

Хмельницький національний університет  
Факультет інженерії, транспорту та архітектури  
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

## Пояснювальна записка до дипломної роботи магістра

Галузь знань: 13 «Механічна інженерія»

Спеціальність: 132 «Матеріалознавство»

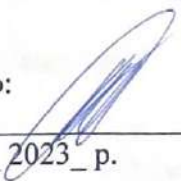
Освітньо-професійна програма: «Відновлення та технічний сервіс автомобілів»

на тему: «Застосування композиційних матеріалів для робочих коліс  
турбокомпресора ДВЗ»

Шифр: МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ

Виконав: студент 2 курсу, група МТВАм -22-1  Вадим Щур

Керівник  д.т.н., проф. О.В. Диха

До захисту допускаю:  
Зав. кафедри ТАМ  Диха О.В.

4 12 2023 р.

Хмельницький, 2023 р.

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
Факультет інженерії, транспорту та архітектури  
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

Освітньо-кваліфікаційний рівень: магістр  
Галузь знань: 13 «Механічна інженерія»  
Спеціальність: 132 «Матеріалознавство»  
Спеціалізація: «Відновлення та технічний сервіс автомобілів»

Зав.кафедрою ТАМ **ЗАТВЕРДЖУЮ**  
Диха О.В.  
" 15 " жовтня 2023 р.

**З А В Д А Н Н Я**  
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ МАГІСТРАНТУ

Щур Вадим Вікторович

1. Тема проекту:  
«Застосування композиційних матеріалів для робочих коліс турбокомпресора ДВЗ сталевих деталей адитивною технологією пошарового плазмового наплавлення»

керівник проекту: Диха Олександр Володимирович, д.т.н., проф.

Затверджено наказом університету від 15 серпня 2023р. № 28

2. Строк подання студентом проекту на кафедру: 15.12.2023 р.

3. Вихідні дані до проекту:

- 1) Технічні умови на виготовлення та обслуговування турбокомпресора ДВЗ.
- 2) Річна програма ремонту деталей.
- 3) Матеріали переддипломної практики.
- 4) Результати літературного огляду і патентного пошуку.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Аналіз впливу властивостей ротора турбокомпресора на експлуатаційні характеристики ДВЗ
2. Розрахунок властивостей міцності елементів конструкції турбокомпресора
3. Дослідження навантаженості підшипників турбокомпресора
4. Методика та результати експериментального дослідження

### 5. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

6. Дата видачі завдання: 15 жовтня 2023р.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Аналіз впливу властивостей ротора турбокомпресора на експлуатаційні характеристики ДВЗ	1.11.2023	
2	Розрахунок властивостей міцності елементів конструкції турбокомпресора	15.11.2023	
3	Дослідження навантаженості підшипників турбокомпресора	1.12.2023	
4	Методика та результати експериментального дослідження	5.12.2023	
5	Оформлення презентаційних матеріалів	15.12.2023	

Студент

 Шур В.В.

Керівник роботи

 Диха О.В.

## РЕФЕРАТ

Обсяг пояснювальної записки – 89 сторінок, кількість рисунків – 44, таблиць – 11, додатків – 1, кількість джерел згідно із переліком посилань – 35.  
Студент гр. МТВАм-22-1 Щур Вадим

### Тема «Застосування композиційних матеріалів для робочих коліс турбокомпресора ДВЗ»

Дана магістерська дипломна робота спрямована на вдосконалення експлуатаційних характеристик автотракторних двигунів шляхом застосування композиційних матеріалів у робочих колесах турбокомпресора.

Для досягнення поставленої мети було вирішено такі завдання.





1. Методично обґрунтовано вдосконалення характеристик автотракторних двигунів шляхом застосування композиційних матеріалів у конструкціях агрегатів наддуву.
2. Вироблені критерії вибору композиційних матеріалів для робочих коліс турбокомпресорів з урахуванням умов їх ефективної експлуатації у системі газотурбінного наддуву ДВЗ.
3. Розроблена методика визначення напружено-деформованого стану робочих коліс турбокомпресора з композиційних матеріалів; за результатами моделювання отримати варіанти конструкції РК
4. Проведене розрахунково-аналітичне дослідження щодо оцінки зниження рівня навантаженості підшипників за рахунок застосування композитів в елементах конструкції турбокомпресора.
5. Проведений порівняльний аналіз щодо вдосконалення експлуатаційних характеристик ТК з елементами конструкції, виконаними з традиційних та композиційних матеріалів.

**Перелік ключових слів:** турбокомпресор, композиційний матеріал, наддув, моделювання, експериментальне дослідження

## ЗМІСТ

### ВСТУП

1. АНАЛІЗ ВПЛИВУ ВЛАСТИВОСТЕЙ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕСОРА НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВЗ.....	6
1.1.Характер впливу інерційності ротора турбокомпресора на динамічні якості перехідних режимів роботи ДВЗ.....	9
1.2.Проблема підвищення експлуатаційної надійності турбокомпресорів автотракторних двигунів та напрямок пошуку її вирішення.....	12
1.3.Застосування композиційних матеріалів у конструкціях турбокомпресорів як засіб удосконалення експлуатаційних характеристик двигуна та його системи наддуву.....	16
1.3.1.Властивості компонентів композиційних матеріалів.....	18
1.3.2.Компонентний склад, основні властивості сучасних композиційних матеріалів та їх виробники.....	19
1.3.3. Обґрунтування вибору композиційних матеріалів для робочих коліс турбокомпресора ДВЗ.....	29
1.4. Аналіз варіантів конструкцій робочих коліс турбокомпресорів із композиційних матеріалів.....	39
2. РОЗРАХУНОК ВЛАСТИВОСТЕЙ МІЦНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ ТУРБОКОМПРЕСОРА.....	36
2.1. Звичайно-елементні моделі робочих коліс компресора та турбіни.....	36
2.1.1. Граничні умови та зовнішні впливи.....	38

					МРТАМ 23.18102.000. ПЗ							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Застосування композиційних матеріалів для робочих коліс турбокомпресора ДВЗ			Літ.	Аркуш	Аркушів		
Розроб.	Шур Валім									4	92	
Перевір.	Диха							ХНУ, гр. МТВАМ-22-1				
Н.контр.	Бабак											
Затвер	Диха											

2.1.2. Результати розрахунку міцності робочих коліс.....	39
2.2. Дослідження властивостей міцності елементів конструкції турбокомпресора з композиційних матеріалів.....	43
3. ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ ПІДШИПНИКІВ ТУРБОКОМПРЕСОРА.....	54
3.1. Структура розрахункової моделі.....	55
3.2. Розв'язання задачі про вільні коливання ротора при різному поєднанні робочих коліс.....	57
4 . МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ.....	62
4.1.Визначення руйнівних частот обертання РК компресора ТКР-50 та ТКР-80 експериментальним шляхом.....	62
4.2.Визначення руйнівних частот обертання РК компресора ТКР-50 та ТКР-80 розрахунковим шляхом.....	69
4.3.Оцінка похибки та порівняльний аналіз результатів визначення руйнівних частот робочих коліс компресора експериментальним та розрахунковим способами.....	73
4.4.Визначення руйнівних частот обертання підшипникового вузла ТКР-80 експериментальним шляхом.....	75
4.5.Визначення руйнівних частот обертання підшипника турбокомпресора ТКР-80 розрахунковим шляхом.....	76
Висновки.....	80
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	81
Додатки.....	84

## ВСТУП

В даний час існує тенденція підвищення агрегатних потужностей двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Одним із найефективніших способів досягнення цього є застосування у руховій установці турбокомпресора (ТК). За всіх переваг цього способу підвищення продуктивності ДВЗ, він має ряд недоліків.

Однією із проблем залишається недостатня експлуатаційна надійність підшипникового вузла [1-5], з яким пов'язана значна частка відмов у роботі ТК загалом. Залежно від конструктивних особливостей ТК, кількість відмов системи наддуву від загальної кількості відмов двигуна становить 8-26%.

Відмови підшипників здебільшого пов'язані з умовами їхньої експлуатації, зокрема, з високим рівнем їхньої навантаженості, який у свою чергу визначається масами та моментами інерції елементів ротора. На це вказують результати [6]. Відповідно до положень цієї роботи, масово-інерційні характеристики робочих коліс турбокомпресора практично повністю визначають ступінь навантаженості підшипників, отже їх зниження дозволить підвищити надійність вузла та ресурсні характеристики ТК загалом.

З високою інерційністю ротора пов'язана також проблема появи сухого тертя в підшипнику після зупинки двигуна. Це відбувається, коли ротор за інерцією ще продовжує обертатися, а надлишковий тиск масляної лінії близько до нуля [7,8]. На даний момент ця проблема вирішується шляхом встановлення гідроаккумулятора в систему для утримання тиску масла після зупинки двигуна або шляхом забезпечення експлуатації двигуна без різких зупинок за рахунок дій персоналу.

Іншою важливою проблемою сучасних систем турбонаддуву є те, що двигун, що працює спільно з такою системою, на відміну від безнаддувного варіанта, як правило, має уповільнений відгук на

					МРТАМ 23.18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

збільшення подачі палива, що зумовлює таке негативне явище як "Турбояма". Після подолання системою «турбоями» виникає стрибок потужності – турбопідхоплення, що характеризується зростанням динамічних навантажень на деталі двигуна. Зазначені негативні особливості газотурбінного наддуву погіршують пускові властивості двигуна, його ємність та економічність. Оцінці впливу інерційності ротора на тривалість перебігу перехідних процесів присвячена робота [9], у якій результаті розрахунку отримано такий висновок: «зменшення моменту інерції на 31% призвело до зниження тривалості перехідного процесу на 12%». Результати, представлені у цій роботі, показують, що тривалість перехідного процесу має прямо пропорційну залежність від моменту інерції ротора. На підставі експериментального дослідження авторами роботи [10] сформульовано тезу про те, що зниження моменту інерції ротора на 47% здатне зменшити час тривалості зростання тиску на впуску з 0,1 МПа до 0,141 МПа на 32%.

Таким чином, пошук можливостей щодо вдосконалення експлуатаційних характеристик двигуна та його системи турбонаддуву шляхом зниження маси та моментів інерції елементів ротора ТК може бути віднесений до одного з актуальних напрямків у дослідницькій практиці двигуно-будування.

В даний час в інженерній практиці для зниження масово-інерційних характеристик різних конструкцій широко використовуються композиційні матеріали (КМ). В галузі матеріалознавства активно ведуться роботи з пошуку подібних матеріалів з високою питомою міцністю, що не поступаються традиційним металевим сплавам. Тому доцільними є дослідження в галузі застосування КМ в елементах конструкції турбокомпресора, його робочих колесах (РК).

Слід зазначити, що у двигунобудуванні на сьогоднішній день існує низка бар'єрів, які стоять на шляху практичного застосування КМ у

					МРТАМ 23.18102.000. ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

конструкціях ТК ДВЗ. Це – відсутність досвіду їх застосування та проектування, що пов'язано насамперед з обмеженим обсягом науково-дослідних робіт.

**Мета магістерської роботи** полягає у вдосконаленні експлуатаційних характеристик автотракторних двигунів шляхом застосування композиційних матеріалів у робочих колесах турбокомпресора.

Для досягнення поставленої мети було сформульовано такі завдання.

1) Методично обґрунтувати вдосконалення характеристик автотракторних двигунів шляхом застосування композиційних матеріалів у конструкціях агрегатів наддуву.

2) Виробити критерії вибору композиційних матеріалів для робочих коліс турбокомпресорів з урахуванням умов їх ефективної експлуатації у системі газотурбінного наддуву ДВЗ.

3) Розробити методику визначення напружено-деформованого стану робочих коліс турбокомпресора з композиційних матеріалів; за результатами моделювання отримати варіанти конструкції РК

4) Провести розрахунково-аналітичне дослідження щодо оцінки зниження рівня навантаженості підшипників за рахунок застосування композитів в елементах конструкції турбокомпресора.

5) Провести порівняльний аналіз щодо вдосконалення експлуатаційних характеристик ТК з елементами конструкції, виконаними з традиційних та композиційних матеріалів.

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

# 1 АНАЛІЗ ВПЛИВУ ВЛАСТИВОСТЕЙ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕСОРА НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВЗ

## 1.1. Характер впливу інерційності ротора турбокомпресора на динамічні якості перехідних режимів роботи ДВЗ.

Проблема динамічної якості перехідних режимів для наддувних двигунів внутрішнього згорання не є принципово новою, з цього питання є велика кількість теоретичних та експериментальних робіт.

Усі методи придушення негативних явищ, зокрема, тривалості перехідних процесів системи «ДВЗ-ТК», відповідно до [9,11,12], можна розділити на чотири групи: підведення енергії від зовнішнього джерела, регулювання ТК, збільшення наявної енергії відпрацьованих газів перед турбіною; застосування перспективних матеріалів.

*Підведення енергії від зовнішнього джерела* пропонується реалізовувати такими способами:

- застосування додаткового компресора з електричним приводом або механічним приводом колінчастого валу;
- застосування гідротурбіни із колесом Пельтона.

Ці способи дозволяють збільшити ефективний момент ДВЗ, що крутить, на малих оборотах. Однак вони мають недоліки у вигляді ускладнення конструкції, необхідності застосування високооборотного електродвигуна та складної системи керування ним. У разі останнього способу практично немає досвіду застосування. Відсутні порівняльні дослідження техніко-економічних показників кожного із цих видів додаткового приводу ротора ТК.

До наведених вище заходів можна умовно віднести такий неуніверсальний спосіб, як подача повітря в ТК від зовнішнього джерела. Основний недолік такого підходу полягає у можливості його застосування лише в енергоустановках високої потужності.

					МРТАМ 23.18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

*Метод регулювання ТК* передбачає такі заходи:

- застосування регульованого соплового апарату. До недоліків даного підходу можна віднести зменшення ККД турбіни при зміні положення лопаток та ступеня розширення газу в турбіні, зниження ступеня наддуву в області високих чисел оборотів роботи ДВЗ, складність конструкції;
- зміна ступеня парціальності турбіни. Його основним недоліком є зменшення ККД турбіни;
- застосування систем із паралельною подачею повітря двома ТК. Дана система дозволяє оптимізувати роботу ДВЗ у всьому діапазоні застосування ТК різної розмірності, але потребує встановлення додаткового турбокомпресора;
- використання багатоступінчастих систем наддуву. Цей спосіб є найбільш ефективним з погляду підвищення динамічних якостей ДВЗ. Він дозволяє розширити діапазон швидкісних режимів ДВЗ із підвищеним рівнем пристосовуваності. Нестача – висока вартість.

Окремо слід зазначити способи боротьби лише з турбопідхватами. Це, в першу чергу, перепуск повітря через компресор або відпрацьованих газів через турбіну та дроселювання.

*Збільшення наявної енергії відпрацьованих газів перед турбіною.* До способів, що реалізують такий підхід, належать:

- встановлення додаткової камери згоряння. Основний недолік – висока вартість;
- зменшення кута випередження упорскування палива;
- зміна фази відкриття випускного клапана

Дані заходи мають один загальний недолік: це зниження ККД двигуна. У ряді випадків для покращення динаміки перехідного процесу ДВЗ збільшують циклову подачу палива. При цьому зростає температура та тиск відпрацьованих газів за турбіною, а згоряння палива відбувається

					МРТАМ 23.18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

при малих коефіцієнтах надлишку повітря. Зростання протитиску на випуску погіршує подачу повітря у циліндри ДВЗ. У роботі [13] автори пропонують використовувати упорскування води за турбіною, для охолодження відпрацьованих газів та зниження протитиску на випуску. Однак вони наводять дані лише щодо зниження температури та тиску відпрацьованих газів. Опис того, як цей захід відбивається на зовнішній швидкісній характеристиці ДВЗ, відсутня.

*Використання перспективних матеріалів.* Поряд з добре відомими вищеописаними способами зниження інерційності системи ДВЗ-ТК існують маловивчені способи, яких відноситься виготовлення елементів конструкції ротора ТК з неметалевих матеріалів з зниженою щільністю. Відповідно до [8], на початку 80-х років ХХ століття почали публікуватися роботи із застосування кераміки для виготовлення турбінних коліс ТК. Деякими зарубіжними фірмами було освоєно дослідну технологію виготовлення керамічних коліс турбіни та з'єднання їх з металевим валом. Як показують дані фірми "Ішикава" (ІНІ, Японія), момент інерції з таким колесом може бути знижений на 70%. За результатами стендових випробувань час перехідних процесів двигуна турбокомпресора скорочується приблизно таку ж величину. За даними роботи [10] застосування керамічних коліс турбіни дозволило зменшити час розгону автомобіля з автоматичною коробкою передач з місця до 16 км/год на 6,5%. Однак автори тут же говорять про те, що для впровадження у масове виробництво необхідно вирішити низку технологічних завдань. У [14] наводяться дані, за якими застосування керамічного колеса турбіни дозволяє зменшити момент інерції ротора на 47%, а час тривалості зростання тиску з 0,1 МПа до 0,141 МПа на 32%.

Найбільшого прогресу в цій галузі досягнуто зарубіжними фірмами «Гаррет», «Ішикава», «Міцубісі», «Нісан» та «Тойота». Відповідно до [15], фірма «Нісан» наприкінці 80-х років виготовляла на місяць 5000

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

турбокомпресорів з керамічними турбінними колесами.

У вітчизняній роботі [9] наведено залежність, яка показує, що тривалість перехідного процесу має прямо пропорційну залежність від моменту інерції ротора. При математичному моделюванні роботи двигуна разом із ТКР-14С отримано, зниження моменту інерції на 31% призводить до зниження тривалості перехідного процесу на 12%. Графік залежності тривалості перехідного процесу з моменту інерції ротора представлений на рис.1.1.

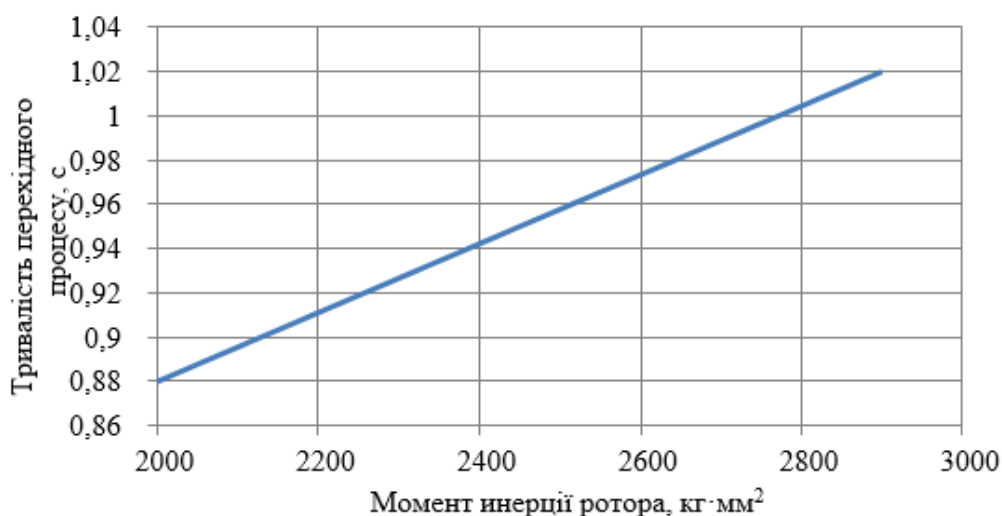


Рис.1.1 - Залежність тривалості перехідного процесу від моменту інерції ротора ТКР-14С.

Цей типорозмір ТК схожий своїми характеристиками з аналізованим у роботі ТКР-130. Це дозволяє надалі провести екстраполяцію тривалості перехідного процесу в залежності від моменту інерції, де зниження моменту інерції на 1% призводить до зменшення тривалості перехідного процесу на 0,39%.

## 1.2. Проблема підвищення експлуатаційної надійності турбокомпресорів автотракторних двигунів та напрямок пошуку її вирішення

На даний момент можна виділити два основні підходи до

підвищення надійності ТК: метод моніторингу конструкції ДВЗ під час ремонту та експлуатації та метод конструктивних удосконалень, до якого можна віднести введення додаткових елементів до складу ДВЗ.

*Метод моніторингу* полягає у підтримці надійності турбокомпресора в експлуатації за допомогою комплексного контролю, діагностування та усунення порушень його роботи при планових ремонтних роботах. Основні положення з цього методу викладено в [5]. У цій роботі було зібрано значний обсяг статистичної інформації щодо кількості відмов та причин їх виникнення у тепловозних дизелях. У ній виконано аналіз надійності турбокомпресорів та виявлено причини виникнення помпажу в умовах низьких температур та тисків, які виявилися, пов'язані із закоксуванням соплових та робочих лопаток турбіни. На основі цього аналізу розроблено діагностичну модель для оцінки запасів стійкості компресора по помпажу та сформовано методичку контролю та діагностування технічного стану ТК, а також описано її засоби, серед яких увійшов пристрій для захисту компресора від помпажу. Крім цього, в роботі представлена стратегія підвищення надійності роботи ТК в експлуатації, заснована на моніторингу його технічного стану в експлуатації та на стендових випробуваннях після ремонту. Основні причини відмов та їх кількісний опис, виявлений у результаті збору даних по тепловозним двигунам, є лише частиною загальної картини безлічі причин відмов у ТК транспортних двигунів. Недоліком запропонованої методички підвищення надійності та діагностування є її неуніверсальність. Дані цього наукового дослідження неможливо застосувати до ТК малолітражних двигунів. Проте слід зазначити можливість застосування методик, наведених у цій роботі, до

судновим дизелям з огляду на схожість їх габаритів та специфіки експлуатації з тепловозними дизелями. Крім цього, не можна не відзначити, що поданий у роботі матеріал важливий для розуміння причин відмов ТК усіх транспортних ДВЗ загалом.

					МРТАМ 23.18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

До методу моніторингу можна зарахувати роботу [16]. У цій роботі викладено основні теоретичні положення методів ймовірнісного прогнозування надійності ТК, на підставі яких слід планувати цикл експлуатації та ремонтно-відновлювальні роботи.

Основним недоліком вище описаних способів підвищення надійності полягає в тому, що для прогнозування надійної роботи ДВЗ необхідно мати досить велику статистичну базу на кожен типорозмір з урахуванням особливостей технології виготовлення.

*Метод конструктивних удосконалень.* Найбільш поширеним способом підвищення надійності є удосконалення конструкції ДВЗ на підставі результатів розрахунків, отриманих методами чисельного моделювання. Ці методи не є специфічними та характерними лише для такого роду конструкцій і широко використовуються в інших галузях техніки. Стосовно ротора ТК метод кінцевих елементів застосовувався у роботі [16]. У цій роботі наведено результати теплового, модального та термо-міцності аналізів станів ротора. На підставі отриманих результатів авторами запропоновано варіант конструкції ротора, у якого знижено максимальну робочу температуру і пов'язані з нею теплові напруги.

Підвищення надійності ТК у вигляді оптимізації конструкції описано А.Ф. Малаховецьким у [1]. Їм обґрунтовано вдосконалення підшипникового вузла та теплоізоляції ТК, спрямовані на зниження механічних втрат у підшипнику, покращення його охолодження та, як наслідок, на зниження теплонапруженості корпусу підшипника.

Найбільш повне моделювання теплових процесів, що відбуваються у ТК у процесі експлуатації, представлено у роботі В.А. Луценка [17]. У

цій роботі отримано рішення комплексної задачі, постановка якої включала:

- тепломасообмін повітря, що відпрацювали газів та олії з деталями ТК;
- визначення параметрів перебігу в'язкої рідини;
- теплопередачу між елементами конструкцій ТК

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Основними результатами роботи є наступні два висновки:

- відсутність маслорозподільних канавок дозволяє знижувати рівень вібрацій ротора на 30-40%;
- при експлуатації ТК необхідно не допускати різкого зупинення двигуна протягом 1-5 хв. після роботи його під навантаженням через необхідність зниження температури елементів конструкції.

Останній висновок не є принципово новим. Відповідно до [8] для різних двигунів рекомендований час зупинки становить 3-5 хв.

З метою підвищення надійності роботи ТК в даний час розглядаються варіанти установки в систему турбокомпресора додаткового гідроакумулятора і гальмівного пристрою. Гідроакумулятор дозволяє здійснювати штатне змащення та охолодження підшипників ротора при падінні обертів колінчастого валу ДВЗ, а гальмівний пристрій дозволяє скоротити час вибігу ротора ТК і, тим самим, запобігти настанню масляного голодування та сухого тертя в його підшипниках. Авторами цієї роботи показано, що застосування гальмівного пристрою ротора скорочує тривалість його вибігу на 30-35%. Цей прийом призводить до зменшення кількості відмов ТК на 10-15%. Крім цього, з'являється можливість зменшити габарити та час роботи гідроакумулятора при одночасному виключенні помпажу в компресорній частині. Недоліком цього підходу є необхідність встановлення додаткових агрегатів у систему ДВЗ-ТК, що, своєю чергою, може призвести до збільшення вартості конструкції та зменшення загальної надійності системи. Однак можна припустити, що критичність відмов нововстановлених агрегатів, мабуть, буде невисока.

Установка додаткового устаткування ТК з підвищення його надійності нині обговорюється дуже широко. У роботі [3] автор провів патентний пошук та запропонував використовувати мікроциклонне відділення сажі з відпрацьованих газів, що надходять у турбіну. Дана пропозиція перспективна, але потребує додаткових досліджень, оскільки встановлення такого пристрою в газовий тракт створить додатковий

					МРТАМ 23.18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

газодинамічний опір потоку, який зменшуватиме енергію відпрацьованих газів і знижуватиме крутний момент на турбіні. Необхідний комплексний аналіз можливих технічних, експлуатаційних та економічних наслідків запропонованого рішення.

Фахівцями ВАТ «КамАЗ-Дизель», Оренбурзького державного університету та Казанського федерального університету проведено дослідження в галузі оптимізації конструкції підшипникового вузла. За результатами роботи [4] запропоновано рішення, реалізоване як ремонтний комплект для ТКР7Н-1. Цей захід дозволяє покращити умови змащення підшипників ротора ТК і призводить до зниження гідравлічного опору обертання валу. Запропоноване рішення дозволяє зменшити частку відмов ТК в експлуатації на 35%. Це відбувається за рахунок зниження теплової напруженості корпусу, що унеможливує перегрів олії і, як наслідок, зменшує ймовірність заклинювання валу ротора ТК.

За оцінками досліджень [18-22] можна сформулювати основні засоби подальшого підвищення надійності ТК. За даними цих робіт зроблено прогноз про можливе підвищення надійності ТК за допомогою наступних заходів:

- вдосконалення підшипникового вузла. ....на 15-20%;
- встановлення вбудованих коректорів паливоподачі..... на 10-25%;
- застосування матеріалів із покращеними властивостями...на 10–13%;
- інтенсифікація охолодження корпусу ТК. .... на 10-20%;
- зниження теплової напруженості.....на 5–10%;
- вдосконалення системи змащення дизеля.....на 5-7%;
- зниження вібрації елементів ТК.....на 2-5%.

### **1.3. Застосування композиційних матеріалів у конструкціях турбокомпресорів як засіб удосконалення експлуатаційних характеристик двигуна та його системи наддуву.**

Композиційні матеріали останні півстоліття добре себе

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

zareкомендували у різних галузях промисловості: військової, космічної, авіаційної, тобто. там, де навантаження на елементи конструкцій значною мірою визначаються інерцією власних мас. На підставі цього можна зробити висновок, що КМ у перспективі здатні усунути коло проблем, які пов'язані з високими значеннями масово-інерційних характеристик роторів ТК ДВЗ.

На даний момент існує велика кількість наукових праць у галузі визначення властивостей, складу, методики проектування та випробування виробів із КМ. Серед вітчизняних вчених найбільший внесок у створенні цієї науково-практичної бази внесли такі вчені як Є.К. Ашкеназі, С.Г. Лехницький, І.М. Францевич, Ю.М. Тарнопільський, Д.М. Карпінос, Ю.М. Робітнів. Серед зарубіжних авторів робіт на цю тематику можна виділити R.Hill, Z.Hashin, BWRosen, JDEshelby, RMChristensen.

Дослідженнями поведінки та розробкою компонентів двигунів з КМ займалися безліч вітчизняних та зарубіжних підприємств таких, як ВІАМ, ЦІАМ ім. П.І. Баранова, ІМаш ім. А.А. Благонравова, General Electric, Pratt&Whitney, CFM International та інші. Основна частина цих досліджень спрямована на розробку компонентів газотурбінних двигунів (ВМД) [23-26]. Однак існують роботи, що описують застосування КМ у поршневих ДВЗ [27-31].

Науково-практичний інтерес до розгляду проблеми застосування КМ для виготовлення елементів роторів ТК ДВЗ обумовлений насамперед їхньою унікальною фізико-механічною властивістю – ставленням міцності до щільності. Воно досягається шляхом з'єднання двох або більше компонентів, що відрізняються за своїм хімічним складом і розділених вираженою межею зіткнення. КМ мають властивості, відмінні від властивостей їх компонентів Вони неоднорідні у мікромасштабі та однорідні у макромасштабі. Компонент, безперервний у всьому обсязі, називається матрицею, переривчастий, роз'єднаний в об'ємі композиції –

					МРТАМ 23.18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

волокном, арматурою або армуючим компонентом. Залежно від геометрії армуючих елементів та їх взаємного розташування КМ вважаються ізотропними та анізотропними. Перші мають однакові властивості у всіх напрямках. Анізотропні КМ називаються ті, у яких властивості залежать від обраного напрямку зовнішнього впливу. Окремим випадком анізотропії є ортотропія властивостей матеріалів. Ортотропні КМ характеризуються наявністю в кожному елементарному обсязі трьох взаємно перпендикулярних площин симетрії властивостей.

Анізотропія властивостей таких матеріалів вимагає математичні моделі, що прогнозують поведінки об'єкта на етапі життєвого циклу, відмінні від моделей, що традиційно використовуються. В даний момент при розрахунку на міцність робочих коліс компресора і турбіни ТК використовуються моделі, що ґрунтуються на положеннях теорій пружності та пластичності для ізотропних середовищ [32]. Як критерій руйнування використовують четверту енергетичну теорію Хубера-Мізеса-Генкі. Дані теоретичні початку не підходять для розрахунку більшості конструкцій з КМ і вимагають інших підходів на вирішення вищеописаних завдань.

Багатокомпонентний склад композиту, різний вміст армуючого компонента, різновиди способів укладання перетворюють проектування виробу з КМ на рішення «завдання всередині завдання». У першому етапі визначаються геометричні параметри об'єкта, другий характеристики пакета з КМ, схема армування тощо. У випадку етапи можуть змінюватися місцями чи рішення може мати ітераційний характер.

У цьому дослідженні використано перший варіант розробки – геометрія коліс є відомою. Надалі проводиться оптимізація композитних елементів конкретного конструктивного виконання.

### **1.3.1. Властивості компонентів композиційних матеріалів**

В даний час існує широкий спектр композиційних матеріалів та їх

					МРТАМ 23.18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

компонентів [33-43], однак, не всі мають придатні властивості для використання в ТК. Найбільш універсальними є високоефективні полімери та волокна, що застосовуються в авіаційній та космічній промисловості при заміні алюмінієвих та нікелевих сплавів на композити. Фізико-механічні властивості таких компонентів для нормальних умов наведено у табл.1.1. Діаметр металевого дроту, який використовується для армування – 20–1500 мкм.

Табл. 1.1 – Фізико-механічні властивості армуючих компонентів та матриць композиційних матеріалів.

найменування матеріалу	густина $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Допустимі напруги, МПа	Модуль пружності E, ДПа	Питома міцність D, МПа·м <sup>3</sup> /кг	Питома жорсткість H, МПа·м <sup>3</sup> /кг
Армують волокна					
Берилієва проволока	1848	1391	300	0,75	162,34
Органічне волокна	1430	3150	120	2,20	83,91
Вуглецеве волокно («високотривале»)	1700	3250	240	1,91	141,17
Вуглецеве волокно («високомодульне»)	1950	4000	650	2,05	333,33
Скляне волокно («капілярне скло»)	1700	2650	60	1,56	35,29
Керамічні волокна	2520	1760	130	0,70	51,59
Матриці					
Алюмінієві сплави	2780	360	70	0,13	25,18
Магнієві сплави	1830	322	45	0,18	24,59
Титанові сплави	4490	898	112	0,20	24,94
Поліімід	1370	145	4	0,11	2,92
Епоксидна смола	1100	70	3	0,06	2,73
Поліфеніленсульфід	1600	200	4	0,125	2,5
Поліамідімід	1420	192	3,6	0,135	2,53

### 1.3.2. Компонентний склад, основні властивості сучасних композиційних матеріалів та їх виробники

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

З вищевикладеного, можна сказати, що міцність вироби з композитів визначається компонентної базою. Для правильного її формування нижче наведено коротку характеристику властивостей та перспективи подальшого вдосконалення компонентів.

*Скляне волокно.* Найбільш використовуваний тип волокна у світі при виробництві полімерних композиційних матеріалів (ПКМ), більш ніж 90% ПКМ використовуються саме ці волокна. Даний факт пояснюється їх низькою ціною, хорошим поєднанням властивостей (низька щільність порівняно з металами, висока міцність як при розтягуванні, так і при стисканні, термо хімічна стійкість) та значним досвідом їх експлуатації. Скловолокно виготовляють із двох видів скла: алюмоборосилікатне скло (Е-скло) та магнійалюмосилікатне скло (S-скло). Зараз більшою мірою застосовується Е-скло через свою низьку вартість. Допустима температура експлуатації скловолокна 600–1200°C.

Фірма Owens Corning розробила і запропонувала концепцію виготовлення порожнистого волокна, яке легше на 20-40% аналогічних суцільних волокон. Порожністі волокна, що випускаються в нашій країні НВО «Склопластик», з коефіцієнтом капілярності  $k = 0,7$  близькі за своїми характеристиками до зарубіжних, а покращений варіант ( $k = 0,5$ ) перевершує їх.

Вартість промислово використовуваних скляних волокон 1,5-3 дол/кг. Ціни, наведені на компоненти КМ в даному розділі, є орієнтовними, вони можуть змінюватись в залежності від марки матеріалу, країни виробника, розмірів поставки, початкового стану наповнювача (нитка, джгут, тканина) і т.д.

Скловолокно можна використовувати як для коліс компресорів, так і для турбін ТК.

*Керамічні волокна.* Однією з головних переваг безперервних полікристалічних волокон на основі кераміки, що включає оксиди

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

алюмінію, цирконію, магнію та ін., є висока термостійкість як в інертному, так і в окисному середовищі. Допустима температура експлуатації цих волокон 1000–2700°C. За фізико-механічними властивостями керамічні волокна можна порівняти зі скляним волокном, проте вони досить дорогі, їх ціна понад 100 дол/кг. Керамічні волокна доцільно застосовувати тільки для робочих коліс турбін.

*Вуглецеві волокна.* Найбільш універсальними за комплексом властивостей є вуглецеві волокна (УВ). Вони мають високу термостійкість, атмосферостійкість, мають високі питомі міцнісні та пружні характеристики. УВ витримують високі циклічні навантаження, не схильні до повзучості. Залежно від виробництва та вихідного матеріалу вуглецеві волокна поділяються на два типи: високомодульні та високоміцні. Існують також волокна, які поєднують у собі високу міцність разом із хорошими пружними властивостями. Вуглецеві волокна можна застосовувати спільно з полімерними, так і з металевими матрицями. Для застосування вуглецевих волокон з алюмінієвими та магнієвими матрицями їх необхідно попередньо обробляти шляхом осадження на поверхню їх волокна цирконію електрохімічним шляхом.

Вуглецеві волокна створюють міцний міжкомпонентний зв'язок у вуглець-вуглецевих композиційних матеріалах. Є досвід застосування таких композитів у галузі двигунобудування [30,31]. У ході роботи був виготовлений поршень ДВЗ з КМ з вуглецевими волокнами, який за своїми відносними характеристиками міцності не поступався поршню з традиційного матеріалу. Допустима температура експлуатації вуглець-них волокон в інертному середовищі становить 1450°C, а в повітряному 400°C.

Вартість вуглецевих волокон значною мірою визначається вихідними продуктами та технологією його отримання. Наприклад, вартість найпоширеніших вуглецевих волокон на основі

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

поліакрилонітрильного волокна 40 дол/кг. Ціна вуглецевих волокон, одержаних на основі пекового волокна – 300 дол/кг.

Вуглецеві волокна можна використовувати як для робочих коліс компресора, так і для коліс турбін ТК.

*Органічні волокна(ВВ).* В даний час ВВ по відношенню до міцності до щільності перевершують всі інші матеріали, що використовуються для армування КМ. Головними представниками цього є арамідні. Застосування такого волокна обумовлено його низькою щільністю, що поєднується з високими властивостями міцності і пружними. Легкість текстильної переробки волокон дозволяє застосовувати практично всі відомі способи створення виробів з композитів, збереження міцності волокна після переробки становить 90% від вихідної міцності ниток. Арамідні можуть витримувати температуру експлуатації до 300°C.

Існують інші високоефективні органічні армуючі компоненти – поліетиленові волокна, у яких щільність менше 950 кг/м<sup>3</sup>, а міцність порівнянна з міцністю арамідів. Однак використання таких волокон в елементах ротора ТК неможливе через їх низьку допустиму температуру експлуатації – 110°C. З аналогічної причини не можуть бути використані такі волокна як поліолефінові, поліефірні, поліамідні.

Одним із головних недоліків ВВ є не технологічність при створенні робочих коліс ТК. Цей недолік пов'язаний із їх низькою температурою експлуатації та термічною деструкцією при 300–400°C. При створенні виробів із високоефективних термопластів ця температура буде досягнута вже в процесі формування виробу, що викличе розуміщення ар- світового компонента.

Застосування реактопластів як матриця КМ дозволило б усунути цю проблему, проте відомі епоксидні та поліефірні сполучні не мають міцності понад 90 МПа при температурі 150°C .

Ціна органічних волокон 30 дол/кг.

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

На даний момент використання органічних волокон можливе лише у поєднанні з епоксидними матрицями при низьких ступенях стиснення компресору.

*Металевий дріт.* Даний тип волокон значно поступається за співвідношенням міцність-щільність усім вищеописаним. Єдиним матеріалом, який може бути застосований при виготовленні РК, є берилій. Цінне поєднання властивостей (високі фізико-механічні показники та температурна стійкість) створюють можливість застосування берилієвого дроту як для робочих коліс компресора, так і для коліс турбіни. Однак зараз відсутні роботи, що описують міцність міжкомпонентного зв'язку берилію з полімерами і металами. Для визначення придатності берилієвого дроту під час виготовлення робочих коліс ТК потрібні додаткові дослідження.

*Епоксидні матриці.* Дані матеріали найчастіше (більше 80% випадків) зустрічаються як сполучний компонент у КМ. Природа хімічного зв'язку олігомерів та процесу затвердіння з кінцевими властивостями полімерів добре вивчена. Варіювання функціональних груп у вихідній смолі та затверджувачів забезпечує широкий спектр властивостей цих полімерів. Для зниження в'язкості сполучних компонентів застосовують розчинники та низькомолекулярні розріджувачі: термопласти, пластифікатори. Для підвищення адгезійних властивостей і в'язкості епоксидних смол полімерний ланцюг включають гетероциклічні фрагменти. Найбільш перспективними є епоксидні та епоксидні матриці, що мають температуру переходу 260°C і вище. Однак при використанні таких речовин виникають технологічні труднощі, способи подолання яких закритою інформацією фірм виробників. Тим не менш, висока теплостійкість, хороше поєднання фізико-механічних властивостей роблять таке сполучне перспективним компонентом для КМ робочих коліс компресорів ТК. Епоксидні смоли можна застосовувати в ТК з низькими

					МРТАМ 23.18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

ступенями стиснення. Для застосування в ТК з великим ступенем стиснення необхідні додаткові дослідження. Відомо, що введення дискретного волокна [41] та вуглецевих нанотрубок [44,45] покращують фізико-механічні якості сполучного, а також знижують вплив підвищення температури на його властивості. Ціна сполучних із епоксидних смол – 3,5–5 дол/кг.

*Поліімідні матриці.* В окремий клас термостійких полімерів, придатних як матриці для КМ, можна виділити лінійні або зшиті гетероароматичні полімери, здатні зберігати свої якості при температурі більше 300°C - поліімідни (ПІ). Однак синтез таких полімерів проходить з виділенням води та спирту, що поряд з необхідністю видалення полярних розчинників створює складності їх виробництва і зумовлює їх високу вартість. В даний час вирішення цієї проблеми активно шукається в нашій країні та за кордоном [46,47]. Незважаючи на вищевказаний недолік, імідні полімери є найперспективнішими матеріалами для створення матриць робочих коліс компресорів ТК. Поєднання найвищих фізико-механічних показників з високими показниками термостійкості поліімідів вже в даний час можуть створити конкуренцію традиційним матеріалам компресорних коліс. Наприклад, ненаповнені марки поліамідіміду (ПАІ) за питомою міцністю можна порівняти з алюмінієвими сплавами, проте мають при цьому щільність у два рази нижче. ПІ є термопластами. Ціна сполучних із ПІ – 100 дол/кг. Їх можна застосовувати як матрицю для композиту робочого колеса компресора ТК ДВЗ.

*Полієфірефіркетонові матриці.* Полієфірефіркетон (ПЕЕК) є лінійним ароматичним напівкристалічним полімером. Цей матеріал здатний зберігати властивості в широкому діапазоні температур і екстремальних умов, один з найбільш добре вивчених полімерів щодо залежності фізико-механічних властивостей від значень температури експлуатації [48]. Вже зараз він широко використовується в авіаційній,

					МРТАМ 23.18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

космічній та медичній галузях промисловості. На ринку є безліч як наповнених, так і ненаповнених модифікацій. Діапазон застосування цього матеріалу постійно розширюється. Він поступається у міцнісних та температурних якостях ПІ та поліфеніленсульфідам (ПФС). Для ПЕЭК характерна значна втрата фізико-механічних властивостей при нагріванні понад 150°С, а при нагріванні до 300°С втрачають 2/3 своєї міцності проти показниками, зафіксованими при 20°С. ПЕК є термопластами. Ціна ПЕЕК - 70 дол/кг.

*Поліфеніленсульфідові матриці.* Поліфеніленсульфід (ПФС) – полімер лінійної будови, що має у складі молекул ароматичну структуру. Для ПФС характерні високий рівень механічних властивостей та хімічна стійкість, вироби з ПФС добре зберігають форму та розміри навіть за температур понад 200°С. Даний матеріал негорючий, має низьку повзучість, є досить технологічним термопластом, має низьку в'язкість розплаву. Він добре переробляється литтям під тиском та підходить для створення складної геометричної форми лопаток РК компресора. За питомими характеристиками ПФС схожий на ПІ сполучні, проте він має щільність на 10–15% вище порівняно з ними. З іншого боку, вартість ПФС значно нижча. Ціна ПФБ – 10 дол/кг. Вже зараз автомобільна промисловість споживає ПФБ понад 13 тис. т/рік. Його застосовують у насосах, системах всмоктування повітря, паливних системах. Єдиний недолік ПФС – його низька температура скловання – 100°С.

*Фталонітрилові матриці.* Фталонітрилові (ФН) сполучні є терморектопластами в основі яких лежить ізоіндольна структура молекули. Розроблені на сьогоднішній день ФН матриці мають високі механічні властивості, низьке вологопоглинання, високу термічну стійкість (практично не змінюють свої механічні властивості при температурі 350 ° С [49]), пожежостійкі. ФН технологічні - Вони мають низьку в'язкість. Це дозволяє використовувати бездоганні

					МРТАМ 23.18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

технології при створенні виробів, до яких відносяться просочення під тиском та вакуумна інфузія. Основними недоліками ФН є висока температура затвердіння і вузький інтервал перероблюваності, так як вихідні мономери мають високу температуру плавлення, що обмежує їх застосування для отримання ПКМ на їх основі. ФН сполучні поступаються в якості міцності ПП, ПEEK і ПФС.

Незважаючи на порівняно невисокі якості міцності ФН матриць, вони вже знаходять своє застосування в робочих колесах компресора ВМД. У роботі [50] запропоновано технології та матеріали для створення лопаток та диска робочого колеса компресора ВМД. Проведено випробування зі старіння отриманих матеріалів у кліматичній камері. Досвідченим шляхом доведено, що КМ на основі ФН матриці зберігає свої властивості міцності при температурі 300°C на рівні 80-97% від вихідної міцності при 20°C. Інформація щодо вартості ФН відсутня, проте вартість їх буде не висока, тому що їх основний складовий компонент фталевий ангідрид коштує 1,5 дол/кг. ФН можна використовувати як матрицю для композиту лопаток і диска компресора ТК ДВЗ, при створенні колеса за технологією окремого формування лопаток і диска з подальшим їх складанням.

*Керамічні матриці.* Керамічна матриця має високу жорсткість і міцність, що можна порівняти з металами. Міцність міжатомних зв'язків забезпечує керамікам високу температуру плавлення. Цей факт визначає основний недолік керамічних матриць - крихкість. У разі композиту на основі кераміки волокно виконує не традиційну функцію зміцнення матеріалу, а функцію уповільнення розповсюдження тріщин та руйнування втоми. Високоміцні композити на основі кераміки отримують шляхом армування волокнистими матеріалами, а також метал-ними та керамічними дисперсними частинками. Армування безперервними волокнами дозволяє отримувати керамічні композиційні матеріали, що

					МРТАМ 23.18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

характеризуються підвищеною в'язкістю, а армування частинками призводить до різкого зростання міцності рахунок створення бар'єрів по дорозі руху дислокацій. Інформація щодо вартості таких матриць відсутня. Ці матриці можуть виступати як основа для композиту робочого колеса турбіни ТК ДВЗ.

*Вуглецеві матриці.* В окремий клас варто виділити вуглецеві матриці, так як матеріал матриці застосовується практично чистий вуглець. Отримують їх на основі таких речовин як піровуглець, скловуглець, кокс з кам'яновугільних та нафтових пеків, графіт, пірографіт, сажу. Скловугілля – продукт термопереробки сітчастих полімерів. Вихідною сировиною є целюлоза та синтетичні смоли. Вуглецеві матриці є найбільш термостійкими з усіх відомих зараз. Вироби з такою матрицею мають покриватися тонким шаром кераміки. Це покриття необхідне запобігання термічного окислення. В даний час набувають поширення вуглецеві (у ряді випадків керамічні) матриці, одержувані за технологією «Карбул» [30,31]. Відповідно до цих досліджень такі матеріали можуть замінити у ряді випадків традиційні матеріали (ТМ): алюмінієві, титанові, нікелеві сплави. Вартість РК компресора, виконаного з такого матеріалу, буде порівнянна з вартістю колеса виконаного за традиційною технологією. Для використання подібного матеріалу як матриця композиту РК турбіни його необхідно піддавати додатковим обробкам, таким як силікування і графітизація.

За результатами аналізу ринку виробників компонентів КМ чи самих КМ можна назвати, що існує низка підприємств, що їх виробляють. При цьому практично відсутні підприємства з виробництва високоміцних полімерів. Відомо лише одне підприємство – НДППМ, яке займається виробництвом таких матеріалів.

У той же час за кордоном існує безліч компаній з виробництва різних високоміцних полімерів: Solvay Advanced Polymers, LATI, Ryton, Victrex

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Polymer Solutions, Röchling, Ensinger, Quadrant та ін.

В даний час найбільш популярними промисловістю армуючими компонентами є вуглецеві волокна. Виробниками вуглецевих волокон є ВАТ НВК "Хімпромінжиніринг", ФГУП НДІ "Графіт", НВЦ "УВІКОМ", ТОВ "Алабуга Волокно" та ТОВ "Аргон". За кордоном основними виробниками вуглецевих волокон є компанії Toray, Tejin, Cytec, SGL, Kureha, Mitsubishi та ін.

Готові рішення в галузі дискретно-армованих КМ пропонують компанії Victrex Polymer Solutions (Велика Британія), Quadrant (Бельгія), Solvay Advanced Polymers (Бельгія), DLR (Німеччина). Властивості деяких таких матеріалів наведені в табл.1.2.

Табл. 1.2 - Фізико-механічні властивості дискретно-армованих КМ.

найменування матеріалу	Щільність $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Допустимі напруги [σвq], МПа	Модуль пружності E, ДПа	КЛТР $\alpha$ , 1/°C	Коефіцієнт Пуассона $\mu$
Torlon 7130 (на 30% вугленаповнений поліамідімід)	1480	221	16,50	9 · 10 <sup>-6</sup>	0,39
Torlon 5030 (на 30% склонаповнений поліамідімід)	1610	221	14,60	16 · 10 <sup>-6</sup>	0,43
Torlon 4203L (поліамідімід, наповнений порошком оксиду титану)	1420	192	4,5	31 · 10 <sup>-6</sup>	0,45
C-SiC композит	2400	190	60	3 · 10 <sup>-6</sup>	0,25

Волокнисті композиційні матеріали над ринком, зазвичай, представлені як препрегов. Попри це – попередньо просочений сполучний матеріал, тканинної або нетканної структури. Найбільш поширеними такими матеріалами в авіабудуванні є матеріали компанії HEXCEL (США), деякі фізико-механічні властивості одного з матеріалів наведені у табл.1.3.

Табл.1.3 - Фізико-механічні властивості КМ з безперервним волокном.

найменування матеріалу	Щільність $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Модуль пружності $E_x$ , ДПа	Модуль пружності $E_y$ , ДПа	Коефіцієнт Пуассона $\mu_x$	Межа міцності вздовж волокна $[\sigma_x]$ , МПа	Межа міцності поперек волокна, $[\sigma_y]$ , МПа
Вуглепластик HexPly M21/34%/UD194/IMA	1580	175	8,4	0,3	2600	49

Варто відзначити високі ресурсні властивості композиційних матеріалів. На рис.1.2 наведено залежність відношення межі витривалості до межі міцності залежно кількості циклів навантажень. Для порівняння на цій діаграмі представлена крива для алюмінієвого сплаву.

### 1.3.3. Обґрунтування вибору композиційних матеріалів для робочих коліс турбокомпресора ДВЗ

Вибір компонентів доцільно починати з формулювання вимог, що висуваються до матеріалів робочих коліс. У процесі роботи РК відчувають значні динамічні навантаження через високу частоту обертання ротора, яка може змінюватись від 70.000 хв<sup>-1</sup> до 200.000 хв<sup>-1</sup> і більше. Це обумовлює необхідність високої питомої міцності та жорсткості дискретно-армованих композиційних матеріалів, яка має бути близька до значень, характерних для традиційних матеріалів: 0,1–0,13 МПа·м<sup>3</sup>/кг та 24–26 МПа·м<sup>3</sup>/кг відповідно. Підтримка цього рівня жорсткості викликана наявністю малих проміжків між РК та їх корпусами. При низьких жорсткостях ці елементи увійдуть у контакт, що може стати причиною відмови у роботі ТК. Не менш важливою особливістю є здатність зберігати властивості міцності при високих робочих температурах. У процесі роботи ТК температура РК компресора та турбіни можуть досягати 150°± 1000°С, відповідно. Отже коефіцієнт лінійного температурного розширення (КЛТР) матеріалу турбіни може бути лише на рівні жароміцного нікелевого сплаву 13·10–6

°С–1. Слід зазначити, що КЛТР і питома жорсткість можуть одне одного взаємно компенсувати, тобто. матеріал може мати знижену питому жорсткість, якщо КЛТР при цьому перебуватиме нижче встановленого рівня, і навпаки. Подібне зниження жорсткості не є критичним і не спричинить резонансних явищ, т.к. стандартні крильчатки здатні зберігати стійкий режим роботи навіть за частотах обертання ротора у кілька разів перевищують максимальну робочу частоту.

На підставі результатів робіт [28,29] можна сказати, що при складно-армованій концепції колеса компресора, вимоги до питомої міцності та жорсткості основного матеріалу можуть бути знижені приблизно в 1,5 рази.

Робота ТК у складі системи наддуву ДВЗ характеризується циклічними змінами навантажувальних та температурних режимів, тому КМ робочих коліс повинні мати необхідну опірність до втомного руйнування. Враховуючи умови роботи компресора і турбіни можна зробити такі висновки. В якості сполучного для колеса компресора найбільше підходить ПАІ, який має найвищі питомі характеристики. Як армуючі компоненти для компресора доцільно застосовувати вуглецеві або порожнисті скляні волокна. Для матриць турбіни може бути використана кераміка або вуглець через їх високу теплостійкість, а як зміцнюючі елементи в таких матрицях можуть бути застосовані вуглецеві або керамічні волокна.

#### **1.4. Аналіз варіантів конструкцій робочих коліс турбокомпресорів із композиційних матеріалів**

Найбільш дешевими та найменш трудомісткими у виготовленні є РК виконані з дискретно-армованих КМ, в основі технології виготовлення яких лежить лиття [51]. Процес створення таких коліс схожий на традиційні способи отримання подібних елементів з металу – лиття у

					МРТАМ 23.18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

форму і подальша механічна обробка. В окремих випадках можуть також застосовуватися піролітичні та силілюючі операції. Структура армування волокнами у своїй матиме невпорядкований чи напівпорядкований характер.

Напівпорядкований характер може бути сформований застосуванням різних технологічних операцій, таких як спрямоване охолодження та спеціальне розміщення ливарних каналів. Однак міцність таких коліс невисока і буде порівнянна з міцністю коліс виконаних за традиційною технологією [32], а в ряді випадків уступати їм. Тут варто також відзначити, що визначення параметрів технологічних процесів виробництва є окремим науковим дослідженням у галузі технології виготовлення конструкцій з армованих пластиків.

Пошук найбільш доцільних схем армування РК одна із найважливіших завдань, т.к. вони зумовлюють властивості міцності коліс.

Насамперед необхідність застосування армуючих елементів у конструкції колеса компресора обумовлена відмінністю напруженості диска за його радіальною координатою. Перші зміцнюючі елементи були як втулок (рис.1.3) [52], і призначалися зі зняттям негативних ефектів, що з концентрацією напруг у зоні отвори під вал.

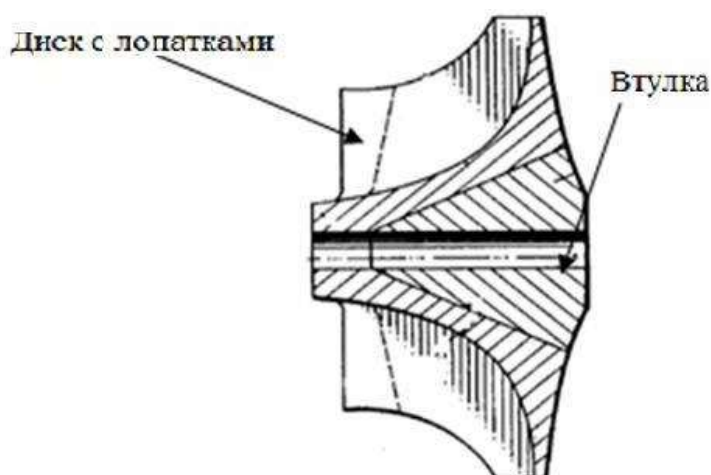


Рис.1.2 – Робоче колесо із втулкою із високоміцного матеріалу.

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

З появою високоміцних КМ з'явилася можливість застосування армуючих елементів типу композитних кілець (рис.1.3), отриманих в результаті намотування волокна з нанесеною на поверхню матричним шаром або шляхом зв'язування шарів препрега. Зміцнюючі спіралі [53,54] (рис.1.5, 1.6) є напівфабрикат типу препрега з армуючими волокнами, упорядкованими в радіальному та окружному напрямках. При зв'язуванні верств уздовж осі утворюється каркас диска РК. Надалі він з'єднується з лопатковою частиною, яка виконана литтям або іншим технологічним способом.

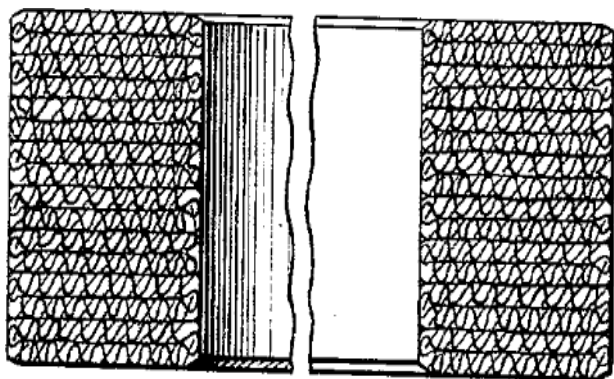


Рис.1.3 - Армуюче кільце РК.

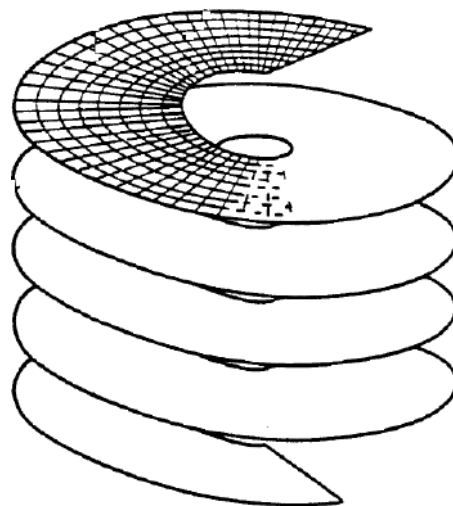


Рис.1.5 - Армуюча спіраль РК.

Нині відомі технології створення просторово армованих структур [55,56], наведених на рис.1.7. Дані варіанти виконання найбільш складні і дорогі при виробництві, але, з іншого боку, кінцеві вироби, виконані за цією технологією, мають високі властивості міцності.

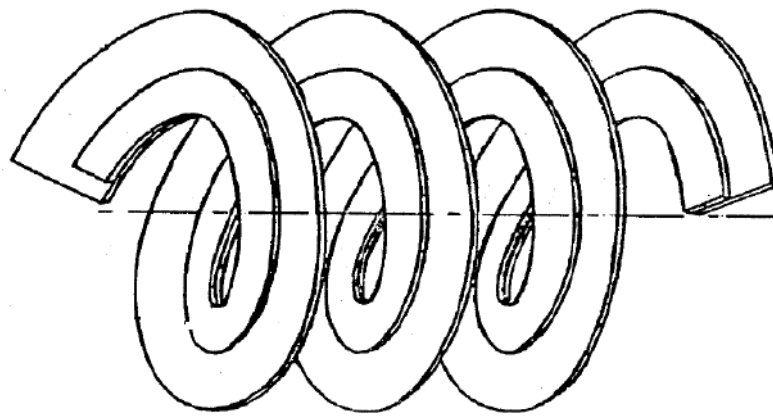


Рис. 1.4 - Композиція армуючих спіралей робочого колеса.

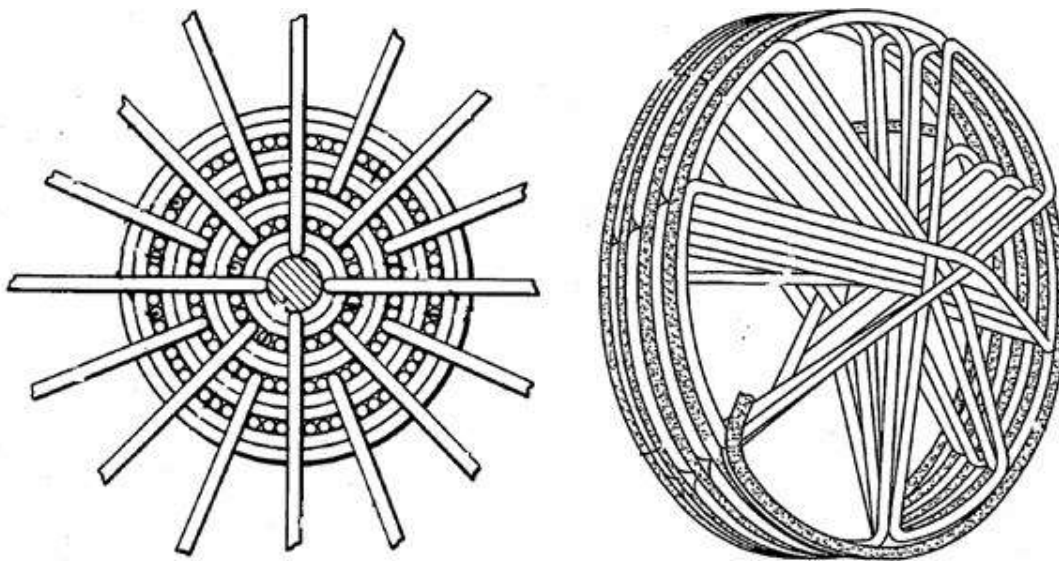


Рис.1.5 – просторово армуючі структури для робочого колеса.

Ці структури підходять виключно для робочого колеса компресора через значну напругу в його диску. Для армування турбінних коліс такі елементи недоцільні, т.к. напруги на його лопатках та диску практично однакові [28].

У сучасній патентній літературі розглядається ціла низка складно-армованих конструкцій робочого колеса компресора. Так у роботі [51] розглядаються найбільш характерні варіанти виконання:

- робоче колесо має зовнішній армуючий шар диска з КМ із

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

безперервними волокнами;

– робоче колесо з армуючим шаром диска має також упорядковане у різних напрямках армування лопаток (рис.1.5).

Згідно [45] матриця може бути з епоксидних та фенольних смол, поліамідів, поліпропілену, ПЕК або ПІ. Однак у п.1.3, показано, що практично єдиним є полімер ПАІ. Як матеріал волокна, згідно з авторами даного патенту, може бути метал, скло, полімери або вуглець. Однак через високі температури і частоти обертання доцільним є застосування тільки вуглецевих і скляних волокон і в деяких випадках органічних.

Зовнішній та базовий (армуючий) шар можуть складатися з КМ з безперервними або напівбезперервними (довжина волокон значно більше діаметра) волокнами, які можуть бути орієнтовані в різних напрямках. Шар волокон може бути у вигляді тканинного матеріалу. Додатково диск може мати внутрішнє армування. Основним недоліком подібних конструкцій, у яких використовуються безперервні волокна, є висока складність виготовлення. Лопатки та диск у цьому випадку необхідно виготовляти окремо з подальшим зв'язуванням. Це вимагає складного технологічного оснащення, при цьому міцність РК визначатиметься міцністю зон з'єднання лопаток з диском. Тут також треба мати на увазі, що внутрішнє армування колеса може дати не лише

позитивний ефект з погляду міцності та жорсткості, але й негативний – у зонах контакту областей з високою жорсткістю можлива поява області концентрацій напруги, що негативно позначиться на втомній міцності РК. Технологію виробництва РК подібної конструкції описано у вітчизняній роботі [51]. Єдиним літературним джерелом, яке описує складноармовану конструкцію робочого колеса турбіни з КМ (рис.1.9), є [52].

Згідно з ним колесо передбачається створювати з композитної болванки, яка в результаті механічної обробки переробляється в заготівлю

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

– серцевину. Надалі вона армується шарами, що її покривають. Болванка є композитним пакетом, сформованим шляхом почергового укладання односпрямованих моношарів КМ уздовж осі ротора. Волокна моношарів орієнтовані у радіальному чи окружному напрямках. Ці верстви спрямовані друг щодо друга під кутом 90 градусів, тобто. композитний пакет укладено за схемою 0/90. Волокна в лопатках, на думку авторів, мають збігатися із середньою лінією лопаток. Для доповнення

ного посилення пропонується закладати пучки безперервних волокон в міжлопатковий простір і в осьову зону диска. Волокна у цих пучках орієнтовані осьовому напрямі. З метою запобігання появі вібрацій, пов'язаних з малою жорсткістю лопаток, даний патент наказує на поверхню колеса наносити КМ на тканинній основі. Волокна в цьому шарі повинні бути взаємно орієнтованими під 90 градусів, а кут між цими ж волокнами та волокнами серцевини має бути 45 градусів. Відсотковий вміст волокна в серцевині та зовнішньому шарі повинні бути рівними.

Основним недоліком цього варіанта виготовлення РК є висока трудомісткість реалізації. Відсутні розкриті (загальновідомі) технології закладки волокон орієнтованих в осьовому напрямку та покриття лопаткового вінця шаром з КМ з армуючим компонентом, що має тканинну структуру.

Цей патент є перспективним, т.к. виконане за наведеними вище вказівками РК, дозволить знизити масу і момент інерції всього ротора практично на порядок. Однак міркування, викладені в цьому патенті, потребують проведення попереднього конструкційного аналізу, зокрема щодо необхідності наявності осьового армування і шарів, що покривають.

Варто також відзначити, що монолітний диск не є характерною особливістю колеса турбіни, він також може застосовуватися і в РК компресора, а отримання болванки може відбуватися технологічнішим способом, наприклад намотуванням.

					МРТАМ 23.18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

## 2. РОЗРАХУНОК ВЛАСТИВОСТЕЙ МІЦНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ ТУРБОКОМПРЕСОРА

### 2.1. Звичайно-елементні моделі робочих коліс компресора та турбіни

Міцністий аналіз коліс виконувався методом кінцевих елементів із застосуванням вирішувача NX Nastran в середовищі постпроцесора Femap. Для моделювання конструкції коліс були використані тетраедральні елементи. Вибір цих елементів зумовлений їхньою універсальністю при апроксимації об'єктів складної конфігурації. Гексагональні елементи, що дають точніші результати при вирішенні нелінійних завдань, тут практично не придатні. Це пов'язано зі складною геометричною конфігурацією коліс: наявністю безлічі заокруглень і фасок, формою лопаток. Звичайно-елементні моделі (КЕМ) коліс представлені на рис.2.4. КЕМ робочого колеса компресора складається з 494 848 елементів і має 105 684 вузла, а КЕМ робочого колеса турбіни складається з 427 585 елементів і має 89 385 вузлів. Для розрахунків було використано твердотільні геометричні моделі РК турбокомпресора ТКР-130.

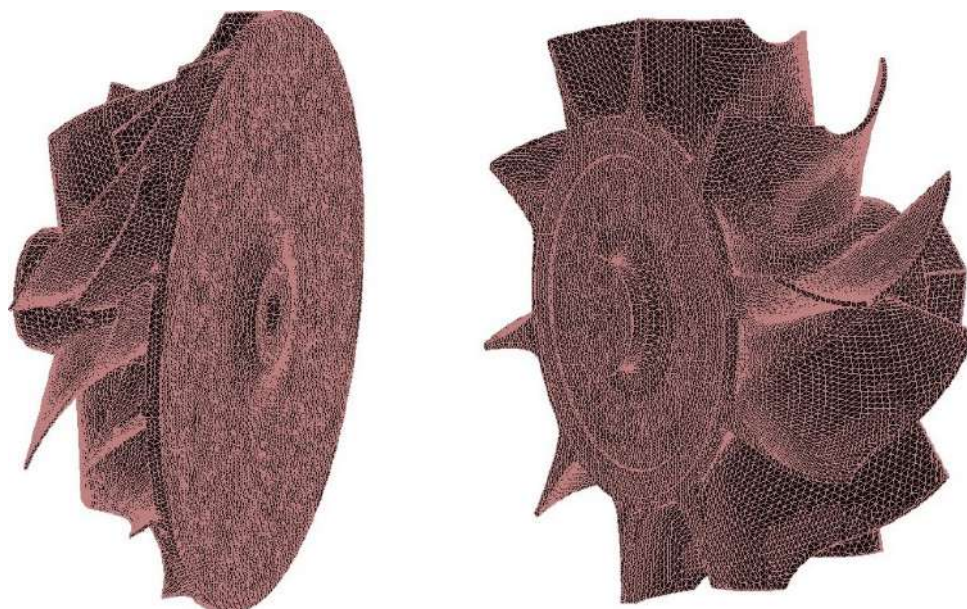


Рис. 2.1 – Звичайно-елементні моделі робочих коліс компресора та турбіни турбокомпресора.

Елементом конструкцій присвоєно відповідні властивості традиційних матеріалів, які вказані в табл.2.1 і на рис. 2.5-2.6.

Табл. 2.1 – Властивості традиційних матеріалів.

Властивості	Жароміцний нікелевий сплав	Алюмінієвий сплав
Щільність $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	8220	2710
Коефіцієнт Пуассона $\mu$	0,28	0,3
Коефіцієнт лінійного температурного розширення $\alpha$ , 1/0C	$12,8 \cdot 10^{-6}$	$23 \cdot 10^{-6}$

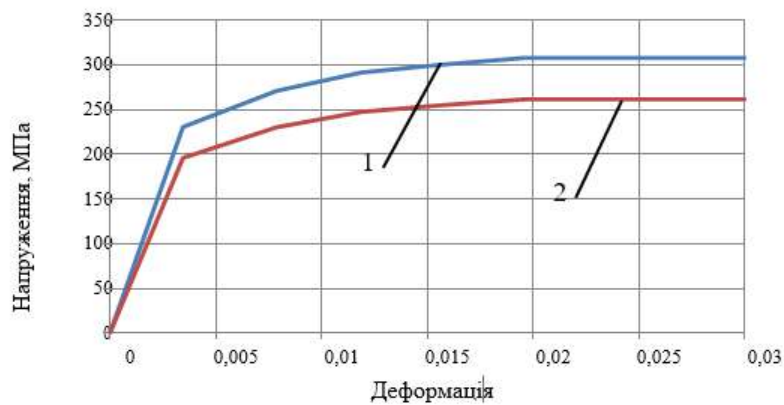


Рис. 2.2 – Крива деформування алюмінієвого сплаву при температурі 20°C (1) та 150°C (2).

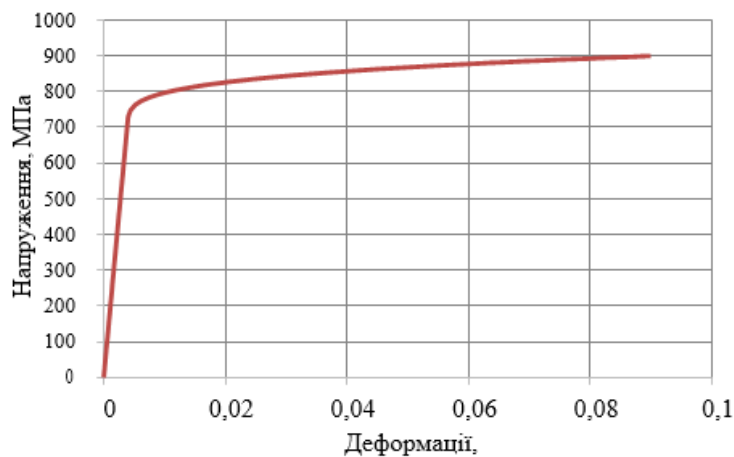


Рис. 2.3 – Крива деформування жароміцного нікелевого сплаву при температурі 540 оC

### *2.1.1. Граничні умови та зовнішні впливи*

Розрахунок РК виконаний частоти обертання ротора 1347 сек<sup>-1</sup>, що відповідає окружній швидкості на периферії колеса компресора 550 м/с. Залишкові дисбаланси враховувалися, т.к. їх значення малі і впливають на ПДВ РК. Закріплення РК компресора зроблено по поверхні отвору під вал в окружному напрямку та поверхнями маточини в осьовому.

напрямі. РК турбіни було закріплено в окружному напрямі по циліндричній поверхні валу, а в осьовому напрямку по торцевій поверхні колеса.

Теплова дія приймалася згідно з результатами дослідження [17]. Температура на РК компресора визначалася за допомогою розв'язання задачі теплопровідності. Граничні умови завдання теплопровідності РК компресора:

- на зовнішній поверхні диска зі сторін вхідної та вихідної частин колеса температура має значення 20°C та 110°C відповідно;
- уздовж отвору під вал (по осьовій координаті) температура задавалася від 20°C до 90°C;
- температура колеса на вході до компресорного колеса 20 °С.

Температура колеса на маточині 110 °С.

Температура РК турбіни приймалася однаковою, що дорівнює 540 °С. Варто зазначити, що температурне поле в РК різних марок турбоком-

пресорів відрізнятиметься один від одного. Воно визначатиметься типом двигуна, з яким працює ТК, та його конструктивними параметрами. Однак на підставі розрахункових результатів, представлених у роботі [17], можна виділити кілька характерних рис температурного поля, а також фактори, які його визначають. Температура на турбінному колесі визначається температурою відпрацьованих газів (ОГ). Її значення у першому наближенні може прийматися на 10-20% менше температури ОГ, а

					МРТАМ 23.18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

градієнт температурного поля можна вважати рівним нулю. Температурний стан колеса компресора визначатиметься трьома факторами: температурою повітря перед компресором, ступенем стиснення та температурою олії у підшипниковому вузлі. У цьому тепловий стан колеса більшою мірою визначатиме температура масла, т.к. теплообмін між елементами ротора та маслом значно інтенсивніше, ніж з повітрям у корпусі компресора. Це пояснює той факт, що температура у ступичній зоні РК

компресора практично дорівнює температурі олії, але в зовнішньому діаметрі вона досягає температури стиснутого повітря.

### ***2.1.2. Результати розрахунку міцності робочих коліс***

Результати розрахунків наведені у вигляді розподілу еквівалентних напруг і переміщень у радіальному та осьовому напрямку. Одиниці виміру напруг [Па]. Одиниці виміру переміщень [м]. Для зручності завдання навантажень розрахунки виробляються системі СИ. Осьова координата РК компресора спрямована від задньої стінки колеса до кінцевика. У випадку з турбінними колесами навпаки, вісь йде від кінцевика до стінки колеса.

Паралельно з виконанням розрахунку міцності оцінювалася похибка його результатів. Ця оцінка проводилася за допомогою правила Рунге, заснованого на порівняльному аналізі даної моделі з кінцевою елементною моделлю, що має у вісім разів менше вузлів. Отримано, що за еквівалентними напругами, що виникають у колесі, відмінність не перевищує 10%.

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40



Відмінність запасів міцності РК компресора з алюмінієвих сплавів різних типів ТК не істотно. Запас міцності таких коліс становить 1,1-1,3. Значення максимальних радіальних переміщень 0,34 мм менші від значень зазору між корпусом і колесом, що дорівнює 0,6 мм. При цьому внесок теплових деформацій у загальну картину переміщень на зовнішньому радіусі становив приблизно 35%. На підставі цього можна сформулювати узагальнений критерій вибору КМ для РК компресора за допустимими переміщеннями:

$$0,35 \cdot (\alpha_{\chi_m} / \alpha_{Al}) + 0,65 \cdot (K_{Al} / K_{cm}) \leq 1,8,$$

де

$\alpha_{cm}$ ,

$\alpha_{Al}$  – коефіцієнт лінійного теплового розширення (КЛТР) композиційного матеріалу та алюмінієвого сплаву;

$K_{Al}$ ,

$K_{cm}$

– питома жорсткість алюмінієвого сплаву та композиційного матеріалу.

Значення маси та моменту інерції колеса з алюмінієвого сплаву ZL105A становлять  $m_k = 0,477$  кг і  $I_k = 639 \cdot 10^{-6}$  кг · м<sup>2</sup> відповідно.

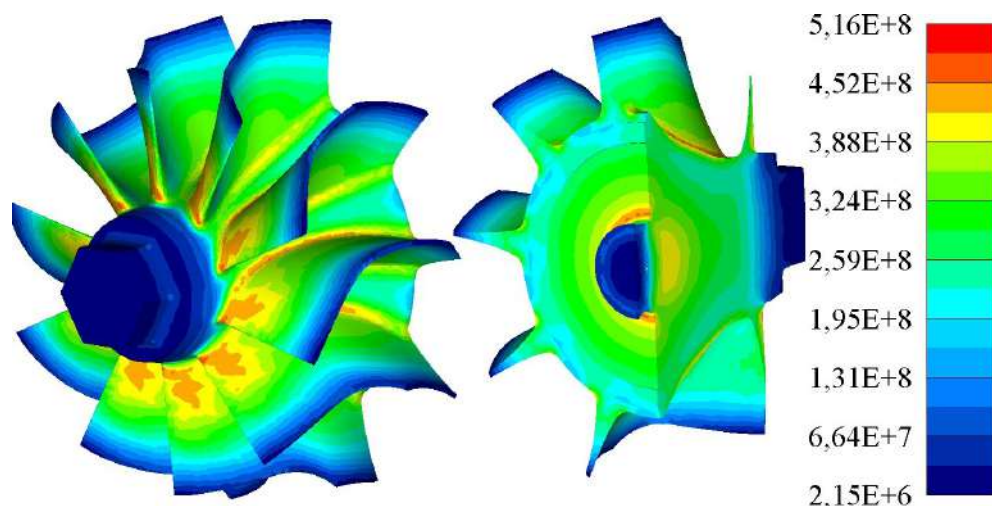


Рис.2.6 - Еквівалентна напруга [Па] в РК турбіни, виготовленого з жароміцного нікелевого сплаву.

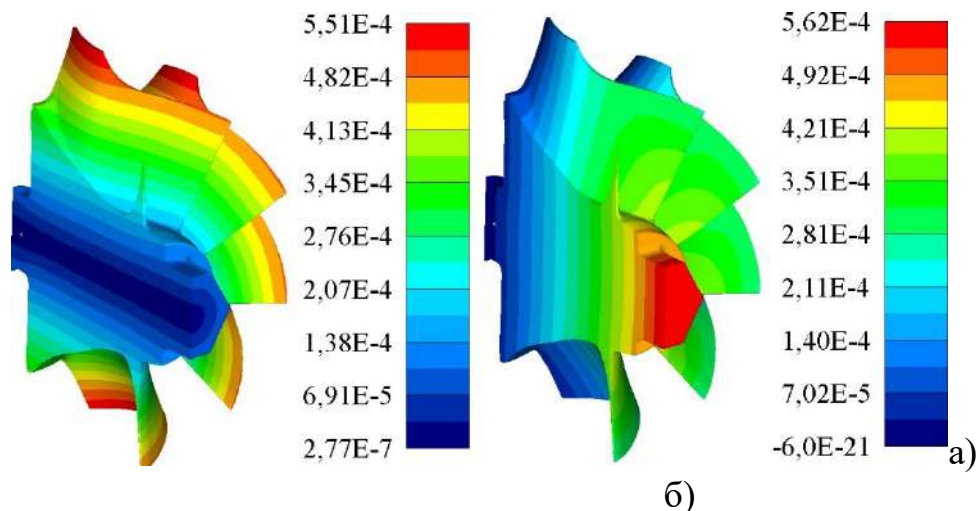


Рис.2.7 – Радіальні (а) та осьові (б) переміщення [м] РК турбіни, виготовленого з жароміцного нікелевого сплаву.

Запас міцності РК турбіни з жароміцного нікелевого сплаву відповідно до положень четвертої енергетичної теорії Хубера-Мізеса-Генкі:

де

$$[\sigma_v] = 900$$

$$n = [\sigma_v] / \sigma_{\text{СКВ}} = 1,74,$$

МПа – межа міцності жароміцного нікелевого сплаву Ін-

конель 718 при температурі 540°З;

$$\sigma_{\text{СКВ}} = 516$$

МПа

– максимальна еквівалентна напруга в зоні отвор- стію під вал (див. рис.2.9).

Значення маси та моменту інерції колеса з нікелевого сплаву Інконель 718 дорівнюють  $m = 1,542$  кг та  $I = 1014 \cdot 10^{-6}$  кг·м<sup>2</sup> відповідно.

В даному випадку фактичний запас міцності буде дещо вищим за розрахунковий з двох причин. З одного боку, він визначений для найбільш напруженої зони, яка яскраво локалізована. З іншого боку, цей факт

поєднується зі значною зоною зміцнення матеріалу колеса рис. 2.6. Звідси випливає, що фактичний запас міцності буде вищим за розрахунковий.

Внесок теплових деформацій у загальну картину переміщень приблизно 75%. Зважаючи на те, що теплове розширення колеса турбіни компенсуватиметься тепловими деформаціями равлика, розрахунковий запас переміщень при зазорі 0,6 мм буде приблизно 4. На підставі цього можна сформулювати узагальнений критерій вибору КМ для РК турбіни за допустимими переміщеннями:

$$0,75 \cdot (\alpha_{\chi_m} / \alpha_{Ni}) + 0,25 \cdot (K_{Ni} / K_{cm}) \leq 4,$$

де

$\alpha_{cm}$ ,

$\alpha_{Ni}$  – коефіцієнт лінійного теплового КЛТР C-SiC композиційного матеріалу та нікелевого сплаву;

$K_{Ni}$ ,

$K_{cm}$

– питома жорсткість нікелевого сплаву та C-SiC композиційного матеріалу.

Варто відзначити наявність «паразитної» маси, яка зосереджена на зовнішньому радіусі лопаток і диска, яка довантажує РК. Переробка коліс у цій частині дозволить знизити їхню масу та момент інерції, а також підвищить запас міцності.

## 2.2. Дослідження властивостей міцності елементів конструкції турбокомпресора з композиційних матеріалів

Для проведення розрахунків на міцність РК з композиційних матеріалів з квазіізотропними властивостями були використані моделі, представлені на рис.2.4. Дискретизація РК з композиційних матеріалів з безперервними волокнами виконувалася тетрадральними та плоскими шаруватими елементами. Властивості дискретно-армованих матеріалів

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

наведено на рис.2.8 та табл.1.2. Характеристики міцності для даних матеріалів приймалися відповідно до результатів випробувань зразків на розтяг. Випробування на згинальну міцність зразків показують, що значення руйнівної напруги в цьому випадку на 50% вище, ніж при випробуванні на розтяг.

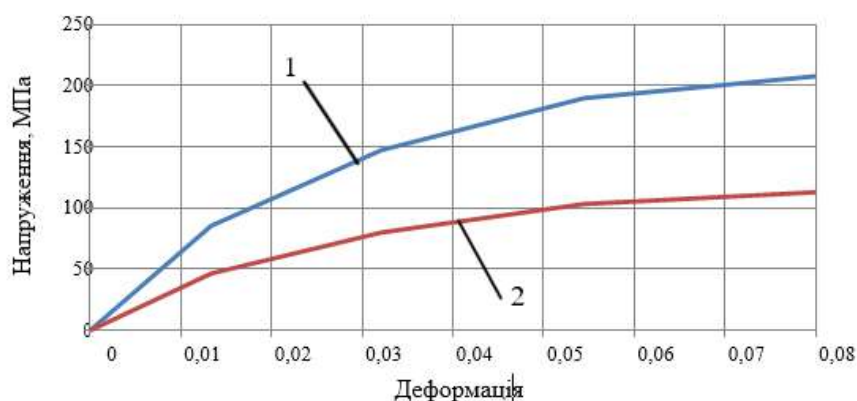
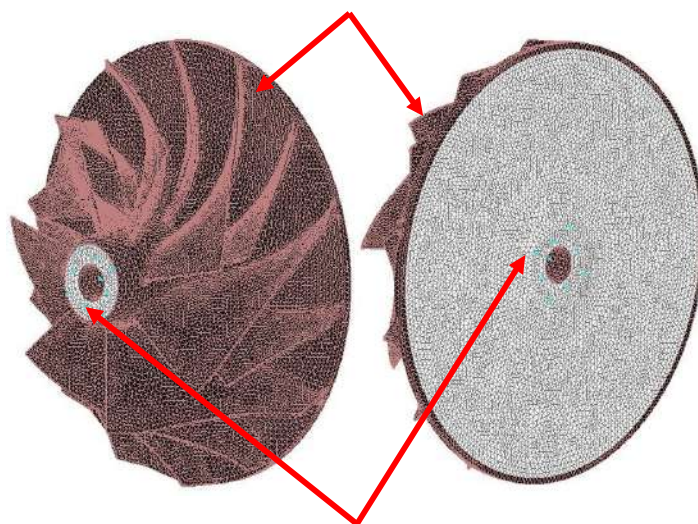


Рис. 2.8– Крива деформування матеріалу Torlon 4203L при температурі 20°C (1) та 150°C (2).

При дискретизації РК з армуючим шаром на тетраедральні елементи наноситься шар із плоских шаруватих елементів з відповідними властивостями (див. рис.2.14).



Тетраедральні елементи Плоскі шаруваті елементи  
Рис.2.9 – Звичайно-елементна модель РК компресора зі

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

складноармованими структурами з КМ із безперервними волокнами.

У випадку з монолітними структурами диск представлявся тетраедральними елементами з властивостями ортотропного матеріалу. Властивості застосовуваних компонентів та КМ з безперервним волокном на їх основі представлені у табл.1.1, 1.2, 2.2, 2.3.

Табл. 2.2 – Властивості односпрямованого КМ на основі поліамідіміду

Властивості	Значення
Щільність $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	1560
Модуль пружності вздовж волокна $E_x$ , ДПа	121,8
Модуль пружності поперек волокна $E_y$ , ДПа	7,09
Модуль зсуву вздовж волокна $G_{xy} = G_{xz}$ , ДПа	2,54
Модуль зсуву поперек волокна $G_{yz}$ , ДПа	3,39
Коефіцієнт Пуассона вздовж волокна $\mu_{xy} = \mu_{xz}$	0,3
Коефіцієнт Пуассона поперек волокна $\mu_{yz}$	0,39
Коефіцієнт теплового розширення вздовж волокна $\alpha_x$ , 10 <sup>-6</sup> 1/град	-0,069
Коефіцієнт теплового розширення упоперек волокна $\alpha_y$ , 10 <sup>-6</sup> 1/град.	13,82
Межа міцності вздовж волокна $[\sigma_x]$ , МПа	1721
Межа міцності упоперек волокна $[\sigma_y = \sigma_z]$ , МПа	192

Табл. 2.3 – Властивості ортотропного КМ на основі поліамідіміду, наповненого до 80% безперервним високоміцним вуглецевим волокном при  $m = 0,5$ .

Властивості	Значення
Щільність $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	1684
Модуль пружності вздовж волокна $E_x$ , ДПа	105,2
Модуль пружності поперек волокна $E_y$ , ДПа	105,2
Модуль зсуву вздовж волокна $G_{xy}$ , ДПа	6,11
Модуль зсуву поперек волокна $G_{yz} = G_{xz}$ , ДПа	7,35
Коефіцієнт Пуассона вздовж волокна $\mu_{xy}$	0,039
Коефіцієнт Пуассона упоперек волокна $\mu_{yz} = \mu_{xz}$	0,31
Коефіцієнт теплового розширення вздовж волокна $\alpha_x = \alpha_y$ , 10 <sup>-6</sup> 1/град	0,28
Коефіцієнт теплового розширення поперек волокна $\alpha_z$ , 10 <sup>-6</sup> 1/град	7,48
Межа міцності вздовж волокна $[\sigma_x = \sigma_y]$ , МПа	1137
Межа міцності поперек волокна $[\sigma_z]$ , МПа	192

Граничні умови і зовнішні впливи в даному випадку приймалися

такими самими.

Результати розрахунку міцності робочих коліс компресора виконаних з дискретно-армованих композиційних матеріалів

Результати розрахунків наведені у вигляді схем розподілу еквівалентних напруг та переміщень (див. рис.2.15-2.20). Одиниці вимірювання напруги - [Па]. Одиниці виміру переміщень – [м].

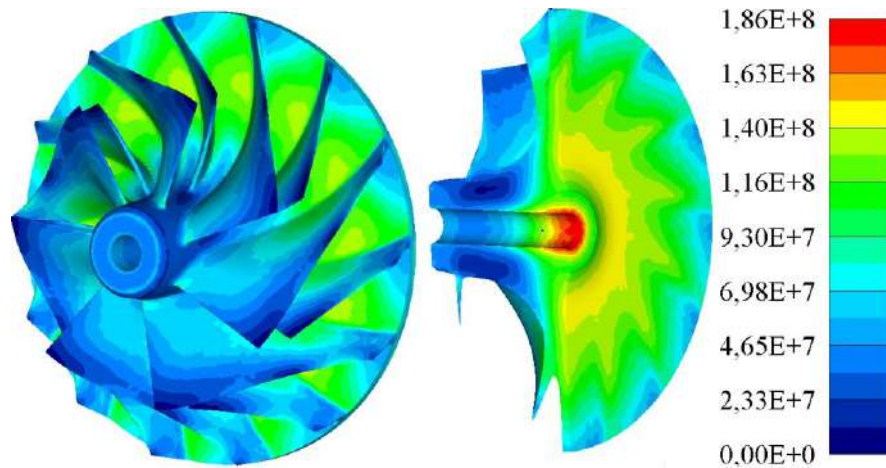


Рис.2.10 – Еквівалентна напруга [Па] в РК компресора з матеріалу марки Torlon 7130.

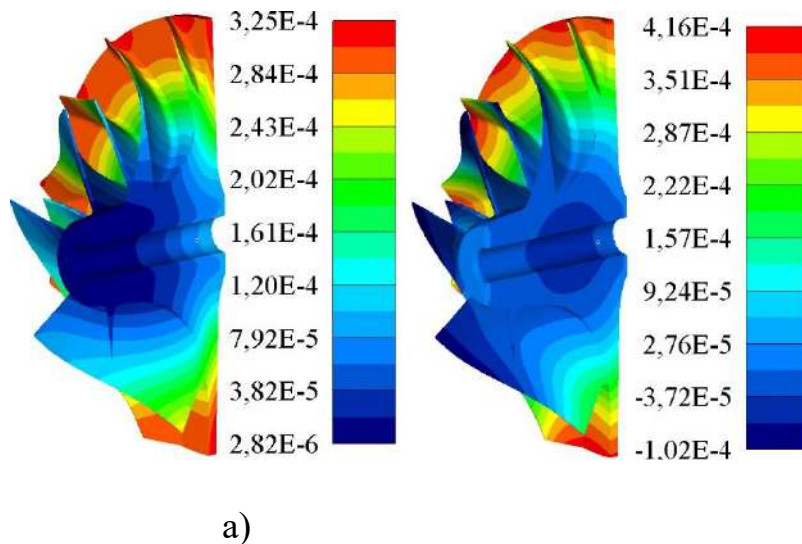


Рис.2.11 – Радіальні (а) та осьові (б) переміщення [м] РК компресора, з матеріалу марки Torlon 7130.

Запас міцності РК компресора з матеріалу Torlon 7130 відповідно до положень четвертої енергетичної теорії Хубера-Мізеса-Генкі:

де

$$n = [\sigma_{\text{вч}}] / \sigma_{\text{екв}} = 1,03,$$

$[\sigma]_{\text{вч}} = 192 \text{ МПа}$  – межа міцності матеріалу Torlon 7130 при 90оС;

$$\sigma_{\text{екв}} = 186 \text{ МПа}$$

– максимальна еквівалентна напруга в зоні отвер-  
стию під вал (див. рис.2.15).

Значення маси та моменту інерції колеса з матеріалу Torlon 7130 склали  $m_k = 0,261 \text{ кг}$  та  $I_k = 350 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  відповідно.

Міцність РК компресора з дискретно-армованого композиційного матеріалу Torlon 7130 нижче, ніж у алюмінієвих аналогів на 5-10%. Однак значення запасу міцності колеса з такого матеріалу вище одиниці. Для забезпечення надійної роботи таких коліс повинна бути знижена допустима окружна швидкість на 5-10% або перероблено конфігурацію диска.

Значення максимальних переміщень у РК, що розглядаються, вище, ніж у алюмінієвих коліс на 10-12%, але залишаються нижче максимально допустимих 0,6 мм.

Характер напружено-деформованого стану колеса з даного матеріалу відрізняється від ПДВ РК компресора, виготовленого з алюмінієвого сплаву. На рис.2.15 у зоні маточини яскраво виражена концентрація напруг, яка зумовлена билинейной пружною характеристикою матеріалу (див. рис.2.11). Для традиційних матеріалів така концентрація нехарактерна через високі пластичні характеристики. Відсутність зони пластичного зміцнення є недоліком матеріалів Torlon 7130 та 5030. Запас міцності РК компресора з матеріалу Torlon 5030 згідно з положеннями четвертої енергетичної теорії Хубера-Мізеса-Генкі

$$n = [\sigma_{\text{вч}}] / \sigma_{\text{екв}} = 0,97,$$

де

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

$[\sigma]_{\text{вк}} = 197 \text{ МПа}$  – межа міцності матеріалу Torlon 5030 при 90°C;

$\sigma_{\text{екв}} = 215 \text{ МПа}$  – максимальні еквівалентні напруги в зоні відверсти під вал (див. рис.2.17).

Значення маси та моменту інерції колеса з матеріалу складають Torlon 5030  $m_k = 0,284 \text{ кг}$  і  $I_k = 381 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  відповідно.

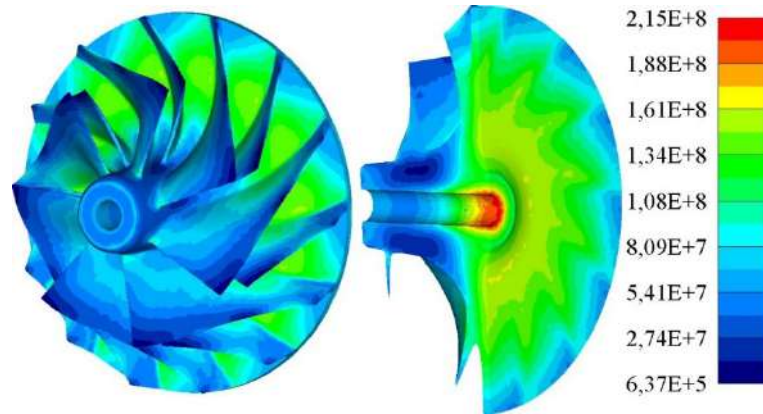


Рис.2.12 – Еквівалентна напруга [Па] РК компресора, з матеріала марки Torlon 5030.

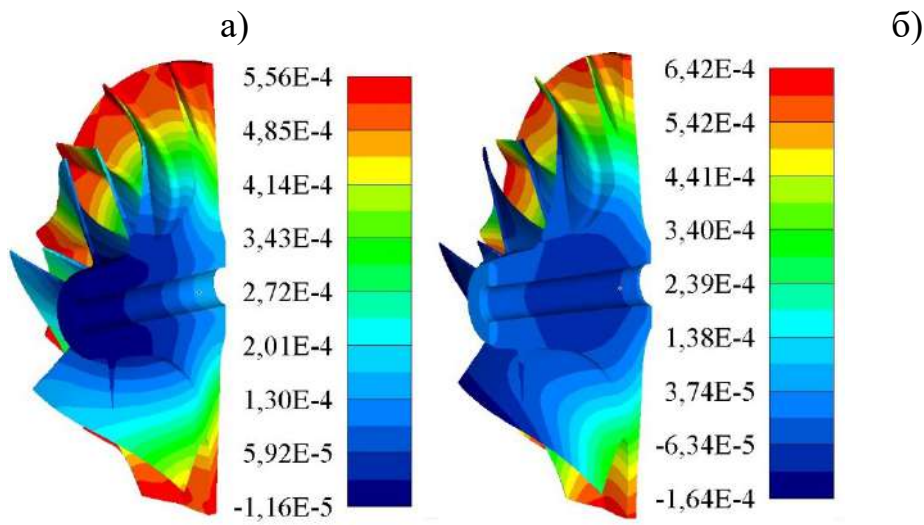


Рис.2.13 – Радіальні (а) та осьові (б) переміщення [м] РК компресора, з матеріалу марки Torlon 5030.

Запас міцності РК компресора з матеріалу Torlon 4203L відповідно до положень четвертої енергетичної теорії Хубера-Мізеса-Генкі:

де

$$n = [\sigma_{\text{вк}}] / \sigma_{\text{екв}} = 0,93,$$

$[\sigma_{\text{вк}}] \square 151 \text{ МПа}$ - Межа міцності матеріалу 5030 при 90оС;

$$\sigma_{\text{екв}} = 162$$

МПа– максимальна еквівалентна напруга в зоні отвору-  
стию під вал (див. рис.2.19).

Значення маси та моменту інерції колеса з матеріалу Torlon 4203L становлять  $m_k = 0,251 \text{ кг}$  та  $I_k = 336 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  відповідно.

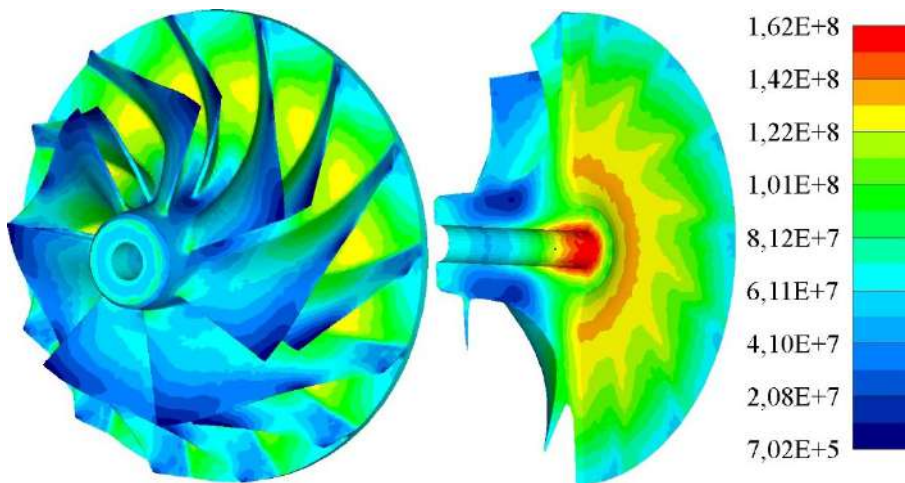
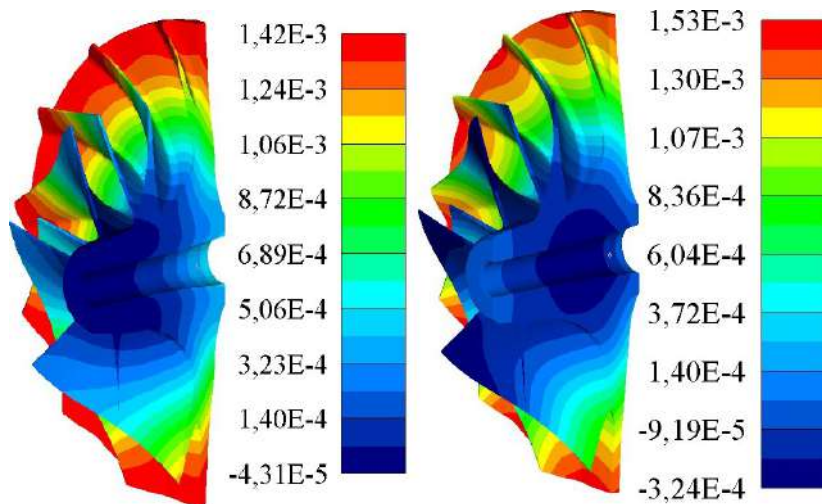


Рис.2.14 – Еквівалентна напруга [Па] РК компресора, з матеріала марки Torlon 4203L.

Проведені розрахунки РК із матеріалів Torlon 5030 та 4203L показали їх недостатню міцність, а у разі другого матеріалу виявлено переміщення, що значно перевищують допустимі рис.2.20. Тому заміна традиційно застосовуваних алюмінієвих сплавів на ці матеріали за даної концепції виготовлення РК компресора недоцільна.

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50



а)

б)

Рис.2.15 – Радіальні (а) та осьові (б) переміщення [м] РК компресора, з матеріалу марки Torlon 4203L.

Розрахунок робочого колеса компресора з армуючим шаром із КМ із безперервними волокнами. Розрахунок напружено-деформованого стану таких коліс виконано у фізично нелінійній постановці. Властивості основного матеріалу колеса приймалися відповідно до рис.2.11. Проте нелінійність властивостей КМ у поперечному напрямі не враховувалася, т.к. напруги в матриці малі та описуються початковою ділянкою кривої деформування рис.2.13.

На рис.2.21-2.26 представлені розподіли напруги і переміщень в РК компресора з диском, армованим шаром композиту з безперервними волокнами. Результати отримані для частоти обертання ротора 1347 сек<sup>-1</sup>, тепловий вплив та закріплення прийняті відповідно до п.2.5.2. Армуючий шар у цьому випадку має такі характеристики: товщину  $t = 0,8$  мм, частка шарів з волокнами орієнтованими в окружному напрямку  $m = 0,75$  частка волокна в композиті  $V_f = 0,5$ .

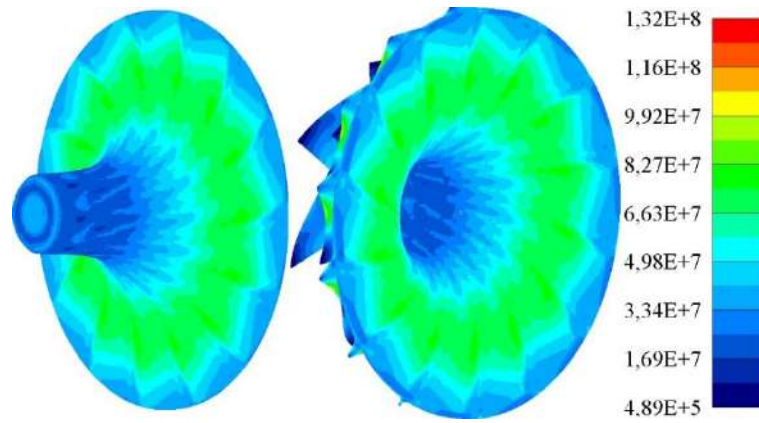


Рис.2.16 – Еквівалентна напруга [Па] у матеріалі Torlon 7130 РК компресора з армуючим шаром диска з КМ з безперервними волокнами.

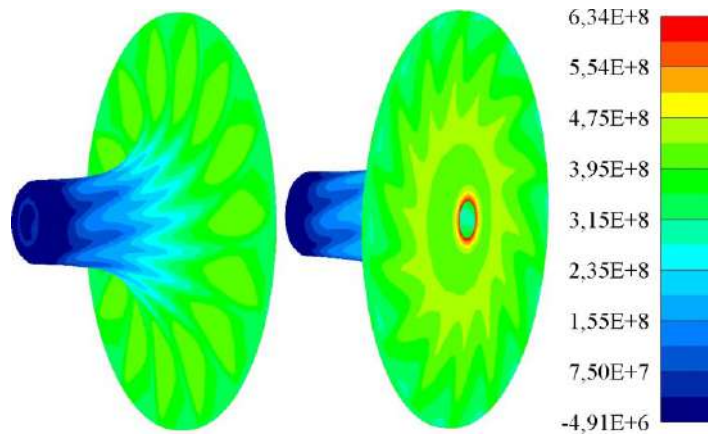


Рис.2.17 – Окружна напруга [Па] в 1-му моношарі.

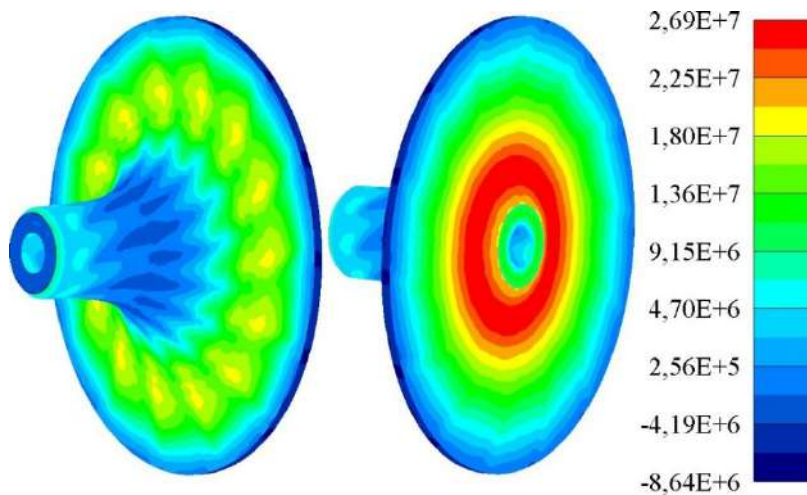


Рис.2.18 - Радіальні напруги [Па] в 1-му моношарі.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

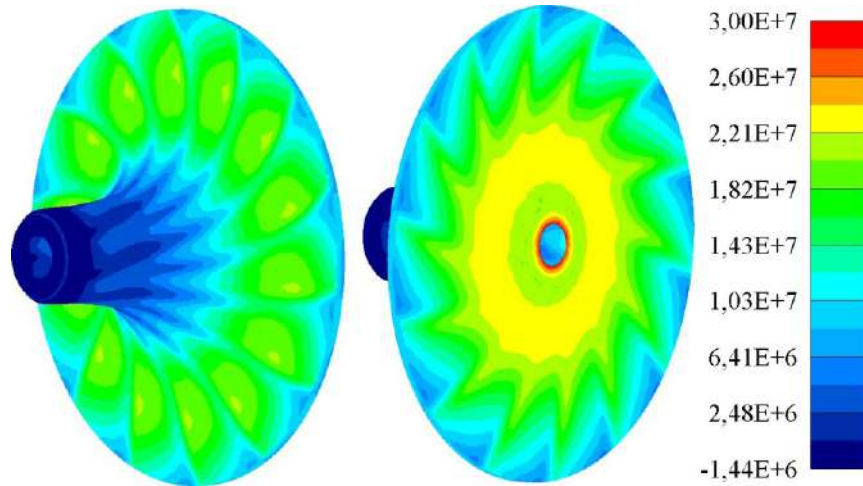


Рис.2.19 - Окружні напруги [Па] у 2-му моношарі.

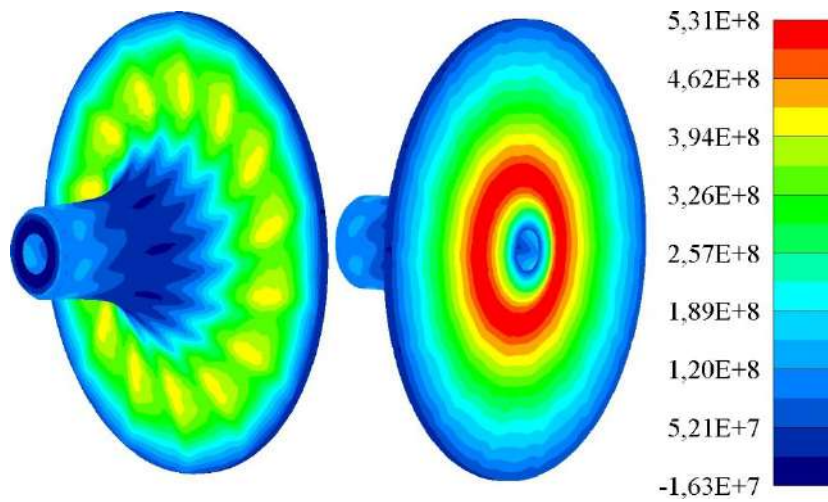


Рис.2.20 - Радіальні напруги [Па] у 2-му моношарі.

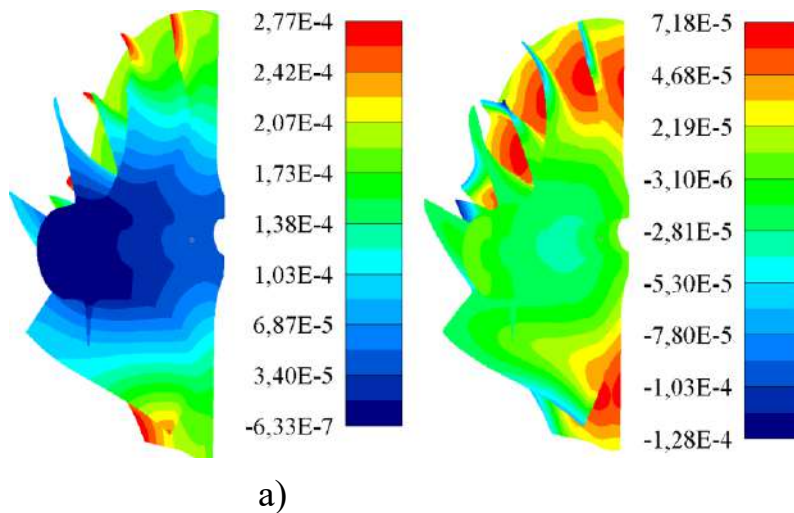


Рис.2.21 – Радіальні (а) та осьові (б) переміщення [м] РК компресора з армуючим шаром.

Розподіл дотичних напруг які у армувальному шарі не наводиться, т.к.

ці напруги значно менше, ніж допустимі напруги руйнування матриці.

Результати розрахунку масово-інерційних характеристик ротора представлені у табл. 2.4, де також наведено оцінку їх відносного зниження.

Таблиця 2.4 – Масово-інерційні характеристики роторів ТК з робочими колесами з КМ та ТМ.

Матеріали робочих коліс		Характеристики ротора			
Компресор	Турбіна	$m_p$ , кг	$I_p$ , Кг·м <sup>2</sup> /106	$\Delta m_p$ , %	$\Delta I_p$ , %
Наповнений УВ ПАІ Torlon 7130	Інконель 718	2,05	1442	9,52	16,70
Наповнений УВ ПАІ - Torlon 7130 + АС з НВ		2,06	1452	9,30	16,12
Наповнений УВ ПАІ - Torlon 7130 + диск з НВ		2,08	1469	8,46	15,14
Алюмінієвий сплав ZL105A	Вуглекерамічний (C-SiC) композиційний матеріал	1,09	1012	48,15	41,54
Наповнений УВ ПАІ - Torlon 7130	Вуглекерамічний (C-SiC) композиційний матеріал	0,97	733	57,44	57,65
Наповнений УВ ПАІ - Torlon 7130 + АС з НВ		0,99	750	56,61	56,67
Наповнений УВ ПАІ - Torlon 7130 + диск з НВ		0,99	750	56,61	56,67
Алюмінієвий сплав ZL105A	Інконель 718	2,27	1731	0	0
Титановий сплав	Інконель 718	2,59	2157	-14,59	-24,61

У ході проведення даного дослідження були отримані масово-інерційні характеристики ротора ТК з РК компресора виконаним з титанового сплаву. Це зроблено тому, що при тенденції підвищенні частоти обертання ротора необхідно застосування в РК компресора матеріалів, що мають міцнісні характеристики вище, ніж у алюмінієвих сплавах. Титанові сплави мають практично найвищі показники питомої міцності серед ТМ. Маса ротора з таким колесом буде  $m_p = 2,59$  кг, а момент інерції  $I_p = 2157 \cdot 10^{-6}$  кг · м<sup>2</sup>, відносні показники підвищення цих характеристик відповідно  $\Delta m_p = 14,59\%$ ,  $I_p = 24,61\%$ .

### 3. ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ ПІДШИПНИКІВ ТУРБОКОМПРЕСОРА

У цьому розділі проводиться оцінка можливості зниження навантаження підшипникового вузла ТКР-130 при використанні КМ в елементах ротора. Найбільш значущими параметрами для проведення такої оцінки є: сили реакції у масляному шарі підшипника, моменти тертя масляного шару, відносні внутрішній та зовнішній зазори у підшипниках. Сили реакції показують зусилля, які передаються від мас ротора, що обертаються, на корпус ТК в процесі роботи. Момент тертя характеризує рівень дисипації механічної енергії у підшипниковому вузлі, а також відповідає за нагрівання олії. Відносні зазори в підшипнику – це відношення переміщень точок підшипника до номінальних значень зазорів між втулкою та валом, а також втулкою та корпусом. Вони показують, яка частина конструкційних проміжків у підшипнику вибирається при певній частоті обертання ротора. При відносних проміжках близьких до одиниці настає режим «сухого» тертя в підшипнику, що призводить до його руйнування.

Для проведення оцінки присутності критичних частот у робочому діапазоні обертання ротора було проведено розрахунок частот та форм вільних коливань ротора при поєднанні РК із традиційних та композиційних матеріалів.

Як основний розрахунковий інструмент дослідження використовувався пакет прикладних програм «Гнучкий ротор» зареєстрований у реєстрі прикладних програм для ЕОМ.

У цьому дослідженні ротора було розглянуто такі поєднання РК:

1. РК компресора з алюмінієвого сплаву; РК турбіни з жароміцного нікелевого сплаву;
2. РК компресора з композиту; РК турбіни з жароміцного нікелевого сплаву;

					МРТАМ 23.18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55



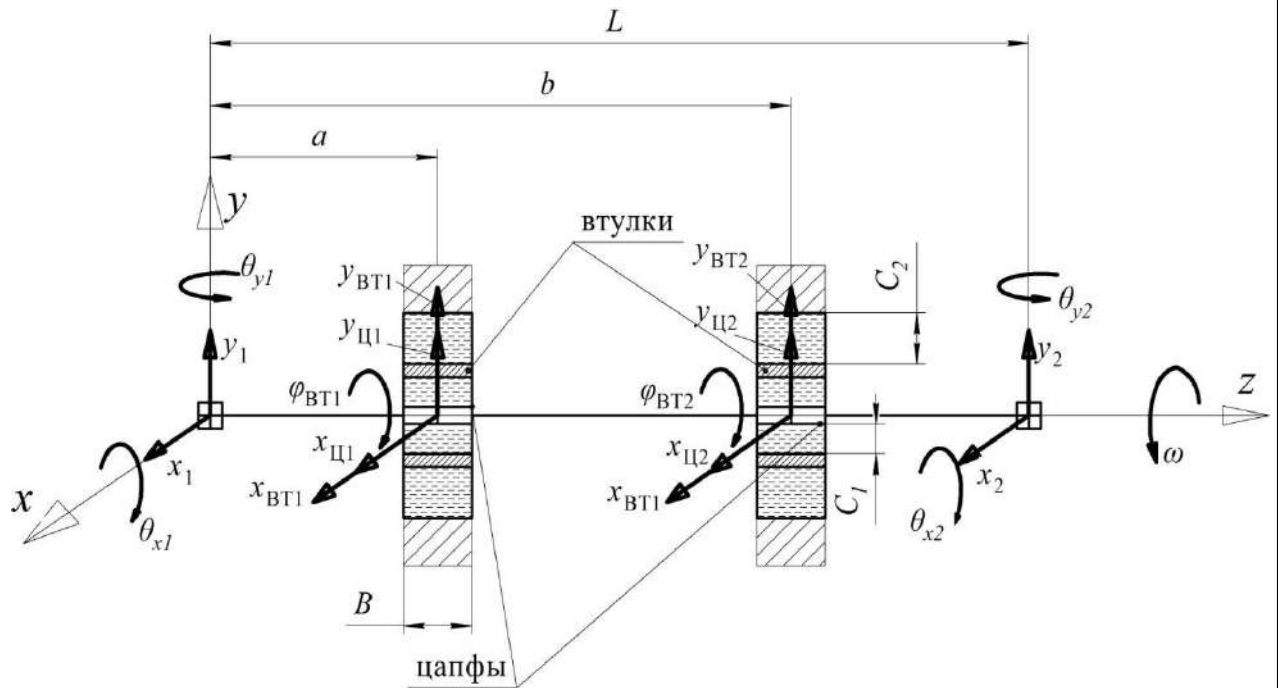


Рис.3.2 – Дискретна модель ротора ТКР-130.

Підшипниковий вузол розділений на масу пов'язану з валом ротора - цапфу, і масу втулки, що обертається в масляних шарах. Пружний зв'язок між елементами, що знаходяться на валу ротора, характеризується матрицями податливості. Ці матриці визначені шляхом застосування одиничних сил і згинальних моментів до КЕМ ротора (див. п.3.4) у місцях центрів мас РК. Знаки силових дій прийняті позитивними.

Табл. 3.1 – Вихідні дані щодо елементів ротора.

Застосовувані матеріали	Найменування величини	Значення		
Алюмінієвий сплав ZL105A	Маса РК компресора $m_{1A}$ , Г	477		
	Моменти інерції РК компресора $I_{x1A}$ , $I_{y1A}$ , $I_{z1A}$ , кг·мм <sup>2</sup>	415	415	639
	Ексцентриситет колеса компресора, мкм (при дисбалансі 1,4 гмм) $e_{p1A}$ , мкм	0,29		
Жароміцний нікелевий сплав ІНКО 718	Маса РК турбіни $m_{2Ni}$ , Г	1543		
	Моменти інерції РК турбіни з нікелевої сплаву $I_{x2Ni}$ , $I_{y2Ni}$ , $I_{z2Ni}$ , кг·мм <sup>2</sup>	1014	1014	1090
	Ексцентриситет колеса турбіни з нікелевого сплаву, мкм (при дисбалансі 1 гмм) $e_{p2Ni}$ , мкм	0,65		
Легована сталь	Маса валу ротора, г	277		

Композиційний матеріал Torlon 7130	Маса РК компресора $m_{1C}$ , Г	261		
	Моменти інерції РК компресора з композиційного матеріалу $I_{x1C}, I_{y1C}, I_{z1C}$ , кг·мм <sup>2</sup>	227	227	350
	Ексцентриситет колеса компресора, мкм (при дисбалансі 1,4 гмм) $e_{p1C}$ , мкм	5,34		
C-SiC композиційний матеріал	Маса РК турбіни з композиційного матеріалу $m_{2C}$ , Г	449		
	Момент інерції РК турбіни з композиційного матеріалу $I_{x2C}, I_{y2C}, I_{z2C}$ , кг·мм <sup>2</sup>	296	296	318
	Ексцентриситет колеса турбіни з композиційного матеріалу, мкм (при дисбалансі 1 гмм) $e_{p2C}$ , мкм	2,27		

Табл. 3.2– Вихідні дані щодо підшипникового вузла:

Найменування величини	Значення
Маса плаваючої втулки підшипника $m_{втк}$ , Г	26
Моменти інерції плаваючої втулки підшипника $I_{втк}$ , кг·мм <sup>2</sup>	2,29
Маса цапфи з боку компресора $m_{ц1}$ , Г	133
Маса цапфи з боку турбіни $m_{ц2}$ , Г	108
Внутрішній діаметр втулки $D_1 = 2\rho_1$ , мм	15,04
Внутрішній радіальний зазор підшипника (між втулкою та валом) $C_1$ , мкм	22±2
Зовнішній діаметр втулки $D_2 = 2\rho_2$ , мм	22,20
Ширина підшипника (мастильного шару) $B$ , мм	16
Зовнішній радіальний зазор підшипника (між втулкою та корпусом) $Z_2$ , мкм	78±8
Динамічна в'язкість $\mu_0 = \langle \text{кст}, \text{є} \rangle$	0,0125
Ексцентриситети маси цапф $e_{ц1} = e_{ц2}$ , мкм	0
Фаза ексцентриситетів цапф $\alpha_{ц1} = \langle \alpha_{ц2}, \text{град.} \rangle$	0

### 3.2. Розв'язання задачі про вільні коливання ротора при різному поєднанні робочих коліс

На даний момент в інженерній практиці склалася думка про те, що руйнація ротора і ТК в цілому може відбуватися через збіг власних частот коливання ротора з частотою його прецесії  $\Omega$ . Відомим фактом є, що для роторів ТК з плаваючими втулками

$\Omega = 0,2 \div 0,3\omega_1$ . При цьому силова дія на ротор з боку масляного шару значно більша за вплив, пов'язаний з дисбалансами РК. Отже, лише прецесія ротора визначає наявність резонансних явищ у робочому

діапазоні частот.

На підставі цього можна зробити висновок про те, що для визначення критичної частоти в робочому діапазоні достатньо буде виконати розрахунок частот і форм вільних роторних коливань при різних поєднаннях РК. Після цього порівняти ці значення з 336 Гц – максимальною частотою прецесії в робочому діапазоні, оскільки для даного ротора  $\omega \approx 0,25\omega_1$ .

Визначення частот та форм вільних коливань виконувалося методом кінцевих елементів. Вал ротора був апроксимований балочними елементами, що мають по два вузли з шістьма ступенями свободи. Моделювання коліс здійснювалося точковими масами з відповідними тензорами моментів інерції. Масовий елемент коліс турбіни та балкові елементи з'єднані елементом жорсткого зв'язку.

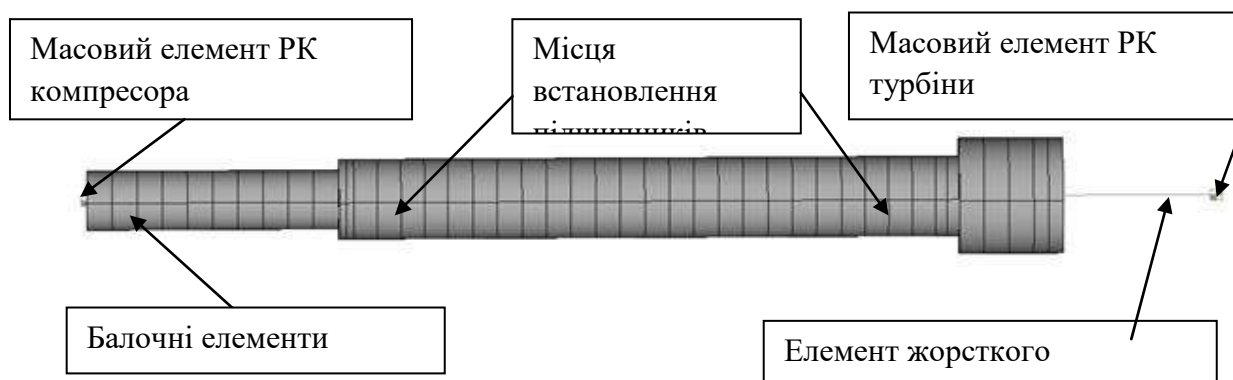


Рис.3.3 – Звичайно-елементна модель ротора ТКР-130.

При цьому виді аналізу приймалося, що закріплення ротора відсутні повністю. Це припущення засноване на тому, що масляний шар є значно податливішим, ніж ротор, і не впливає на його частоти вільних коливань. Однак при розрахунку не розглядалися нульові та крутильні форми коливання, виходячи з того, що зусилля масляного шару викликають лише згинальні деформації ротора. Вважають, що частоти вільних коливань не залежать від швидкості обертання ротора.

Перші форми вільних коливань щодо різних поєднань РК

представлені на рис. 3.4-3.8 (заливкою позначені значення нормованих переміщень червоним кольором – 1, синім – 0). Розгляд перших згинальних форм обумовлено тим, що наступні форми мають частоти, значно більше частоти прецесії в робочому діапазоні.

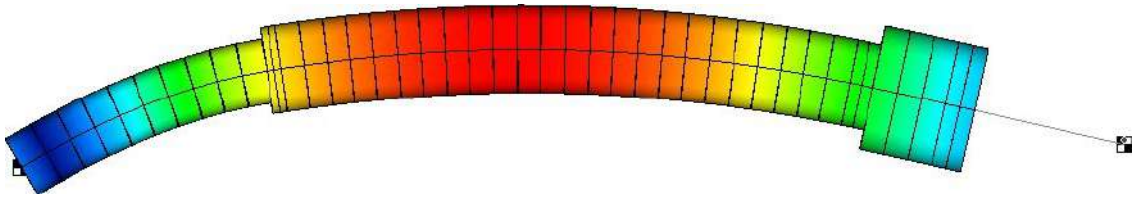


Рис.3.4 - Перша згинальна форма вільних коливань ротора з 1-м поєднанням РК, частота 385 Гц.

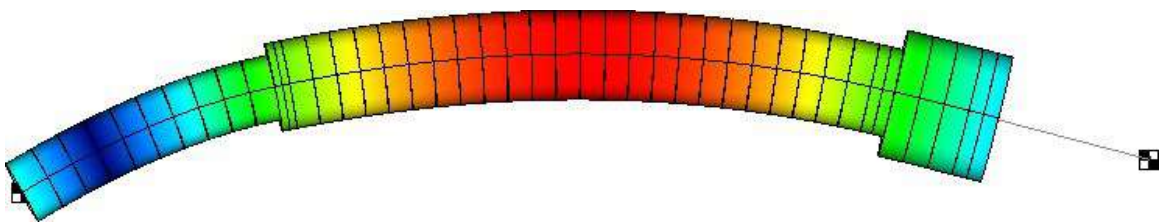


Рис.3.5 - Перша згинальна форма вільних коливань ротора з 2-м поєднанням РК, частота 453 Гц.

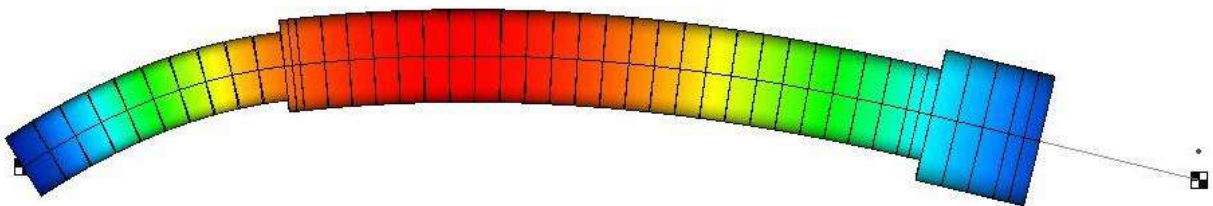


Рис.3.6 – Перша згинальна форма вільних коливань ротора з 3-м поєднанням РК, частота 427 Гц.

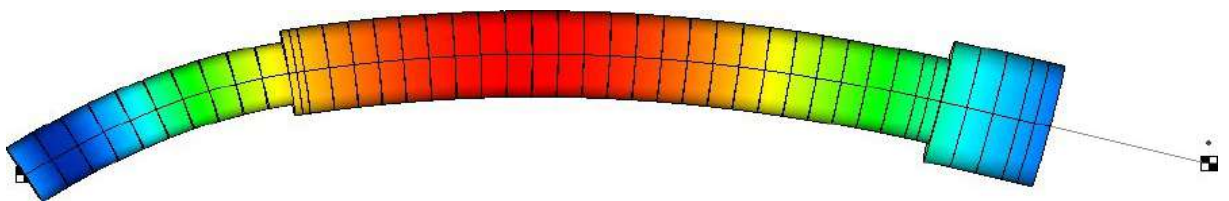


Рис.3.7 - Перша згинальна форма вільних коливань ротора з 4-м поєднанням РК, частота 523 Гц.

Всі перші форми коливання практично ідентичні за своїм виглядом,

відмінності полягають у тому, що зона максимальних переміщень центральної частини ротора зміщена осьюовою координатою в кожному випадку по-різному.

Проведені розрахунки у цьому розділі добре узгоджуються з теоретичними уявленнями про процес вільних коливань. Відомо, що значення власних частот при розв'язанні задачі про вільні коливання для системи з одним ступенем свободи визначається ставленням жорсткості до її маси. Отже, при зниженні маси елементів конструкції повинні підвищуватись і її власні частоти. Однак для систем з безліччю ступенів свободи має значення також локальне співвідношення жорсткості та маси.

При третьому поєднанні коліс частоту вільних коливань визначає ділянку з меншим діаметром – 11 мм, з його частку припадає 63% потенційної енергії деформації (рис.3.12). У разі другого поєднання цей же ділянку припадає лише 37% (рис. 3.13). З цього випливає, що в другому випадку маса по відношенню до жорсткості більш вигідно розташована на роторі.

Результати визначення власних частот коливань, а також часто та прецесії, яка визначається за законом ме Кемпбелла (рис.3.14).

діаграм-

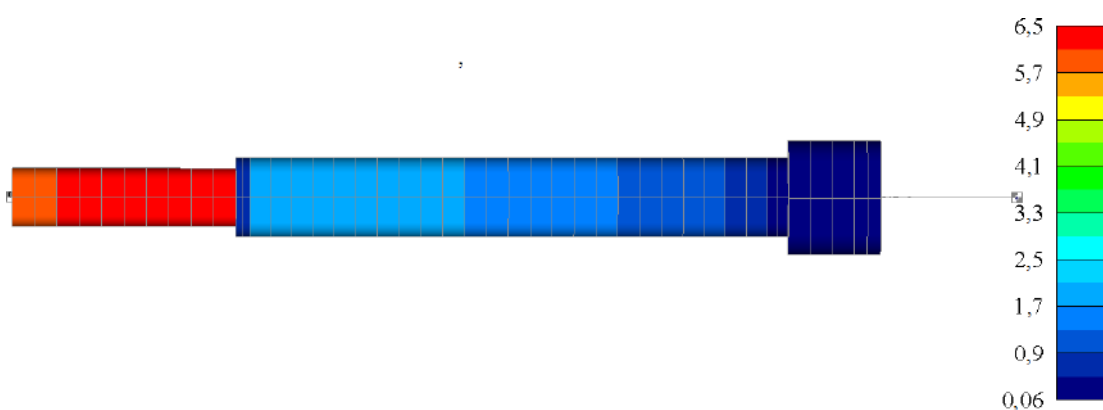


Рис.3.12 – Процентний розподіл потенційної енергії деформації для першої згинальної форми з 3-м поєднанням РК, частота 427 Гц.

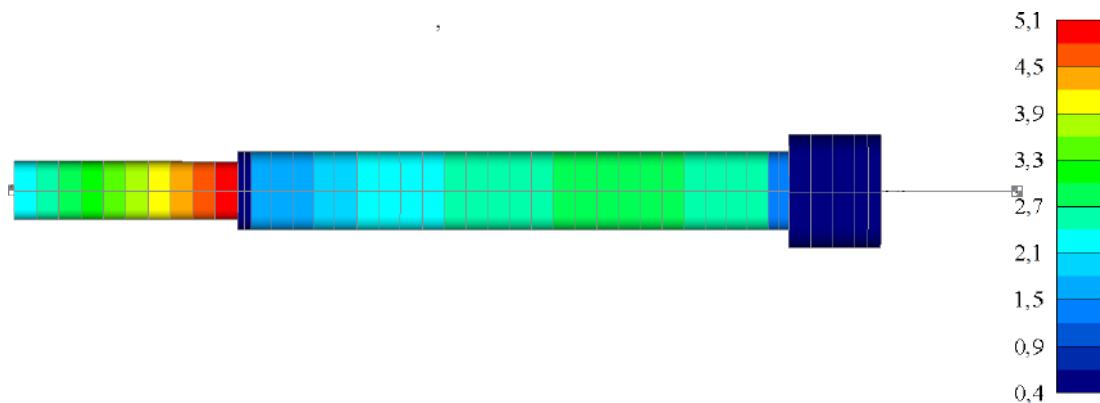


Рис.3.13 – Процентний розподіл потенційної енергії деформації для першої згинальної форми з 2-м поєднанням РК, частота 453 Гц.

Прямі лінії, що відповідають частотам вільних коливань ротора з різним поєднанням РК, перетинаються з лінією частоти прецесії за межами робочого діапазону частоти обертання ротора. Тому за стандартних режимів експлуатації ТК резонансні явища будуть відсутні. Варто відзначити, що розширення діапазону швидкості обертання ротора зі стандартними РК неможливо. Тому що його критична частота обертання перевищує лише на 10-15%, ніж межа робочого діапазону. На цьому тлі перспективно виглядають ротори з РК з КМ частота вільних коливань, яких більше на 11-35% внаслідок їх меншої маси.

## 4 . МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою експериментальної частини даного дослідження є верифікація розрахункових методик, що використовуються у другому та третьому розділах. Верифікація проводиться шляхом порівняння значень руйнівних частот обертання, які виходять експериментальним та розрахунковим способом з урахуванням прийнятих припущень. Експеримент передбачає випробування до руйнування зразків РК компресора ТКР-50 та ТКР-80, виготовлених з ізотропних матеріалів, а також визначення руйнівних частот підшипників ротора ТКР-80. Для проведення порівняльного дослідження ці параметри для ТКР-50 і ТКР-80 отримані розрахунковим шляхом (див. п.4.2.2). З метою підвищення рівня точності експерименту на попередньому етапі дослідним шляхом визначаються механічні властивості матеріалу коліс компресора ZL105A.

### 4.1.Визначення руйнівних частот обертання РК компресора ТКР-50 та ТКР-80 експериментальним шляхом

*Робочі колеса компресора ТКР-50* Для визначення руйнівної частоти коліс, випробування були проведені двох найбільш небезпечних випадків, які можуть виникнути при їх експлуатації і призвести до руйнування. Перший випадок – робота турбокомпресора №1 при закритій заслінці системи рециркуляції газів, що відпрацювали (РОГ). Другий випадок – робота турбокомпресора №2 у гірських умовах на висоті 1500 м. Розрідження повітря, що виникає в цьому випадку, імітувалося шляхом встановлення у вхідний канал додаткової заслінки.

Для відстеження частоти обертання ротора в турбокомпресор встановлювалися датчики виробництва Holset. Вони були підключені до осцил-

лографу, який вимірює частоту імпульсів, яка в подальшому

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

перераховувалася в частоту обертання ротора ТК. Частота імпульсів з датчиків на осцилограф записувалася засобами відео реєстрації.

Додатково фіксувалася температура повітря після компресора за допомогою встановлених в закомпресорний простір термопар, які з'єднані з блоком вимірювання напруги. Перепади напруги, надалі перетворювалися на температуру. Тиск у закомпресорному просторі вимірювався манометрами. Для відстеження витрати повітря стенд обладнаний витратомірами. Дане обладнання необхідне для відстеження наявності помпажу, який при появі надаватиме додатковий силовий вплив на РК та ротор в цілому. При такому режимі роботи частоти, що руйнують, матимуть занижені значення по відношенню до руйнівних частот нормального режиму експлуатації. Це може призвести згодом до помилки в оцінці похибки отриманих методик розрахунку.

Випробування ТК проводилися у складі 4-циліндрового, 4-тактного дизельного двигуна ЯМЗ-53423 №F0016665 (Євро 5) з рядним розташуванням циліндрів, рідинною системою охолодження та охолодженням повітря надувки в теплообміннику типу «повітря-повітря». Дані отримані для режиму роботи двигуна з ефективною потужністю 110 кВт та частотою обертання колінчастого валу 2600 хв-1.

Фотографія експериментальної установки визначення руйнівної частоти робочих коліс представлена на рис.4.1.

Випробування ТК при закритій заслінці системи РГГ, а також при імітації гірських умов успішно пройшли обидва турбокомпресори. При цьому жодних особливостей у роботі не виявлено. Випробування кожному з режимів проводилися з витримкою 10 хв. Частоти обертання ротора цих режимах, і навіть за нормальних умов представлені в табл.4.1.

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64



Рис.4.1 – Експериментальна установка для визначення частоти руйнування коліс.

Таблиця 4.1 – Частоти обертання залежно від режиму експлуатації.

Умови випробувань	Частота обертання ротора мін-1 (с-1)	
	ТК №1	ТК №2
Стандартні умови	186600 (3110)	183200 (3053)
Заслінка системи РІГ закрита	207500 (3458)	207500 (3458)
Імітація експлуатації у гірських умовах	207900 (3465)	207900 (3465)

Для визначення руйнівної частоти обертання імітувалося накладання один на одного вищеописаних режимів роботи - експлуатація ТК при закритій заслінці системи рециркуляції газів, що відпрацювали в гірських умовах.

У першому випадку при моделюванні експлуатації в гірських умовах та спробі додаткового закриття заслінки системи РІГ сталося руйнування ТК №1. При цьому руйнівна частота склала 219 400 хв-1 (3657 с-1). Цей досвід був повторений для ТК №2. У цьому випадку руйнівна частота обертання була 238 659 хв-1 (3978 с-1). У момент руйнування на осцилографі було зафіксовано стрибки значень частоти сигналів, які від датчика частоти обертання. Руйнування супроводжувалося стукотом та нестабільним режимом роботи двигуна.

Максимальна зафіксована температура повітря за компресором коливалася в межах 180-260 °С.

Видимо ушкодження обох ТК після руйнування мають однакові характерні риси. Відірвана задня кришка повітропроводу компресора рис.4.2, Робоче колесо компресора в результаті експерименту виявилось зруйновано, а його найбільші уламки застрягли в повітропроводі компресора (рис.4.3). Після вилучення уламків з повітропроводу встановлено, що у нього є значні задираки на внутрішній поверхні.



Рис.4.2 – Загальний вид місця руйнування ТКР-50.

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66



Рис.4.3 - Зруйнований повітропровід компресорної частини.

Серед осколків колеса (рис.4.4) два мають найбільший розмір, три мають середній розмір, всі, що залишилися, є металевою струшкою. Великі уламки на зовнішньому радіусі сплюснені і вигнуті в осьовому напрямку.



Рис.4.4 – Осколки робочого колеса компресора та кінцевик ротора.

При витяганні осколків з повітроводу також було виявлено обломлений кінцевик ротора, що має рівну поверхню зламу. Він має яскраво виражений вигин. Кріпильний елемент колеса зберігся.

За результатами демонтажу ротора (рис. 4.5) виявлено незначні подряпини на РК турбіни. Моноштулка підшипника має сколи, її робоча поверхня – гладка, яскраво виражені задираки відсутні. Посадкове місце

колеса компресора на вал обломлено.



Рис.4.5 – Демонтований фрагмент ротора та моновтулка підшипника.

*Робоче колесо компресора ТКР-80.* В даному випадку методика випробувань передбачає перевірку працездатності РК компресора при частоті обертання ротора 136 400 хв-1 (2273 с-1) протягом 10 хв. По ходу експерименту ця частота обертання збільшувалася на 2500 хв-1 (42 с-1) з витримкою на кожному кроці по 5 хв. Збільшення навантаження із заданим кроком тривало до моменту руйнування колеса.

Руйнування РК сталося при переході з частоти обертання 156300 хв-1 (2605 с-1) на частоту 158800 хв-1 (2647 с-1), руйнівна частота при цьому склала 157000 хв-1 (2617 с-1). У цей момент на осцилографі було зафіксовано стрибок у значеннях частоти сигналу, що надходить від датчика частоти обертання.

При руйнуванні равлика компресора разом із задньою стінкою відірвало від корпусу підшипників, як і у випадку з ТКР-50. Різьблення болтових з'єднань задньої кришки компресора призначених для кріплення до корпусу підшипників виявилися зрізані, а центральна частина задньої кришки розколота.

Фрагменти зруйнованого колеса щільно заклинилися всередині корпусу компресора (рис.4.6), де виявлено три великі фрагменти та безліч

дрібних осколків. Після їх вилучення встановлено, що корпус має глибокі подряпини та множинні задираки.



Рис.4.6 – Демонтована компресорна частина ТКР-80 з уламками колеса та кінцевиком ротора.

Ділянка валу, призначена для встановлення колеса компресора, зламана в двох місцях: в районі завязаного підшипника і на початку різьблення під гайку кріплення колеса. Відламаний кінцевик вигнутий.

Колесо турбіни з валом, що звільнилися від колеса компресора, вилетіли з турбокомпресора через вихідний отвір турбіни. При цьому лопатки колеса турбіни у вигляді застиглих бризок налипли на перегородку та стінки равлика корпусу.

Температура закомпресорного повітря під час випробувань коливалася у межах 243-320 °С.

					МРТАМ 23.18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

## 4.2.Визначення руйнівних частот обертання РК компресора ТКР-50 та ТКР-80 розрахунковим шляхом

Експериментальне визначення механічних властивостей матеріалу коліс компресора. Для побудови кривих деформування алюмінієвого сплаву ZL105A – матеріалу заготовок робочих коліс було проведено випробування для визначення його механічних властивостей. Для цього було обрано випадковим чином три заготівлі РК компресора. З перших двох заготовок вирізали по два зразки для випробувань, з третьої заготовки один. Розміри цих дослідних зразків відповідають ГОСТ 1497-84. Креслення дослідного зразка та схема вирізки із заготівлі колеса представлені на рис.4.7.

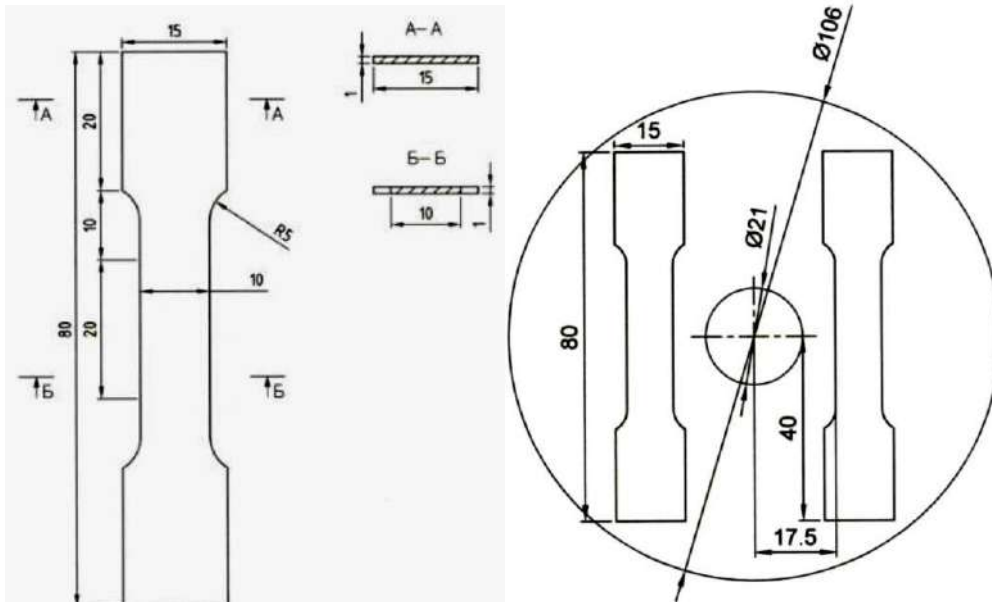


Рис.4.7 – Дослідний зразок для випробувань механічних властивостей матеріалу та схема вирізки його із заготівлі РК.

Експеримент проводився на випробувальній машині TiraTest 2300 (рис.4.8) з граничним зусиллям 10 тс. Величина зусилля визначалася за допомогою датчика зусиль з похибкою 0,5% від максимального зусилля. Переміщення визначалися за допомогою датчика траверси ходу. У процесі випробувань дані, які реєструвалися датчиками, записувалися на згадку

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

про комп'ютера як діаграми «сила – переміщення».

Результати експерименту представлені на рис.4.9-4.14 і в табл.4.



Рис.4.8 – Схема закріплення дослідного зразка у випробувальній машині.



Рис.4.9 – Фотографія дослідного зразка №3.1 (зразок, вирізаний із третьої заготовки РК) до та після руйнування.

Таблиця 4.2 – Механічні характеристики матеріалу ZL105A відповідно до випробувань.

№ дослідного зразка	Модуль пружності, ДПа	Межа плинності, МПа	Межа міцності, МПа	Залишкове подовження, %	Відносне звуження, %
1.1	64	251	320	2	2
1.2	66	250	355	3	2
2.1	76	262	320	0,5	2
2.2	71	272	350	4	1
3.1	63	279	290	3	2
Середнє значення	68	262,8	327	2,5	1,8

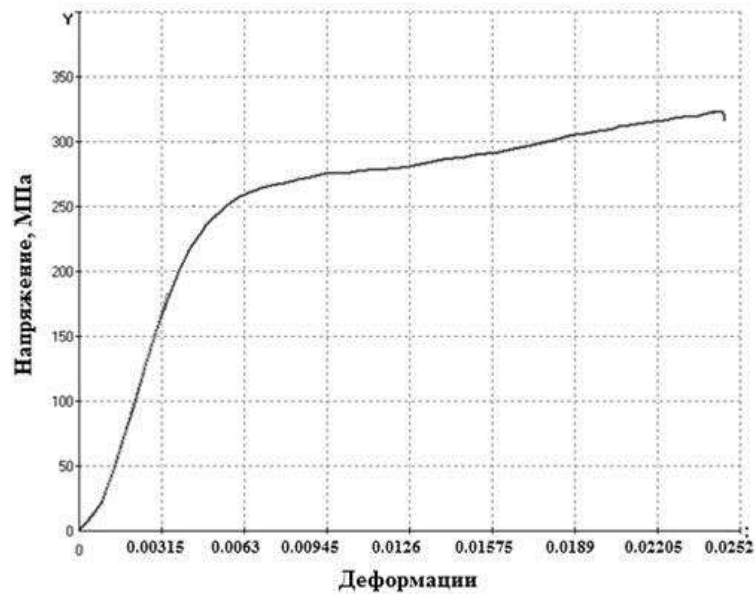


Рис.4.10 – Крива деформування зразка №1.1.

Табл. 4.3 – Усереднена залежність напруга – деформація матеріалу ZL105A при 20°C у табличному вигляді.

№ точки	Деформація	Напруга, МПа
1	0,00346	237
2	0,00785	277
3	0,01178	296
4	0,0157	308
5	0,01963	314
6	0,02355	316
7	0,02748	315
8	0,03141	303

*Розрахунок руйнівних частот обертання коліс компресора ТКР-50 та ТКР-80.* Визначення руйнівних частот відбувалося ітераційним шляхом у межах методу кінцевих елементів. В якості початкових значень для навантаження колеса приймалися експериментальні дані щодо частот, що руйнують. Надалі послідовно збільшувалося чи зменшувалося навантаження – частота обертання. Це вироблялося з метою доведення значень еквівалентної напруги в зоні отвору до межі міцності матеріалу 296 МПа (при температурі 90°C). При досягненні цього значення

фіксувалася частота, що руйнує. Напруженодеформовані стани РК компресора ТКР-50 і ТКР-80 при частотах, що руйнують, відповідно 3670 с<sup>-1</sup>, 2600 с<sup>-1</sup> представлені на рис. 4.15, 4.17. Для оцінки можливості контакту робочих коліс із корпусом компресора на рис. 4.16, 4.18 наведено значення радіальних та осьових переміщень.

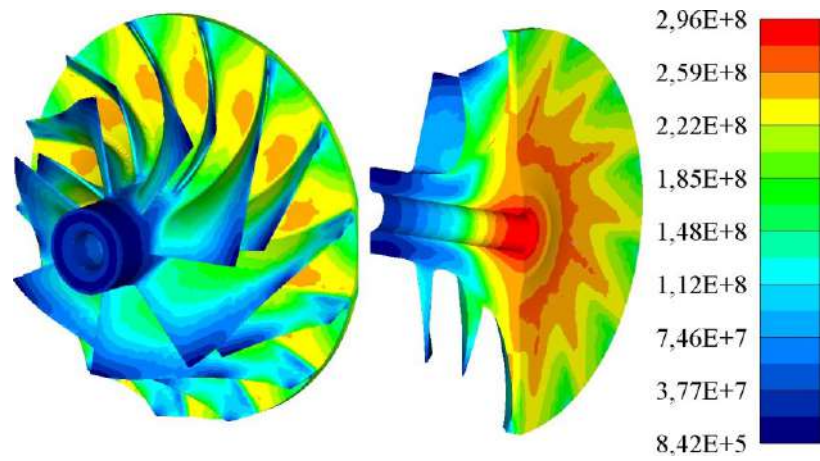


Рис.4.11 – Еквівалентна напруга [Па] при руйнуючій частоті обертання 3670 с<sup>-1</sup> (220200 хв<sup>-1</sup>).

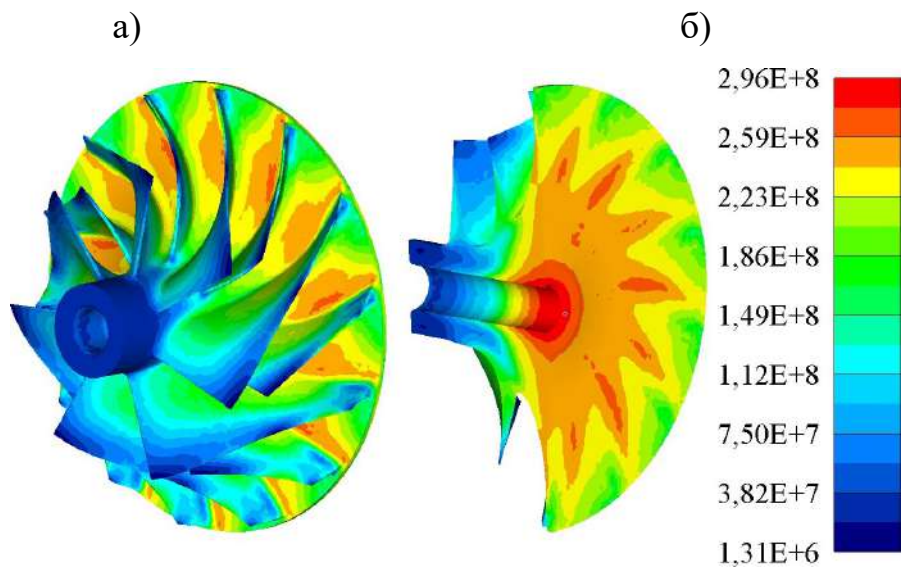


Рис.4.12 – Еквівалентна напруга [Па] при руйнуючій частоті обертання 2600 с<sup>-1</sup> (156000 хв<sup>-1</sup>).

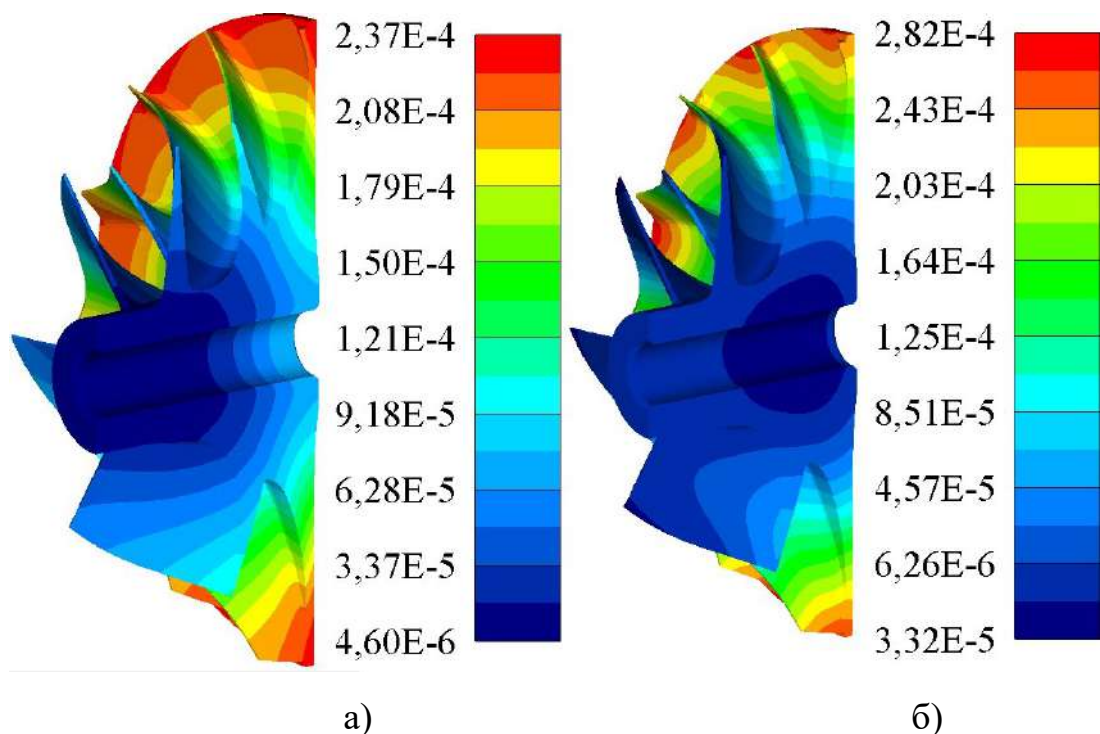


Рис.4.13 – Радіальні (а) та осьові (б) переміщення [м] при руйнівній частоті обертання 2600 с<sup>-1</sup> (156000 хв<sup>-1</sup>).

#### 4.3.Оцінка похибки та порівняльний аналіз результатів визначення руйнівних частот робочих коліс компресора експериментальним та розрахунковим способами

Результати порівняльного аналізу експериментальних та розрахункових даних представлені в табл.4.4. При визначенні відносної похибки як точні результати прийняті дані, отримані в ході експерименту.

Табл. 4.4 – Результати порівняльного аналізу експериментальних та розрахункових значень.

Діаметр робочих коліс компресора, мм	Частота, що руйнує, визначена в ході експерименту Нр.екс., хв-1 (с-1)	Частота, що руйнує, визначена в ході розрахунку Нр.р., мін-1 (с-1)	Відносна похибка результатів εN, %
50	229030 (3817)	220200 (3670)	4
80	157000 (2616)	156000 (2600)	0,7

Значення руйнівних частот, знайдені розрахунковим шляхом, добре

узгоджуються з експериментально певними значеннями. Зважаючи на те, що точні значення знайдені експериментальним способом, можна стверджувати, що відносна похибка отриманих значень чисельним способом з урахуванням припущень, прийнятих у розділі 2, для РК компресора ТКР-50 становитиме 4%, а для РК компресора ТКР-80 буде 0, 7%.

Розподіли осьових та радіальних переміщень (рис.4.16-4.18) в РК вказують на те, що при руйнівній частоті обертання зберігатимуться зазори між колесом і корпусом компресора. Номінальні зазори тут у ТКР-50 і ТКР-80 становлять 0,35-0,4 мм, 0,4-0,45 мм. Отже при руйнівній частоті рахунок деформацій колеса у разі ТКР50 вибереться близько 50% від початкового зазору, а ТКР-80 близько 70%. Ці зазори також будуть вибиратися рахунок зменшення товщини масляної плівки в підшипниках і пружних деформацій валу ротора. Однак ці фактори в процесі експлуатації викликають значно менші переміщення РК, ніж ті, що пов'язані з високою частотою або тепловим впливом.

Напружено-деформований стан РК, визначений МКЕ, добре узгоджується з особливостями руйнування елементів ТК в ході експерименту. При навантаженні відцентрової силою РК згинається в осьовому напрямку у бік кінцевика ротора (рис.4.18), накопичуючи потенційну енергію деформації. При руйнуванні колеса вона перетворюється на кінетичну енергію руху осколків в осьовому напрямі. Удар осколків об корпус компресора призводить до його внутрішніх пошкоджень (драпин, задирів і т.д.). Передане на корпус зусилля викликає відрив задньої кришки. Осколки при цьому сплющуються від удару і вигинаються у зворотний бік щодо руху.

Найбільш характерною рисою на рис.4.17 є максимальна напруга, яка зосереджена в області отвору у задній стінці колеса. З іншого боку, в результаті експерименту зафіксовано, що межа руйнування колеса на

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

уламки проходить саме в цій зоні рис.4.6, що також вказує на коректність результатів.

#### **4.4.Визначення руйнівних частот обертання підшипникового вузла ТКР-80 експериментальним шляхом**

В даному випадку для запобігання розриву робочого колеса компресора і виходу з ладу всього ТК, робоче колесо було попередньо обточене із зовнішнього діаметра 77 мм до діаметра 52 мм. Цей захід забезпечує ослаблення відцентрових сил, що діють на зону отвору, і як наслідок, зменшує напруги, що виникають у цій галузі, перешкоджаючи руйнуванню колеса. Методика випробувань передбачає перевірку працездатності РК турбіни при частоті обертання ротора 156300 хв-1 протягом 5 хв. Вибір даної частоти обумовлений результатами попередніх дослідів, розглянутих раніше (див. п.4.2.1). По ходу експерименту початкова частота обертання крок за кроком збільшувалася на 2500 хв-1 (42 с-1) з витримкою на кожному кроці по 5 хв. Збільшення навантаження із заданим кроком тривало до моменту руйнування колеса.

Руйнування сталося при досягненні ротором частоти обертання 176 200 хв-1 (2937 с-1). У цей момент на осцилографі було зафіксовано стрибок частоти сигналу, що надходить від датчика частоти обертання. Після демонтажу равликів встановлено, що руйнування робочих коліс не відбулося, проте зовнішні обводи обох їх зношені внаслідок тертя про корпус (рис. 4.19). На самих равликах були задираки та множинні подряпини, отримані в результаті контакту з колесами. Вал ротора з боку компресора зламаний у місці зміни розміру діаметра з 8 мм на 11,5 мм. Турбінна втулка розкотена і розколота на кілька частин, опора втулки турбінної в корпусі відламана. При цьому компресорна втулка тільки виявилася заклиненою у від-

версії корпусу підшипників. Упорний підшипник деформований та зношений на 0,5 мм з боку компресора.

					МРТАМ 23.18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76



Рис. 4.14 – Турбокомпресор ТКР-80 після випробувань із демонтованими повітроводами.

#### **4.5.Визначення руйнівних частот обертання підшипника турбокомпресора ТКР-80 розрахунковим шляхом**

Визначення руйнівних частот розрахунковим способом виконано ітераційним шляхом. В якості початкових значень для навантаження ротора приймалися експериментальні дані щодо частоти, що руйнує. Надалі значення частоти обертання ротора або послідовно збільшувалося, або зменшувалося. Це було необхідно для відшукування тієї частоти, коли він спостерігається різке зростання значень сил реакцій в масляному шарі.

Вихідні дані визначення параметрів навантаженості підшипників робочих коліс турбокомпресора представлені на рис. 4.20 та в табл. 4.5 а результати обчислень представлені в табл. 4.6. Додатково у табл.4.6 виведено частоту прецесії цапф підшипників, що також необхідно для верифікації методики, використаної в даній роботі. Вона виконувалася шляхом порівняння отриманих розрахункових даних з відомими експериментальними результатами.

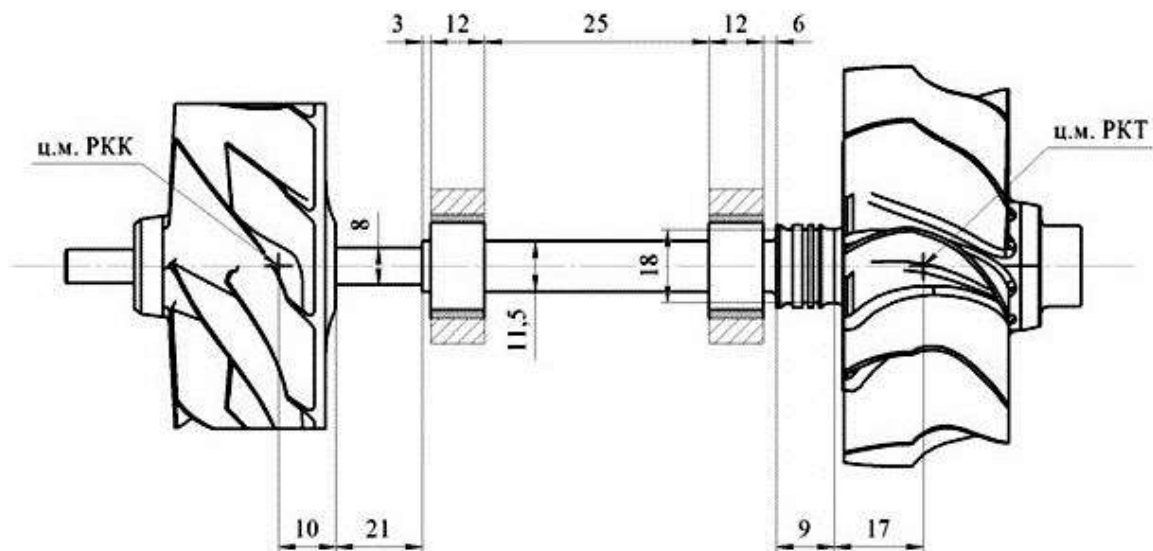


Рис.4.20 – Ротор турбокомпресора ТКР-80 з обточеним робочим колесом

Табл. 4.5 – Вихідні дані визначення навантаженості підшипників.

Найменування величини	Значення		
Маса РК компресора з алюмінієвого сплаву $m_{1A}$ , г	58		
Моменти інерції РК компресора з алюмінієвого сплаву $I_{x1A}$ , $I_{y1A}$ , $I_{z1A}$ , кг · мм <sup>2</sup>	10,6	10,6	12,8
Маса РК турбіни з нікелевого сплаву $m_{2N}$ , г	284		
Моменти інерції РК турбіни з нікелевого сплаву $I_{x2N}$ , $I_{y2N}$ , $I_{z2N}$ , кг · мм <sup>2</sup>	62,2	62,2	64,2
Маса валу ротора, г	77		
Маса плаваючої втулки підшипника $m_{втк}$ , г	14		
Моменти інерції плаваючої втулки підшипника $I_{втк}$ , кг · мм <sup>2</sup>	0,81		
Внутрішній радіальний зазор підшипника С1, мкм	19,5		

Згідно з проведеними розрахунками руйнівна розрахункова частота була досягнута шляхом зменшення початкової частоти і склала 2070 с-1 (124200 хв-1). В околиці цієї частоти відбувається різке зростання значень реакцій масляного шару, і навіть повністю вибираються зазори в підшипниках (див. табл.4.6).

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Табл. 4.6 – Результати розрахунків параметрів навантаженості підшипників, отриманих при експериментальній та розрахунковій частотах обертання, що руйнують.

Розрахункові параметри	Компресорний підшипник		Турбінний підшипник	
	Частота обертання, с-1 (хв-1)			
	2937 (176200)	2070 (124200)	2937 (176200)	2070 (124200)
Реакція олійного шару $R_k^{(2)}$ , Н	18510	6529	38020	12730
Момент тертя масляного шару $T_k^{(2)}$ , Н · м	6632	5254	20340	11530
Відносний внутрішній зазор $\chi_{k1}$	0,826	0,818	0,830	0,827
Відносний зовнішній проміжок $\chi_{k2}$	0,615	0,618	0,614	0,615
Частота прецесії (шипів) $\Omega_2$ , з 1	0,21	0,20	0,21	0,20

Таблиця 4.8 – Порівняльний аналіз результатів розрахунку руйнівної частоти підшипникового вузла.

Найменування величини	Значення
Частота обертання ротора, що руйнує, отримана розрахунковим шляхом $\omega_{р.р}$ , с-1 (мін-1)	2937 (176200)
Частота обертання ротора, що руйнує, отримана досвідченим шляхом $\omega_{р.екс}$ , с-1 (мін-1)	2070 (124200)
Відносна похибка обчислень руйнівної частоти обертання $\varepsilon\omega$ , %	30
Відносна частота прецесії (шипів), отримана розрахунковим шляхом $\Omega_{р.р} / \omega_1$	0,18
Відносна частота прецесії ротора, згідно з відомими експериментальними даними $\Omega_{р.екс} / \omega_1$	0,25
Відносна похибка обчислень частоти прецесії (Коліса турбіни) $\varepsilon\Omega$ , %	28

Відповідно до проведених розрахунків відносна похибка визначення

руйнівної частоти обертання підшипника між значеннями становила 30%. Це свідчить про те, що результати експериментального та розрахункового дослідження узгоджуються задовільно. Проведені розрахунки вказують також на те, що турбінний підшипник є значно навантаженішим, що теж було зафіксовано результатами експерименту. У ході випробувань він виявився практично повністю зруйнованим, тоді як втулка в компресорній частині лише деформована.

Результати розрахунку частоти прецесії задовільно співвідносяться з відомими результатами, отриманими в ході досліджень у галузі динаміки роторів з плаваючими втулками [6]. Відносна похибка розрахунків становить 28%.

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

## ВИСНОВКИ

1. На основі розрахунково-аналітичного дослідження вироблено критерії вибору нових перспективних композиційних матеріалів для робочих коліс турбокомпресорів з урахуванням умов їх ефективної експлуатації у складі системи наддуву ДВЗ.

2. З використанням сучасних засобів математичного моделювання розроблено методики пошуку оптимізованих зміцнювальних структур армування та визначення напружено-деформованого стану робочих коліс турбокомпресора з квазіізотропних та анізотропних матеріалів. двигунів.

3. Розроблено методику дослідної апробації основних положень, отриманих у ході теоретичних досліджень з використанням випробувального стенду.

4. За результатами порівняльного аналізу експлуатаційних характеристик ДВЗ з турбокомпресорами з елементами, виконаними з традиційних та композиційних матеріалів, дано оцінку їх впливу на показники перехідного процесу ДВЗ.

5. У ході дослідження розроблено практичні рекомендації щодо перспективного створення високоефективних агрегатів наддуву ДВЗ.

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Shimizu T., Takama K.-I., Enokishima H. Silicon Nitride Turbocharger Rotor для High Perfomance Automotive Engines // SAE. Techn. pap. ser.. 1990. №900656. P.163-175.
2. Вируб Д.М., Іващенко Н.А. та ін. Двигуни внутрішнього згоряння. За ред. О.С.Орліна та К.Г. Круглова. Системи двигунів внутрішнього згоряння Навчальний посібник. Вид. 4-те. К.: Машинобудування 1983. 372 с.
3. Мацевитий Ю.К. Моделювання теплового стану елементів турбомашин. Київ: Наукова думка, 1979. 255 с.
4. Нетрусов О.М., Фомін В.К. Композиційні матеріали для робочих коліс турбокомпресора // Трактори та сільськогосподарські машини. 2017. №8. С.28-36.
5. Любін Дж. Довідник з композиційних матеріалів: У 2-х кн. Кн. 1/Пер. з англ. А.Б. Геллера, К.К. Гельмонт; за ред. Б.Е. Гелл ра. К.: Машинобудування, 1988. 448 с.
6. Метьюз Ф., Ролінгс Р. Композитні матеріали. Механіка та технологія. К.: Техносфера, 2004. 408 с.
7. Арзамас Б.Н., Брострем В.А., Буше Н.А. та ін. Конструкційні матеріали: Довідник. К.: Машинобудування, 1990. 688 с.
8. Карпінос Д.К. Композиційні матеріали. Довідник Київ: Наукова думка, 1985. 593 с.
9. Stenzenberger HD, Herzog M., Romer P. Bismaleinimide resin: past, present, future. 34-й Int. SAMPE Symposium, 1989. P. 1877.
10. Властивості полімеру Victrex. Посібник. Хофхайм: Victrex Euro, 2013. 26 р.
11. Hommes DJ, Williams CE Composite centrifugal compressor wheel.

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

- United States Patent № US 8,794,914. Date of patent 5.08.2014.8 p.
- 12.Pankratz AW, Matysek BJ, Mendelson RA Composite compressor wheel for turbochargers. United States Patent № US 4,850,802. Date of patent 25.07.1989. 8 p.
- 13.La Brouche J.-P. та ін. High speed composite turbine wheel. United States Patent № US 5,222,866. Date of patent 29.06.1993. 3 p.
- 14.Broquere B. та ін. Process for manufacturing turbine or compressor wheel made of composite material and wheel thus obtained. United States Patent № US 4,751,123. Date of patent 14.06.1988. 4 p.
15. Shultz FE Orthogonally woven reinforcing structure. United States Patent № US 3,993,817. Date of patent 23.11.1976.10 p.
- 16.Muller N. Woven turbomachine impeller. United States Patent № US 2007/0297905 A1. Date of patent 27.12.2007. 15 p.
- 17.Rourk GW Composite turbine wheel. United States Patent № US 4,465,434. Date of patent 14.08.1984.4 p.
- 18.Біргер І.А., Мавлютов Р.Р. Опір матеріалів. К.: Наука, 1986, 560 с.
- 19.Тимошенко С.П., Гуд'єр Дж. Теорія пружності: Пер: з англ. К.: Наука, 1979. 560 с.
- 20.Тимошенко С.П., Gere Дж. Механіка матеріалів. Підручник для вишів. 2-ге вид., стер. СПб.: Лань, 2003. 672 с.
- 21.Теребушко О.І. Основи теорії пружності та пластичності. К.: Наука. 1984. 320 с.
- 22.Зенкевич О. Метод кінцевих елементів у техніці. К.: Мир, 1975. 541 з.
- 23.Зенкевич О., Морган К. Кінцеві елементи та апроксимація: Пер. з англ. К.: Мир, 1986. 318 з.
- 24.Норрі Д., де Фріз Ж. Введення в метод кінцевих елементів: Пров. з англ. К.: Мир, 1981. 304 з.

					МРТАМ 23. 18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

- 25.Сахаров А.С., Кислоокій В.М., Киричевський В.В. Метод кінцевих елементів у механіці твердих тіл. Київ: Вища шк., 1982. 80 с.
- 26.Сегерлінд Л. Застосування методу кінцевих елементів: Пров. з англ. К.: Світ, 1979. 392 с.
- 27.Ричков С.П. Моделювання конструкцій у середовищі Femap with NX Nastran. К.: 2013. 784 с.
- 28.М. Christensen. Mechanics of composite materials. Lawrence Livermore Laboratory, University of California, Livermore. Видавництво М: Світ 1982. 336 с.
- 29.Міцність, стійкість, коливання. Довідник у трьох томах. Т.1. / За ред. І.А. Біргера та А.Г. Панівка. К.: Машинобудування, 1968. 832 с.
- 30.Дем'янушко І.В., Біргер І.А. Розрахунок на міцність дисків, що обертаються. К.: Машинобудування, 1978. 274 с.
- 31.Біргер І.А., Шор Б.Ф., Іолісевич Г.Б. Розрахунок на міцність деталей машин: довідник. К.: Машинобудування, 1993. 640 с.
- 32.Амосов А.А., Дубінський Ю.А., Копченова Н.В. Обчислювальні методи інженерів. К.: Вища школа, 1993. 544 с.
- 33.Нетрусов О.М., Фомін В.К. Оптимізація армуючого шару компресорного колеса з композиційного матеріалу турбокомпресора дизеля//Трактори та сільськогосподарські машини. 2018. №2. С. 47-53.
- 34.Генка. Динамічно навантажені радіальні підшипники ковзання. Розрахунок методом кінцевих елементів / Генка // Тр. Америк. о-ви інженерів механіків. Проблеми тертя та змащення. 1984. №4. С. 10-21.
- 35.Генка. Аналітичні апроксимації параметрів розв'язання задачі про динамічно навантажений радіальний підшипник ковзання / Генка // Тр. Америк. о-ви інженерів механіків. Проблеми тертя та змащення. 1984. №4. С. 1-9.

					МРТАМ 23.18102.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84