc. (США) - Лідер у галузі інженерного моделювання, що пропонує програмне забезпечення для дизайну та тестування продуктів у різних галузях.

2. Siemens PLM Software (Німеччина) - Відомий завдяки цифровому двійнику та програмам управління життєвим циклом продукту, Siemens допомагає підприємствам з моделюванням та інженерним аналізом.

3. Dassault Systèmes (Франція) - Ключовий гравець у галузі 3D-дизайну та моделювання, з такими інструментами, як CATIA та SIMULIA для інженерного аналізу.

4. Altair Engineering (США) - Спеціалізується на програмному забезпеченні для дизайну, що керується симуляцією, надаючи інструменти для структурного, рідинного та теплового аналізу.

5. Autodesk (США) - Хоча Autodesk широко відомий завдяки своїм САД-програмам, він також пропонує інструменти для інженерного аналізу в таких галузях, як будівництво та виробництво.

6. Bentley Systems (США) - Відомий завдяки програмному забезпеченню для інфраструктури та цивільної інженерії, Bentley пропонує інструменти для аналізу великих проектів.

7. PTC Inc. (США) - PTC пропонує програмне забезпечення для розробки продуктів і рішень для Інтернету речей (IoT), включаючи передові інструменти для симуляцій.

8. Schneider Electric (Франція) - Хоча основна увага компанії зосереджена на управлінні енергією, Schneider також надає інструменти для моделювання в енергетичній та виробничій галузях.

9. MathWorks (США) - Виробник MATLAB, ключового інструмента для аналізу даних та моделювання, який широко використовується в інженерних застосуваннях.

10. MSC Software (США) - Спеціалізується на розробці програмного забезпечення для симуляцій, включаючи інструменти для аналізу методом кінцевих елементів (FEA) і мультицільових динамічних систем.

Постачальниками PLM-рішень (Product Lifecycle Management - управління даними про продукт упродовж його життєвого циклу), до складу яких входять CAE (Computer-aided engineering - системи інженерних розрахунків) технології та системи є:

1. Dassault Systemes з напрямком SIMULIA і ABAQUS, Inc.; основні продукти - ABAQUS, SIMULIA Multiphysics Platform. Крім того, дочірня компанія SolidWorks просуває CAE-систему COSMOS;

2. PTC пропонує інтегровані в CAD-систему Pro/ENGINEER засоби інженерного аналізу Pro/ENGINEER Mechanica і Mathcad;

3. UGS PLM Software, дочірня компанія Siemens Automation and Drives, поширює вбудовані в CAD-систему Solid Edge CAE-засоби - Femap, NX Digital Simulation, NX Nastran.

Вибір робочої системи САПР проводять за критеріями залежно від виду та складності розв'язуваної задачі, її обсягу та кінцевого вигляду, терміну виконання робіт, кваліфікації та кількості фахівців.

У загальному випадку основним критерієм вибору САПР може бути функціональна можливість системи. Цей критерій безпосередньо пов'язаний із

розв'язуваними завданнями. Сучасні системи САПР заведено поділяти на три рівні - легкі, середнього і високого рівня (важкі).

Під час розгляду запропонованих програмних продуктів слід зазначити, що всі вони містять у собі модулі легкого рівня, що відповідають за створення робочої документації.

Модулі PAM, LS-DYNA, SIMULIA, Femap, SolidWorks, Solid Edge - слід віднести до САПР середнього рівня, оскільки вони націлені на завдання тривимірного рівня і виступають у ролі базових систем, що доповнюються різноманітними додатками. Вони зручні у використанні, але мають низку обмежень і за обсягом виробу (кількість компонентів, що входять у виріб), і за швидкістю розрахунку складних моделей деталей.

Системи високого рівня (ANSYS, Pro/Engineer, ABAQUS, CATIA) не такі зручні у вивченні, але володіють значно ширшими можливостями розрахунку і здатні працювати з виробами великих об'ємів, це комплекси побудовані за модульним принципом.

Під час аналізу літературних та інтернет-джерел було встановлено, що більшість авторів вважає систему SolidWorks і ANSYS найкращим варіантом для використання в інженерному аналізі.

Система SolidWorks відмінно зарекомендувала себе більш ніж на 40 тисячах промислових підприємств по всьому світу. І успіх цей вона пояснює не тільки функціональними можливостями 3D-моделювання, відкритою архітектурою, простотою освоєння і використання, а й наявністю повного спектра засобів інженерного аналізу, орієнтованих як на пересічних інженерів-проектувальників, так і на професійних розраховувачів. [20]

SolidWorks Simulation являє собою підпрограму для розв'язання задач механіки деформівного твердого тіла, що деформується.

Використання цього комплексу дає змогу змоделювати різні стани вузла, відремонтованого різними способами ремонтно-відновлювальних впливів РВВ. Вони дають змогу отримати дані про напружено-деформований стан,

втому, запас міцності, частотної та вібраційної стійкості вузла, що дають змогу оцінювати його ресурс і довговічність.

1.4 Мета і завдання дослідження

Аналіз механізмів виходу з ладу турбокомпресора за різних режимів роботи дали змогу визначити *мету дослідження*: забезпечення мінімальної трудомісткості та питомих витрат під час ремонту ТКР, розробленням стратегії вибору ремонтно-відновлювальних впливів. Виходячи з мети дослідження, у цій роботі необхідно вирішити такі завдання:

- 1) Виявити критерій визначення технічного стану турбокомпресора на основі аналізу розмірних ланцюгів ресурсовизначальних сполучень.
- 2) Провести статистичну оцінку параметрів дефектів і зносів робочих поверхонь деталей і зазорів у сполученнях турбокомпресора.
- 3) Провести аналіз напружено-деформованого стану і величин власних частот при зміні розміру робочої поверхні вала ротора.
- 4) Виявити значення контактних у сполученні вал ротора - втулка підшипника для визначення матеріалу електрода, що застосовується під час електроіскрової обробки.
- 5) Розробити алгоритм вибору ремонтно-відновлювальних впливів і технологічних рекомендацій з ремонту турбокомпресора, що дозволяє знизити трудомісткість і питомі витрати залежно від технічного стану.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ РОЗРОБЛЕННЯ СТРАТЕГІЇ РЕМОНТНО-ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ВПЛИВІВ ТУРБОКОМПРЕСО- РІВ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

2.1 Аналіз розмірних ланцюгів для визначення технічного стану турбокомпресора

Однією зі складових при виборі схеми ремонтно-відновлювальних впливів є визначення технічного стану турбокомпресора. Він жорстко пов'язаний величинами зазорів між основними деталями підшипникового вузла. На основі аналізу ескізу (рисунок 2.1) видно, що в конструкції турбокомпресора існують два зазори, що визначають технічний стан A_1 - зазор між корпусом турбокомпресора і колесом турбіни, A_2 - зазор між поверхнею отвору під ущільнювальні кільця середнього корпусу турбокомпресора та зовнішньою поверхнею втулки ущільнення вала ротора. Ці зазори пов'язані величинами: зазором між внутрішньою поверхнею корпусу і зовнішньою поверхнею втулки (Z_1) і зазором між внутрішньою поверхнею втулки і опорною поверхнею вала (Z_2).

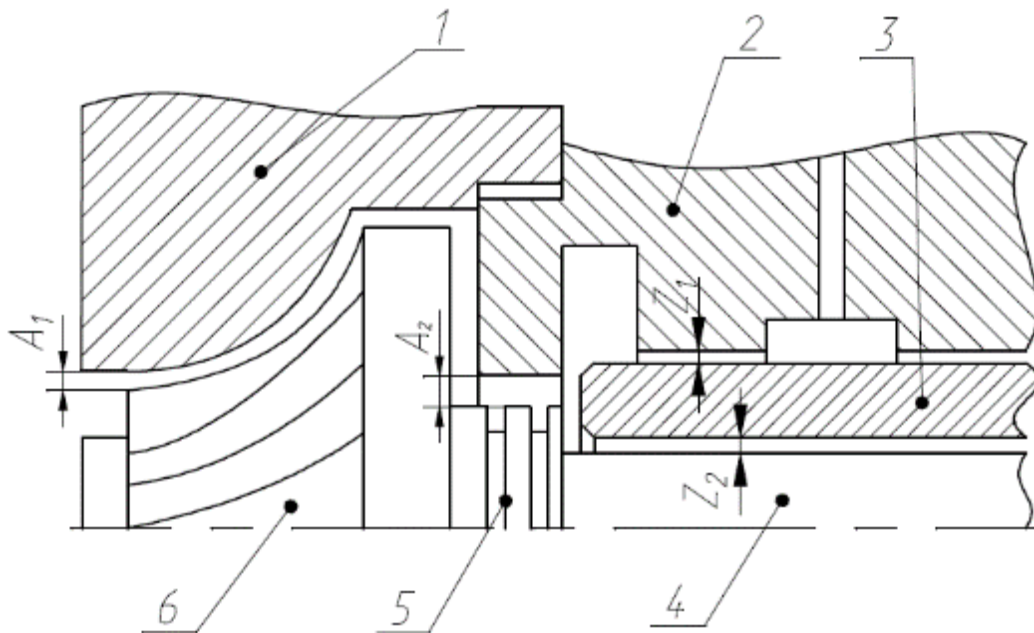


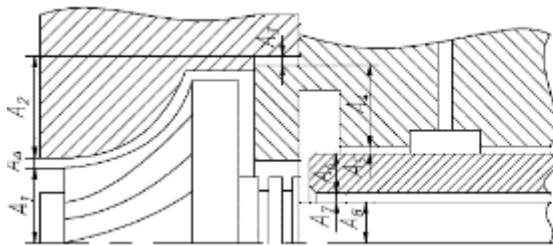
Рисунок 2.1 - Схема розташування технологічних зазорів

1 - корпус турбіни, 2- середній корпус, 3 - втулка підшипника,
4 - вал ротора, 5 - втулка газомасляних ущільнень, 6 - колесо турбіни

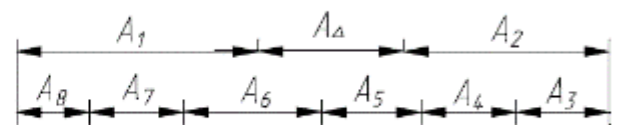
У процесі експлуатації сумарний внутрішній зазор (Z_1, Z_2) збільшується через процеси зношування. Внаслідок цього змінюється поточне положення вала ротора. У разі збільшення значення зазору A_1 , понад допустиме, відбувається торкання лопаток колеса турбіни за її корпус. Збільшення зазору A_2 призводить до торкання втулки ущільнення вала ротора і поверхні отвору під ущільнювальні кільця середнього корпусу. Виникнення хоча б однієї з перерахованих вище умов призводить до різкого зростання величини дисбалансу ротора, і внаслідок цього поверхні піддаються аварійному зношуванню.

Отже, в процесі експлуатації турбокомпресора, гранично допустиме переміщення вала ротора не повинно перевищувати гранично допустиму величину зазору в розглянутих сполученнях.

Розглянемо сполучення між корпусом турбокомпресора і колесом турбіни з урахуванням технологічних зазорів. На основі ескізу (рисунок 2.2 а) було складено розмірний ланцюг (рисунок 2.2.б). [21]



а) ескіз сполучення



б) розмірний ланцюг

Рисунок 2.2 - Схема розташування розмірів для визначення зазору між поверхнями корпус турбіни - колесо турбіни

Для розрахунку параметрів замикальної ланки ($A_Δ$) розмірного ланцюга, через велику кількість ланок, було застосовано розрахунок теоретико-імовірнісним методом за РД 50-635-87. [21]

Основне рівняння розмірного ланцюга:

$$A_Δ = \sum A_{i_{y\delta}} - \sum A_{i_{y\mu}}, \text{ мм} \quad (2.1.)$$

де $\sum A_{i_{y\delta}}$ - сума всіх збільшувальних ланок, мм; $\sum A_{i_{y\mu}}$ - сума всіх зменшувальних ланок, мм.

Допуск замикальної ланки TA_{Δ} :

$$TA_{\Delta} = t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 T_i^2}, \text{ мм} \quad (2.2)$$

де ξ_i^2 - передавальне відношення i -ї ланки розмірного ланцюга;

λ_i^2 - коефіцієнт відносного розсіювання значень відповідно замикаючої та i -ї складової ланок розмірного ланцюга, $\lambda_i^2 = 1/9$;

t - коефіцієнт ризику, $t=0,27$;

T_i - допуск i -ї ланки розмірного ланцюга.

Чисельні значення коефіцієнтів асиметрії та відносного розсіювання визначають залежно від виду остаточної обробки досліджуваної поверхні за табличними даними згідно з [21].

Середнє значення T_{cp} допуску складових ланок:

$$T_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 T_i^2}}, \text{ мм} \quad (2.3)$$

де TA_{Δ} - допуск замикаючої ланки, мм;

ξ_i^2 - передавальне відношення i -ї ланки розмірного ланцюга, λ_i^2 - коефіцієнт відносного розсіювання значень відповідно замикаючої та i -ї складової ланок розмірного ланцюга, $\lambda_i^2 = 1/9$;

t - коефіцієнт ризику, $t=0,27$;

T_i - допуск i -ї ланки розмірного ланцюга, мм.

Оскільки складовими ланками розмірного ланцюга є відхилення осей, то під час розрахунків зручніше використовувати величину половини поля допуску δ_i

$$\delta_i = \frac{1}{2} \cdot T_i, \text{мм} \quad (2.4)$$

Координату середини поля розсіювання замикаючої ланки обчислюють за формулою Δ_ω :

$$\Delta_\omega = \sum_{i=2}^{m-1} \xi_i \Delta_{\omega i}, \text{мм} \quad (2.5)$$

де Δ_ω - допуск середини поля розсіювання, мм.

Визначення граничних відхилень замикальної ланки:

Верхнє відхилення ESA_Δ :

$$ESA_\Delta = \Delta_\omega + t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 \left(\frac{TA_\Delta}{2} \right)_i^2}, \text{мм} \quad (2.6)$$

Нижнє відхилення EIA_Δ :

$$EIA_\Delta = \Delta_\omega - t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 \left(\frac{TA_\Delta}{2} \right)_i^2}, \text{мм} \quad (2.7)$$

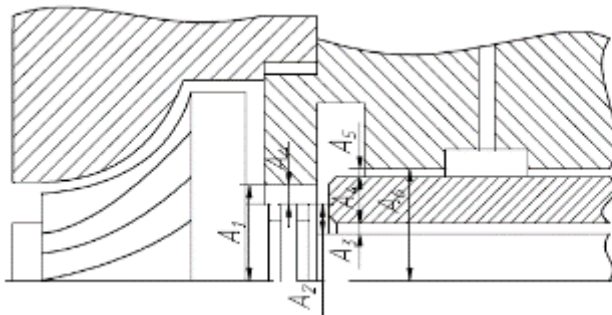
Ланки розмірного ланцюга, а також їхні номінальні значення і граничні відхилення наведено в таблиці 2.1.

Підставляючи відомі дані у формули (2.1-2.7), отримаємо значення замикаючої ланки $A_{\square} = 0,575_{-0,103}^{-0,064}$

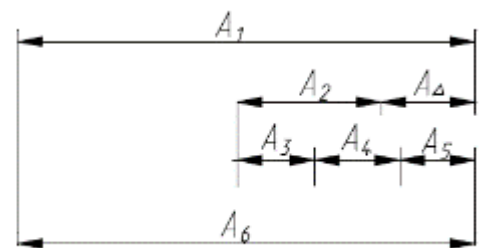
Таблиця 2.1- Значення ланок розмірного ланцюга

Позначення	Номінал	Відхилення	
		ES	EI
A_1	24,0	0	-0,01
A_2	15,5	0	-0,07
A_3	0,01	0,01	0
A_4	30	0	-0,11
A_5	0,04	+0,02	+0,01
A_6	5,5	-0,03	-0,049
A_7	0,025	0	-0,01
A_8	4,5	-0,03	-0,02
A_{Δ}	0,575	-0,064	-0,103

Розглянемо сполучення між втулкою ущільнення вала ротора й отвором середнього корпусу під кільця ущільнювачів. На основі ескізу (рисунок 2.3 а) було складено розмірний ланцюг (рисунок 2.3.б).



а) ескіз сполучення



б) розмірна цепь

Рисунок 2.3 - Схема розташування розмірів для визначення зазору сполучення втулка ущільнення вала ротора - отвір корпусу під кільця ущільнювачів

Ланки розмірного ланцюга, а також їхні номінальні значення та граничні відхилення подано в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 - Значення ланок розмірного ланцюга

Позначення	Номінал	Відхилення	
		ES	EI
A_1	9,000	0	-0,016
A_2	4,100	0,02	-0,014
A_3	0,025	0,01	0

A_4	5,500	-0,03	-0,049
A_5	0,040	+0,01	0
A_6	10,00	0,01	-0,049
A_{Δ}	0,475	-0,023	-0,069

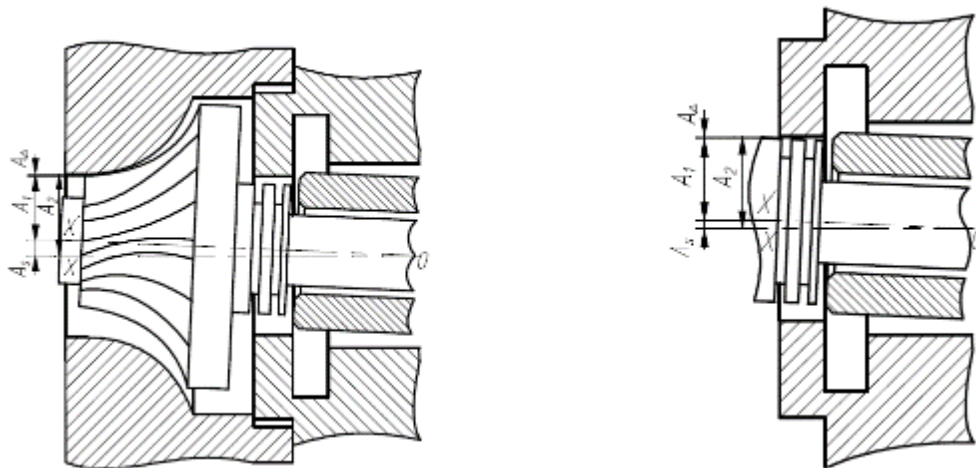
Після проведення необхідних розрахунків отримаємо $A_{\Delta} = 0,475_{-0,069}^{-0,023}$.

У процесі експлуатації турбокомпресора під впливом зовнішніх чинників (дисбаланс, помпаж тощо) можливий перекус осей деталей підшипникового вузла турбокомпресора.

Визначимо величину зміщення осі вала ротора A_s з урахуванням максимально можливого перекосу осей деталей підшипникового вузла. Розглянемо два випадки, за яких можливе торкання обертових частин ротора деталей корпусу.

У першому варіанті (рисунок 2.4 а) було розглянуто випадок, за якого, імітується торкання колеса турбіни об корпус турбіни.

У другому варіанті (малюнок 2.4 б) було розглянуто випадок, за якого, імітується торкання втулки ущільнення турбіни об поверхню отвору середнього корпусу під ущільнювальні кільця.



а) сполучення колесо турбіни – корпус турбіни корпус турбіни

б) сопряжение втулка уплотнения вала ротора – отверстие среднего корпуса под уплотнительные кольца

Рис. 2.4 - Схеми турбокомпресора за критичних величин кута перекосу осей деталей підшипникового вузла

На підставі схем (рисунок 2.4) було складено розмірні ланцюги (рисунок 2.5) і проведено розрахунок величини перекосу осей методом максимуму-мінімуму. За результатами розрахунку були складені таблиці 2.3-2.4.



а) сполучення колесо турбіни - корпус турбіни
 б) сполучення втулка ущільнення вала ротора - отвір середнього корпусу під кільця ущільнювачів

Рисунок 2.5 - Розмірні ланцюги

Таблиця 2.3 - Значення складових ланок розмірного ланцюга сполучення колесо турбіни - корпус турбіни

Позначення	Номинал, мм	Граничні відхилення, мм	
		ES	EI
A_1	24,00	0	-0,084
A_2	0,00		
A_3	24,50	+0,084	0
$A_{\Delta 1}$	0,50	+0,16	0

Таблиця 2.4 - Значення складових ланок розмірного ланцюга сполучення втулка ущільнення вала ротора - отвір середнього корпусу під ущільнювальні кільця

Позначення	Номинал, мм	Граничні відхилення, мм	
		ES	EI
A_1	8,60	0	-0,08
A_2	0,00		
A_3	9,00	0,05	0
$A_{\Delta 2}$	0,40	0,13	0

Таким чином, величина зсуву осей, за якого відбувається торкання в сполученні колесо турбіни - корпус турбіни, дорівнюватиме 0,5 мм, а в сполученні втулка ущільнення вала ротора - отвір середнього корпусу під ущільнювальні кільця дорівнюватиме 0,4 мм.

На основі отриманих даних з урахуванням геометричних характеристик розрахуємо мінімальний сумарний зазор у підшипниковому вузлі, за якого спостерігатиметься торкання розглянутих поверхонь. Усі необхідні дані та результати розрахунків внесемо в таблицю 2.5.

Таблиця 2.5 - Значення складових розрахунку сумарного зазору.

Ескіз	Позначення		Номінал, мм
	Випадок 1	OX	25,5
		OX ₁	50,5
		A _s	0,5
		Z _{Δ1}	0,25
	Випадок 2	OX	22,5
		OX ₁	33,5
		A _s	0,4
		Z _{Δ2}	0,335

Як видно з розрахунків, величина сумарного зазору в першому (торкання крильчатки і корпусу турбіни) випадку менша порівняно з другим. Тому торкання в сполученні крильчатка-корпус турбіни за збільшення сумарного зазору (під час зношування деталей підшипникового вузла) спостерігатиметься раніше і, як наслідок, призводить до передчасного виходу з ладу турбокомпресора.

Результати дослідження дали змогу:

- виявити максимальний сумарний зазор у підшипниковому вузлі та у сполученні, в якому спостерігається торкання обертових деталей ротора до корпусних деталей;
- використовувати величину зміщення як засіб визначення технічного стану турбокомпресора. Значення величини зміщення буде основним параметром на початковому етапі вибору стратегії РВВ (стадія визначення технічного стану).

2.2 Теоретичні завдання вибору ремонтно-відновлювальних впливів

Кожне ремонтне підприємство намагається знайти оптимальні рішення щодо організації свого пропонованого рішення, для зниження витрат і підвищення економічної ефективності. Значною мірою досягнення цієї мети визначається вибором стратегії впливу на об'єкти ремонту. Основний напрямок розвитку - це розроблення такої стратегії ремонту, за якої знижуються питомі витрати під час проведення ремонтно-відновлювальних впливів (РВВ) [16, 22].

Основним показником, для вибору схем ремонтно-відновлювальних впливів, є трудомісткість. Розглянемо схему загальної трудомісткості (рисунок 2.7).

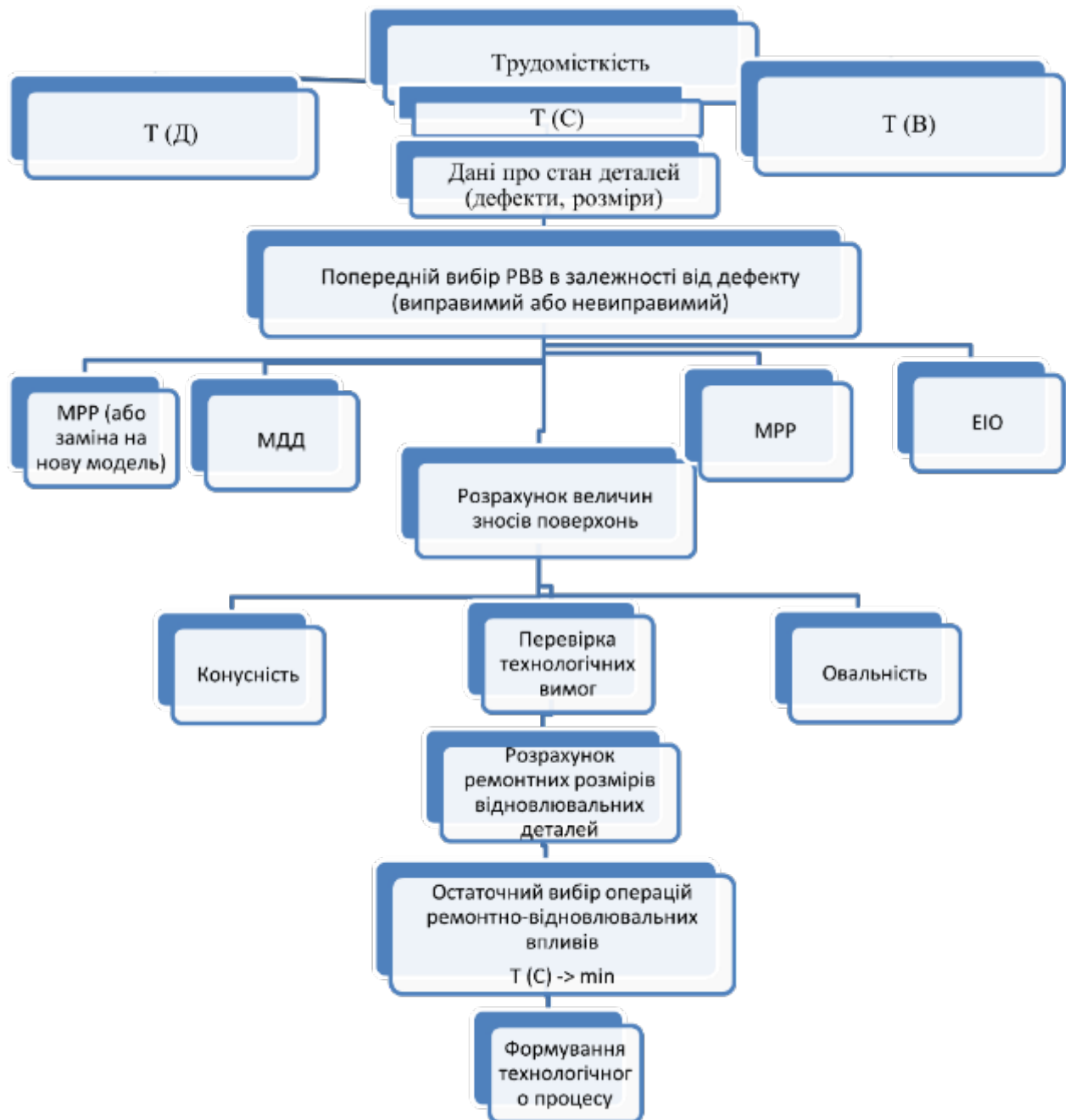


Рисунок 2.7 - Схема загального алгоритму вибору РВВ для деталей турбокомпресора

Основними складовими трудомісткості є: $T(D)$ - трудомісткість, що витрачається на визначення технічного стану та діагностику; $T(C)$ - трудомісткість операцій, пов'язаних із технологічними діями з відновлення геометричних параметрів зношених поверхонь; $T(B)$ - трудомісткість на виконання складальних і балансувальних заходів, які не передбачають змін геометричних і

якісних характеристик поверхні. Як відомо, найбільш раціональною схемою ремонту є та, за якої трудомісткість РВВ мінімальна. Розглянемо вплив кожної складової на загальний час ремонту.

Трудомісткість, що витрачається на визначення технічного стану та діагностику Т(Д), а також на складання і балансування Т(В) залежить від особливостей і технологій, що застосовуються на різних підприємствах (для кожного конкретного підприємства вона буде постійною), і не залежить від вибору стратегії РВВ.

Трудомісткість Т(С) залежить від різних комбінацій різних методів РВВ. З урахуванням специфіки застосування РВВ на деталі турбокомпресора розроблено алгоритм вибору РВВ з урахуванням специфіки РВВ на деталі турбокомпресора, що представлений на рисунку 2.7.

Розглянемо дії під час реалізації представленого алгоритму.

На першому етапі проводиться введення даних візуального та інструментального контролю згідно з методикою мікрометражних досліджень. Це необхідно для якісної оцінки стану деталей турбокомпресора.

На другому етапі алгоритму розглядаються всі методи РВВ, які використовуються на даному підприємстві, для відновлення зношених і дефектних поверхонь основних деталей турбокомпресора. Крім цього, на основі логічних залежностей проводиться поділ дефектів на дві групи, які можна виправити і які не можна виправити, ухвалюють рішення про подальші дії.

Третій етап характеризується розрахунком значень величин зносу поверхонь. Це проводиться для комплексної оцінки робочих поверхонь.

На четвертому етапі проводиться аналіз і порівняння значень величин зносів поверхонь зі значеннями технологічних вимог. На основі даних, отриманих у результаті здійснюваних дій, ухвалюють рішення про застосування методів РВВ (рисунок 2.8).

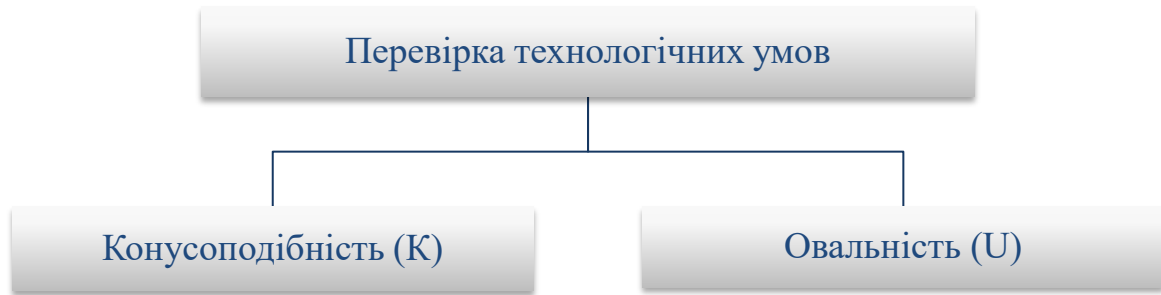


Рисунок 2.8. – Перевірка технологічних вимог

На п'ятому етапі здійснюється розрахунок ремонтних розмірів для відновлення технологічних зазорів, рекомендованих технічними вимогами на виготовлення. Розрахунок проводиться на основі значень попереднього етапу, а також враховуються технологічні вимоги на механічну обробку.

На шостому етапі проводиться остаточний вибір методів РВВ, який відбувається з урахуванням особливостей реалізації пропонованого методу, за умов запасу міцності, частотної стійкості. Виконується розрахунок ремонтного розміру для кожної зношеної поверхні деталі, а також розраховується час, необхідний на здійснення РВВ, і відбувається коригування стратегії з урахуванням мінімального значення цього параметра.

На сьомому етапі відбувається остаточне формування технологічного процесу

Таким чином, алгоритм дає змогу структурувати, оптимізувати і зводити до мінімуму часові витрати на ремонт і відновлення турбокомпресорів різних типів.

2.3. Висновки

1. На основі розмірного аналізу деталей підшипникового вузла ТКР було визначено величину сумарного радіального зазору, що визначає граничний стан ТКР.

2. Представлено алгоритм вибору стратегії ремонту ТКР за критеріями мінімальних питомих витрат часу, що витрачається на ремонт.

РОЗДІЛ 3. МЕТОДИЧНІ ОСНОВИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Програма досліджень

Для вирішення поставленої мети цієї роботи необхідно провести низку досліджень. Для реалізації поставлених завдань було розроблено план проведення заходів щодо визначення аналітичних та експериментальних залежностей.

Усі дослідження були розділені на кілька етапів.

На першому етапі було проведено аналіз причин відмов турбокомпресорів. Він дав змогу виявити ресурсовизначальні деталі, до поверхонь яких необхідно застосувати методи РВВ для відновлення їхніх геометричних параметрів.

Другим етапом проводився інструментальний контроль зношених поверхонь турбокомпресорів, що вийшли з ладу, для оцінки параметрів закону розподілу зносу деталей, які, в свою чергу, необхідні для визначення критеріїв вибору раціональних схем технологічних впливів з метою відновлення працездатності.

На третьому етапі проводилися дослідження специфічного дефекту поверхневого шару вала ротора турбокомпресора, спричиненого впливом високих температур.

На четвертому етапі проводилися випробування фізико-механічних властивостей матеріалів, що використовуються для виготовлення і ремонту вала ротора турбокомпресора.

Заключним етапом проводили розрахунок і аналіз математичних моделей вала ротора за критеріями конструкційної міцності та частотної стійкості, а також розв'язували задачу напружено-деформованого стану підшипникового вузла в особливих режимах роботи (режим пуску і зупинки). Розв'язання комплексу задач дає змогу вивчати напруження та деформований стан

досліджуваних деталей для прогнозування довговічності їхньої роботи в різних умовах експлуатації.

3.2 Методика проведення мікрометражних досліджень

Як об'єкти для мікрометражних досліджень було обрано турбокомпресори ТКР-6, що були в експлуатації. Дослідженням піддавалися деталі підшипникового вузла, середнього корпусу, вала-ротора, газомасляних ущільнень.

Перед проведенням первинної дефектації та мікрометражних досліджень агрегати розбирали, промивали в мийній машині Madigo L152, мийним засобом МС-20, і просушували.

Дефекти деталей (руйнування, злами, риски) визначалися зовнішнім оглядом, зноси - інструментальними методами контролю, перераховані в таблиці 3.1. Вимірювання проводилися у двох взаємно перпендикулярних площинах і в декількох перерізах.

Величину зносу I , для охоплюваних і охоплювальних поверхонь відповідно обчислимо за формулами:

$$I = D - D_{\max}^{\text{don}}, \quad (3.1)$$

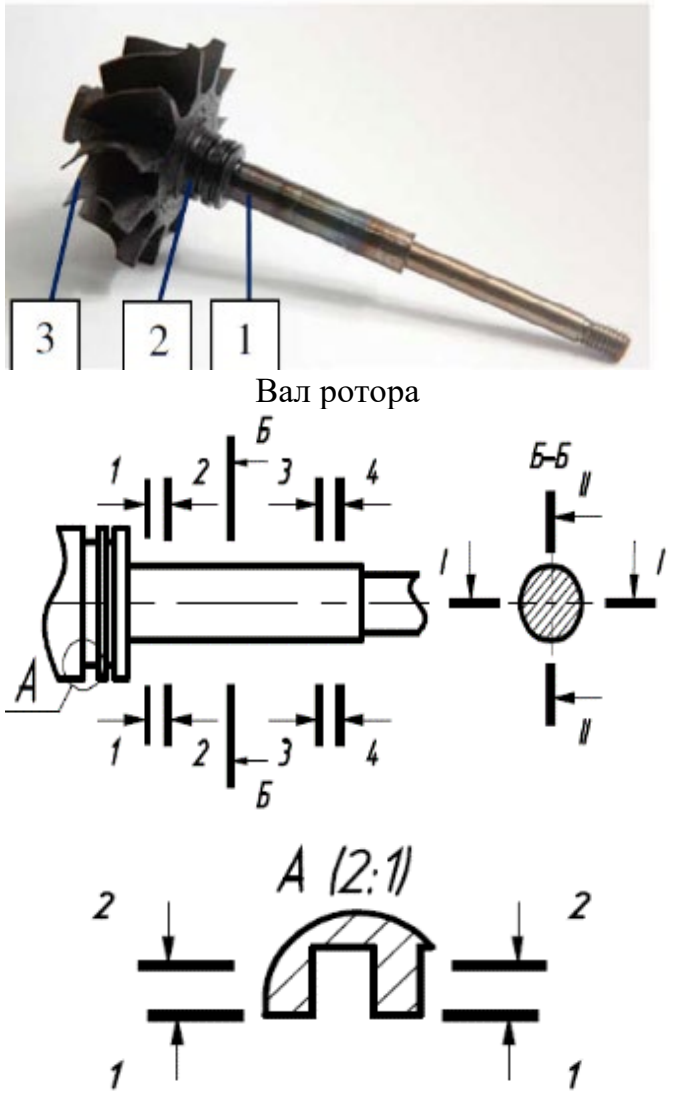
$$I = d_{\min}^{\text{don}} - d, \quad (3.2)$$

де D , d - дійсний розмір деталі, що охоплює і охоплюваної поверхонь відповідно, мм;

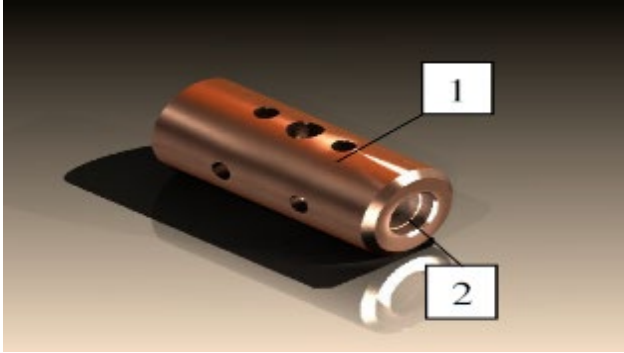
D_{\max}^{don} , d_{\min}^{don} - максимально (для охоплюваної поверхні) або мінімально (для охоплювальної поверхні) допустимий розмір деталі.

Результати первинної обробки заносили у відповідні карти (Додаток 2).


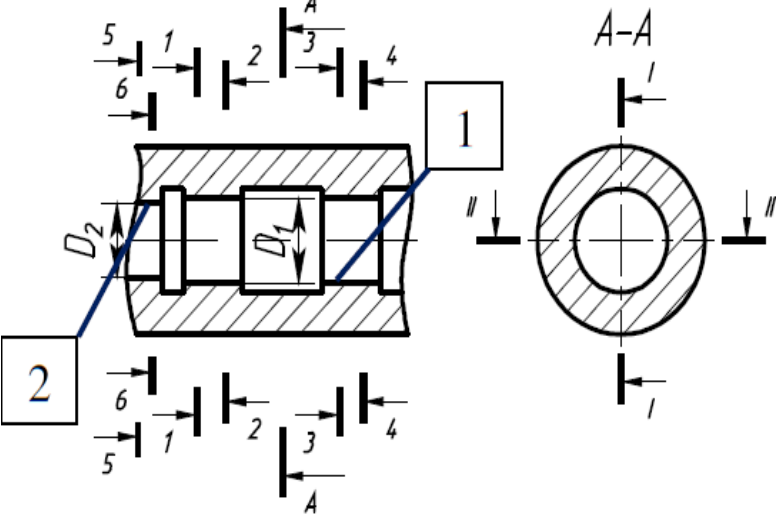
Таблиця 3.1 - Досліджувані деталі турбокомпресора ТКР-6

Номер рисунок	Найменування деталі та контрольований дефект	Найменування поверхні	Контрольований дефект	Відхилення від номіна- льного роз- міру, мм	Спосіб та засоби контролю
Рис. 3.1.	 <p>Вал ротора</p>	1. Опорна по- верхня вала ротора під під- шипник	Задири, риски Знос у перерізах (1-1)- (4-4). (4-4) відносно Б-Б	Не більше 0,01	Візуальний огляд Важільний мікро- метр МРП 0-ри- чажний 25 ДСТУ 11098-95 з точністю 0,001 мм Кінцеві міри 3-Н2 ДСТУ 9038-92
		2. Канавки га- зомасляних ущільнень	Знос у перерізі: 1-1 відносно 2-2	Не більше 0,01	Кінцеві міри 3-Н2 ДСТУ 9038-93
		3. Лопатки ко- леса турбіни	Порушення гео- метричної ціліс- ності (сколи, трі- щини, уламки)		Візуальний огляд

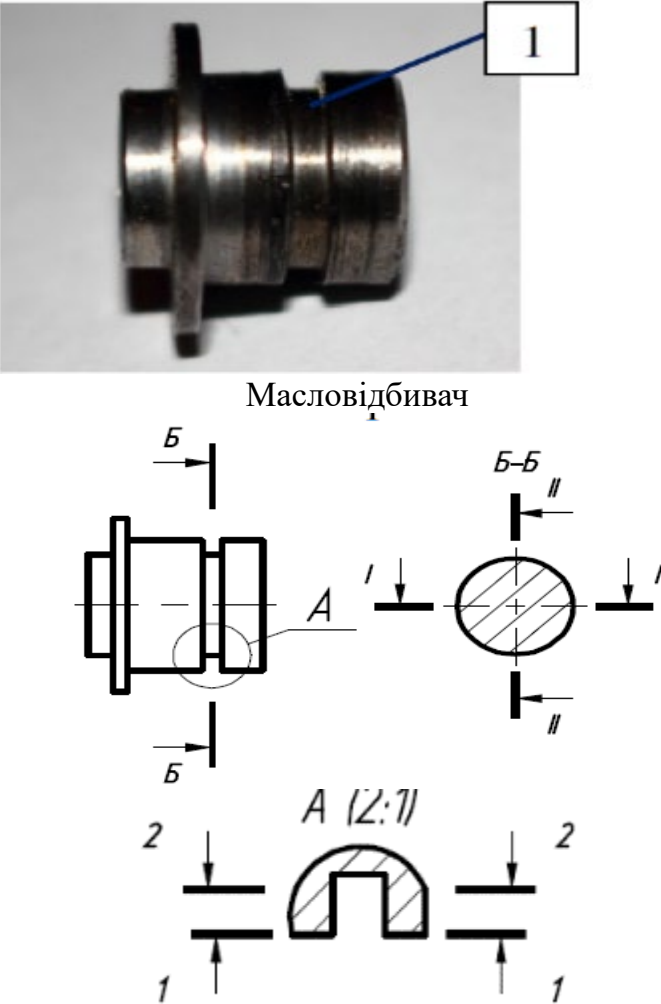
Продовження таблиці 3.1

Номер рисунок	Найменування деталі та контрольований де- фект	Найменування поверхні	Контрольований дефект	Відхи- лення від номіналь- ного роз- міру, мм	Спосіб та засоби контролю
Рис. 3.2	<p style="text-align: center;">Втулка підшипника</p>  <p style="text-align: center;">Втулка</p>	1. зовнішня по- верхня	Задири, риски		Візуальний огляд
		Знос у перерізах (1-1)- (4-4). (4-4) відносно В-В	Не більше 0,01	Мікрометр важіль- ного типу МРП 0- 25 – 0.001 ДСТУ 1397 - 95 Кінцеві міри 3-Н2 ДСТУ 9038-98	
	2. посадочна поверхня під вал ротора	Задири риски		Візуальний огляд	
		Знос у перерізах (1-1)- (4-4) щодо розміру вала ротора в перерізі Б-Б з урахуванням технологічного зазору	Не більше 0,01	Індикаторний нут- ромір 6-10 ДСТУ 9244-95 з точністю інди- каторної головки 0,001 мм Кінцеві міри 3-Н2 ДСТУ 9038-98	


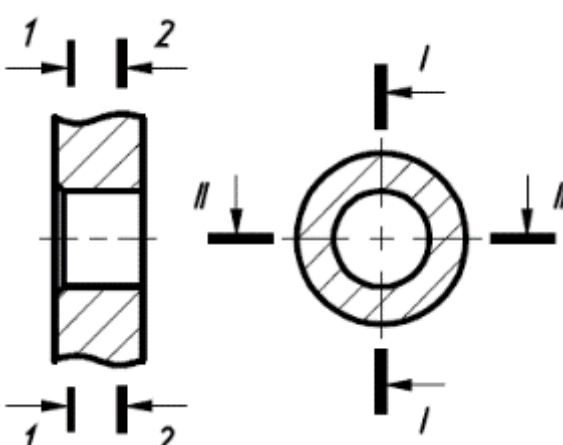
Продовження таблиці 3.1

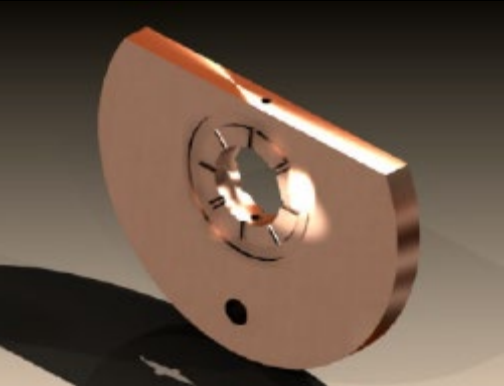
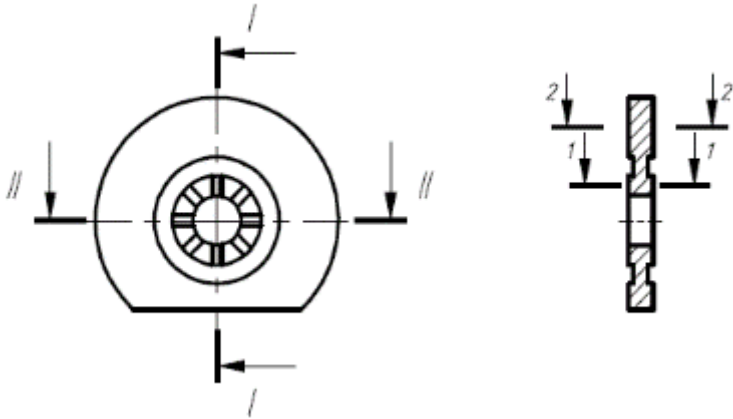
Номер рисунок	Найменування деталі та контрольований дефект	Найменування по- верхні	Контрольова- ний дефект	Відхи- лення від номіналь- ного роз- міру, мм	Спосіб та засоби контролю
Рис. 3.3	 <p>Середній корпус</p> 	1 - повер- хня (отвір під підши- пник)	Задири, риски Знос у перері- зах (1-1)- (4-4) щодо розміру втулки в пере- різі В-В з ура- хуванням тех- нологічного зазору	Не більше 0,01	Візуальний огляд Важільний мікро- метр МРП 0- ри- чажний 25 ДСТУ 11098- 95 з точністю 0,001 мм Кінцеві міри 3-Н2 ДСТУ 9038-99
		2 - повер- хня отвір під ущіль- нювальне кільце	Задири, риски	Конусопо- дібність і овальність не більше 0,01	Візуальний огляд
		Знос: 5-5 6-6	Індикаторний ну- трімір 10-18 ДСТУ 9244-95 з точністю індика- торної головки 0,002 мм Кінцеві міри 3-Н2 ДСТУ 9038-98		

Продовження таблиці 3.1

Номер рисунок	Найменування деталі та контрольований дефект	Найменування по- верхні	Контрольова- ний дефект	Відхи- лення від номіналь- ного роз- міру, мм	Спосіб та засоби контролю
Рис. 3.4	 <p>Масловідбивач</p>	1 - торцеві поверхні – канавки газomasля- них ущіль- нювачів	Задири, риски		Візуальний огляд
			Знос у пере- тині: 1-1 відно- сно 2-2	Не більше 0,05	Кінцеві міри 3-Н2 ДСТУ 9038-98

Продовження таблиці 3.1

Номер рисунок	Найменування деталі та контрольований дефект	Найменування по- верхні	Контрольова- ний дефект	Відхи- лення від номіналь- ного роз- міру, мм	Спосіб та засоби контролю
Рис. 3.5	 <p>Диск ущільнення компресору</p> 	1 – поверх- ня під ущільню- ючі кільця	Задири, риски		Візуальний огляд
			Знос: 1-1 2-2	Конусопо- дібність і овальність не більше 0,01	Індикаторний ну- трімір 10-18 ДСТУ 9244-55 з точністю індика- торної головки 0,002 мм Кінцеві міри 3-Н2 ДСТУ 9038-98

Номер рисунок	Найменування деталі та контрольований дефект	Найменування поверхні	Контрольований дефект	Відхилення від номінального розміру, мм	Спосіб та засоби контролю
Рис. 3.6	 <p data-bbox="568 746 909 783">Торцевий підшипник</p> 	1 – торцева поверхня підшипника	Задири, риски		Візуальний огляд
			Знос в перерізі: 1-1 відносно 2-2	Не більше 0,01	Важільний мікрометр МРП 0-ричажний 25 ДСТУ 11098-95 з точністю 0,001 мм Кінцеві міри 3-Н2 ДСТУ 9038-93-Н2 ДСТУ 9038-98

Статистичне опрацювання мікрометражних даних проводили на ПЕОМ із використанням прикладних пакетів статистичних програм Excel.

За окремими результатами вимірювання обчислювали математичне очікування значення:

$$m_x = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (3.3)$$

де m_x - математичне очікування;

x_i - значення одиничного показника вимірювання;

n - кількість показників.[23].

Коефіцієнт варіації v обчислювали за такими залежностями:

$$v = \frac{\sigma_x}{m_x}, \quad (3.4)$$

де σ_x - середньоквадратичне відхилення;

m_x - математичне очікування.

Параметри теоретичних законів розподілу визначали аналітичним методом. Параметр b закону розподілу Вейбулла визначали за табличними даними [23], параметр a обчислювали за формулою:

$$a = \frac{\sigma_x}{c_b}, \quad (3.5)$$

де c_b - табульовані коефіцієнти, що визначаються за таблицями [23].

Результати мікрометражних досліджень і опрацювання експериментальних даних подано в параграфі 3.4.

3.3 Методика станів вала ротора за різних режимів експлуатації.

Основним робочим елементом будь-якого турбокомпресора є вал ротора з крильчатками. Тому для проведення математичного моделювання було створено його тривимірну твердотільну модель. Під час її створення враховувалися фізико-механічні властивості реальної фізичної моделі [2, 3]. Вона складається з двох шарів на робочій поверхні. Зовнішній шар має фізико-механічні параметри, характерні для загартованої сталі згідно з результатами п.п. 3.4. Внутрішній шар характеризується параметрами незагартованої сталі 40х.

Застосування одного з основних видів впливів - методу ремонтних розмірів, тягне за собою зменшення діаметра робочої частини. Таким чином, завданням дослідження є аналіз напружено-деформованого стану вала в статичному вигляді, частотного аналізу (визначення власних частот коливання системи), аналіз напружено-деформованого стану на резонансних (власних) частотах.

3.3.1 Моделювання напружено-деформованого стану вала ротора під впливом зовнішніх сил

Для дослідження напружено-деформованого стану вала ротора ТКР-6 був проведений аналіз напружено-деформованого стану вала за допомогою модуля статичного аналізу системи SolidWorks Simulation геометричної моделі, представленої на рисунку 3.7.

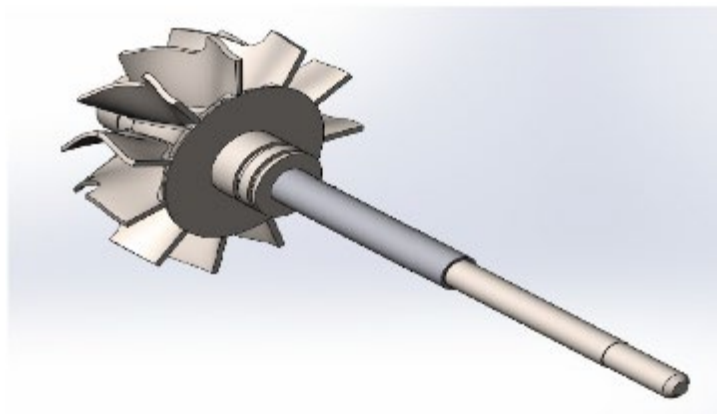


Рисунок 3.7 - Геометрична модель вала ротора ТКР-6

Модель навантажували відповідно до навантажень, що діють на вал турбокомпресора, розрахованих у п. п. 2.2.2. Крутний момент прикладався до циліндричної поверхні з боку крильчатки. З боку компресорного колеса крутний момент дорівнюватиме за значенням, але буде протилежним за напрямком. Тому імітуємо його за допомогою обмеження 6 ступенів свободи (рисунок 3.8).

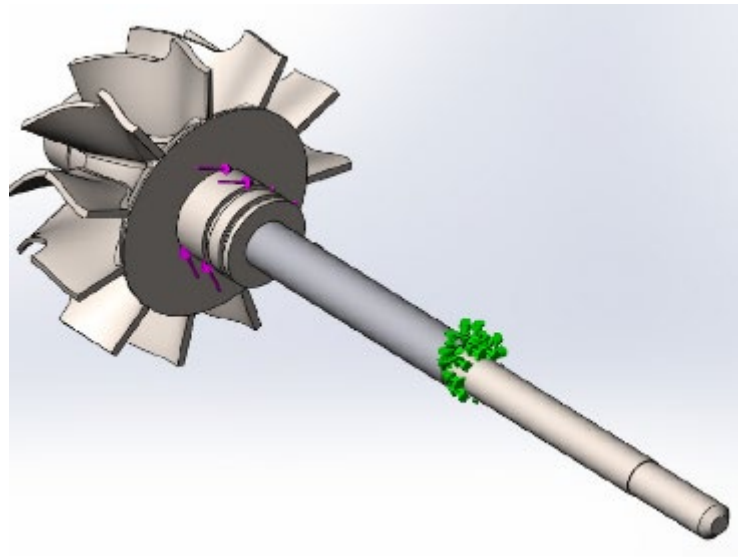


Рисунок 3.8 - Розрахункова модель із накладеними зовнішніми впливами та навантаженнями

Після прикладання навантажень проводили розбиття на кінцеві елементи, тобто проводили генерацію сітки.

Порядок розбивки моделі на елементи був таким: установка методу створення сітки і завдання умов, коригування згенерованої сітки, перевірка якості сітки елементів.

Сітка на тілах була створена у вигляді тетраедричних елементів.

Під час побудови сіткової моделі загартованого шару було створено дрібну сітку високої якості. На аналогічній поверхні сполучення внутрішнього шару і прилеглих до неї областях, також було створено сітку високої якості (рисунок 3.9).

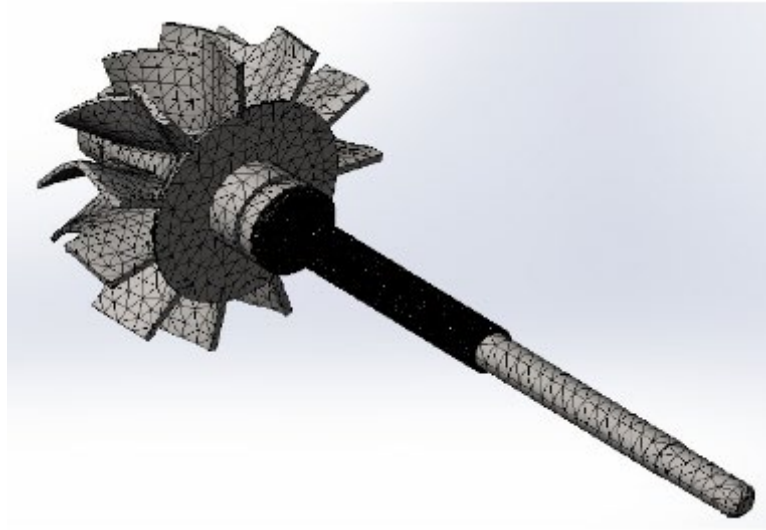


Рисунок 3.9 - Розрахункової моделі із зображенням КЕ. Параметри сіткової моделі показано в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 - Параметри сітки КЕ

№ поверхні	Параметри сітки		
	Розмір комірки, мм	Загальна кількість вузлів	Загальна кількість елементів
Поверхня №1 (вал ротора, основа)	0,4	1221981	875499
Поверхня №2 (вал ротора, поверхня)	0,25		

Визначення напружено-деформованого стану для цієї задачі визначалося в інтервалі від номінального до мінімально допустимого діаметра робочої частини вала ротора. Мінімальний діаметр вала ротора визначали, беручи до уваги конструктивні особливості та результати дослідження мікротвердості нового вала-ротора. Величини показників напружено-деформованого стану вала ротора представлені в пункті 3.4.

3.3.2 Методика моделювання напружено-деформованого стану вала ротора під час роботи на резонансних частотах

Важливим етапом дослідження було дослідження напружено-деформованого стану вала ротора для визначення ймовірності руйнування вала під час можливої роботи на резонансних частотах. Основними вступними даними аналізу є дані попереднього дослідження пошуку резонансних частот.

Для здійснення розрахунку напружено-деформованого стану під час роботи на резонансних частотах використовується модуль гармонійний аналіз системи SolidWorks Simulation.

Навантаження аналогічні тим, що використовуються при розрахунках на конструкційну міцність.

Моделювання сітки для отримання адекватних значень відбувалося за принципом п.п. 3.4.1.

3.3.3 Методика моделювання напружено-деформованого стану на основі (контактних напружень) у підшипниковому вузлі турбокомпресора

Як розрахункову модель вала візьмемо геометричну модель, зображену на рисунку 3.7. Для розрахунку контактних напружень було додано геометричну модель втулки підшипникового вузла (рисунок 3.10). Для зменшення кількості скінченних елементів, також збільшення швидкодії розрахункової програми програмного комплексу, було піддано деяким змінам (рисунок 3.11).

Для розрахунку контактних напружень використовується модуль Статичний аналіз системи SolidWorks Simulation.

Після генерування формувалася розрахункова схема. Формування проводилося в три етапи:

На першому етапі було задано значення сил, що діють на тіло, які були розраховані за п.п. 2.3.

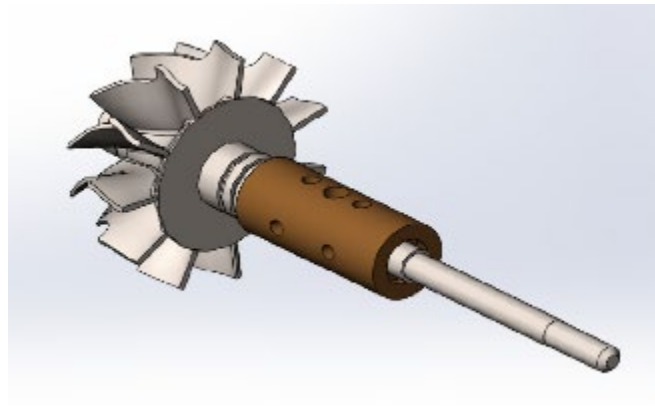


Рисунок 3.10 - Геометрична модель втулки та вала ротора

На другому етапі було накладено обмеження за ступенями свободи, які повністю імітували зв'язки у фізичній моделі турбокомпресора.

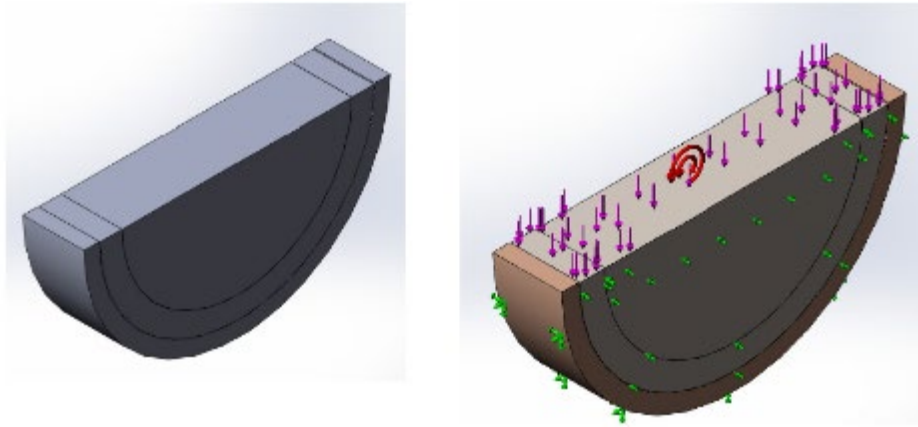
На третьому етапі вказували фізико-механічні властивості поверхонь, що беруть участь у сполученнях, і заносили в базу даних властивостей матеріалів.

Після виконання цих операцій було згенеровано скінченно-елементну сітку. Розмір комірки для КЕ сітки для кожної поверхні визначали індивідуально, виходячи з геометричних розмірів сітки.

Основні властивості поверхні наведено в таблиці 3.5.

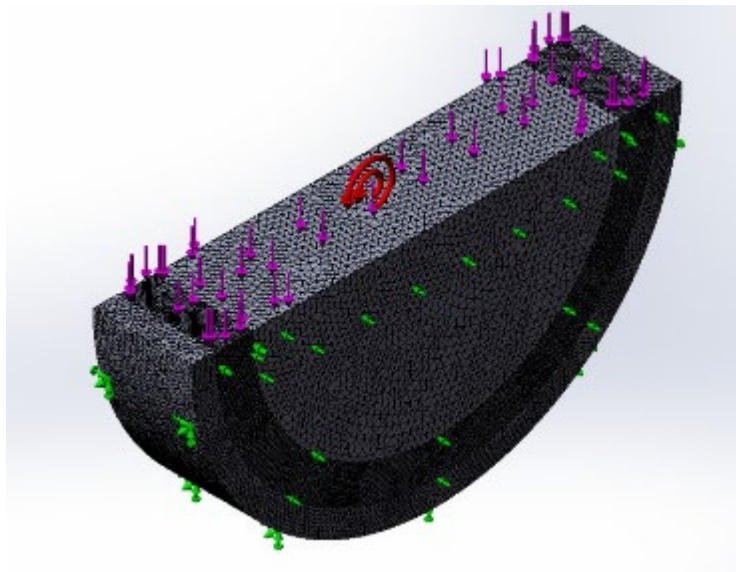
Таблиця 3.5 - Параметри сітки контактної аналізу КЕ

№ поверхні	Параметри сітки		
	Розмір комірки, мм	Загальна кількість вузлів	Загальна кількість елементів
Поверхня №1 (вал ротора, основа)	0,15	1014170	708 842
Поверхня №2 (вал ротора, поверхня)	0,06		
Поверхня №3 (втулка)	0,1		



а) Геометрична модель

б) Модель з накладеними обмеженнями



в) Кінцево-елементна модель із накладеними обмеженнями та закріпленнями

Рисунок 3.11 - Модель місця контакту вала ротора і втулки підшипника

Після виконання допоміжних операцій, всі дані були піддані математичній обробці в ядрі програмного комплексу SolidWorks Simulation. Розрахунки проводяться автономно і дають змогу отримати такі величини: напруг, переміщення, деформації моделі. Навантаження, накладені під час розрахунків досліджуваної пари, відповідають діючим навантаженням у реальних умовах експлуатації. Дані, отримані в результаті розрахунків, представлені в п.п. 3.4.

Для проведення аналізу було створено матеріали в інженерній бібліотеці solid simulation. Задані властивості матеріалів у бібліотеці відповідали реальним матеріалам, використовуваним для виготовлення деталей. Дані наведено в таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 - Властивості матеріалів

Властивість	Сталь 40X	Сталь 40X (загартована)	Втулка	Розмір- ність
Деталь	Вал ротора	Вал ротора поверхня	Бронза БРОС 10- 10	-
Модуль пружності	2.09e+011	1.029e+011	0,926+011	Н/мм ²
Коефіцієнт Пуассона	0.28	0.34	0,23	-
Модуль зсуву	8.2e+010	3.84e+010	4000	Н/м ²
Масова щільність	7710	8400	8800	кг/м ³
Межа міцності при розтягуванні	835e+006	160e+006	220e+006	Н/м ²
Межа плинності	665e+006	326e+006	600+006	Н/м ²
Коефіцієнт теплового розширення	1.23e-005	2.12e-005	19,1-005	/К
Теплопровідність	37.7	71.2	0,15	W/(м·К)
Питома теплоємність	496	372.6	393	J/(кг·К)

На цьому етапі процес моделювання закінчено. Результати моделювання подано в п. 3.4.

3.4 Результати мікрометражних досліджень

Для дослідження дефектів та зносу деталей турбокомпресорів, що надходять на ремонт, проводяться первинна дефектація та мікрометражні дослідження. Ці дослідження виконуються відповідно до встановленої методики, наведеної в п.3.2., яка передбачає систематичне обстеження деталей на наявність пошкоджень, тріщин, корозії та інших дефектів, а також вимірювання зносу поверхонь за допомогою спеціального обладнання. Мікрометражні дослідження дозволяють точно визначити ступінь зносу та оцінити стан поверхонь, що контактують з мастильним матеріалом, що є важливим для подальшої оцінки можливості відновлення або заміни деталей.

У таблиці 3.7 наведено основні види дефектів, виявлені в процесі проведення досліджень, а також наявні (описані в параграфі 1.2) і пропонувані автором способи їх усунення.

У таблиці 3.7 представлено характерні дефекти деталей турбокомпресора.

Дефекти, виявлені в результаті візуального контролю, виникають унаслідок зовнішніх впливів, що відбуваються в процесі експлуатації. Розглянемо причини утворення дефектів на деталях турбокомпресора. Відповідно до таблиці 3.7, вал ротора є однією з ключових складових турбокомпресора та часто зазнає значного зносу внаслідок постійних навантажень, температурних змін і механічних впливів під час роботи. Такий знос має характерну конусоподібну форму, що виникає через вплив високих навантажень і обертальних сил під час роботи. Максимальні значення величин зносу спостерігаються в перерізах 1, 4 (рисунок 3.2), розташованих ближче до кінців вала. З боку колеса турбіни знос поверхні вала більший, ніж з боку колеса компресора. Це пов'язано з дією більших відцентрових сил від неврівноважених мас більш важкого колеса турбіни. Поверхня канавок втулки ротора, яка призначена для розміщення кілець ущільнювачів, схильна до зносу по ширині. Це відбувається через постійну механічну взаємодію з кільцями ущільнювачів, що може призвести до зниження ефективності ущільнення. Зачіпання втулки ротора і колеса турбіни з'являється на стадії критичного зносу підшипникового вузла. В такому випадку, через підвищене тертя і зміщення, виникає перекіс осі обертання вала. Це, в свою чергу, спричиняє утворення плями контакту між валом і корпусом, що сполучається, що може призвести до подальших пошкоджень або навіть до відмови агрегату.

Таблиця 3.7 Основні дефекти турбокомпресора

Найменування дефекту	Повторюваність дефекту %	Способи усунення	
		Існуючий	Передбачуваний
1. Знос опорних поверхонь вала ротора під підшипник	82	Відрізка вала ротора. Перешліфування до ремонтного розміру. Хромування, заливання. Електроконтактне напикання порошків. Електроконтактне приварювання стрічки	Шліфування під ремонтний розмір (МРР) Електроіскрове оброблення
2. Знос канавок під кільця ущільнювачів втулки ротора	90	Механічна обробка канавки до видалення слідів зносу (МРР)	Механічна обробка канавки до видалення слідів зносу (МРР)
3. Вигин вала ротора	35	Відрізка вала ротора, приварювання заготовки вала ротора з подальшим механічною обробкою. Шліфування до ремонтного розміру.	Правка вала. Заміна вала ротора в зборі
4. Перегрів вала ротора	15	Відрізка вала ротора, приварювання заготовки вала ротора з подальшим механічним обробленням. Шліфування до ремонтного розміру.	Шліфування під ремонтний розмір. (МРР). Електроіскрова обробка.
5. Сліди контакту лопатей турбіни з нерухомими частинами	5	Заміна вала ротора в зборі	Заміна вала ротора в зборі
6. Тріщини або пошкодження турбінного колеса, незалежно від їх розмірів чи місця виникнення	7	Заміна вала ротора в зборі	Заміна вала ротора в зборі

Продовження таблиці 3.7

7. Знос отвору підшипника під вал ротора	90	Обтиснення за зовнішнім діаметром. Термодифузійне нарощування.	Виготовлення ремонтних деталей, (МРД). Розточування (МРР). Метод установлення додаткової деталі. (МДД)
8. Знос зовнішньої поверхні підшипника	70	Обтиснення по зовнішньому діаметру фігурними роликками з подальшою механічною обробкою. Термодифузійне нарощування. Електроконтактне приварювання стрічки. Газоплазмове напилення порошку.	Виготовлення ремонтних деталей, (МРД). Метод установлення додаткової деталі. (МДД)
9. Знос поверхні диска ущільнення компресора під кільця ущільнювачів	82	Заміна ущільнювального диска компресора під кільця ущільнення. Метод встановлення додаткової деталі	Метод установлення додаткової деталі. (МДД)
10. Знос отвору середнього корпусу під підшипник	65	Розточування під ремонтний розмір. Розточування і запресовування ремонтної втулки. Формоутворення зношеної поверхні композиційними матеріалами. Електролітичне цинк-нікелеве покриття. Електроконтактне приварювання стрічки.	Розточування під ремонтний розмір, розгортання.(МРР)
11. Знос поверхні середнього корпусу під кільця ущільнювачів	90	Розточування корпусу середнього, запресовка ремонтної втулки.	Розточування під ремонтний розмір, розгортання.(МРР), Метод встановлення додаткової деталі. (МДД), ЕІО

Продовження таблиці 3.7

12. Знос канавок масловідбивача під кільця ущільнювачів	75	Заміна масловідбивача	Заміна масловідбивача. Механічна обробка канавки до вида- лення слідів зносу (МРР).
13. Следы задевания на- ружной поверхности мас- лоотражателя за диск уплотнения	25	Заміна масловідбивача	Заміна масловідбивача
14. Знос торцевого підшипника	89	Заміна торцевого підшипника	ЕЮ, притирання (МРР). Заміна торцевого підшипника.

Одним із дефектів робочої поверхні, що зустрічаються, є перегрів (тобто значне нагрівання робочих поверхонь, за якого може бути знижена поверхнева твердість) його робочої частини. Основною ознакою якого є поява кольорів побіжальності на робочих поверхнях (малюнок 3.1). Причому трапляється два випадки: перший - перегрів вала супроводжується значним зносом поверхонь під радіальний підшипник, другий - зношування практично відсутнє. Перегрів виникає в разі перевищення нормального температурного режиму в процесі експлуатації та тривалої роботи в цьому режимі. Важливим фактором негативного впливу, виступає момент зниження тиску оливи в системі змащення внаслідок зупинки двигуна або порушення в системі змащення. Поєднання цих чинників призводить до підвищення температури в районі переходу втулки турбінного колеса і робочої поверхні вала ротора. Перевищення температури понад 500 °С, а потім охолодження створює умови структурних змін у кристалічній решітці, тим самим змінюючи фізико-механічні властивості матеріалу. Також критичне підвищення температури, негативно впливає на кільця газомасляного ущільнення. Матеріал кільця зазнає перетворень на міжмолекулярному рівні в кристалічній решітці, тим самим змінюючи свої фізико-механічні властивості. Внаслідок цього відбувається втрата пружності та порушення герметичності вузла газомасляних ущільнень.

У отвору середнього корпусу під підшипник найбільший знос переважає в перерізах 1, 4 (рисунок 3.5), розташованих ближче до торців робочих поверхонь втулки підшипника. Це пов'язано з вібраціями втулки, що передаються від вала ротора під впливом діючих на нього навантажень. До кавітаційного зносу схильні поверхні в перерізах 2,3. Природа виникнення цього типу зносу, ймовірно, пов'язана з процесами кавітації під час подавання масла під тиском через отвір невеликого перерізу.

Механізм зношування зовнішньої поверхні втулки підшипника аналогічний зношуванню отвору середнього корпусу під підшипник. Імовірність виникнення зносу біля зовнішньої поверхні більша внаслідок низької твердості матеріалу втулки підшипника турбокомпресора. Знос отвору втулки

підшипника нерівномірний і в перерізах 1 і 4 (рисунок 3.2) має максимальне значення. Виникнення механізму зношування аналогічне тому, що відбувається на робочих поверхнях вала в перерізах 1,4.

У режимі нормальної роботи турбокомпресора, поверхні отворів під ущільнювальні кільця середнього корпусу і диска ущільнення компресора зношуються нерівномірно в подовжньому напрямку в місцях зіткнення ущільнювальних кілець з поверхнею отвору корпусу. Як показали дослідження, зношування під ущільнювальні кільця середнього корпусу більше, ніж у диска ущільнення. Це пов'язано з більшими амплітудами вібрації ротора з боку важчого колеса турбіни.

У масловідбивача зношується канавка під кільце ущільнювача по ширині.

У процесі досліджень також було проведено аналіз стану газомасляних ущільнювальних кілець. Більшість кілець зазнали нерівномірного зносу торцевої та зовнішньої циліндричної поверхні. Найімовірніше, причиною виникнення цієї картини зносу слугують переміщення вала ротора турбокомпресора в поздовжніх і поперечних площинах під час нормальної експлуатації.

Знос торцевого підшипника відбувається внаслідок осьового дистанційними кільцями вала ротора і з торцевим підшипником з іншого боку. Крім цього підвищеного зносу зазнали підшипники внаслідок недостатньої подачі масла, в умовах виникнення граничного тертя. Недостатня подача оливи виникає внаслідок механічного забруднення масляних каналів торцевого підшипника через використання неякісної оливи та несправності системи змащення.

Після дефектації проводилися мікрометражні дослідження деталей турбокомпресора. Визначалися щільності розподілу зносу робочих поверхонь деталей і зазорів з'єднань.

На основі первинної обробки мікрометричних даних були визначені ключові статистичні параметри розподілу розмірів деталей, що показані в таблиці 3.8.

Таблиця 3.8 - Основні статистичні параметри розподілу розмірів

Найменування параметрів	Параметри вибірки значень			Параметри законів розподілу значень			
	Значення, мм			Параметри розподілу Вейбулла		Математичне очікування, μ_x	Рівень значущості за критерієм Холландера-Прошана, p .
	U_{\min}	U_{\max}	\bar{U}	a	b		
1. Знос опорних поверхонь вала ротора під підшипник	0	0,38	0,082	0,07	0,8	0,04	0,9
2. Знос канавок газомасляних ущільнень вала	0,01	0,05	0,151	0,14	1	0,09	0,98
3. Знос отвору підшипника під вал ротора	0,02	0,77	0,110	0,14	0,9	0,09	0,78
4. Знос зовнішньої поверхні підшипника	0	0,06	0,027	0,03	1,4	0,02	0,92
5. Знос отвору середнього корпусу під підшипник	0,01	0,16	0,038	0,038	1,1	0,02	0,72
6. Знос отвору середнього корпусу під кільця ущільнювачів	0	0,5	0,110	0,1	0,8	0,06	0,74
7. Знос торцевого підшипника	0	0,13	0,063	0,07	1,4	0,05	0,78
8. Знос поверхні диска ущільнення компресора під кільця ущільнювачів	0	0,22	0,068	0,07	0,1	0,05	0,79
9. Знос канавок газомасляних ущільнень масловідбивача з боку компресорного колеса	0,01	0,19	0,062	0,07	1,7	0,05	0,93

Густина розподілу фактичного зазору в парі вал-підшипник показана на ілюстрації 3.12.

Величина фактичного зазору в парі вал-підшипник з урахуванням нормативних вимог перебувають у межах 60...960 мкм, за середнього значення 270 мкм.

Дослідимо густину розподілу реального зазору в парі підшипник-корпус, відображену на рисунку 3.13.

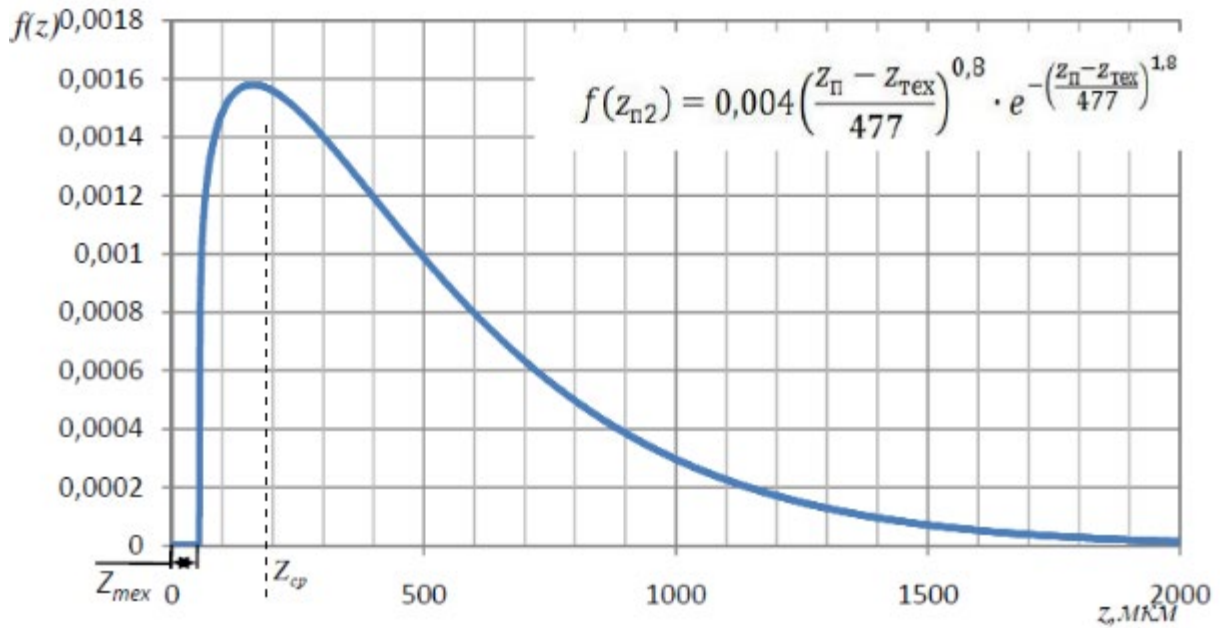


Рисунок 3.12 - Густина розподілу фактичного зазору в парі вал-підшипник: $z_{\text{тех}} = 60 \mu\text{м}$ - середній технологічний зазор у парі; $z_{\text{п сп}} = 270 \mu\text{м}$ - середній фактичний зазор з урахуванням нормативних вимог.

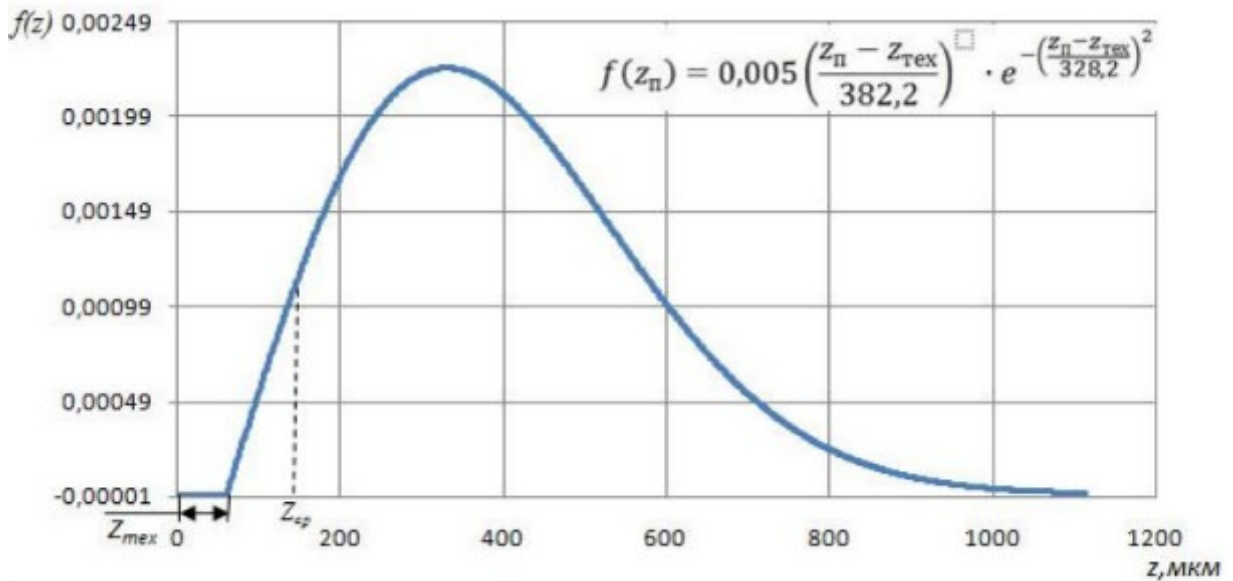


Рисунок 3.13 - Густина розподілу реального зазору в парі підшипник-корпус: $z_{\text{тех}} = 80 \mu\text{м}$ - середній технологічний зазор у парі; $z_{\text{п сп}} = 118 \mu\text{м}$ - середній фактичний зазор з урахуванням нормативних вимог.

Величини реального зазору в парі підшипник-корпус, відповідно до нормативних вимог, варіюються в межах 50...960 мкм, із середнім значенням 118 мкм.

На рис. 3.14 наведено густини розподілу зносу робочої поверхні, канавок газооливних ущільнень вала і сполученої поверхні підшипника.

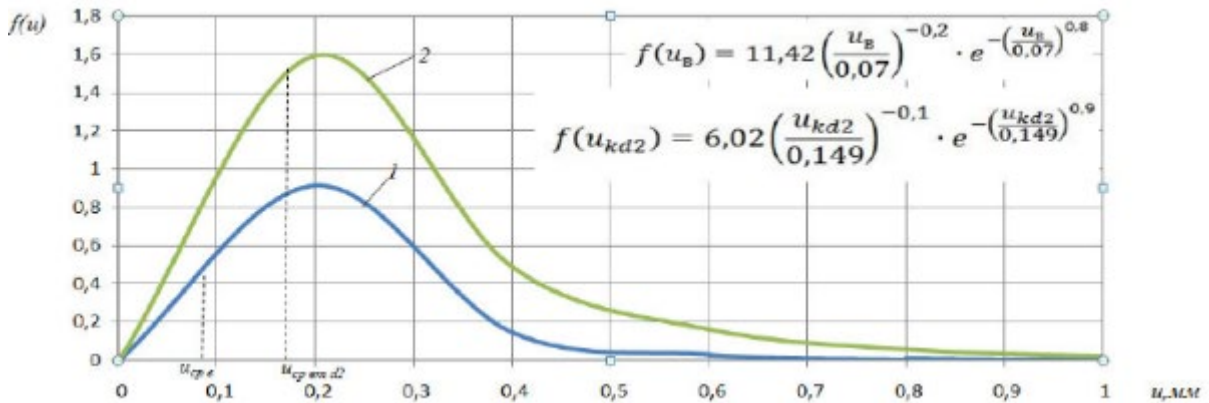


Рисунок 3.14 - Щільності розподілу зносів робочої поверхні вала, канавок газомасляних ущільнень і сполученої поверхні підшипника:

1 - знос робочої поверхні вала; 2 - сполученої поверхні підшипника; $u_{\text{ср.в}} = 0,082$ мм - середній робочої поверхні вала; $u_{\text{ср.вт d2}} = 0,166$ мм - сполученої поверхні підшипника.

Значення зносу робочої поверхні вала лежить у межах 0...0,38 мм за середнього значення 0,082 мм, для сполученої поверхні підшипника перебуває в межах 0,07...0,7 мм за середнього значення 0,166 мм.

На рис. 3.15 наведено густини розподілу зносу зовнішньої поверхні підшипника та отвору корпусу.

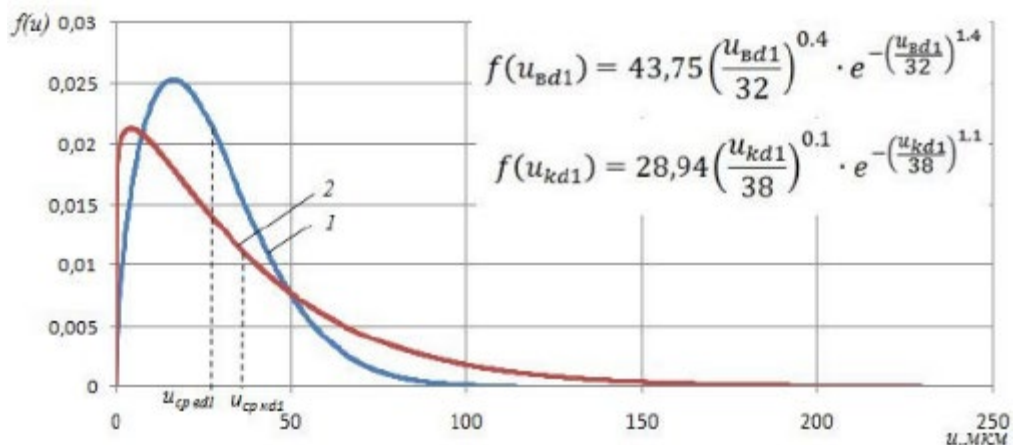


Рисунок 3.15 - Щільності розподілу зносів зовнішньої поверхні підшипника і отвору вала корпусу:

1 - знос зовнішньої поверхні підшипника; 2 - знос отвору корпусу d_1 ; $u_{\text{ср. вd1}} = 27$ мкм - середній знос зовнішньої поверхні підшипника; $u_{\text{ср. кd1}} = 38$ мкм - середній знос зовнішнього отвору корпусу.

Значення зносу зовнішньої поверхні підшипника лежить у межах 0...60 мкм за середнього значення 27 мкм. Знос отвору корпусу перебуває в межах 0...162 мкм за середнього значення 38 мкм. Середній знос поверхні підшипника практично дорівнює отвору середньому корпусі.

На рис. 3.16 наведено щільність розподілу зносу канавок газомасляних ущільнень і сполученої поверхні отвору під кільця ущільнювачів корпусу.

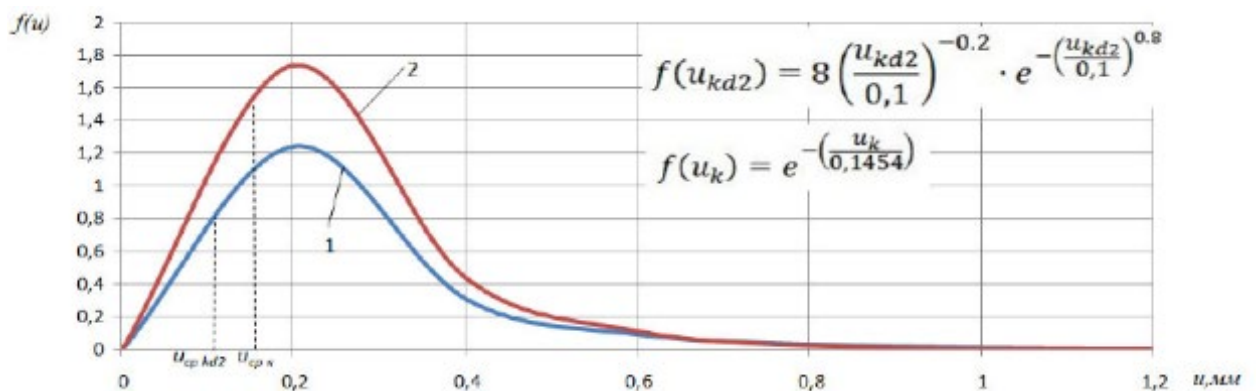


Рис. 3.16 - Щільності розподілу зносу канавок газомасляних ущільнень і сполученої поверхні отвору під ущільнювальні кільця корпусу:

1 - отвору під кільця ущільнювачів корпусу, 2 - канавок газооливних ущільнень вала: $u_{\text{ср. кd2}} = 0,120$ мм - середнє зношування отвору під кільця ущільнювачів корпусу; $u_{\text{ср. кан}} = 0,151$ мм - канавок газооливних ущільнень

Значення максимального зносу отвору корпусу лежить у межах 0...0,5 мм за середнього значення 0,12 мм.

Значення зносу робочої поверхні канавок газомасляних ущільнень лежить у межах 0,1...0,5 мм за середнього значення 0,151 мм.

На рис. 3.17 наведено щільність розподілу зносів торцевого підшипника.

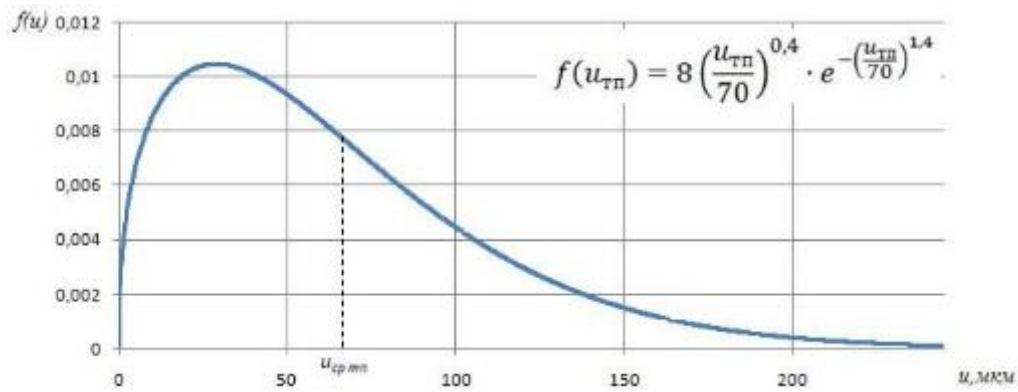


Рисунок 3.17 – Щільність розподілу зносу торцевого підшипника: $u_{\text{ср.тп}} = 63$ мкм – середній знос торцевого підшипника

Значення максимального зносу торцевого підшипника лежить у межах 0...130 мкм за середнього значення 63 мкм.

На рис. 3.18 наведено щільність розподілу зносу отвору під ущільнювальні кільця диска з боку компресора зносу та канавки масловідбивача з боку компресорного колеса.

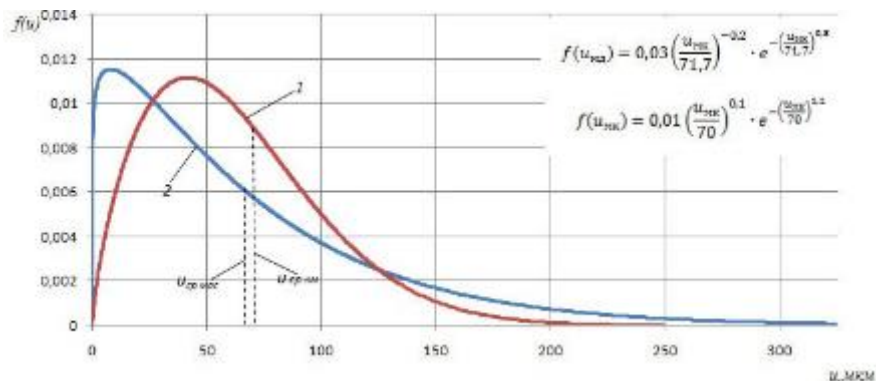


Рисунок 3.18 - Щільність розподілу зносу отвору під ущільнювальні кільця диска ущільнення з боку компресора та канавки масляновідбивача з боку компресорного колеса:

- 1 - отвори під ущільнювальні кільця диска ущільнення,
- 2 - канавок газомасляних ущільнень вала: $u_{\text{ср.мас}} = 68$ мкм - середнє зношення отвору під кільця ущільнювачів диска з боку компресора: $u_{\text{ср.км}} = 62$ мкм - середнє зношення канавки масловідбивача з боку компресорного колеса.

Значення максимального зносу отвору під ущільнювальні кільця диска з боку компресора лежить у межах 0...220 мкм за середнього значення 68 мкм.

Значення зносу канавки масловідбивача з боку компресорного колеса лежить у межах 0...190 мкм за середнього значення 62 мкм.

Аналізуючи результати мікрометражних досліджень деталей турбокомпресорів ТКР-6, що надійшли на ремонт, було виявлено таке:

- величини ресурсовизначальних зазорів перевищують зазначені в технічних вимогах на виготовлення;

- знос отвору підшипника відбувається нерівномірно: в районі торців підшипника він помітно більший. Це відбувається внаслідок перекосу вала ротора в процесі впливу сил, що виникають в результаті роботи турбокомпресора. Крім цього зношування відбувається у вигляді овальності отвору. Дослідження показали, що більшого зносу зазнає отвір підшипника під вал ротора. Причина в тому, що твердість матеріалу втулки у багато разів менша за твердість вала ротора;

- знос зовнішньої поверхні підшипника має мінімальне значення і характер гідроабразивного та кавітаційного зношування. Це більшою мірою пов'язано з конструкцією підшипникового вузла. Втулка підшипника закріплена фіксатором, що запобігає їй від обертання навколо поздовжньої осі. Проводячи візуальний огляд, можна з більшою часткою ймовірності зазначити, що гідроабразивне і кавітаційне зношування найбільше впливатимуть на пару підшипник - корпус. Це доводиться картиною зносу;

- зношування канавок газодинамічних ущільнень вала і масловідбивача має клинчасту форму зі збільшенням ширини канавки до перерізу 1 - 1 (рисунок 3.5).

Отримані статистичні дані було покладено в основу розроблення підходу до відновлення, із застосуванням різних способів РВВ. Для способів РВВ надано такі рекомендації:

Для методу ремонтних розмірів і ремонтних деталей отримана статистична інформація дає змогу здійснити вибір технологічного впливу, застосовуваного обладнання та технологічного оснащення. На основі даних було отримано формули для розрахунку ремонтних розмірів:

Ремонтний розмір для циліндричних поверхонь дорівнює D_r .

Для охоплюваних розмірів:

$$d_r = d_{1_{\min}} - T(U+K), \text{ мм} \quad (3.6)$$

Для охоплюючих розмірів:

$$D_r = D_{1_{\max}} + T(U+K), \text{ мм} \quad (3.7)$$

де D_{\max} - максимальний розмір, мм; d_{\min} - мінімальний розмір, мм

T - коефіцієнт, що враховує припуск на чистову обробку [22, 24] U - овальність, мм;

K - конусоподібність, мм.

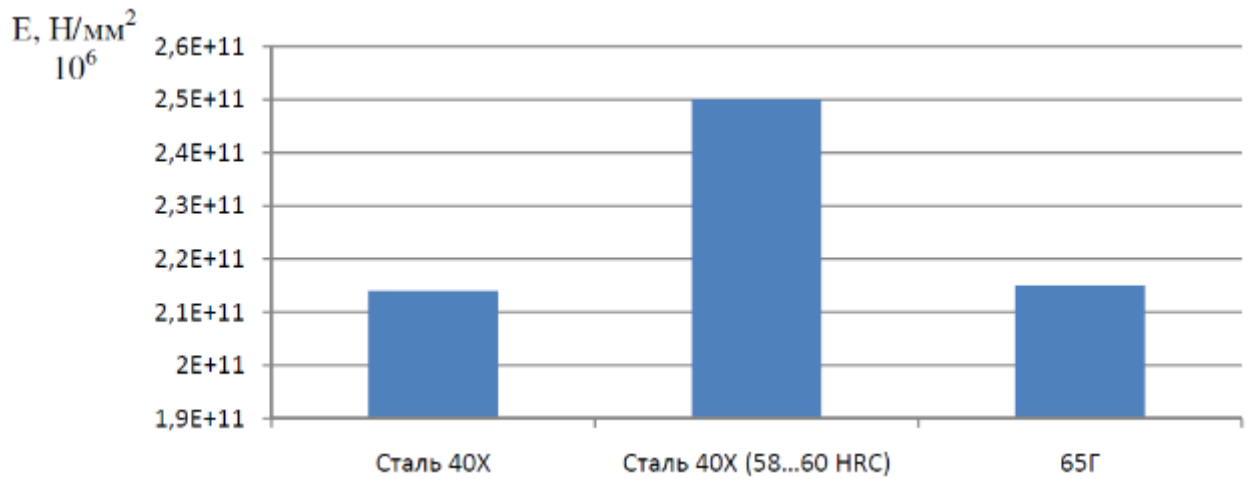
3.5. Результати випробувань фізико-механічних властивостей на розтягнення

Згідно з п.п. 3.2.2 було досліджено фізико-механічні властивості матеріалу вала ротора і матеріалів, що застосовуються під час ЕЮ. Результати дослідження відображені в таблиці 3.9.

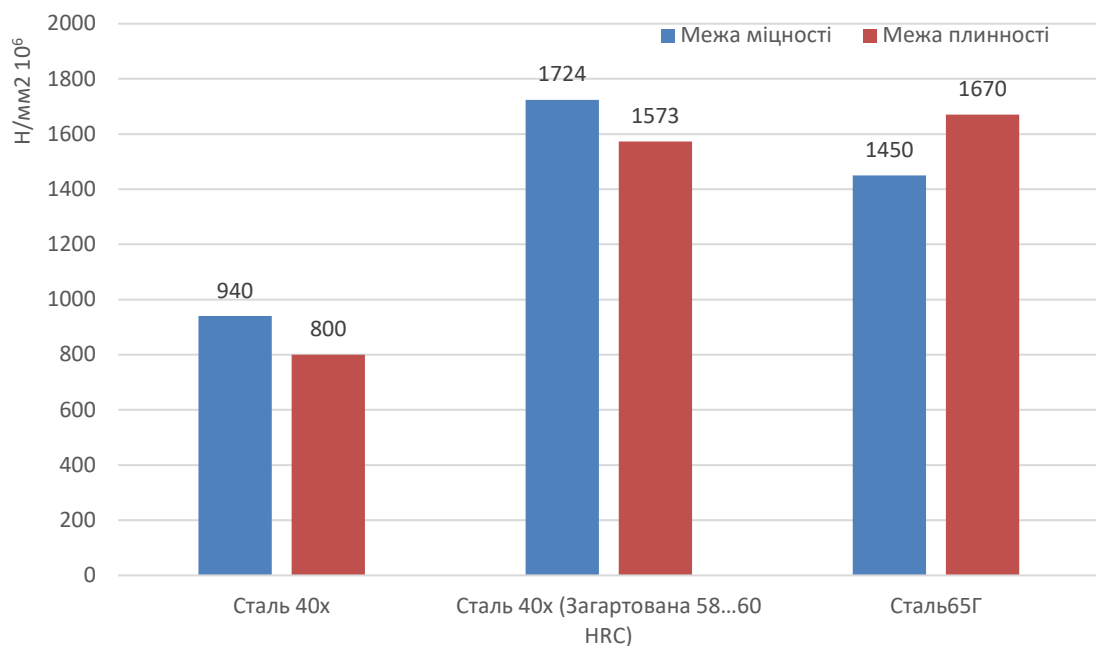
Таблиця 3.9 Результати дослідження фізико-механічних властивостей.

Матеріал	Параметри		
	Модуль міцності, $E, \text{ Н/мм}^2, 10^6$	Межа міцності, $\sigma_b,$ $\text{ Н/мм}^2, 10^6$	Умовна межа плинності $\sigma_{0,2}, \text{ Н/мм}^2, 10^6$
1. Сталь 40Х	214000	940	800
2. Сталь 40Х(загартована 58...60 HRC)	250000	1724	1573
3. Сталь 65Г	215000	1450	1670

Для наочності зобразимо отримані параметри на графіку (рисунок 3.20).



а) графік величини Модуля Юнга для матеріалів



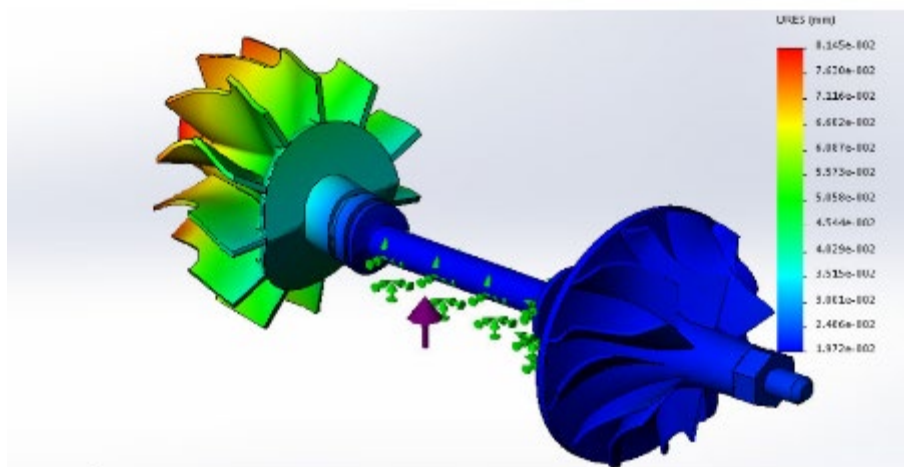
б) графік величини межі міцності та межі плинності для матеріалів

Рисунок 3.20 – Фізико-механічні властивості матеріалів

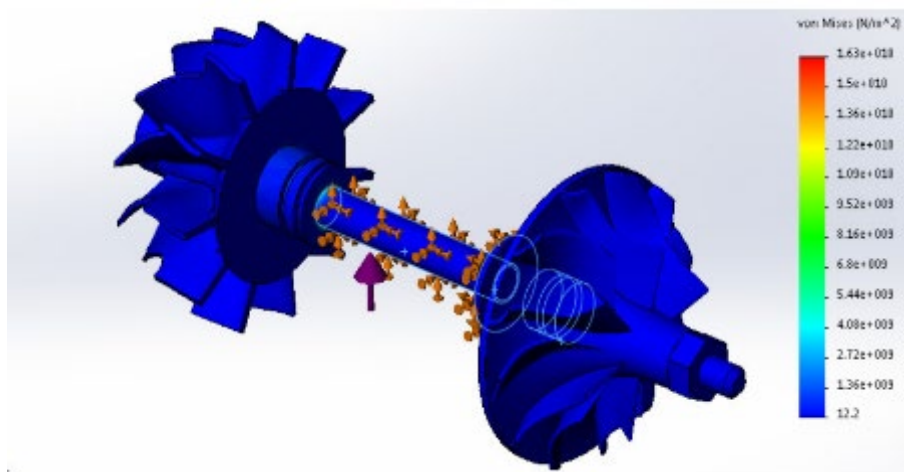
Як видно з графіка (рисунок 3.20 а), високим значенням володіє величина модуля Юнга (рисунок 3.20 б), має зразок зі сталі 40X (загартованої). Також у загартованих матеріалів знижується межа плинності, що відіграє негативну роль під час роботи деталі на вигин або кручення. Найвища межа міцності спостерігається також у сталі 40X (загартованої). Отримані значення будуть використані під час побудови математичної моделі конструкційної міцності, частотного аналізу.

3.6 Результати моделювання напружено-деформованого стану вала ротора під час роботи на резонансних частотах

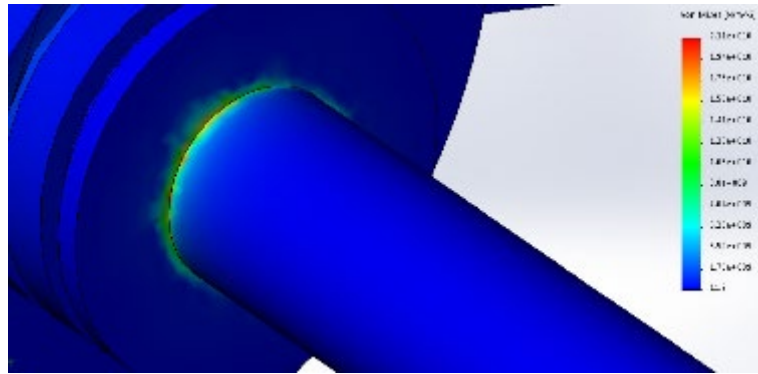
Для оцінки ступеня впливу резонансу на напружено деформований стан вала ротора з діаметром 8,22 мм було проведено гармонійний аналіз. На підставі даних силових навантажень і частот, за яких спостерігається резонанс, було внесено необхідні параметри в математичну модель. У результаті проведеного розрахунку було отримано дані про напружено деформований стан (рисунк 3.21).



а) деформований стан моделі за частоти 1976 Гц



б) внутрішні напруги моделі за частоти 1976 Гц



в) внутрішні напруження стан моделі в небезпечному перерізі за частоти 1976 Гц (збільшено)

Рисунок 3.21 - Епюри напружено - деформованого стану при резонансній частоті

Значення основних даних про значення деформацій і напружень внесемо в таблицю 3.10.

Таблиця 3.10 - Значення деформацій і напруги вала ротора ТКР-6

Діаметр	Значення деформації, мм		
	Максимальне	Мінімальне	Середнє
8,22	8,1e-2	1,92 e-2	6,18 e-2
	Значення напруги Н/мм ²		
	Максимальне	Мінімальне	Середнє
	1,63e+10	12,2	1,52 e+10

Отримані значення величин дають змогу оцінити напружений стан вала ротора турбокомпресора. Синім кольором зображено поверхні з найменшими значеннями величин внутрішніх напружень, ближче до червоного відбувається збільшення величини оцінюваного параметра. Місцем найбільш максимальних значень внутрішніх напружень є місце переходу розміру величин діаметрів. Максимальна величина напружень більша за межу міцності, тому є висока ймовірність руйнування під час тривалої роботи в розглянутому діапазоні.

3.7. Висновок

Таким чином, негативні наслідки зменшення діаметра під час технологічних впливів настають при досягненні діаметрального розміру не більше 8,3 мм. Отже, під час застосування методу ремонтних розмірів як способу відновлення робочої поверхні вала ротора слід враховувати мінімальний діаметр після обробки, за якого частота резонансних коливань буде за межами робочої частоти обертання. Прийmemo мінімальний допустимий діаметр 8,4 мм. Цей діаметр зумовлений критерієм забезпечення запасу за частотою, інакше є ймовірність виникнення резонансу.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Аналіз умов роботи при відновленні деталей турбокомпресору

Турбокомпресор — це високотехнологічний агрегат, який забезпечує подачу додаткового повітря в камеру згоряння двигуна внутрішнього згоряння для підвищення його потужності та ефективності [25]. У процесі експлуатації турбокомпресор зазнає значних механічних, термічних і хімічних навантажень. Відновлення деталей турбокомпресора є важливим етапом у подовженні терміну його служби, але вимагає детального аналізу умов роботи, що включає кілька ключових аспектів.

Отже, насамперед слід розглянути операційні умови роботи турбокомпресора. Турбокомпресор працює в умовах високих температур і тиску. Температура вихлопних газів, які проходять через турбіну, може досягати 900–1100 °С. Основні фактори, які впливають на робочий стан деталей:

- **Високі температури:** це призводить до термічного розширення матеріалів і можливого зниження міцності.
- **Динамічні навантаження:** турбіна обертається на дуже високих швидкостях (до 100 000 об/хв), що створює значні відцентрові сили.
- **Агресивне середовище:** гази можуть містити сажу, оксиди азоту, сірку та інші хімічно активні компоненти, які сприяють корозії.
- **Контакт з абразивними частинками:** попадання сторонніх частинок у компресор чи турбіну викликає ерозію поверхонь.

У результаті впливу зазначених факторів виникає механічний знос, а саме абразивний або кавітаційний знос лопаток турбіни й компресора. Також виникає корозія, коли відбувається окислення металів або утворення тріщин унаслідок впливу агресивного середовища. Утворюються термічні тріщини, які виникають унаслідок циклічного нагрівання та охолодження, а також деформації або зміна геометрії деталей через температурний градієнт або перевантаження.

Отже, оцінюючи умови роботи турбокомпресора та його пошкодження, можна розглянути основні етапи відновлення деталей.

1. Діагностика пошкоджень, яка включає проведення візуального огляду на наявність тріщин, корозії або відколів, використання методів неруйнівного контролю (ультразвукова дефектоскопія, магнітопорошковий аналіз) та оцінка залишкової міцності матеріалів.

2. Оцінка впливу навантажень, а саме моделювання робочих умов з використанням комп'ютерних технологій для визначення зон найбільшого напруження, аналіз механічних і термічних навантажень.

3. Аналіз зношеності матеріалів включає хімічний аналіз для виявлення ознак корозії або змін у складі матеріалів та дослідження мікроструктури для визначення ступеня втоми металу.

4. Оцінка можливості відновлення: визначення доцільності ремонту чи можливо відновити деталі без втрати їхньої функціональності, вибір методу відновлення: зварювання, наплавлення, плазмове напилення, механічна обробка тощо.

На основі результатів аналізу обирають оптимальні методи ремонту.

Для відновлення тріщин і зношених поверхонь використовується зварювання та наплавлення.

Захист від корозії та зносу забезпечує плазмове напилення, так як в процесі додається новий захисний шар.

Для повернення деталей до початкових геометричних параметрів використовують шліфування та механічну обробку.

Також використовують термічну обробку: для відновлення властивостей матеріалу після ремонту.

Після завершення ремонту проводять перевірку якості: балансування роторів турбіни, перевірку на герметичність та працездатність, тестування на стендах для імітації реальних умов роботи.

Враховуючи вищенаведене, аналіз умов роботи та пошкоджень деталей турбокомпресора є ключовим етапом у процесі їх відновлення. Він дозволяє

визначити найбільш ефективні методи ремонту та забезпечити подовження терміну служби обладнання. Використання сучасних технологій діагностики та відновлення сприяє підвищенню ефективності та надійності турбокомпресорів у довгостроковій перспективі.

4.2. Шкідливі та небезпечні фактори при ремонті турбокомпресорів

Ремонт турбокомпресорів — це складний технологічний процес, який супроводжується низкою шкідливих та небезпечних факторів. Ці фактори можуть негативно впливати на здоров'я працівників, а також створювати ризики для навколишнього середовища та техніки. Усвідомлення цих загроз і впровадження заходів безпеки є ключовими для забезпечення ефективної та безпечної роботи.

1. Шкідливі фактори.

Шкідливі фактори — це ті, що впливають на організм людини, викликаючи захворювання або зниження працездатності. Основні з них:

- *Пил і абразивні частинки*: під час механічної обробки деталей, таких як шліфування чи полірування, у повітря потрапляє дрібнодисперсний пил. Це може спричинити захворювання дихальної системи (наприклад, пиловий бронхіт). Залишки від спрацьованих компонентів, наприклад, керамічних або металевих елементів, створюють додаткове навантаження на дихальні шляхи.

- *Шкідливі хімічні речовини*: використання мастильних матеріалів, розчинників, очищувальних рідин та інших хімікатів може спричинити подразнення шкіри, алергічні реакції чи отруєння. Продукти згоряння паливно-мастильних матеріалів іноді залишаються на деталях, виділяючи токсичні випари при нагріванні.

- *Високий рівень шуму*: робота з турбокомпресором, особливо на стендах чи під час балансування, супроводжується гучними звуками. Постійний вплив шуму може спричинити порушення слуху та загальну втому.

- *Вібрація*: вібрації, що виникають при роботі балансувальних стендів або іншого обладнання, можуть негативно впливати на опорно-руховий апарат та нервову систему.

- *Високі температури*: Деякі деталі турбокомпресора нагріваються до високих температур. Обробка таких компонентів може спричинити термічні опіки або тепловий стрес.

2. Небезпечні фактори.

Небезпечні фактори — це такі, що можуть спричинити травми або аварії та в процесі ремонту турбокомпресорів їхнє врахування є критично важливим.

- *Механічні ризики*: робота з інструментами та обладнанням (наприклад, шліфувальні машини, токарні верстати) створює ризик порізів, ударів або защемлення кінцівок. Пошкоджені або дефектні деталі можуть спричинити раптові руйнування, що загрожує травмами.

- *Ризик розгерметизації*: турбокомпресор працює з високим тиском. Неправильна розборка чи випробування можуть призвести до викиду газів або вибуху.

- *Електрична небезпека*: неналежне використання електроінструментів або контакти з несправним обладнанням створюють ризик ураження електричним струмом.

- *Вибухонебезпечність і пожежі*: наявність залишків мастильних матеріалів і палива, а також використання хімікатів збільшує ймовірність загоряння або вибуху. Нагріті поверхні деталей можуть стати джерелом займання легкозаймистих речовин.

- *Недостатнє освітлення*: робота з дрібними деталями в умовах поганого освітлення збільшує ризик помилок і травм.

Розподіл шкідливих та небезпечних факторів зведено в таблицю 4.1.

Отже, шкідливі та небезпечні фактори при ремонті турбокомпресорів становлять серйозну загрозу для здоров'я працівників і безпеки робочого процесу. Усвідомлення цих ризиків та впровадження превентивних заходів є

основою для зменшення їхнього впливу та забезпечення високого рівня безпеки на підприємстві.

Таблиця 4.1. - Розподіл шкідливих та небезпечних факторів при роботі з турбокомпресорами

№	Фактор	Тип	Вплив
1	Пил і абразивні частинки	Шкідливий	Захворювання дихальної системи
2	Шкідливі хімічні речовини	Шкідливий	Отруєння, подразнення шкіри
3	Високий рівень шуму	Шкідливий	Порушення слуху
4	Вібрація	Шкідливий	Проблеми з опорно-руховим апаратом
5	Високі температури	Шкідливий	Опіки, тепловий стрес
6	Механічні ризики	Небезпечний	Травми, порізи, удари
7	Ризик розгерметизації	Небезпечний	Викиди газів, вибухи
8	Електрична безпека	Небезпечний	Ураження електричним струмом
9	Вибухонебезпечність і пожежі	Небезпечний	Пожежі, вибухи
10	Недостатнє освітлення	Небезпечний	Помилки, травми через погану видимість

4.3. Вимоги безпеки та заходи по усуненню шкідливих та небезпечних факторів

Забезпечення безпеки при ремонті турбокомпресорів є пріоритетним завданням для уникнення впливу шкідливих і небезпечних факторів. Дотримання вимог безпеки та впровадження запобіжних заходів дозволяють мінімізувати ризики травматизму, захворювань і аварійних ситуацій.

До основних стандартів безпеки відносяться:

- Ознайомлення працівників. Перед початком виконання робіт співробітники повинні пройти обов'язкове вступне та регулярне навчання з питань безпеки праці.

- Дотримання нормативів. Роботи виконуються згідно з чинними стандартами безпеки та охорони праці.

- Організація робочого місця. Робоча зона повинна бути чистою, добре освітленою та провітрюваною, а обладнання має бути розташоване так, щоб забезпечити зручність доступу і виключити випадкове травмування.

Крім того, існують вимоги до засобів індивідуального захисту (ЗІЗ), робітники повинні використовувати: респіратори для захисту від пилу, випарів хімічних речовин та токсичних продуктів згоряння, захисні окуляри для запобігання потраплянню металевих частинок і пилу в очі, рукавички для захисту від порізів, опіків і впливу агресивних хімікатів, спецодяг і спецвзуття, антитатичний і вогнестійкий одяг, а також взуття з твердим носком для захисту від падіння важких деталей, навушники або беруші для зниження впливу шуму.

Для усунення шкідливих факторів необхідно дотримуватись заходів безпеки при роботі з турбокомпресором.

До таких заходів можливо віднести, наприклад, встановлення локальної вентиляції та пилозбірників у місцях, де виконується шліфування або полірування для захисту від пилу та абразивних частинок, проведення регулярного вологого прибирання робочої зони для запобігання накопиченню пилу.

Також, щоб убезпечити працівників від впливу шкідливих хімічних речовин необхідно використовувати сертифіковані та безпечні для здоров'я мастильних і очищувальних матеріалів. Зберігати хімікати у герметичних контейнерах у спеціально відведених місцях, а також організувати вентиляцію для видалення випарів.

Використовуючи шумозахисне обладнання можна захистити працівників від шкідливого впливу шуму. Також необхідно розміщувати гучне обладнання в окремих приміщеннях або провести звукоізоляцію робочих зон.

Для захисту від вібрації, застосовувати віброгасильні пристрої на обладнанні, а також надавати періодичний відпочинок для працівників, які працюють з вібруючими інструментами.

Негативний вплив високих температур можна мінімізувати, використовуючи теплоізоляційні матеріали на гарячих поверхнях обладнання та якщо починати виконання робіт із нагрітими деталями після їх охолодження до безпечної температури.

Заходи для усунення небезпечних факторів зведено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2. – Заходи для усунення небезпечних факторів

№	Небезпечні фактори	Заходи щодо їх усунення
1.	Механічні ризики	Використання справних і регулярно перевірених інструментів. Застосування захисних кожухів на ріжучих і шліфувальних інструментах. Контроль за надійністю кріплення деталей під час обробки.
2.	Ризик розгерметизації	Дотримання технології розбирання турбокомпресора, особливо під час роботи з деталями під тиском. Використання захисних екранів при випробуваннях.
3.	Електрична небезпека	Регулярна перевірка справності електрообладнання та заземлення. Використання інструментів із подвійною ізоляцією та ізольованих рукавичок.
4.	Вибухонебезпечність і пожежі	Зберігання легкозаймистих матеріалів у безпечних умовах, подалі від джерел тепла. Наявність і доступність засобів пожежогасіння (вогнегасники, пісок, пожежні ковдри). Проведення регулярних перевірок пожежної безпеки та навчання персоналу діям у разі займання.
5.	Недостатнє освітлення	Використання стаціонарних і мобільних джерел світла для достатнього освітлення робочої зони. Регулярна заміна несправних ламп.

Крім наведеного вище, відповідальні особи за безпеку на підприємстві повинні регулярно забезпечувати організаційні заходи, а саме регулярний медичний огляд для виявлення ранніх ознак професійних захворювань, проводити планування робочого часу, що включає в себе обмеження тривалості роботи в шкідливих умовах, також налагодити систему аварійного оповіщення (встановити сигналізації та чіткі інструкції на випадок аварій).

Отже, дотримання вимог безпеки та впровадження комплексних заходів щодо усунення шкідливих і небезпечних факторів забезпечує збереження здоров'я працівників, ефективність роботи та знижує ризики аварійних ситуацій. Організація безпечних умов праці є необхідною складовою будь-якого ремонтного процесу.

4.4. Висновки

Дотримання умов охорони праці на підприємстві є важливим фактором для забезпечення безпеки працівників, стабільності виробничого процесу та підвищення ефективності роботи. Недотримання правил охорони праці може призвести до травматизму, професійних захворювань, зниження продуктивності, а також до матеріальних втрат і репутаційних ризиків для підприємства. Забезпечення належних умов праці досягається через впровадження системи охорони праці, яка включає технічні, організаційні та профілактичні заходи.

Основні аспекти, що підкреслюють необхідність дотримання охорони праці, включають:

1. Збереження здоров'я та життя працівників: забезпечення безпечного середовища знижує ризик травм та захворювань, сприяє психологічному та фізичному комфорту персоналу.
2. Дотримання законодавчих вимог: відповідність нормам і стандартам охорони праці є обов'язковою умовою функціонування підприємства. Недотримання може призвести до штрафів, припинення діяльності чи інших юридичних наслідків.

3. Економічна ефективність: інвестиції в охорону праці знижують витрати, пов'язані з аваріями, простоєм виробництва та компенсаціями за шкоду здоров'ю працівників.

4. Підвищення мотивації персоналу: забезпечення безпечних умов роботи підвищує довіру працівників до роботодавця, покращує моральний клімат у колективі та сприяє зростанню продуктивності.

5. Захист навколишнього середовища: дотримання стандартів охорони праці мінімізує вплив на довкілля, що є важливим елементом стійкого розвитку підприємства.

Таким чином, охорона праці — це не лише обов'язкова вимога, але й стратегічний інструмент, що забезпечує сталий розвиток підприємства, сприяє формуванню позитивного іміджу та збереженню найціннішого ресурсу — працівників.

РОЗДІЛ 5. РОЗРОБЛЕННЯ СТРАТЕГІЇ ВИБОРУ РЕМОНТНО-ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ВПЛИВІВ ТУРБОКОМПРЕСОРА ТА ОЦІНКА ЙОГО ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

5.1. Розробка технологічного процесу ремонту турбокомпресора

Технологічні процеси проектують відповідно до вимог стандартів ЄСКД і ЄСТД, а також з урахуванням доповнень і обмежень, викладених у керівних технічних матеріалах і галузевих стандартах.

Під час розробки технологічних процесів ремонту виробу складають відповідну документацію: маршрутні схеми (МС), ескізні карти (ЕК), операційні схеми (ОС), карти технологічних операцій (КТО), карти стандартних технологічних процесів (КСТП) та відомості обладнання (ВО).

Інформація, необхідна для проектування технологічного процесу виготовлення, така:

1. Інформація про дефекти та плановану програму відновлення деталей.
2. Форма організації процесу відновлення деталей.

Під час розроблення технологічного процесу слід враховувати способи і ресурси ремонтних підприємств та їх технічне обладнання.

3. Вибраний оптимальний метод усунення дефектів для кожного маршруту.

Експериментальні дослідження виявили, що найефективнішим методом відновлення деталей турбокомпресора є комплексний підхід до його ремонту.

4. Схеми технологічних процесів для ліквідації кожного дефекту.
5. План здійснення всіх операцій, зазначених у маршруті.

Розробка маршруту обробки.

При застосуванні цього технологічного процесу дозволяється заміна в ньому обладнання та інструментів на інші, що забезпечують необхідні параметри обробки та вимірювання елементів (поверхонь).

З огляду на те, що, згідно з пропонованим комплексним підходом до ремонту турбокомпресорів, у кожному конкретному випадку буде генеруватися індивідуальна технологія, що враховує значення величин геометричних параметрів і дефектного вузла.

Складемо на основі розробленого алгоритму маршрут технологічного процесу (таблиця 5.1).

Таблиця 5.8 - Маршрут технологічного процесу ремонту турбокомпресора ТКР 6

	Найменування та склад операції	Обладнання	Пристаосування та інструмент
005	Слюсарна 1. Розібрати турбокомпресор	Верстак ОРГ1468 - 01- 060А	Тиски слюсарні ДСТУ 5698-51; набір гайкових ключів.
010	Мийна 1. Промити деталі насоса в розчині мийного засобу МС-20 концентрації 20 г/л при температурі 80...90оС. 2. Для очищення від нагару, лакових і смолистих відкладень обробити в піскоструминній камері.	Мийна машина Madigo 152L; піскоструминна камера	Контейнер цеховий, мийний засіб МС 20, пісок річковий із вмістом SiO ₂ не менше 98,98% за ДСТУ 2338-91 або ДСТУ 8736-93
015	Дефектовочна*. 1. Дефектувати деталі турбокомпресора на наявність: тріщин, зламів, сколів та інших порушень фізичної цілісності деталей, які ідентифікуються візуально. 2. Перевірити вал ротора на вигин (у разі величини биття, більшої за допустиму, вал ротора ТКР замінити). 3. Перевірити вал ротора на сліди перегріву. (за наявності виконати операції 060, 065). 4. Визначити знос канавок під кільця ущільнювачів Провести перевірку допустимих відхилень конусоподібності. (за необхідності виконати операції 025).		Прилад для перевірки деталей на биття в центрах ПБ-250; кольорова дефектоскопія, мікрометр важільний 0-25 з точністю 0,002 мм МР02020 ДСТУ 4381 - 87; нутромір з точністю 0,002мм 10- 18 мм ДСТУ 9244-75; Нутромір із точністю 0,002мм 18-50 ДСТУ 9244-75;

	Найменування та склад операції	Обладнання	Пристосування та інструмент
020	Токарна Правити канавки вала під ущільнювальні кільця до видалення слідів зносу.	Токарний станок CRL-1440	Трикулачковий патрон, набір кінцевих мір №1 МІ 1604-87. Різець BGTR -2020К-2М різцева пластина: DGN2
025	Токарна Правити канавки вала під ущільнювальні кільця до видалення слідів зносу.	Токарний станок CRL-1440	Трикулачковий патрон, набір кінцевих мір №1 МІ 1604-87. Різець BGTR -2020К-2М різцева пластина: DGN2
030	Токарна 1. Розточити отвір середнього корпусу під ущільнювальні кільця в розмір Ø18,2 мм. 2. Розточити отвір середнього корпусу під підшипник до видалення слідів зносу	Токарний станок CRL-1440	Трикулачковий патрон, оправка для кріплення різців з круглим хвостовиком. D32, 20x20, втулка перехідна E32-10, нутромір з точністю 0,002мм 18-50 мм ДСТУ 9244-75; різець E10Q- STFCR09-12, різцева пластина: TCMT 0902
035	Токарна Розточити отвір середнього корпусу під ущільнювальні кільця в розмір Ø23 мм	Токарний станок CRL-1440	Трикулачковий патрон, оправка для кріплення різців з круглим хвостовиком. D32, 20x20, втулка перехідна E32-10, нутромір з точністю 0,002мм 18-50 мм ДСТУ 9244-75; різець E10Q- STFCR09-12, різцева пластина: TCMT 0902

Продовження таблиці 5.1

040	Слюсарна 1. Запресувати ремонтну втулку.	Прес гідравлічний ОМА 50.	
045	Свердлильна 1. Розгорнути отвір середнього корпусу під підшипник	Верстат прецизійний	Розгортка алмазна Ø20...20,2 мм
050	Токарна 1. Розточити отвір середнього корпусу під ущільнювальні кільця в розмір Ø18,0 мм 2. Розточити отвір середнього корпусу під підшипник до видалення слідів зносу	Токарний станок CRL-1440	Трикулачковий патрон, оправка для кріплення різців з круглим хвостовиком. D32, 20x20, втулка перехідна E32-10, нутомір з точністю 0,002мм 18-50 мм ДСТУ 9244-75; різець E10Q-STFCR09-12, різцева пластина: TCMT 0902
055	Наплавочна 1. Нанести покриття ЕІО на робочу поверхню вала	Установка Елітрон 22Б	Трикулачковий патрон, голівка наплавочна VI-1M, наплавочна проволочка.
060	Шліфувальна 1. Шліфувати вал до видалення слідів зносу в розмір (не більше Ø 8,4 мм)	Крулошліфувальний верстат jaguara	Центра, хомутик мікрометр важільний з точністю 0,001мм 0-25 мм ДСТУ 4381-87
065	Токарна 1. Розточити внутрішній діаметр на отвір під ущільнювальне кільце в розмір (Ø 20 мм).	Токарний станок CRL-1440	Трикулачковий патрон, оправка для кріплення різців з круглим хвостовиком. D32, 20x20, втулка перехідна E32-10, нутомір з точністю 0,002мм 18-50 мм ДСТУ 9244-75; різець E10Q-STFCR09-12,

			різцева пластина: TCMT 0902
070	Токарна 1. Розточити внутрішній діаметр втулки підшипника на Ø12 мм. 2. Точити зовнішній діаметр втулки підшипника (Ø16 мм).	Токарний станок CRL-1440	Трикулачковий патрон, оправка для кріплення різців з круглим хвостовиком. D32, 20x20, втулка перехідна E32-10, різець прохідний SVQCR / L- 20K16
075	Слюсарна 1. Запресувати ремонтні втулки у втулку підшипника	Прес гідравлічний ОМА 50.	
080	Токарна 1. Розточити внутрішній діаметр втулки підшипника начисто 2. Точити зовнішній діаметр втулки підшипника начисто.	Токарний станок CRL-1440	Трикулачковий патрон, оправка для кріплення різців з круглим хвостом. D32, 20x20, втулка перехідна E32-10, різець прохідний SVQCR / L - 2020K16, різець пластина: VCMT 1604, різець вставка-ка MBG-420- 10, різець BGTR - 2020K-2M, різець пластина: DGN2.
085	Токарна 1. Виготовити ремонтну деталь.	Токарний станок CRL-1440	Трикулачковий патрон, оправка для кріплення різців з круглим хвостом. D32, 20x20, втулка перехідна E32-10, різець прохідний SVQCR / L - 2020K16, різець пластина: VCMT 1604, різець вставка-ка MBG-420- 10, різець BGTR - 2020K-2M, різець пластина: DGN2.
090	Слюсарна 1. Запресувати ремонтні втулки.	Прес гідравлічний ОМА 50.	

095	Токарна 1.Розточити внутрішній діаметр на- чисто	Токарний станок CRL-1440	Трикулачковий па- трон, оправка для кріплення різців з круглим хвостови- ком. D32, 20x20, вту- лка перехідна E32-10, різцева вставка MBG- 420-10,
100	Притирочна 1. Провести притирання робочої поверхні торцевого підшипника до видалення слідів зносу		Плита притирочна
105	Балансирувальна 1. Балансувати вал ротора з колесом турбіни у двох площинах колеса турбіни	Верстат ба- лансиро- вочний ПБ-01; машина шлі- фувальна	Круг шліфувальний
110	Слюсарна 1. Зібрати вал ротора з масловідби- вачем, колесом компресора і гайкою спеціальною	Верстак слюсарний ОРГ1468- .01-060А.	Лещата слюсарні ДСТУ 5698-51; набір гайкових ключів.
115	Балансирувальна 1. Балансувати вал ротора в зборі з мастиловідбивачем, колесом комп- ресора та гайкою спеціальною у двох площинах колеса компресора. 2. На торці вала ротора і зовнішній поверхні гайки нанести риску.	Станок ба- лансирова- льний ДБ-50А; машина шліфу- вальна.	Круг шліфувальний
120	Слюсарна Зібрати турбокомпресор відповідно до технічних вимог на етапі скла- дання під час виробництва.	Верстак	Набір гайкових ключів.
125	Контрольна Обкатати і випробувати турбоком- пресор на обкатному стенді згідно з технічними вимогами.	Стенд для обкатки та випробувань турбокомп- ресорів.	Набір гайкових ключів.

* За наявності зносу виконувати відповідні операції та переходи відновлення деталей.

5.2 Розрахунок економічної ефективності застосування до розробленої стратегії ТКР-6

Для реалізації пропонованого проєкту необхідно провести низку розрахунків, пов'язаних із витратами.

Для здійснення розробленого комплексного підходу, необхідне додаткове наступне обладнання (таблиця 5.2).

Таблиця 5.2 - Балансова вартість обладнання

Найменування обладнання	Ціна, грн
Токарний станок с ЧПК Sanmaster CRL 1440	1 250 000
Шліфувальний станок Jaguar	950 000
Верстат для прецизійної обробки СПО 01 з алмазними розгортками	102 500
Інструмент (Ріжучий, вимірювальний, слюсарний)	15 000
Елітрон 22Б	150 000
Механізована установка на базі верстата 1А616	140 600
Балансувальний стенд	250 000
Разом	2 858 100

З таблиці випливає, що балансова вартість обладнання для розроблюваної технології становить 2 858 100 грн. Вартість обладнання складено згідно з інтернет-джерелами.

Необхідна кількість інвестицій для реалізації цього проєкту складатиметься з балансової вартості обладнання, вартості будівельно-монтажних робіт і пуско-налагодження придбаного обладнання.

$$I_{зс} = B_{об} + T_{см} + T_{п-н}, \text{грн} \quad (5.1)$$

де $B_{об}$ - балансова вартість обладнання; $T_{см}$ - вартість будівельно-монтажних робіт, які включають установку витяжної вентиляції на посту електроіскрової обробки. $T_{см} = 50$ тис. грн; $T_{п-н}$ - вартість пуско-налагоджувальних робіт з навчанням ІТП, $T_{п-н} = 50$ тис. грн.

Тоді загальний об'єм інвестицій по формулі 5.1 буде становити:

$$I_{3C} = 2858000 + 50000 + 50000 = 2958000, \text{ грн}$$

Собівартість ремонту агрегату розраховується за формулою:

$$C_v = C_{озп} + C_{доzp} + C_{сс} + C_M + C_{тзв} + A_{об} + A_i + C_e, \text{ грн} \quad (5.2)$$

з якої $C_{озп}$ – основна зарплата виробничих працівників, грн;

$C_{доzp}$ – додаткова зарплата, грн; $C_{сс}$ – нарахування на заробітну плату, грн;

C_M – вартість матеріалів, грн;

$C_{тзв}$ – транспортно – заготівельні витрати на матеріали, грн;

$A_{об}$ – амортизація обладнання, грн; A_i – амортизація інструменту, грн;

C_e – витрати на електроенергію, грн.

Розглянемо собівартість застосування різних способів РВВ. Методику розрахунку витрат наведено нижче.

Основна оплата праці за відновлення одного турбокомпресора:

$$C_{озп} = k_{ч} \cdot T_{в}, \text{ грн} \quad (5.3)$$

де $k_{ч}$ – норма часу на операцію (за хронометражем); $T_{в}$ – годинна тарифна ставка робітника грн/год.

Додаткова заробітна плата:

$$C_{доzp} = \frac{30 \cdot C_{озп}}{100}, \text{ грн} \quad (5.4)$$

де $C_{озп}$ – основна зарплата робітника, грн.

Нарахування на заробітну плату:

$$C_{cc} = \frac{22 \cdot (C_{озп} + C_{дзп})}{100}, \text{ грн} \quad (5.5)$$

де $C_{озп}$ – основна зарплата робітників, грн; $C_{дзп}$ – додаткова зарплата робітників, грн.

Вартість матеріалу для способів МРД (виготовлення), МДД, ЕІО визначаємо за формулою:

$$C_3 = m_3 \cdot C_M, \text{ грн} \quad (5.6)$$

де m_3 - маса заготовки, кг; C_M – ціна матеріалу, грн.

Вартість транспортно-заготівельних витрат:

$$C_{тз.} = 12\% \cdot C_3, \text{ грн} \quad (5.7)$$

де C_3 – вартість заготовки, грн.

Амортизація обладнання:

$$A_{об} = \frac{B_в}{\Phi \cdot T}, \text{ грн/год} \quad (5.8)$$

де $B_в$ - балансова вартість обладнання, грн; Φ - річний фонд часу, $\Phi = 2016$ год/рік; T - час експлуатації обладнання до списання, $T=10$ років.

Амортизація інструменту:

$$A_i = A_{об} \cdot 15\%, \text{ грн/год} \quad (5.9)$$

де $A_{об}$ – амортизація обладнання грн/год.

Витрати на електроенергію:

$$C_{el} = W_{об} \cdot T_{el} \cdot t, \text{ грн} \quad (5.10)$$

де $W_{об}$ - установча потужність обладнання, кВт; T_{el} - тариф на електроенергію 11, грн/кВт-год; t - час роботи обладнання, год.

Вартість для різних матеріалів станом на 01.09.2024 взята з інтернет-джерел і наведена в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 – Вартість матеріалу

Матеріал	Од. виміру	Вартість, грн
Чавун СЧ 15	1 кг	95
Бронза БРОС 10-10		700
Алюмінієвий сплав Ал 9		1 200
Сталь 65Г		500

Результати розрахунку вартості способів РВВ для деталей ТКР-6 наведено в таблиці 5.4.

Таблиця 5.4 - Вартість способів РВВ

Найменування деталі	Поверхня	Види РВВ	Вартість, грн.
Корпус	D1	МРР(Розгортання)	31,19
		МРР (Розточування)	125,91
	D2	МРР (Розточування)	58,75
		МДД	132,14
Вал	D1	МРР (Шліфування)	75,69
		ЭИО+ Шліфування	286,8
	B1	МРР (Видалення конусності механічної обробки)	41,96
Втулка підшипника	D1	МРР (Виготовлення нової деталі)	360,91
		МРР (Розточування)	41,06
		МДД	271,07
	D2	МРР (Розточування)	41,96
		МДД	267,4
Масловідбивач	D1	МДД	86,91
Втулка масловідбивача	B1	МРР (Точіння каналів)	40,45

Торцевий підшипник	В1	МРР (Притирка)	73,24
--------------------	----	----------------	-------

Вартість 1 кг алмазної пасти АСМ 7/5 ДСТУ 9206-80 становить 3 450 грн, витрата на один турбокомпресор - $k_{гпр} = 0,0012$ кг.

$$C_m = 4,14 \text{ грн.}$$

На підставі мікрометражних даних і розробленої стратегії вибору розглянемо економічні витрати для різних видів ремонту Основним критерієм вибору стратегії ремонту буде стан вала ротора. Вал ротора в процесі експлуатації може отримати руйнування, що перешкоджають його нормальній роботі. На підставі статистичних і мікрометражних досліджень розглянемо застосування різних методів РВВ під час ремонту ТКР таблиця 5.5.

У варіанті №1 розглядають найбільш критичний стан деталей: порушення геометричної цілісності вала ротора, руйнування торцевого підшипника (наявність великих величин зносу), наявність величин максимальних зносів поверхонь деталей підшипникового вузла, диска масовідбивача.

У варіанті №2 вибір стратегії ремонту характеризується таким станом деталей: цілісністю вала ротора, наявністю величин максимальних зносів поверхонь деталей.

Варіант №3 характеризується таким станом деталей: цілісністю вала ротора, наявністю величин середніх зносів поверхонь деталей.

Вартість варіантів застосування різних способів РВВ від стратегії ремонтних впливів наведено в таблиці 5.5.

Таблиця 5.5 - Собівартість застосування різних методів РВВ.

Відновлювана поверхня	Варіант №1			Варіант №2			Варіант №3			Варіант №4		
	Спосіб РВВ	Вартість, грн	Трудо-міст-кість, хв	Спосіб РВВ	Вартість, грн	Трудо-міст-кість, хв	Спосіб РВВ	Вартість, грн	Трудо-міст-кість, хв	Спосіб РВВ	Вартість, хв	Трудо-міст-кість, хв
Поверхні вала ротора	Заміна (в зборі)	2350,0	10	МРР	75,69	10	МРР	75,69	10	МРР+ЕІО	362,2	45
Поверхня отвору корпусу під втулку підшипника (D1)	МРР (Розточування)	125,91	15	МРР (Розточування)	125,91	15	МРР (Розточування)	125,9	15	МРР (Розточування)	125,9	15
Поверхня отвору корпусу під ущільнювальні кільця (D2)	МДД	132,14	15	МДД	132,14	20	МРР (Розточування)	58,75	10	МРР (Розточування)	58,75	15
Втулка підшипника	МРР	360,91	30	МРР	360,91	30	МРР	360,9	30	МРР	360,9	30
Поверхня отвору маслорозподільника під ущільнювальні кільця (D1)	МДД	86,91	10	МДД	86,91	10	МРР (Розточування)	86,91	10	МРР (Розточування)	86,91	
Втулка маслорозподільника	МРР (правка канавок)	-	5	МРР (правка канавок)	40,45	5	МРР (правка канавок)	40,45	5	МРР (правка канавок)	40,45	5
Торцевий підшипник	Заміна	300,0	5	МРР (притирка)	73,24	20	МРР (притирка)	73,24	20	МРР (притирка)	73,24	20
Кільця газомасляного ущільнення	Заміна	380,0	5	Заміна	380,0	5	Заміна	380,0	5	Заміна	380,0	5
Розбирання, балансування, складання		290,1			456,0			456,0			456,0	
Разом		4025,9	95		1731,0	115		1657,9	105		1944,4	120

Зведені дані таблиці 5.5 зобразимо на графіку (рисунок 5.1).

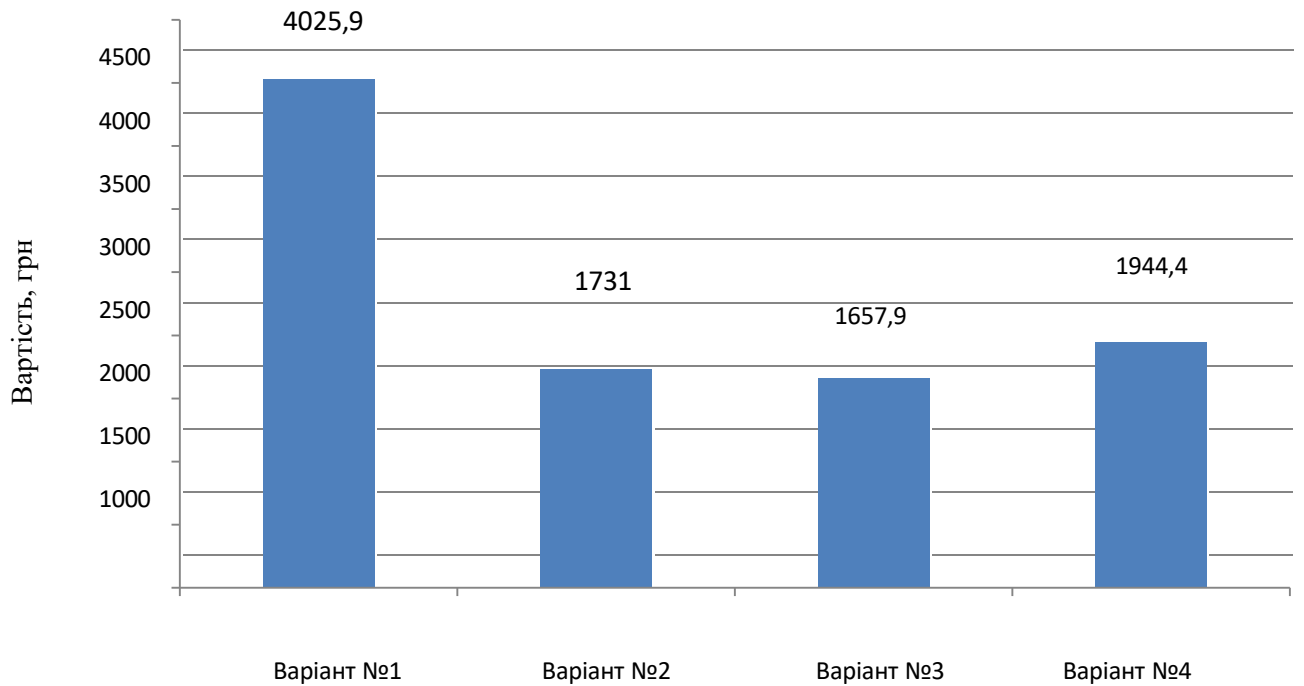


Рисунок 5.5 - Вартість РВВ за різних стратегій ремонту

5.3. Висновок

Як видно, найбільші витрати на ремонт будуть у варіанта № 1. Це пов'язано із заміною вала ротора на новий, у зв'язку з фізичним руйнуванням. На основі мікрометражних досліджень найбільш розповсюдженими видами стратегій будуть варіанти №2 і №3.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1) У результаті розмірного аналізу ресурсовизначальних сполучень ТКР за різних режимів експлуатації визначено критерії, що оцінюють технічний стан, і встановлено, що за величини сумарного зазору в підшипниковому вузлі більш як 0,25 мм спостерігатиметься дотик колесом турбіни до корпусу турбіни, що призводить до виходу з ладу турбокомпресора.

2) У результаті статистичної оцінки параметрів дефектів і зносів виявлено: зноси робочих поверхонь деталей підкоряються закону розподілу Вейбулла; найбільшому зносу піддаються деталі спряженої поверхні вала ротора і втулки підшипника. Максимальний знос становить 0,38 мм і 0,77 мм відповідно.

3) Моделюванням напружено-деформованого стану встановлено значення напружень у валу ротора. Виявлено, що напруження зростають зі зменшенням діаметра, однак, істотного впливу на конструктивну міцність надавати не будуть.

4) Дослідження власних коливань показало, що при діаметрі менше 8,3 мм резонансна частота буде в діапазоні робочих частот вала ротора турбокомпресора. Робота в такому діапазоні різко підвищує ймовірність раптового виходу з ладу вала через руйнування.

5) Дослідження контактних напружень показало, що в разі застосування електрода зі сталі 65 Г для відновлення поверхні вала ротора спостерігатиметься збільшення несучої здатності порівняно з еталонною парою на 7%, і тому цей матеріал рекомендується використовувати для відновлення поверхневої твердості робочої поверхні вала ротора.

6) Розроблено алгоритм стратегії вибору РВВ і технологічні рекомендації з ремонту ТКР, що дає змогу знизити трудомісткість і питомі витрати за рахунок комбінування різних методів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Афанасьєв І. А. Шляхи підвищення післяремонтної надійності турбокомпресорів автотракторних двигунів / І. А. Афанасьєв, Є. В. Калганков // Zbior artykulow naukowych. Konferencji Miedzynarodowej Naukowo-Praktycznej. – Warszawa – 2016. – С. 6-11.
2. Григор, С., (2024). Шляхи підвищення післяремонтної надійності турбокомпресорів автотракторних двигунів. У: *Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу, 15 листопада 2024, Дніпро, Україна*. Дніпро: ДДАЕУ. с. 85–87.
3. Новаковський С. Ю. Електроіскрова обробка поверхонь тертя як засіб підвищення ресурсу деталей машин / С. Ю. Новаковський, Є. В. Калганков // ГО «Інститут інноваційної освіти»; Науково-учбовий центр прикладної інформатики НАН України. – Київ : ГО «Інститут інноваційної освіти», 2019 . – С. 204–208.
4. G-Series G25-660 Garrett (877895-5002S) 0.49A/R T25/V-Band. <https://turbovag.com.ua>. URL: <https://turbovag.com.ua/products/g-series-g25-660-garrett-877895-5002s-049ar-t25v-band-s-vestgejtom-turbokompressor-standartnogo-vrascheniya>.
5. ТКР 6 СЕРІЇ "ТД"Таврія турбо"". URL: <https://td-turbo.com.ua/ua/g51124776-tkr-serii> (дата звернення: 04.12.2024).
6. Turbocharger fundamentals. *DieselNet: Engines & Clean Transportation*. URL: https://dieselnet.com/tech/air_turbocharger.php (date of access: 04.12.2024).
7. How a turbocharger works - turbo basic knowledge guide. *Garrett Motion*. URL: <https://www.garrettmotion.com/knowledge-center-category/oem/basic/> (date of access: 04.12.2024).
8. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є., Тимченко І. І. Автомобільні двигуни: Підручник. — К.: Арістей, 2006. — 476 с
9. Несправний турбокомпресор: 9 найпоширеніших причин пошкодження та ремо. *07eins*. URL: <https://07eins.com/uk-ua/blogs/news/tdi-turbolader->

defekt-9-haeufigsten-ursachen-turbolader-schaden?srsId=AfmBOor-Rjry4rdAJ043xmB1ZaV3fNcgO5GU8hjwXwykRt4qE7ZXGBAb (дата звернення: 04.12.2024).

10. Дикий Б.П. Дослідження надійності турбокомпресорів двигунів внутрішнього згорання та шляхи її підвищення / Дикий Б.П. // Інтеграція світових наукових процесів як основа суспільного прогресу: Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції ГО "Інститут інноваційної освіти" Науково-навчальний центр прикладної інформатики НАН України. – 2020. – С. 109–113.

11. Корейба О.В. Дослідження післяремонтної надійності турбокомпресорів дизельних двигунів вантажних автомобілів / Корейба О.В. // Zbiór artykułów naukowych. Konferencji Międzynarodowej Naukowo-Praktycznej "Inżynieria i technologia. Współczesne tendencje w nauce i edukacji" Warszawa: Sp. z o.o. "Diamond trading tour": 2016. – с. 71-77.

12. Калганков Є.В. Деякі проблеми гідроабразивно-втомного зносу деталей об'ємного гідроприводу мобільних машин / Є.В. Калганков // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць. — Дніпропетровск: ІГТМ НАНУ. – 2013. – №108. – С. 133-142.

13. Калганков Є. В. Особливості фрактального аналізу поверхні руйнування гумових футерівок, що працюють в умовах абразивно-втомного зносу / Є. В. Калганков. // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць. — Дніпропетровск: ІГТМ НАНУ. – 2017. – №133. – С. 66–74.

14. Bulat A.F., Dyrda V.I., Kalhankov Ye.V. Synergetic model of the wave abrasive-fatigue wear of rubber lining in the ball-tube mills // Scientific Bulletin of NSU. – Dnipro, 2018. – №5(167). – P. 39-47. (in English) <https://doi.org/10.29202/nvngu/2018-5/5>.

15. Герінг І.А. Теорія і практика гідроабразивно-втомного зноса деталей об'ємного гідропривода трансмісії / Герінг І.А., Калганков Є.В., Кириленко О.І. Аграрна наука та харчові технології Збірник наукових праць ВНАУ. Серія: Сільськогосподарські науки Випуск 4, 2015, - С 52 – 61.

16. Ремонт машин та обладнання: підручник для вищих навчальних закладів / [Дирда В.І., Мельянцов П.Т., Калганков, Є.В. та ін.]. – Дніпропетровськ: Журфонд, 2015. – 292 с.

17. Науменко М. М. До визначення товщини плити гумової футеровки рудорозмельних кульових млинів / М. М. Науменко, Є. В. Калганков // Сборник научных статей. Техника и технология. Приоритетные направления науки. Закопане.: 2015. – с. 27-34.

18. Павлов С. Фінансовий аналіз ринку САЕ-технологій у 2007 році. / С. Павлов // CAD/CAM/CAE Observer. №5, 2008. - с. 18-21.

19. Інжинірингова школа Noosphere. *Інжинірингова школа Noosphere*. URL: <https://noosphereengineering.com/news/solidworks.-dlya-chogo-vin-potriben> (дата звернення: 04.12.2024).

20. SOLIDWORKS - рішення для транспортної галузі. <https://www.solidworks.com>. URL: <https://www.solidworks.com/solution/industries/transportation-mobility> (дата звернення: 04.12.2024).

21. Сірий І. Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання : підручник. Київ : Аграрна освіта, 2009. 353 с.

22. Калганков Є.В. Розробка ТПВД / Калганков Є.В. – ДДАЕУ, 2013. – 75 с.

23. Армашов Ю.В. Надійність сільськогосподарської техніки: навчальний посібник / Ю.В. Армашов, П.К. Охмат. – Дніпропетровськ.: РВВ ДДАУ, 2008. – 208 с.

24. Калганков Є.В. Проектування ремонтно-технологічної документації / Є.В. Калганков, М.Г. Зайцев. Дніпро. ДДАЕУ, 2016. – 48 с.

25. Турбокомпресор. <https://uk.wikipedia.org>. URL: <https://uk.wikipedia.org/wiki/Турбокомпресор>.

ДОДАТКИ

ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра інжинірингу технічних систем

**ОБҐРУНТУВАННЯ СЕРВІСНИХ ОПЕРАЦІЙ НА
ТУРЬБОКОМПРЕСОРАХ АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ**

демонстраційний матеріал до дипломної роботи освітнього ступеня «Магістр»

Виконав: студент 2 курсу, групи МгАІ-1-23
Григор Сергій Миколайович

Керівник: доцент, к.т.н.
Толстенко Олександр Васильович

Дніпро - 2024

МЕТА РОБОТИ

Забезпечення мінімальної трудомісткості та питомих витрат під час ремонту ТКР, розробленням стратегії вибору ремонтно-відновлювальних впливів

ЗАДАЧІ РОБОТИ

- 1) Виявити критерій визначення технічного стану турбокомпресора на основі аналізу розмірних ланцюгів ресурсовизначальних сполучень.
- 2) Провести статистичну оцінку параметрів дефектів і зносів робочих поверхонь деталей і зазорів у сполученнях турбокомпресора.
- 3) Провести аналіз напружено-деформованого стану і величин власних частот при зміні розміру робочої поверхні вала ротора.
- 4) Виявити значення контактних у сполученні «вал ротора - втулка підшипника» для визначення матеріалу електрода, що застосовується під час електроіскрової обробки.
- 5) Розробити алгоритм вибору ремонтно-відновлювальних впливів і технологічних рекомендацій з ремонту турбокомпресора, що дозволяє знизити трудомісткість і питомі витрати залежно від технічного стану.

3

ОБ'ЄКТ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ЙОГО КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ

Турбокомпресор ТКР - 100 (1118010Б)



Конструктивні особливості підшипникового вузла

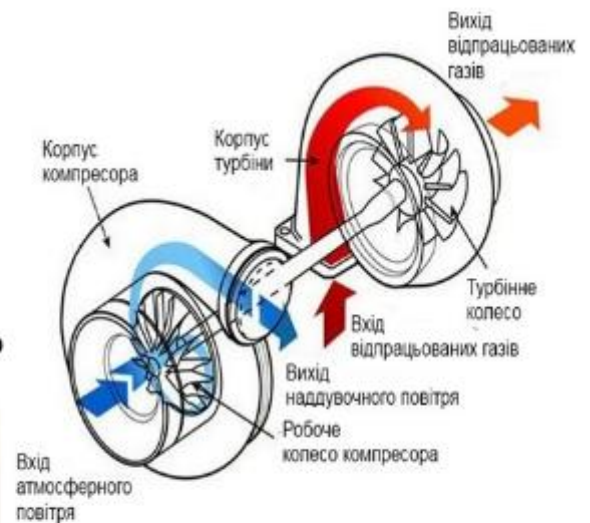


Вузол з плаваючими втулками



Вузол з моноштулкою

Схема роботи турбокомпресора

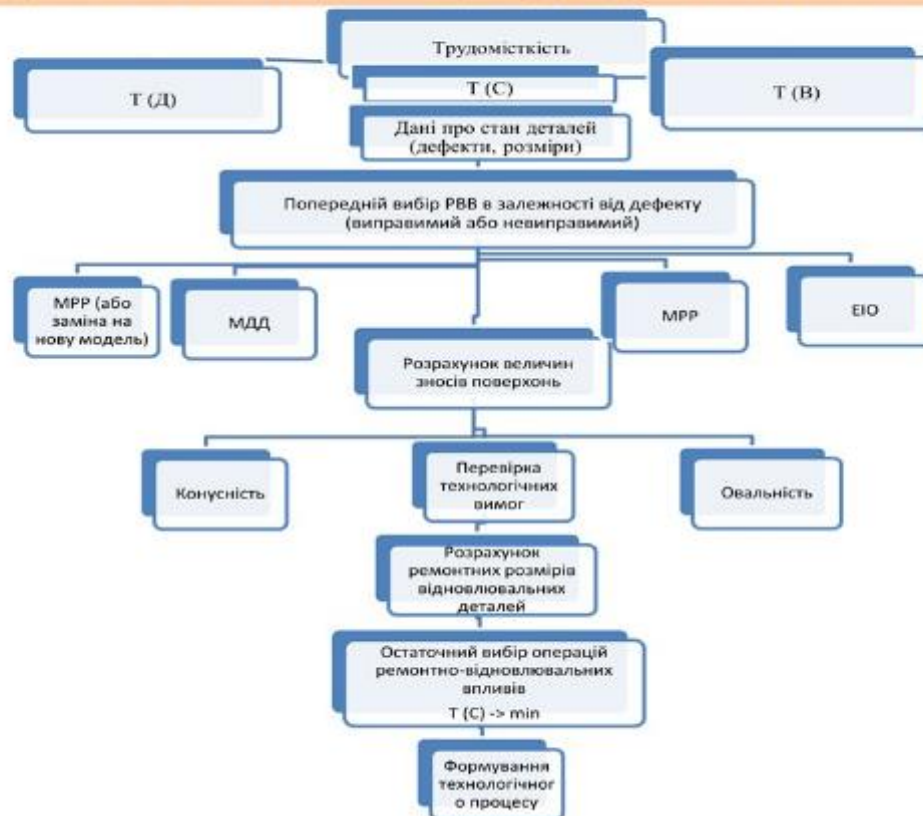


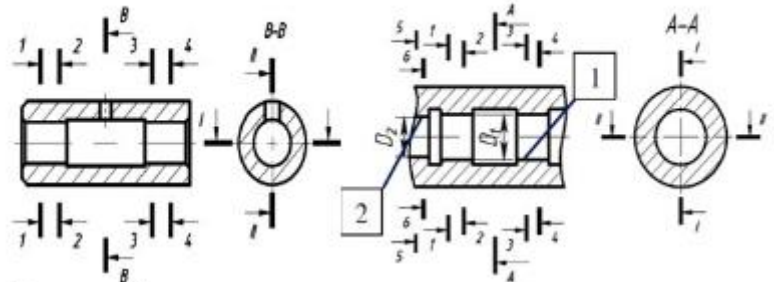
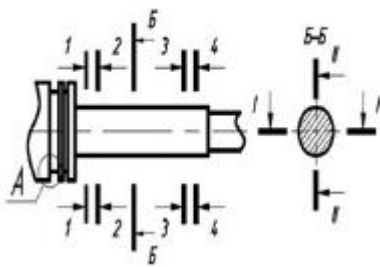
4

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИДУ ТА ХАРАКТЕРУ ЗНОСУ ДЕТАЛЕЙ ТУРБОКОМПРЕСОРА



СХЕМА ЗАГАЛЬНОГО АЛГОРИТМУ ВИБОРУ РЕМОНТНО ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ВПЛИВІВ (РВВ) ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ ТУРБОКОМПРЕСОРА



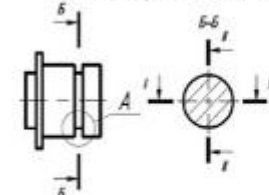


Втулка підшипника

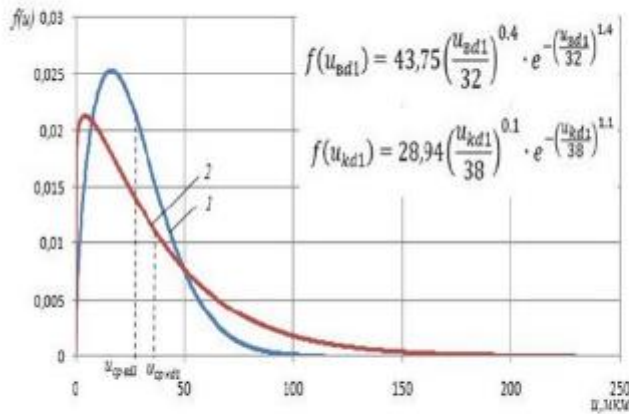
Середній корпус



Вал ротора



Масловідбивач



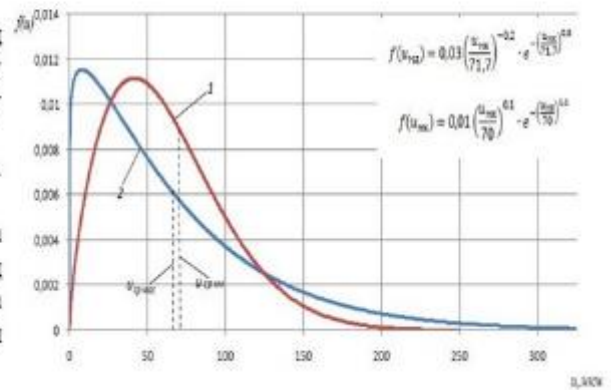
Щільності розподілу зносів зовнішньої поверхні підшипника і отвору вала корпусу:

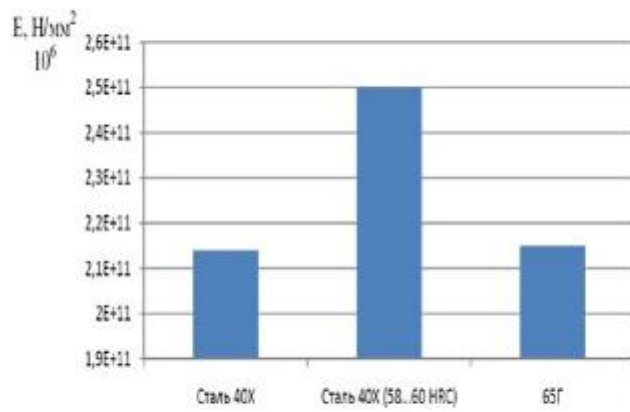
1 - знос зовнішньої поверхні підшипника; 2 - знос отвору корпусу d1; $u_{\text{ср. вд1}} = 27$ мкм - середній знос зовнішньої поверхні підшипника; $u_{\text{ср. кд1}} = 38$ мкм - середній знос зовнішнього отвору корпусу.

Щільність розподілу зносу отвору під ущільнювальні кільця диска ущільнення з боку компресора та канавки масляновідбивача з боку компресорного колеса:

1 - отвори під ущільнювальні кільця диска ущільнення,

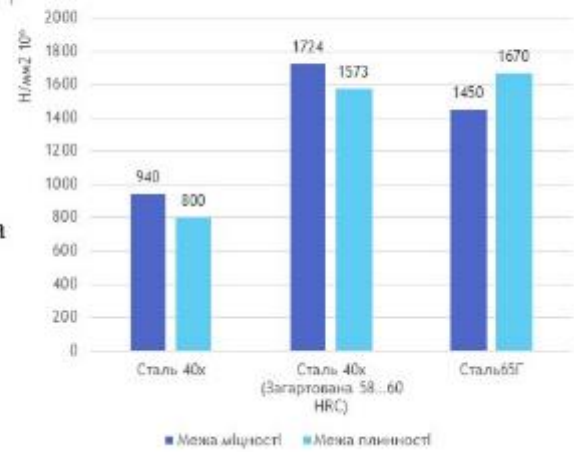
2 - канавок газомасляних ущільнень вала; $u_{\text{ср. мас}} = 68$ мкм - середнє зношення отвору під кільця ущільнювачів диска з боку компресора; $u_{\text{ср. км}} = 62$ мкм - середнє зношення канавки маслорідбивача з боку компресорного колеса.

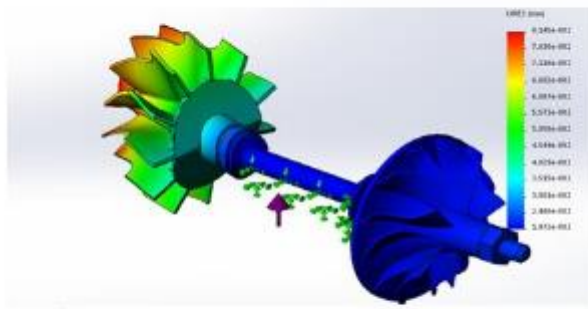




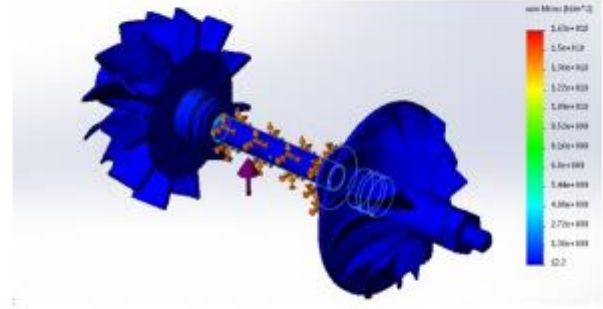
а) графік величини Модуля Юнга для матеріалів

б) графік величини межі міцності та межі плинності для матеріалів

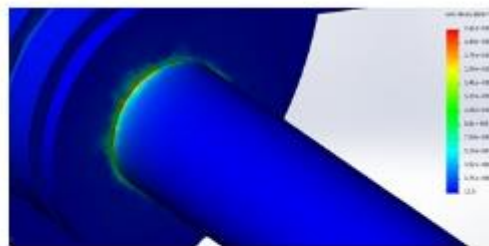




а) деформований стан моделі за частоти
1976 Гц



б) внутрішні напруження моделі за
частоти 1976 Гц

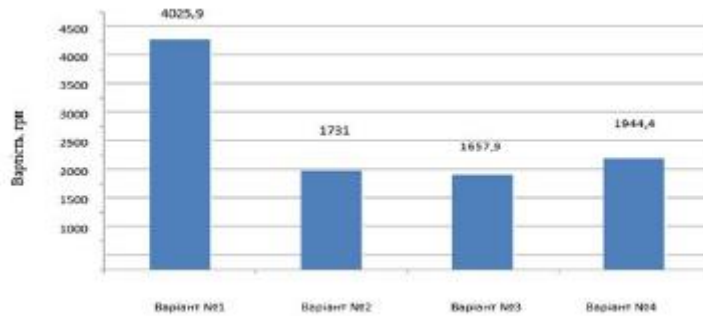


в) внутрішні напруження стан моделі в небезпечному перерізі за частоти 1976 Гц
(збільшено)

Епюри напружено - деформованого стану при резонансній частоті

№	Небезпечні фактори	Заходи щодо їх усунення
1.	Механічні ризики	Використання справних і регулярно перевірених інструментів. Застосування захисних кожухів на ріжучих і шліфувальних інструментах. Контроль за надійністю кріплення деталей під час обробки.
2.	Ризик розгерметизації	Дотримання технології розбирання турбокомпресора, особливо під час роботи з деталями під тиском. Використання захисних екранів при випробуваннях.
3.	Електрична небезпека	Регулярна перевірка справності електрообладнання та заземлення. Використання інструментів із подвійною ізоляцією та ізольованих рукавичок.
4.	Вибухонебезпечність і пожежі	Зберігання легкозаймистих матеріалів у безпечних умовах, подалі від джерел тепла. Наявність і доступність засобів пожежогасіння (вогнегасники, пісок, пожежні ковдри). Проведення регулярних перевірок пожежної безпеки та навчання персоналу діям у разі займання.
5.	Недостатнє освітлення	Використання стаціонарних і мобільних джерел світла для достатнього освітлення робочої зони. Регулярна заміна несправних ламп.

Відновлювана поверхня	Варіант №1			Варіант №2			Варіант №3			Варіант №4		
	Спосіб РВВ	Вартість, грн	Трудоємність, хв	Спосіб РВВ	Вартість, грн	Трудоємність, хв	Спосіб РВВ	Вартість, грн	Трудоємність, хв	Спосіб РВВ	Вартість, грн	Трудоємність, хв
Поверхня вала ротора	Заміна (з збору)	2350,0	10	МРР	75,69	10	МРР	75,69	10	МРР-ЕІО	362,2	45
Поверхня отвору корпусу під втулку підшипника (D1)	МРР (Розточувальник)	125,91	15	МРР (Розточувальник)	125,91	15	МРР (Розточувальник)	125,9	15	МРР (Розточувальник)	125,9	15
Поверхня отвору корпусу під ущільнювальні кільця (D2)	МЦД	132,14	15	МЦД	132,14	20	МРР (Розточувальник)	58,75	10	МРР (Розточувальник)	58,75	15
Втулка підшипника	МРР	360,91	30	МРР	360,91	30	МРР	360,9	30	МРР	360,9	30
Поверхня отвору маслянічника під ущільнювальні кільця (D1)	МЦД	86,91	10	МЦД	86,91	10	МРР (Розточувальник)	86,91	10	МРР (Розточувальник)	86,91	
Втулка маслянічника	МРР (правка класов)	-	5	МРР (правка класов)	40,45	5	МРР (правка класов)	40,45	5	МРР (правка класов)	40,45	5
Торцевий підшипник	Заміна	300,0	5	МРР (притирка)	73,24	20	МРР (притирка)	73,24	20	МРР (притирка)	73,24	20
Кільця газомасляного ущільнення	Заміна	380,0	5	Заміна	380,0	5	Заміна	380,0	5	Заміна	380,0	5
Розбирання, балансування, складання		290,1			456,0			456,0			456,0	
Разом		4025,9	95		1731,0	115		1657,9	105		1944,4	120



Як видно, найбільші витрати на ремонт будуть у варіанта № 1. Це пов'язано із заміною вала ротора на новий, у зв'язку з фізичним руйнуванням. На основі мікротражних досліджень найбільш розповсюдженими видами стратегій будуть варіанти №2 і №3.

- 1) У результаті розмірного аналізу ресурсовизначальних сполучень ТКР за різних режимів експлуатації визначено критерії, що оцінюють технічний стан, і встановлено, що за величини сумарного зазору в підшипниковому вузлі більш як 0,25 мм спостерігатиметься дотик колесом турбіни до корпусу турбіни, що призводить до виходу з ладу турбокомпресора.
- 2) У результаті статистичної оцінки параметрів дефектів і зносів виявлено: зноси робочих поверхонь деталей підкоряються закону розподілу Вейбулла; найбільшому зносу піддаються деталі спряженої поверхні вала ротора і втулки підшипника. Максимальний знос становить 0,38 мм і 0,77 мм відповідно.
- 3) Моделюванням напружено-деформованого стану встановлено значення напружень у валу ротора. Виявлено, що напруження зростають зі зменшенням діаметра, однак, істотного впливу на конструктивну міцність надавати не будуть.
- 4) Дослідження власних коливань показало, що при діаметрі менше 8,3 мм резонансна частота буде в діапазоні робочих частот вала ротора турбокомпресора. Робота в такому діапазоні різко підвищує ймовірність раптового виходу з ладу вала через руйнування.
- 5) Дослідження контактних напружень показало, що в разі застосування електрода зі сталі 65 Г для відновлення поверхні вала ротора спостерігатиметься збільшення несучої здатності порівняно з еталонною парою на 7%, і тому цей матеріал рекомендується використовувати для відновлення поверхневої твердості робочої поверхні вала ротора.
- 6) Розроблено алгоритм стратегії вибору РВВ і технологічні рекомендації з ремонту ТКР, що дає змогу знизити трудомісткість і питомі витрати за рахунок комбінування різних методів.

Міністерство освіти і науки України
Дніпровський державний аграрно-економічний університет
Інженерно-технологічний факультет



ІНЖИНІРИНГ ТЕХНОЛОГІЙ І ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ АГРОПРОМИСЛОВОГО КОМПЛЕКСУ

ЗБІРНИК ТЕЗ

**III Всеукраїнської науково-практичної конференції
молодих вчених**

**Частина 1. Інжиніринг технічних систем агропромислового
виробництва**

15 листопада 2024 р.

Дніпро • 2024

УДК 621.515.5:629.113.02

Григор С.М., здобувач вищої освіти СВО Магістр¹³, ОПІ Агроінженерія
dsau_nrm@ukr.net

Дніпровський державний аграрно-економічний університет, м. Дніпро, Україна

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ПІСЛЯРЕМОНТНОЇ НАДІЙНОСТІ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ

Сьогодні важко уявити машину яка не була б оснащена системою наддуву, головним агрегатом якої є – турбокомпресор. Про це свідчать і статистичні данні, які вказують на те, що більше 70 % сучасних автотракторних двигунів оснащені турбокомпресорами [1]. Але на ряду з ростом оснащеності двигунів турбокомпресорами зникається і їх надійність так як на долю турбокомпресора припадає до 25,9 % всіх відмов двигуна. Так автор роботи [1] при дослідженні надійності турбокомпресорів виявив, що турбокомпресор вважається одним з найненадійніших вузлів двигуна саме цієї марки і напрацювання до відмови ледве доходить до 40 тис. км., що в свою чергу значно менше напрацювання на відмову двигуна. Також ремонт такого складного агрегату не виконується в умовах АТП і тому витрати на його ремонт становлять близько 12 % від вартості ремонту двигуна [2] і це досить великі витрати.

Новий турбокомпресор досить кошковий, а враховуючи його низьку довговічність його заміна на новий виходить досить кошковим задоволенням.

В той же час дослідженнями багатьох вчених та науково – дослідних інститутів, встановлено, що близько 40...45% деталей можна відновити та використовувати повторно, що в свою чергу значно знижує собівартість ремонту, до 30...35% деталі які не потребують ремонту і можуть повторно використовуватись і лише 20...30% деталей після проведення дефектувальних робіт – вибраковується [2]. Стосовно підшипникового вузла турбокомпресора то

¹³ Науковий керівник – Толстенко О.В., кандидат технічних наук, доцент кафедри інжинірингу технічних систем

ремонту та відновленню піддаються до 80 % деталей і лише 20-25 % вибраковуються [1, 2].

Якщо з новими агрегатами більш-менш все зрозуміло і як правило їх довговічність закладається заводом виробником, то з відремонтованими все досить складно. Різні ремонтні компанії використовують різні технології ремонту і в багатьох випадках післяремонтна довговічність турбокомпресорів є досить низькою, хоча згідно законодавства ремонтні організації повинні гарантувати 80 % ресурсу нового агрегату.

Забезпечення даного показника можна досягти багатьма способами:

- термічна обробка деталей;
- наплавлення;
- напилення зносостійких матеріалів;
- електролітичні способи відновлення (хромування, залізнення);
- фінішна антифризційна безабразивна обробка (ФАБО);
- епітамування;
- введення в масло присадок;
- електрофізичні методи (електроіскрова обробка поверхонь).

Більшість з перерахованих способів мають суттєві недоліки і не можуть бути використані, насамперед це складність обладнання, його дороговизна та необхідність використання робітників високої кваліфікації. У випадку з електролітичними способами відновлення це, ще й шкідливість виробництва як для оператора так і для навколишнього середовища.

Більшість методів які передбачають зниження коефіцієнту тертя ґрунтуються на принципі утворення в парі тертя з бронзи, міді, латуні тонкої квазірідкої мідної плівки. Плівка утворюється в умовах вибіркового переносу [2], утворена плівка з використанням наночастинок які знаходяться в ультра дисперсному стані володіє унікальними можливостями, тому більшість виробників масел сьогодні вводять в масла антифризційні матеріали у вигляді наночастинок. Також дослідниками [1] встановлено, що при використанні

електроіскрової обробки можливо отримати наночастинки міді та срібла, які досить позитивно впливають на відновлені деталі.

Проведені дослідження нанесення багатопшарових покриттів вказали на їх ефективність. Методикою передбачалось нанесення на поверхні сталевих та бронзових зразків (матеріал підбирався максимально наближено за своїми фізико - механічними властивостями з реальними деталями підшипникового вузла турбокомпресора) мідного та бронзового шару. Сталеві зразки виготовлялись зі сталі 40X, а бронзові з бронзи БрОС-10-10. Підготовка зразків до нанесення шару металу передбачала їх обробку (знежирення) ацетоном.

За результатами досліджень встановлено що при використанні у парі тертя "вал – втулка" з нанесеними шарами на вал сталі 65 Г та на втулку шару нікель + бронза + мідь, коефіцієнт тертя зменшився на 15 %, а зносостійкість підвищилась на 22 %. Мікротвердість покриттів відповідно збільшилась, так твердість покриття зі сталі 65Г становить 470-490 одиниць, проти базового зразка з твердістю 445-452 одиниці.

Звісно робота потребує подальшого дослідження на різних режимах та при різних умовах, так як товщина нарощеного шару знаходиться в межах 70-90 мкм, а це замало для відновлення з'єднання пари тертя "вал-втулка".

В цілому можна стверджувати про доцільність методу електроіскрової обробки в якості заходу підвищення післяремонтної довговічності турбокомпресорів.

Список літератури

1. Новаковський, С. та Калганков, Є., (2019). Електроіскрова обробка поверхонь тертя як засіб підвищення ресурсу деталей машин. Матеріали II міжнародної науково-практичної конференції. 204–208.

2. Дирда В. І. Ремонт машин та обладнання. Підручник для вищих навчальних закладів [Текст] / В. І. Дирда, П. Т. Мельянов, О. І. Кириленко та ін. – Дніпськ, Журофонд, 2015. – 292 с.