

**М. М. ТКАЧУК, С. В. ВЕЙЛЕР, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. В. ПРОКОПЕНКО, М. А. ТКАЧУК,
О. Ю. ШУТЬ, А. І. ЛІПЕЙКО, Є. М. ОВЧАРОВ, О. М. МАРУСЕНКО**

МІЦНІСТЬ ТА СТІЙКІСТЬ РУХУ РОТОРНИХ СИСТЕМ НАГНІТАЧА ПОВІТРЯ ТАНКОВОГО ДВИГУНА

У роботі досліджено процеси і стани, що виникають у робочому колесі нагнітача повітря танкового двигуна. Вивчається вплив натягу у сполученні робочого колеса із валом та межі плинності його матеріалу на напружено-деформований стан і критичні швидкості руху. Із цією метою побудовані відповідні математичні та чисельні моделі. Розроблено також параметричні моделі досліджуваних процесів і станів. Введено до розгляду низку варійованих параметрів. Це дає можливість досліджувати вплив цих параметрів на працездатність та міцність роторної частини нагнітача повітря. На цій основі може бути побудована спеціалізована база даних із результатами досліджень. Аналіз цих результатів є основою для встановлення певних закономірностей, а також для обґрунтування прогресивних технічних рішень роторних частин нагнітачів повітря танкових двигунів за критеріями міцності та працездатності. Робоче колесо нагнітача повітря танкового двигуна лімітує його міцність та довговічність. Як визначено у ході досліджень, пряме підвищення механічних властивостей матеріалу алюмінієвого сплаву, із якого воно виготовляється, не є продуктивним. Серед значущих чинників необхідно враховувати діючі навантаження від відцентрованих сил та натягу у sprzęженні «вал – робоче колесо», причому у їх поєднанні. Також важливим є урахування пружно-пластичного деформування матеріалу робочого колеса. Рекомендованими є не окремі заходи та рішення стосовно роторних частин нагнітача повітря, а їх поєднання задля цілеспрямованого поліпшення характеристик міцності та довговічності.

Ключові слова: нагнітач повітря; танковий двигун; робоче колесо; напружено-деформований стан; контактна взаємодія; варійований параметр

**M. M. TKACHUK, S. VEILER, A. GRABOVSKIY, M. PROKOPENKO, M. A. TKACHUK,
O. SHUT, A. LIPEIKO, E. OVCHAROV, O. MARUSENKO**

STRENGTH AND STABILITY OF MOVEMENT OF ROTOR SYSTEMS OF TANK ENGINE AIR SUPERCHARGER

The work researches the processes and states that occur in the impeller of the air supercharger of tank engine. The influence of the tension in the connection of the impeller with the shaft and the yield strength of its material on the stress-strain state and critical speeds of movement is studied. For this purpose, appropriate mathematical and numerical models were built. Parametric models of the studied processes and states have also been developed. A number of varied parameters are considered. This makes it possible to study the influence of these parameters on the performance and strength of the rotor part of the air compressor. On this basis, a specialized database with research results can be built. The analysis of these results is the basis for establishing certain regularities, as well as for substantiating progressive technical solutions of the rotor parts of the air blowers of tank engines according to the criteria of strength and performance. The impeller of the air compressor of the tank engine limits its strength and durability. As determined in the course of research, a direct increase in the mechanical properties of the aluminum alloy material from which it is made is not productive. Among the significant factors, it is necessary to take into account the acting loads from centrifugal forces and tension in the coupling "shaft - impeller", and in their combination. It is also important to take into account the elastic-plastic deformation of the material of the impeller. Recommended are not separate measures and solutions regarding the rotary parts of the air compressor, but their combination for the purposeful improvement of the characteristics of strength and durability.

Keywords: air supercharger; tank engine; working wheel; stressed-strain state; contact interaction; variable parameter

Вступ. Сучасні вітчизняні танкові двигуни мають унікальні характеристики. Подальше підвищення їх потужності призводить до необхідності поліпшення технічних рішень усіх елементів, систем і агрегатів. Зокрема, це стосується нагнітачів повітря цих двигунів. Одним із важливих чинників при цьому є міцність, жорсткість та стійкість руху роторних частин їхніх нагнітачів повітря. Ця стаття присвячена дослідженню цих аспектів на розвиток робіт [1–5].

Аналіз конструкцій та методів досліджень роторних систем нагнітачів повітря двигунів внутрішнього згорання. Дослідження роторних систем (РС) передбачає в себе використання різних методів для вивчення їхньої динаміки, структури, функціонування та властивостей. Ось деякі з основних методів дослідження роторних систем [6, 7].

1. Аналітичні методи, які включають в себе математичне аналізування процесів та явищ, такі як теорія рівнянь руху для опису руху роторних систем, методи аналізу структури, наприклад, теорія лінійних і нелінійних диференціальних рівнянь, теорія контрольованого хаосу тощо. Аналітичні методи дослідження роторних систем включають в себе застосування математичних моделей та теорій для аналізу їх динаміки, структури та властивостей. Ось деякі з основних аналітичних методів [8–13]:

- **теорія рівнянь руху.** Використовує матема-

тичні моделі для опису руху роторних систем. Включає в себе рівняння руху для кожного елемента роторної системи, які можуть бути лінійними або нелінійними;

- **теорія лінійних і нелінійних диференціальних рівнянь.** Розглядаються роторні системи через розв'язання диференціальних рівнянь, які можуть бути лінійними або нелінійними залежно від системи. Ці методи дають можливість аналізувати стабільність руху, розраховувати періоди та амплітуди коливань;

- **теорія контрольованого хаосу.** Використовуються методи з теорії хаосу для аналізу нелінійної динаміки роторних систем та їх керованого стану;

- **теорія резонансів.** Досліджується можливість резонансів у роторних системах, що можуть призводити до небажаних ефектів, таких як висока амплітуда коливань або руйнівний рух системи;

- **теорія стійкості руху.** Аналізується стійкість руху роторних систем, визначаються умови, за яких система залишається стійкою або нестійкою.

Такі аналітичні методи дають можливість здійснювати теоретичний аналіз роторних систем, визначати їхні властивості та прогнозувати їхню динаміку безпосередньо на основі математичних моделей.

- 2. Експериментальні методи.** Включають в

себе вимірювання властивостей роторних систем у реальних умовах, таких як вимірювання обертової швидкості, зміщення, вібрації, температури тощо. Ці вимірювання можуть проводитися за допомогою датчиків, засобів візуалізації, віброаналізаторів тощо. Експериментальні методи дослідження роторних систем включають в себе вимірювання та спостереження реальних параметрів та властивостей системи під час її функціонування. Ось деякі з основних експериментальних методів:

- *вимірювання вібрацій*. Вимірювання вібрацій дають можливість визначити амплітуду, частоту та форму коливань роторної системи. Це допомагає виявити можливі проблеми з балансуванням, відсутністю жорсткості або недоліками в підшипниках;
- *вимірювання обертової швидкості*. Визначення обертової швидкості ротора дає можливість оцінити робочий режим системи та визначити можливі проблеми, такі як резонансні явища або деформація;
- *температурні вимірювання*. Вимірювання температури дають можливість виявити можливі джерела термічних проблем, таких як тертя, недоліки в системі змащення, або перегрів деяких елементів;
- *візуальна інспекція*. Спостереження за зовнішнім станом роторної системи дає можливість виявити механічні пошкодження, зношені частини або недоліки у конструкції;
- *моніторинг масла та змащення*. Аналіз змащувального середовища дозволяє виявити забруднення, зношування або витіки, що можуть вказувати на проблеми з підшипниками або іншими елементами системи;
- *акустична діагностика*. Вимірювання звукових характеристик дає можливість виявити аномальні звуки, які можуть бути пов'язані з проблемами в роторній системі.

Експериментальні методи надають можливість отримати об'єктивну інформацію про реальне функціонування роторної системи та виявити будь-які проблеми або недоліки, які можуть потребувати уваги та виправлення.

3. Чисельні методи. Використовуються для моделювання роторних систем на комп'ютері. Це – метод скінченних елементів, метод скінченних різниць (FDM), метод скінченних об'ємів та інші чисельні методи для аналізу роторних систем у різних умовах із змінними параметрами. Чисельні методи дослідження роторних систем зазвичай використовуються для моделювання їх динаміки, прогнозування різних режимів роботи та визначення впливу різних параметрів на їхню ефективність та стійкість. Ось деякі з основних чисельних методів [14–20]:

- *метод скінченних елементів*. Використовується для моделювання поведінки роторної системи, враховуючи її геометрію, матеріали, навантаження та умови кріплення. Модель розділяється на скінченну кількість елементів, розв'язуючи рівняння руху для кожного елемента із заданими умовами;
- *метод скінченних різниць*. Цей метод розділяє диференціальні рівняння, що описують рух роторної системи, на скінченну сітку точок, де рівняння руху наближено розв'язуються чисельно;

- *метод скінченних об'ємів*. Використовується для чисельного розв'язування диференціальних рівнянь, що описують рух роторної системи, шляхом поділу простору на об'єми, де рівняння руху обчислюється для кожного об'єму;

- *методи ейлерівських і лагранжєвих координат*. Ці методи базуються на математичних принципах руху тіла в просторі. Вони можуть використовуватися для побудови моделей руху роторної системи та аналізу її динаміки;

- *методи кінетичної та енергетичної аналітики*. Вони використовуються для аналізу енергії та кінетичної поведінки роторної системи під різними умовами та навантаженнями;

- *методи кінематичного моделювання*. Вони дають можливість визначити рух роторної системи та її елементів без урахування сил, що діють на систему.

Чисельні методи дають можливість проводити докладний аналіз роторних систем, враховуючи різноманітні фактори та умови, що впливають на їх функціонування. Вони забезпечують можливість прогнозувати реакцію системи на різні впливи та оптимізувати її проєктні параметри.

4. Аналіз вібрацій. Вібраційний аналіз використовується для вивчення динаміки руху роторних систем, включаючи резонанси, нелінійні ефекти, амплітуди коливань тощо. Включає аналіз спектрів вібрацій, оцінку рівня вібрацій, визначення частоти та амплітуди коливань. Аналіз вібрацій є одним із ключових методів дослідження роторних систем, оскільки вібрації можуть вказувати на різні проблеми та динамічні характеристики системи. Ось деякі аспекти, які варто враховувати при аналізі вібрацій роторних систем [20–23]:

- *спектр вібрацій*. Аналіз спектра вібрацій дає можливість визначити частоти, на яких відбуваються основні коливання системи. Це може допомогти виявити причини вібрацій та їхнє джерело, такі як нерівномірність обертання ротора, незбалансованість, деформації тощо;

- *амплітуда вібрацій*. Вимірювання амплітуди вібрацій дає можливість визначити масштаб інтенсивності коливань системи. Великі амплітуди можуть свідчити про серйозні проблеми, такі як нерівномірність в роторі або нестійкість роботи підшипників;

- *форма коливань*. Аналіз форми вібрацій може надати інформацію про характер коливань, наприклад, чи є вони лінійними або нелінійними, стаціонарними або нестаціонарними;

- *фазовий аналіз*. Визначення фазових зміщень між різними елементами роторної системи допомагає розуміти взаємодію між ними та виявляти можливі проблеми з рівномірністю руху;

- *залежність від частоти*. Дослідження залежності вібрацій від частоти може розкрити резонансні явища, які можуть бути причиною великих амплітуд вібрацій у певних діапазонах частот;

- *діагностика стану*. Аналіз вібрацій може бути використаний для діагностики стану роторної системи, виявлення проблем та визначення їх джерел, таких як дефекти підшипників, деформації ро-

тора, недоліки в балансуванні тощо.

Аналіз вібрацій дає можливість виявити різноманітні проблеми та характеристики роторних систем, що є критичним для їхнього надійного та ефективного функціонування.

5. Техніки діагностики стану. Використовуються для виявлення можливих проблем або пошкоджень у роторних системах шляхом аналізу вібрацій, акустичної діагностики, термографії, моніторингу масла та інші техніки. Техніки діагностики стану відіграють важливу роль у виявленні потенційних проблем та попередженні аварій в роторних системах. Ось деякі з основних технік, які використовуються для досліджень роторних систем:

- **аналіз вібрацій.** Вимірювання вібрацій дозволяє виявляти асиметрію в роторі, незбалансованість, деформації, знос підшипників та інші проблеми. Ця техніка може використовуватися для визначення частоти вібрацій, амплітуди коливань та їхньої форми;

- **термографія.** Вимірювання температури на поверхні роторів та їхніх компонентів може виявити потенційні проблеми, такі як тертя, неправильне змащення, надмірне нагрівання тощо;

- **моніторинг масла та змащення.** Аналіз масла та змащення може виявити забруднення, присутність металевих частинок, окислення масла та інші ознаки проблем з підшипниками та іншими компонентами системи;

- **акустична діагностика.** Вимірювання акустичних сигналів може допомогти виявити ненормальні звуки, які можуть бути пов'язані з механічними пошкодженнями або неправильним функціонуванням;

- **швидкісний аналіз (спектральний аналіз).** Дослідження змін швидкості може допомогти виявити асиметрію в русі, резонанси, нерівномірність обертання та інші проблеми;

- **візуальна інспекція.** Регулярна візуальна інспекція роторів та їхніх компонентів може допомогти виявити видимі ознаки зносу, пошкоджень або деформацій.

Комбінація цих технік дає можливість надати комплексний аналіз стану роторної системи та виявити проблеми на ранніх стадіях, щоби уникнути серйозних аварій та зниження продуктивності системи.

6. Методи моделювання та симуляції. Використовуються для розробки математичних моделей роторних систем та їх симуляції для прогнозування поведінки системи в різних умовах та при різних навантаженнях. Ці методи можуть використовуватися окремо або у поєднанні один з одним для отримання повнішого розуміння роторних систем та їх функціонування. Методи моделювання та симуляції є важливими для досліджень роторних систем, оскільки вони дають можливість аналізувати поведінку системи у різних умовах та відтворювати складні динамічні процеси. Деякі з основних методів моделювання та симуляції для досліджень роторних систем:

- **моделювання першими принципами.** Цей метод передбачає побудову математичних моделей роторної системи на основі фізичних принципів, таких як закони збереження маси, моменту імпульсу і енергії. Ці моделі можуть бути досить складними і

включати в себе різні параметри, такі як геометрія системи, властивості матеріалів, умови навантаження тощо;

- **моделювання на основі скінченних елементів.** Цей метод використовується для чисельного моделювання механічної поведінки роторної системи, розділяючи її на скінченну кількість елементів. Це дає можливість аналізувати напруження, деформації та динаміку системи за різними умовами;

- **мультифізичне моделювання.** Цей підхід поєднує моделі різних фізичних процесів, таких як механіка, термодинаміка та гідродинаміка, для повного опису системи. Наприклад, врахування впливу термічних ефектів на механічні характеристики роторної системи;

- **моделювання з використанням програмних засобів віртуальної реальності (VR).** Використовуються для створення інтерактивних віртуальних моделей роторних систем, які дають можливість дослідникам взаємодіяти з системою в реальному часі і відтворювати різні сценарії роботи;

- **моделювання з використанням програмного забезпечення для штучного інтелекту (AI).** Використовується для автоматизації процесу аналізу даних та виявлення складних взаємозв'язків у динаміці роторних систем;

- **симуляція реального середовища (Real-time simulation).** Цей підхід дає можливість виконувати симуляції роботи роторної системи в реальному часі, щоби дослідити її поведінку в реальних умовах експлуатації.

Ці методи дають можливість аналізувати та вивчати різноманітні аспекти роботи роторних систем, що сприяє їхньому подальшому вдосконаленню та оптимізації.

Аналіз конструкцій роторних систем нагнітачів повітря включає в себе ретельне вивчення їхньої геометрії, матеріалів, механічних характеристик та функціональних особливостей. Ось деякі аспекти, які слід враховувати при аналізі конструкцій роторних систем нагнітачів повітря [9, 11, 18].

1. **Геометрія ротора.** Важливо дослідити форму та розміри ротора, включаючи довжину, діаметр, кут нахилу лопатей тощо. Це впливає на ефективність та продуктивність нагнітача, а також на рівень вібрацій та зношування.

2. **Матеріали конструкції.** Аналіз матеріалів, з яких виготовлені ротор та його компоненти, є важливим для визначення міцності, тривкості та стійкості до корозії та зношування.

3. **Профілі лопатей.** Вивчення профілів лопатей ротора допомагає оптимізувати їхню форму та кут нахилу для досягнення найкращої ефективності нагнітача.

4. **Механічні властивості.** Оцінка механічних властивостей ротора та його компонентів, таких як міцність, жорсткість, допустимі напруження, є важливою для забезпечення безпеки та надійності роботи нагнітача.

5. **Динаміка ротора.** Аналіз динамічних характеристик ротора, таких як резонансні частоти, амплітуди коливань та стійкість роботи на високих швид-

костях, допомагає уникнути вібрацій та падінь продуктивності.

6. Термічна стійкість. Врахування теплових навантажень та оцінка термічної стійкості ротора дає можливість запобігти перегріву та деформації внаслідок високих температур.

7. Гідродинамічні характеристики. Аналіз гідродинамічних властивостей ротора та лопатей дозволяє оптимізувати їхню форму для максимальної ефективності та мінімізації гідродинамічних опорів.

Ці аспекти важливо враховувати при аналізі конструкцій роторних систем нагнітачів повітря для забезпечення їхньої оптимальної ефективності, надійності та безпеки експлуатації.

Роторні системи нагнітачів повітря можуть мати різні конструкції та схеми залежно від їх призначення, характеристик і вимог до продуктивності. Ось декілька типових схем роторних систем нагнітачів повітря [20, 21].

1. Відцентровий нагнітач. У такому нагнітачі повітря втягується через вхідний отвір і потрапляє в обертовий ротор, де завдяки відцентровій силі воно прискорюється і випускається через вихідний отвір. Відцентровий нагнітач може мати один або кілька ступенів, що дозволяє досягти високого тиску та продуктивності.

2. Аксиальний нагнітач. У такому випадку повітря просмоктується через вхідний отвір паралельно осі ротора і зміщується вздовж нього за рахунок дії лопатей ротора. Аксиальні нагнітачі часто використовуються в турбінах і турбокомпресорах для великих обсягів повітря.

3. Відцентрово-аксиальний нагнітач. Ця схема комбінує переваги відцентрового та аксиального нагнітачів, дозволяючи досягти високого тиску та продуктивності при одночасному ефективному розміщенні.

4. Високошвидкісний роторний нагнітач (Roots, Twin-screw, Lysholm). У таких конструкціях використовують ротори зі спеціальними профілями, що взаємодіють між собою для створення компресії повітря. Вони дають можливість досягти високої продуктивності при низькому рівні тиску.

5. Мультиступінчасті системи. У них нагнітачі використовують комбінацію різних типів роторів або мають кілька ступенів компресії для досягнення більш високого тиску.

Кожен тип роторної системи нагнітача має свої переваги та обмеження, і вибір конкретної схеми залежить від конкретних потреб та умов застосування.

Тип роторної системи нагнітача повітря зазвичай визначається конструкцією ротора та способом подачі повітря. Основні типи роторних нагнітачів повітря:

1. Воронкові (Rotary Screw). У цьому типі нагнітача повітря зазвичай використовують відкриті або закриті гвинтові ротори. Повітря стискається між двома гвинтовими роторами і поступово стискається та перетікає через простір між ними.

2. Лопатеві (Rotary Vane). Такий нагнітач використовує ротор з лопатями, що виходять із центральної осі. Лопаті змушують повітря стиснутися,

рухаючись вздовж стінок корпусу.

3. Roots Blower. У цій системі використовуються два ротори з великою кількістю лопатей, які обертаються у протилежних напрямках, надаючи повітряно потужність вихідного потоку.

4. Турбокомпресори (Turbochargers). Ці нагнітачі використовують турбіни, щоби стискати повітря. Вони зазвичай використовуються у двигунах згоряння внутрішнього виду для підвищення об'єму подачі повітря та покращення продуктивності.

Кожен тип має свої переваги та недоліки і може бути оптимальним для різних застосувань залежно від потреб щодо продуктивності, ефективності, обсягу, тиску та інших факторів.

Роторні системи нагнітача повітря використовуються в різноманітних застосуваннях, включаючи компресори, турбокомпресори, турбіни та інші пристрої. Кожен тип роторної системи має свої переваги та недоліки, які можуть впливати на їх використання в конкретних умовах. Ось деякі з них:

- центрифугальні компресори. Переваги: висока продуктивність при великих обертових швидкостях, можливість компактної конструкції, низький рівень шуму порівняно з іншими типами. Недоліки: обмежена можливість регулювання об'ємного потоку, потребують стабільних швидкостей обертання для ефективної роботи;

- аксиальні компресори. Переваги: висока ефективність та продуктивність на високих обертових швидкостях, здатність до широкого діапазону регулювання об'ємного потоку та ефективні для великих потоків при низькому тиску. Недоліки: зазвичай вимагають більше простору порівняно з центрифугальними компресорами та вищий рівень шуму;

- Roots компресори. Переваги: проста конструкція з мінімальною кількістю рухомих частин, висока ефективність в області низьких тисків та здатність працювати з агресивними середовищами. Недоліки: обмежена здатність до створення великих рівнів тиску та обмежена продуктивність порівняно з іншими типами компресорів;

- скребкові (Scroll) компресори. Переваги: низький рівень шуму та вібрації, висока ефективність при невеликих обертових швидкостях та компактна конструкція та простота обслуговування. Недоліки: обмежена продуктивність на високих тисках та обмежена здатність до регулювання потоку порівняно з деякими іншими типами.

Загалом, вибір конкретного типу роторної системи нагнітача повітря залежить від вимог щодо продуктивності, тиску, швидкості, регульованості, області застосування та інших факторів.

Відомо, що у процесі роботи роторних систем виникають динамічні сили, що викликають різні просторові коливання (вібрації) валопроводу і корпусу, і інших вузлів, що входять до складу агрегату. За своєю природою сили можуть бути механічного, гідродинамічного, електромагнітного й аеродинамічного походження. Основні джерела збуджень, що викликають вібрації РС в широкій області частотного спектра – дисбаланс роторів, неспівпадіння осей

обертання роторів, наявність муфти, підшипники кочення, підшипники ковзання та шпаринні ущільнення, неоднорідність потоку [23].

На практиці ефективного зменшення динамічних навантажень іноді досягти не вдається або це видається економічно недоцільним, тому ставиться задача мінімізації вібрацій. До способів досягнення цієї мети відносяться збільшення жорсткості конструкцій і їх елементів, використання засобів віброізоляції (амортизації) і вібропоглинання (вібропоглинаючих матеріалів, спеціальних демпферів і гасителів коливань). Для підвищення жорсткості корпусних елементів РС широко використовується постановка ребер жорсткості, що дозволяє уникнути значного збільшення металеємності. У деяких типах агрегатів використовується амортизація при кріпленні до фундаменту [23]. Для гасіння дискретних складових коливань використовують динамічні гасителі [23].

Однією з найважливіших умов зниження віброактивності РС є відлаштування їх від резонансних режимів роботи.

В РС під дією збуджуючих сил, що охоплюють широку область частотного спектра, можуть проявитися резонансні вібрації з будь-якою власною частотою. Це вимагає проведення ретельного аналізу динамічних характеристик усієї конструкції.

Головна увага у динамічних дослідженнях роторних систем приділяється ротору. На тепер розроблені досить універсальні числові методи розрахунку вільних і вимушених коливань складних роторних систем. До них відносяться методи динамічної податливості (МДП) і жорсткості (МДЖ) [23], метод початкових параметрів (МПП) [23], метод скінченних елементів (МСЕ) [23]. Для деяких роторних систем розроблені методики, засновані на різному поєднанні зазначених вище методів, на побудові різних схем або кінематичних ланцюгів.

Проблема коливань роторів відцентрових насосів тісно пов'язана з гідродинамікою шпаринних ущільнень, що використовуються з метою зменшення об'ємних втрат. Радіальні гідростатичні сили в залежності від параметрів шпарин можуть бути спрямовані як у сторону зменшення ексцентриситетів і призводити до підвищення критичної частоти ротора, так і в бік їх збільшення і призводити до втрати стійкості. Подальше дослідження впливу шпаринних ущільнень на динаміку роторів відцентрових насосів проводиться в роботах [23, 24]. У цих роботах аналізується вплив гідростатичних, циркуляційних, гіроскопічних, інерційних і демпфуючих сил, які обчислені на основі розгляду різних режимів течії в шпаринах (ламінарий, турбулентний, автомодельний турбулентний) з урахуванням різних параметрів (конусності, перекоосу осей, руху стінок тощо).

Відомо, що оцінка динамічних характеристик РС тісно пов'язана з гідродинамікою шпаринних ущільнень та підшипників ковзання. У [25] показано, що шпаринні ущільнення суттєво впливають на динамічні характеристики ротора, тобто в ущільненні виникають гідродинамічні сили, які залежать від конструкції і умов роботи. І це може знижувати віброактивність ротора, або навпаки, обумовлювати

втрату динамічної стійкості ротора насоса.

На сьогодні існує чимало методів розрахунку податливості підшипників кочення і рідинної плівки підшипників ковзання [23, 26], які дають можливість врахувати їх характеристики при аналізі динамічних властивостей роторів відцентрових насосів.

Відомо, що радіальні підшипникові опори включають ділянку вала круглого поперечного перетину (цапфу). Вона обертається усередині підшипникового вкладиша, який, як правило, має круглу форму. Діаметр цапфи в більшості випадків становить 99,8–99,9% діаметра вкладиша. Зазор між ними частково заповнюється мастилом. При відсутності обертання ротора за умов постійного навантаження цапфа спирається на вкладиш у нижній точці зазору. При обертанні цапфа вала захоплює масло завдяки його в'язкості. Утворюється тонка плівка між цапфою і вкладишем. Отже, при нормальних умовах експлуатації прямий контакт між двома поверхнями відсутній.

Сила реакції, яка врівноважує зовнішні сили, що діють на вкладиш зі сторони вала, відповідає за розподіл тиску в мастильній плівці підшипників ковзання. Зміни товщини шару мастила знаходяться в межах декількох десятків мікрон, тому радіальні підшипники ковзання мають достатню жорсткість. Підшипники ковзання забезпечують демпфування в широкому діапазоні умов експлуатації. Приймавши нульове значення маси, динамічний стан підшипників ковзання можна описати рівнянням [23], якщо прийняти переміщення вала насоса невеликими відносно його радіусу.

Вважається, що втрата стійкості системи виникає, коли робоча частота обертання у два рази більше критичної швидкості. У високошвидкісних РС найчастіше використовуються багатопелюсткові підшипники через їх здатність до високого демпфування. У підшипників кочення дуже висока жорсткість, але здатність демпфування майже відсутня, тому вони, як правило, не використовуються для роботи при високих частотах обертання і високих навантаженнях.

В'язкість мастильних матеріалів підшипника ковзання напряму впливає на температуру мастила. Вплив температури також необхідно враховувати при розрахунках динамічних характеристик РС.

Рівень навантаження на підшипник ковзання має велике значення, бо при невеликому навантаженні підшипники ковзання можуть втратити стійкість. Це приведе до підвищеної вібрації відцентрового корпусів підшипникових опор.

При навантаженні упорного підшипника створюється відновлювальний момент, який не дає валу згинатися, тим самим забезпечує додаткове демпфування. Це відіграє важливу роль тоді, коли форма власних коливань ротора залежить від податливості опори упорного підшипника, тобто, якщо біля нього найбільші амплітуди коливань ротора [23].

Мастильні плівки в гідродинамічних підшипниках ковзання мають пружні властивості. При дії динамічного навантаження на підшипник цапфа буде рухатися по орбіті навколо центру статичної рівноваги. Жорсткість і демпфування, що пов'язані з пружністю мастильної плівки, чинять значний вплив

на критичні частоти обертання і стійкість системи в цілому. Тому, на етапі проектування РС важливо правильно оцінити динамічні характеристики підшипників ковзання.

Як правило, для визначення зон резонансних коливань необхідно знайти власні частоти обертання, прийнявши коефіцієнт відлаштування від власної частоти рівним як мінімум 20% [23, 27].

Традиційно для оцінки відлаштування від резонансних режимів роторних систем здійснюються розрахунки критичних частот на основі розгляду моделі згинних коливань, іноді – крутильних коливань [28].

Вплив підшипників ковзання або кочення на динамічні характеристики ротора може бути істотним і посилюється в разі застосування податливих корпусів підшипникових опор, наприклад, при використанні амортизації.

У низці конструкцій опорами ротора служать консольні ділянки корпусу, пружньо-інерційні характеристики яких можуть виявитися аналогічними з такими ж характеристиками ротора. При цьому наявність пружних сил у шпаринних ущільненнях зумовлює виникнення додаткових взаємодій у системі «ротор – корпус». Таким чином, при визначенні динамічних характеристик РС потрібно розглядати як динамічну систему в цілому.

Мета аналізу динамічних характеристик ротора полягає у визначенні демпфованих власних частот коливань, побудові залежності демпфованих власних частот коливань від частоти обертання ротора, побудові форм власних коливань. Результати розрахунку динамічних характеристик ротора часто наводяться у вигляді діаграми Кемпбелла [23].

Критичну частоту обертання потрібно чітко відрізнити від власних частот коливань при робочій частоті обертання. Власна частота – це частота вільних коливань системи при робочій частоті обертання ротора. Критична частота обертання – це співпадіння частоти обертання ротора з власною частотою коливань, що розрахована при цій частоті обертання. Резонансні режими на власних частотах коливань виникають тоді, коли на ротор, що обертається на деякій робочій частоті, діють періодичні сили, що співпадають з тією чи іншою власними частотами. Критичні частоти викликають резонансні режими тоді, коли ротор відцентрового насоса у режимі розгону або вибігу проходить ту чи іншу критичну частоту обертання.

Як відомо, кожна власна форма коливань пов'язана зі ступенем демпфування. Оскільки демпфування пропорційно швидкості вібрації, то застосовується наступний механізм. Якщо підшипник або шпаринне ущільнення розташовані поблизу або на максимумі амплітуд, демпфування ротора посилюється. Якщо підшипник або ущільнення розташовані близько до вузла вібрації (мінімальний розмах амплітуди), то демпфування мінімальне. Таким чином, негативний вплив елементів, що вносять дестабілізацію, найменше відчувається у вузлі вібрації, а найбільше – при максимальній вібрації.

У процесі експлуатації зазори шпаринних ущільнень повільно розширюються через зношення. При цьому знижуються жорсткість і рівень демпфу-

вання ротора РС. Цей факт необхідно враховувати, виконуючи аналіз динамічних характеристик ротора. Цей аналіз часто виявляє, що критична частота обертання при зносі ущільнень переходить у діапазон робочої частоти обертання ротора. При досить високому рівні демпфування це не призводить до втрати стійкості підсистеми ротора тому, що резонанс протягом експлуатації навряд чи можна виявити.

Причиною підвищеної вібрації і шуму РС можуть бути і автоколивання. Одне із завдань динаміки – це повністю виключити автоколивання з процесу роботи РС. Це можна досягнути шляхом забезпеченням запасу стійкості, але на практиці це не завжди вдається.

Крім того, автоколивання (нестабільність) ротора можуть бути викликані радіальними підшипниками ковзання, шпаринними ущільненнями або гідравлічною взаємодією як закритих, так і відкритих робочих коліс відцентрового насоса.

При автоколиваннях ротор вібрає на низьких частотах, які нижче фактичної частоти обертання, тому автоколивання вважаються підсинхронними коливаннями ротора.

Як правило, всі методики розрахунку динамічних характеристик РС орієнтуються на розгляд окремих елементів – ротора, корпусу тощо. Власні частоти коливань окремих елементів динамічної системи в принципі можуть співпадати з відповідними власними частотами системи РС в цілому. Але для цього потрібно здійснити комплекс досліджень з визначення еквівалентних жорсткостей та демпфувань, що характерні для системи в цілому [23]. Такі дослідження досить трудомісткі та повторювати їх потрібно для кожної нової машини заново. Тому зазвичай дослідження здійснюються у спрощеному вигляді, тобто розглядають окремі підсистеми РС із деякими спрощеннями. Наприклад, що ротор через рідинний шар у підшипниках та шпаринних ущільненнях абсолютно жорстко кріпиться до абсолютно жорсткої поверхні.

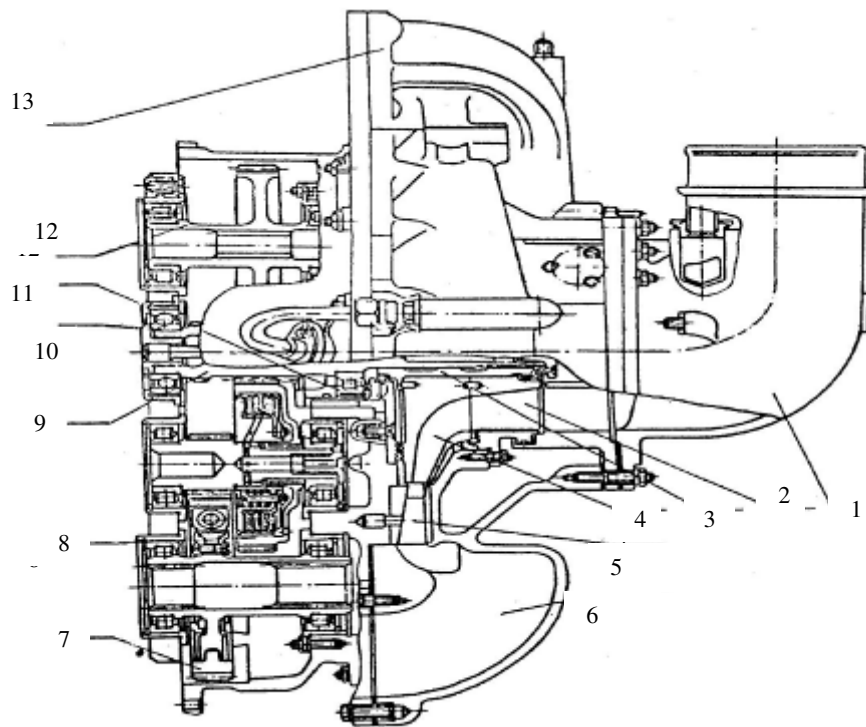
Мета роботи – аналіз впливу варіювання властивостей матеріалів, форми контактуючих поверхонь та пружно-пластичного деформування на міцнісні характеристики нагнітачів повітря високофорсованих танкових двигунів.

Дослідження розподілів контактного тиску і напружено-деформованого стану нагнітачів повітря високофорсованих танкових двигунів за варіювання властивостей матеріалів, форми контактуючих поверхонь та із урахуванням пружно-пластичного деформування. Вітчизняні танкові двигуни серій 5ТД, 6ТД – це високофорсовані двотактні дизелі. Вони споживають великі обсяги повітря для забезпечення робочих процесів згоряння палива у циліндрах. Із цією метою ці двигуни оснащені нагнітачами повітря (схема – на рис. 1, 2).

Найбільш навантаженим елементом нагнітача є роторна частина, що складається із двох основних елементів – вала та робочого колеса (РК) (рис. 3–5), а контактні пари наведені на рис. 6. Вал виготовляється із сталі, а РК – із алюмінієвого сплаву. Між валом та РК – початковий натяг Δ . Властивості матеріалу вала (сталь) – модуль пружності $E = 2,0 \cdot 10^{11}$ Па, коефіцієнт

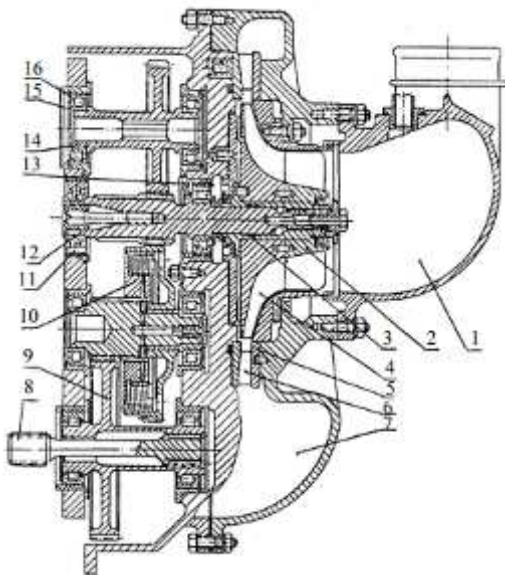
Пуассона $\nu = 0,3$. Властивості алюмінієвого сплаву робочого колеса сильно залежать від хімічного складу

та умов виготовлення заготовок.



1 – вхідник; 2 – обертовий напрямний апарат; 3 – втулка; 4 – робоче колесо; 5 – дифузор; 6 – повітрярозбірник; 7 – пружна муфта; 8 – фрикційна муфта; 9 – вал; 10 – підшипник кульовий; 11 – підшипник роликовий; 12 – шестерня привода від турбіни; 13 – патрубок вихідний

Рисунок 1 – Принципова схема конструкції нагнітача повітря танкових двигунів серії 5ТД [5]



1 – вхідний патрубок; 2 – обертовий напрямний апарат; 3 – втулка; 4 – робоче колесо; 5 – покривний диск; 6 – дифузор; 7 – повітрярозбірник; 8 – ресора; 9 – ведуча шестерня; 10 – фрикційна муфта; 11 – підшипник з розрізною внутрішньою обоймою; 12 – вал робочого колеса; 13 – опора; 14 – шестерня привода від турбіни; 15 – пружина; 16 – упор

Рисунок 2 – Принципова схема конструкції нагнітача повітря танкових двигунів серії 6ТД [5]

Скінченно-елементна модель нагнітача повітря

налічує до 1 млн. ступенів вільності (рис. 7). Усі контактні пари, наведені на рис. 6, – нелінійні, 2 пари контакту – між валом та складеним диском, а 3 пари контакту – передня частина диска з шайбою, контакт між двома частинами диска, контакт між диском та задньою шайбою на валу.



Рисунок 3 – До питання дослідження нагнітача повітря при варіюванні натягу крильчатки на вал: геометрична модель (матеріал крильчатки – алюміній, матеріал вала – сталь)

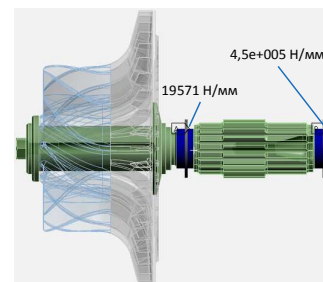


Рисунок 4 – Жорсткості підшипникових опор нагнітача повітря

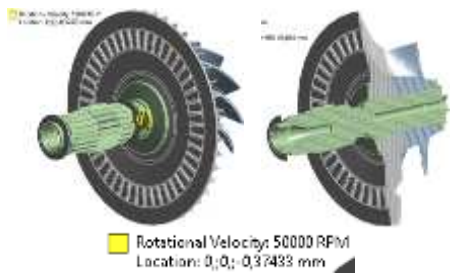


Рисунок 5 – Граничні умови для дослідження нагнітача повітря при варіюванні натягу крильчатки на вал (швидкість обертання – 50 тис. об./хв.)

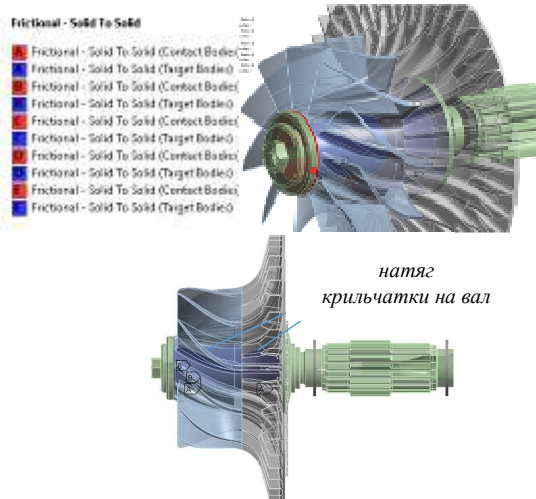


Рисунок 6 – Контактні пари

Натяг крильчатки на вал (мається на увазі натяг на сторону, повний натяг – подвійний) варіюється у межах [0, 0.025, 0.05, 0.075, 0.1] мм.

Таким чином, становить інтерес визначення впливу на контактну взаємодію у системі «вал – робоче колесо» та компоненти напружено-деформованого стану натягу Δ та властивостей матеріалу РК. Для цього введені до розгляду безрозмірні параметри:

$$\tilde{\Delta} = \Delta / \Delta_0; \quad \varphi = \frac{\sigma_T - \sigma_T^0}{\sigma_T^0}, \quad (1)$$

де $\Delta_0 = 10$ мкм – значення натягу, прийняте за базове, а $\sigma_T^0 = 400$ МПа – межа плинності матеріалу алюмінієвого сплаву, прийнята за базову.

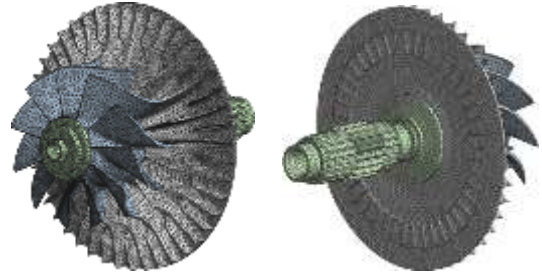


Рисунок 7 – Скінченно-елементна модель нагнітача повітря

Межі варіювання – $\Delta \in [0; 10]$; $\varphi \in [-0,25; 0,25]$. Навантаження – внаслідок дії відцентрових сил при частотах обертання вала $\omega \in [0; 50000]$ об./хв.

На рис. 8–24 наведені результати досліджень контактної взаємодії та компонент напружено-деформованого стану у системі «вал – робоче колесо» нагнітача повітря танкового двигуна, а у табл. 1–3 – розподіли власних форм коливань у крильчатці за різних значень натягу та межі плинності матеріалу алюмінієвого сплаву.

Діаграми Кемпбелла, що характеризують критичні швидкості обертання, у крильчатці за різних значень варійований параметрів (натягу Δ та межі плинності матеріалу алюмінієвого сплаву σ_T), наведені у табл. 4.

Аналіз результатів досліджень міцності елементів роторних частин нагнітачів повітря. На рис. 26–30 наведені узагальнені результати дослідження роторної частини нагнітача повітря танкового двигуна.

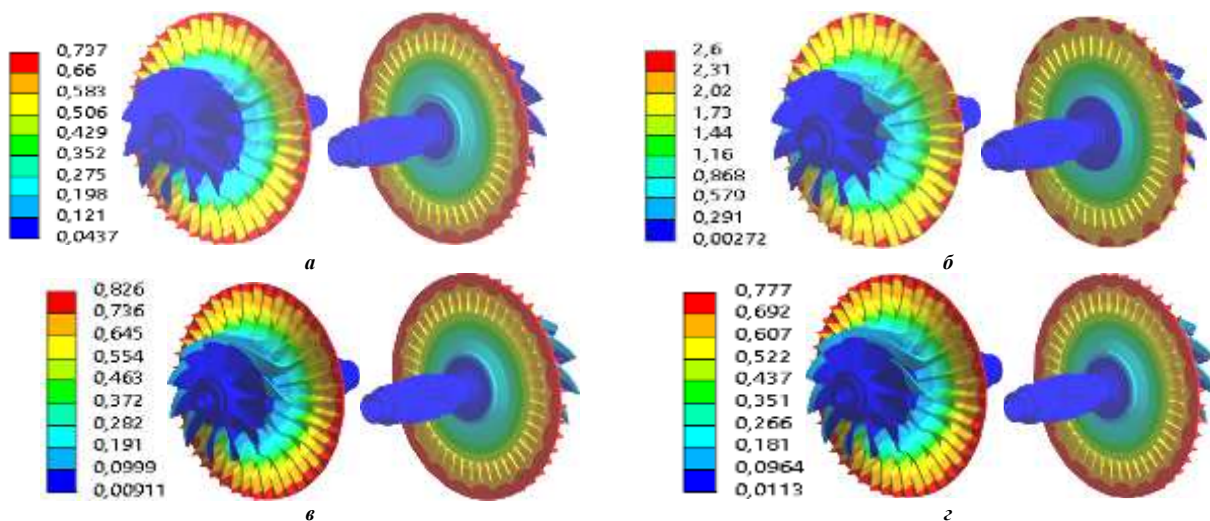


Рисунок 8 – Розподіли повних переміщень, мм (10^{-3} м) у крильчатці за натягом $\Delta = 0,025$ мм за різних значень межі плинності матеріалу алюмінієвого сплаву σ_T : *a* – ∞ , *b* – 300 МПа, *v* – 400 МПа, *z* – 500 МПа

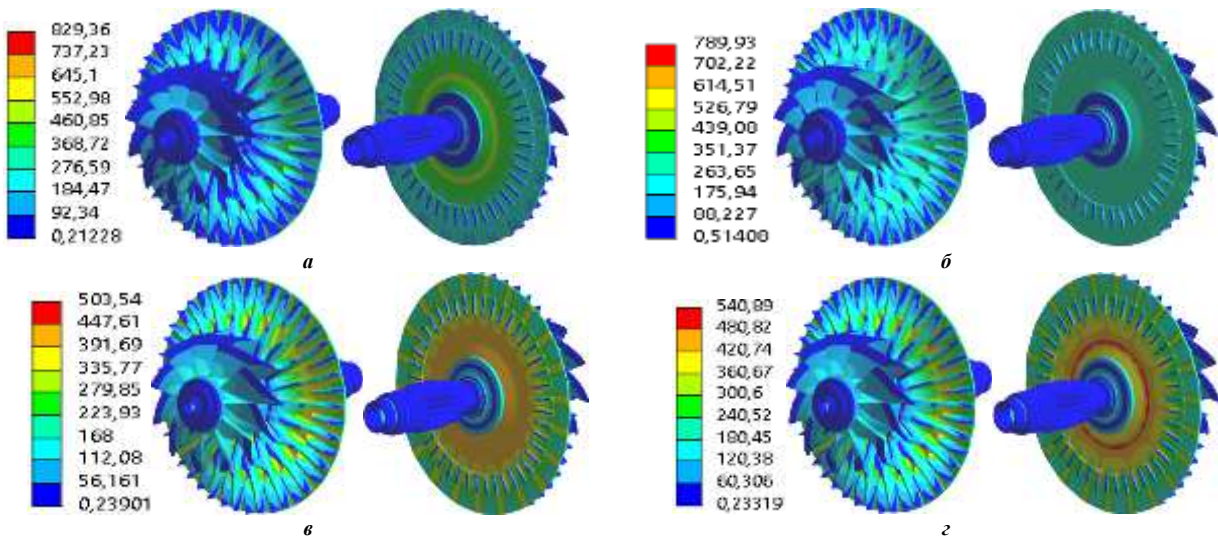


Рисунок 9 – Розподіли еквівалентних напружень за Мізесом, МПа, у крильчатці за натягом $\Delta = 0,025$ мм за різних значень межі плинності матеріалу алюмінієвого сплаву σ_r : а – ∞ , б – 300 МПа, в – 400 МПа, г – 500 МПа

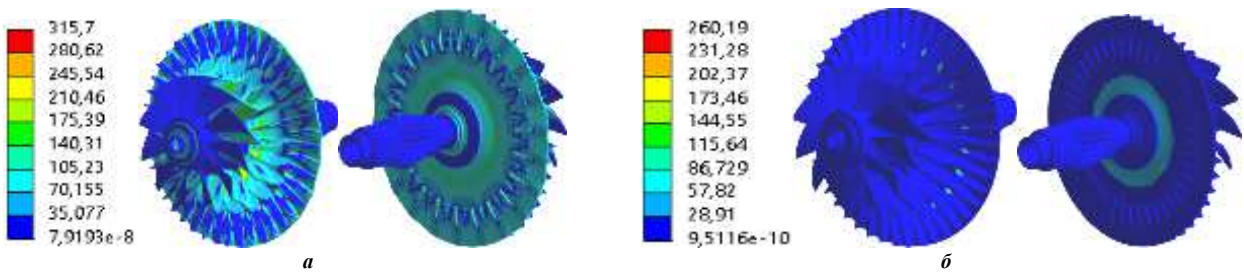


Рисунок 10 – Розподіли залишкових еквівалентних напружень, МПа, у крильчатці за натягом $\Delta = 0,025$ мм за різних значень межі плинності матеріалу алюмінієвого сплаву σ_r : а – 300 МПа, б – 400 МПа

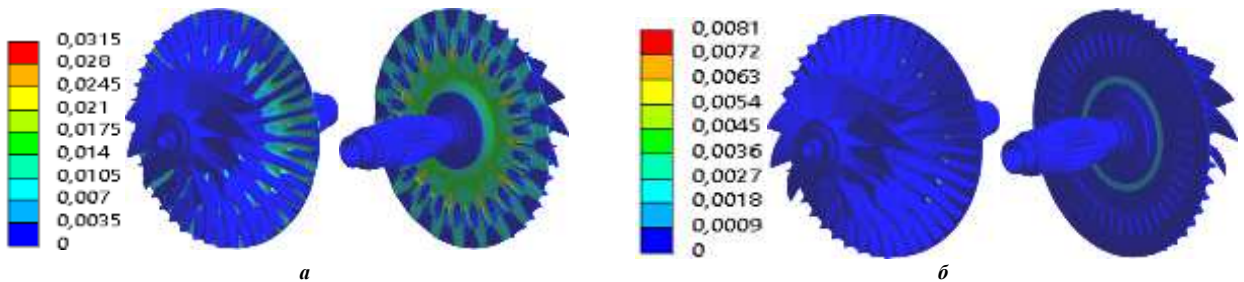


Рисунок 11 – Розподіли у пластичних деформацій крильчатці за натягом $\Delta = 0,025$ мм за різних значень межі плинності матеріалу алюмінієвого сплаву σ_r : а – 300 МПа, б – 400 МПа

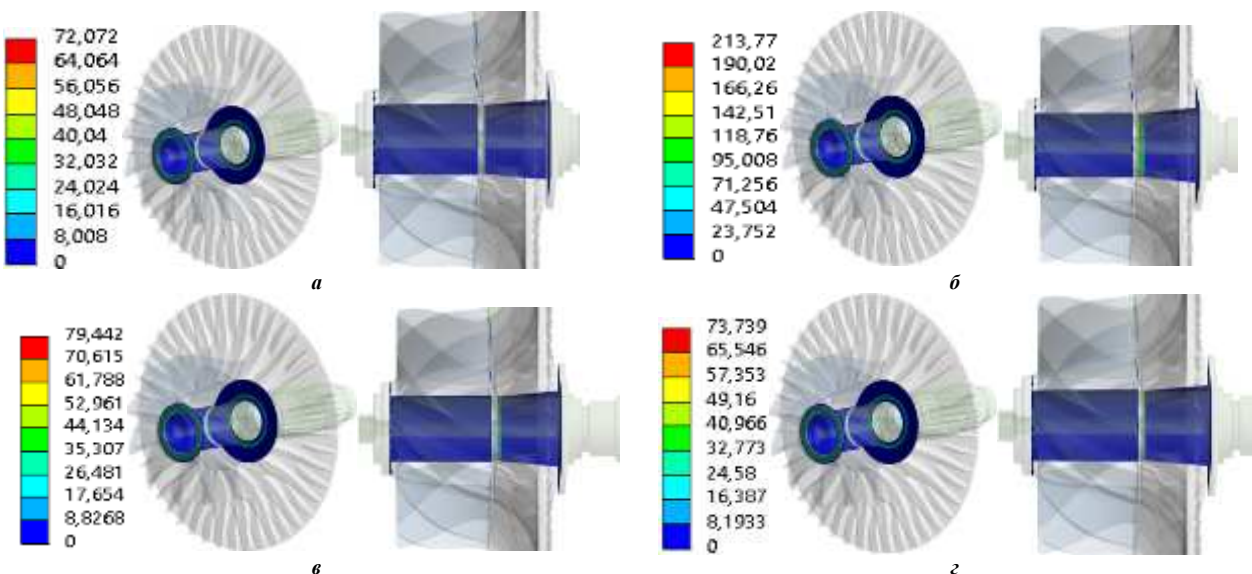


Рисунок 12 – Розподіли контактного тиску, МПа, у крильчатці за натягом $\Delta = 0,025$ мм за різних значень межі плинності матеріалу алюмінієвого сплаву σ_r : а – ∞ , б – 300 МПа, в – 400 МПа, г – 500 МПа

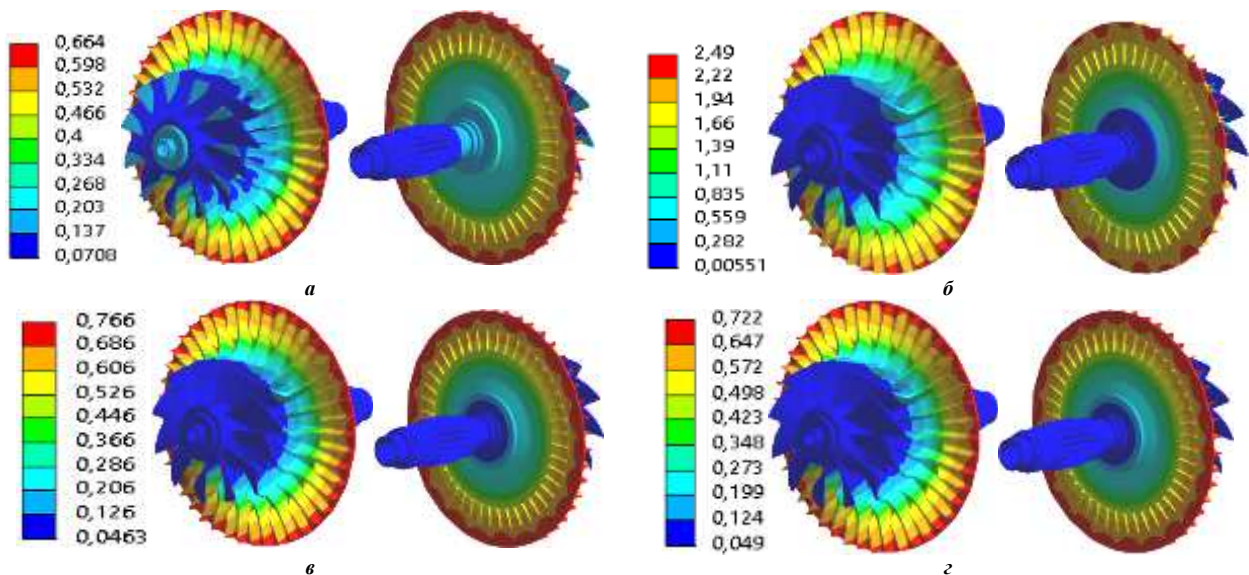


Рисунок 13 – Розподіли повних переміщень, мм (10^{-3} м), у крильчатці за натягом $\Delta = 0,05$ мм за різних значень межі плинності матеріалу алюмінієвого сплаву σ_y : *a* – ∞ , *б* – 300 МПа, *в* – 400 МПа, *г* – 500 МПа

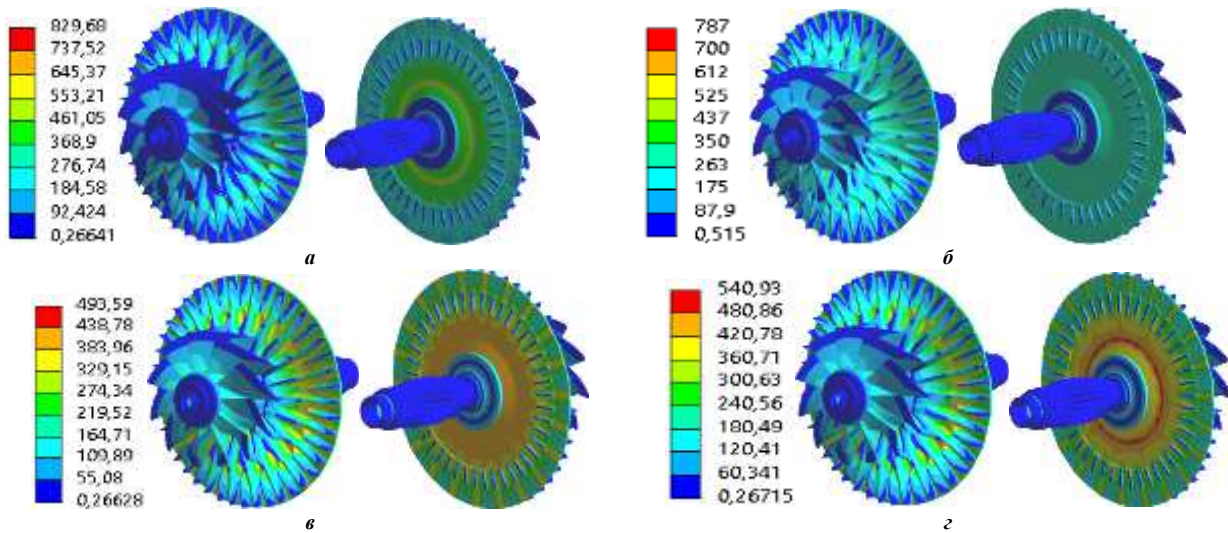


Рисунок 14 – Розподіли еквівалентних напружень за Мізесом, МПа, у крильчатці за натягом $\Delta = 0,05$ мм за різних значень межі плинності матеріалу алюмінієвого сплаву σ_y : *a* – ∞ , *б* – 300 МПа, *в* – 400 МПа, *г* – 500 МПа

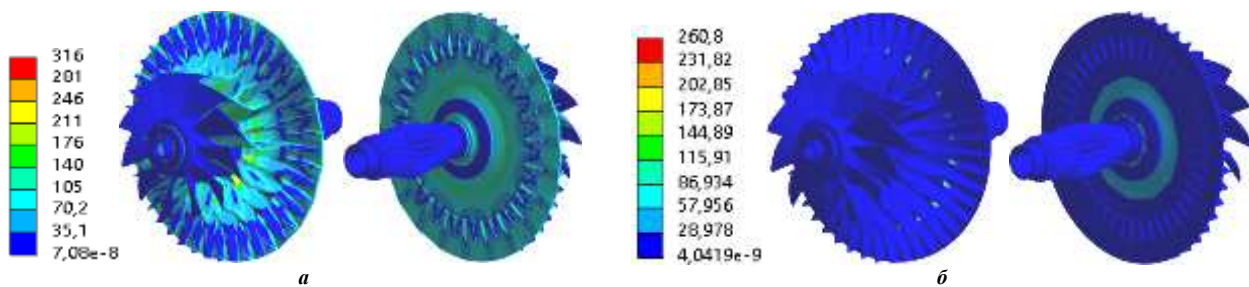


Рисунок 15 – Розподіли залишкових еквівалентних напружень у крильчатці, МПа, у крильчатці за натягом $\Delta = 0,05$ мм за різних значень межі плинності матеріалу алюмінієвого сплаву σ_y : *a* – 300 МПа, *б* – 400 МПа

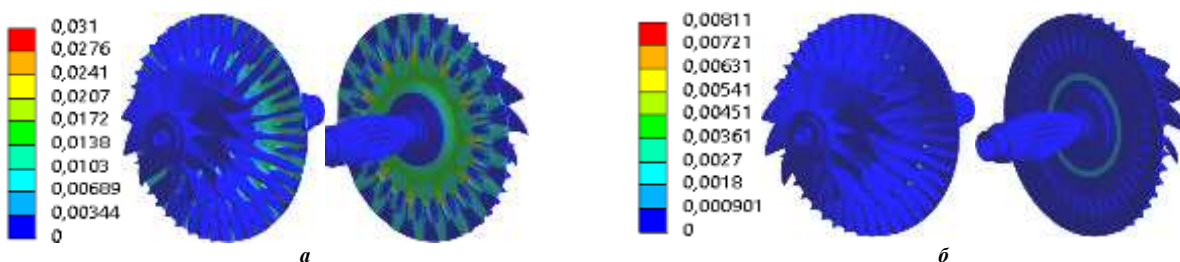


Рисунок 16 – Розподіли пластичних деформацій у крильчатці за натягом $\Delta = 0,05$ мм за різних значень межі плинності матеріалу алюмінієвого сплаву σ_y : *a* – 300 МПа, *б* – 400 МПа

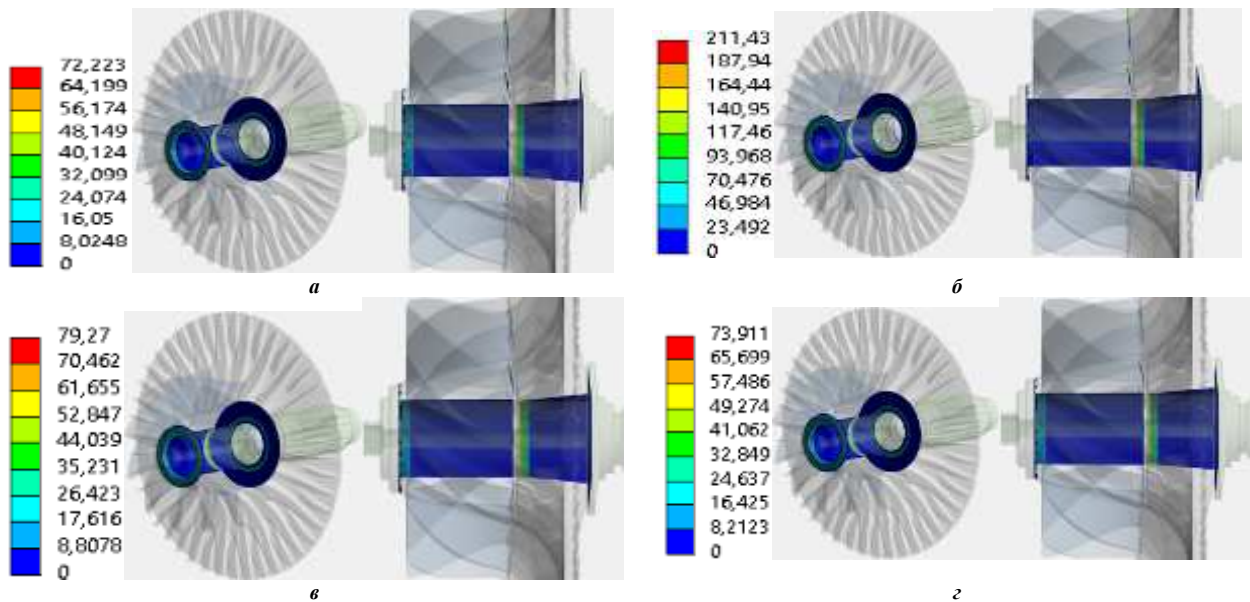


Рисунок 17 – Розподіли контактної тиску, МПа, у крильчатці за натягу $\Delta = 0,025$ мм за різних значень межі плинності матеріалу алюмінієвого сплаву σ_T : а – ∞ , б – 300 МПа, в – 400 МПа, з – 500 МПа

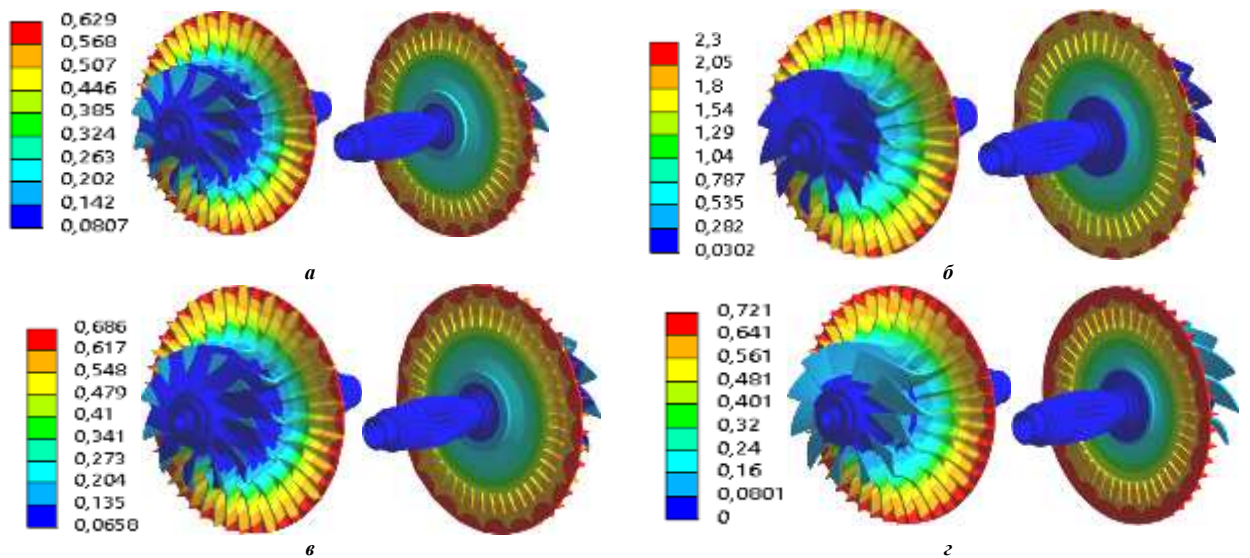


Рисунок 18 – Розподіли повних переміщень, мм (10^{-3} м) у крильчатці за натягом $\Delta = 0,1$ мм за різних значень межі плинності матеріалу алюмінієвого сплаву σ_T : а – ∞ , б – 300 МПа, в – 400 МПа, з – 500 МПа

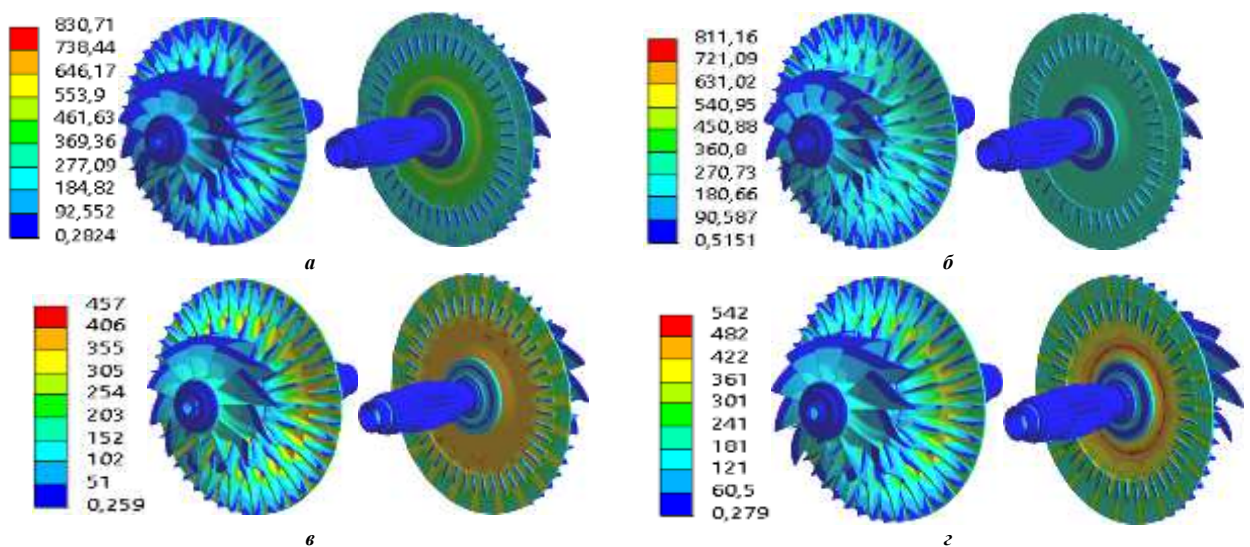


Рисунок 19 – Розподіли еквівалентних напружень за Мізесом, МПа, у крильчатці за натягом $\Delta = 0,1$ мм за різних значень межі плинності матеріалу алюмінієвого сплаву σ_T : а – ∞ , б – 300 МПа, в – 400 МПа, з – 500 МПа

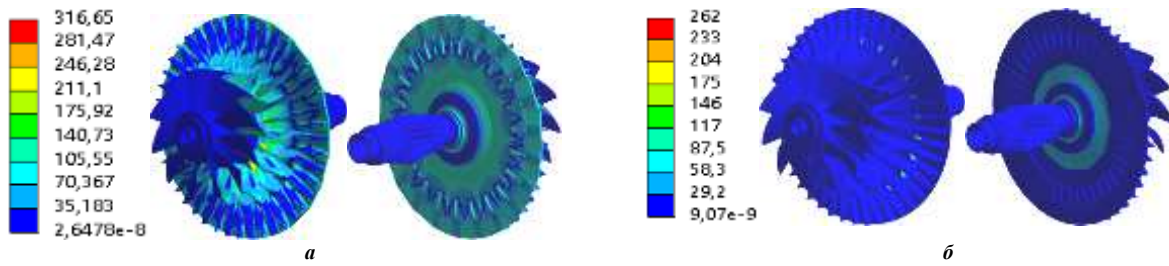


Рисунок 20 – Розподіли залишкових еквівалентних напружень, МПа, у крильчатці за натягом $\Delta = 0,1$ мм за різних значень межі плинності матеріалу алюмінієвого сплаву σ_T : *a* – 300 МПа, *б* – 400 МПа

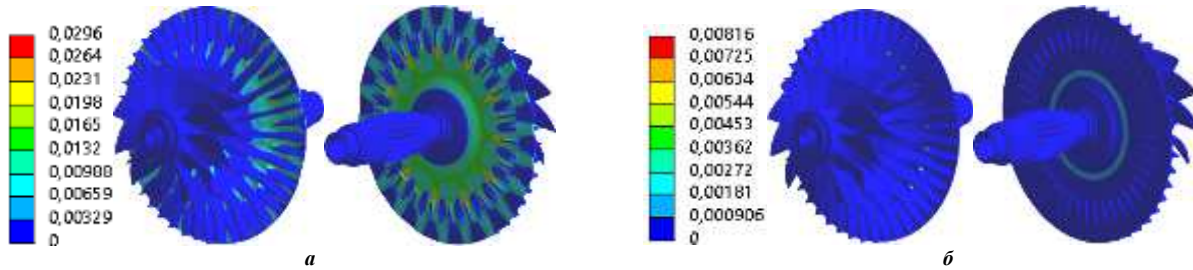


Рисунок 21 – Розподіли пластичних деформацій у крильчатці за натягом $\Delta = 0,1$ мм за різних значень межі плинності матеріалу алюмінієвого сплаву σ_T : *a* – ∞ , *б* – 300 МПа, *в* – 400 МПа, *з* – 500 МПа

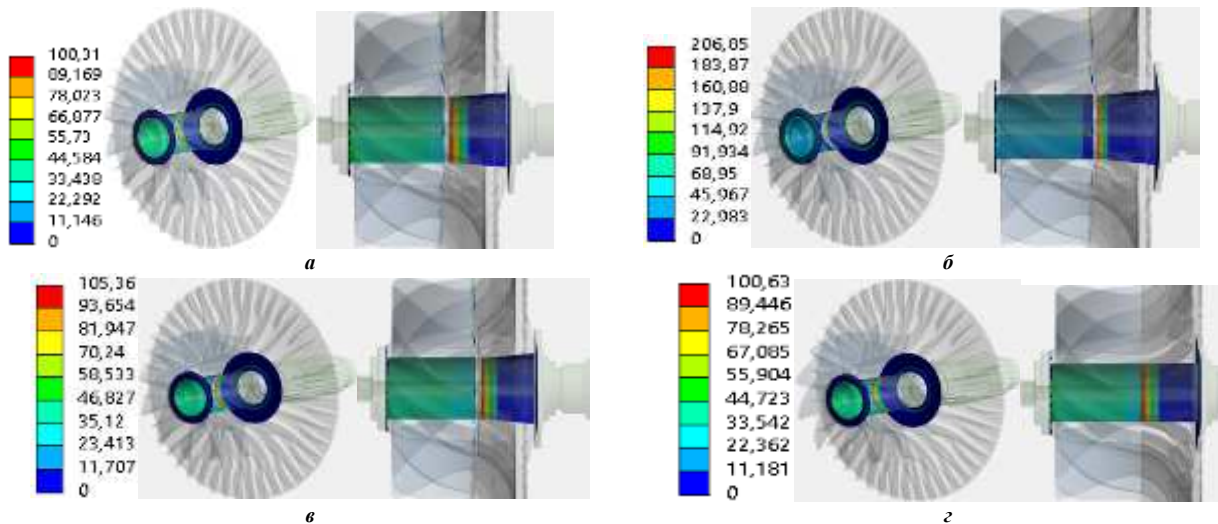


Рисунок 22 – Розподіли контактної тиску, МПа, у крильчатці за натягом $\Delta = 0,1$ мм за різних значень межі плинності матеріалу алюмінієвого сплаву σ_T : *a* – ∞ , *б* – 300 МПа, *в* – 400 МПа, *з* – 500 МПа

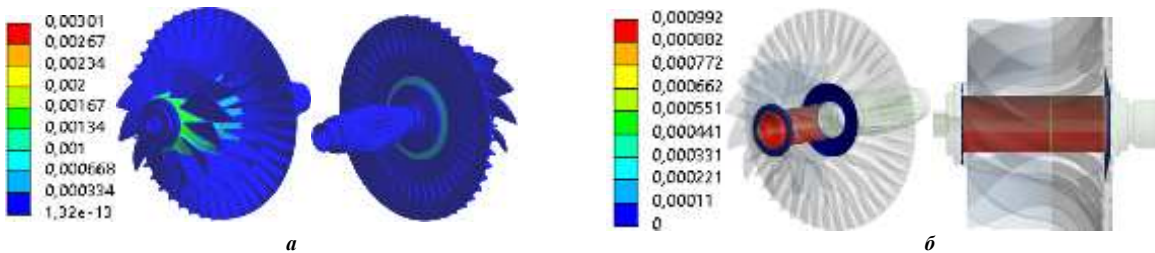


Рисунок 23 – Розподіли компонент напружено-деформованого стану у крильчатці за натягом $\Delta = 0,05$ мм за відсутності обертання ($\sigma_T = 400$ МПа): *a* – еквівалентні напруження за Мізесом, МПа, *б* – контактний тиск, МПа

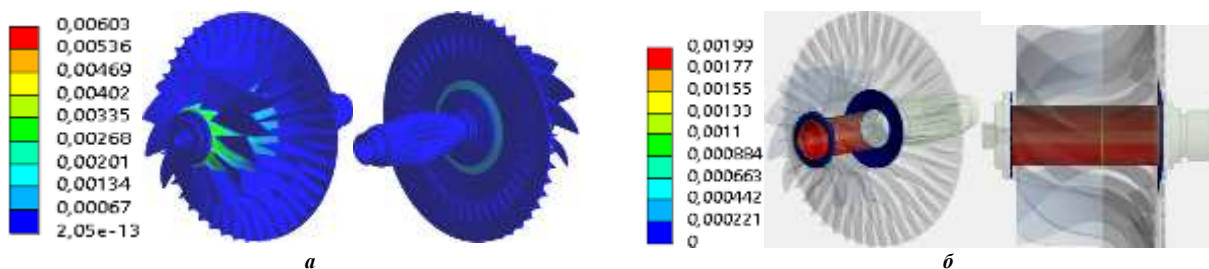


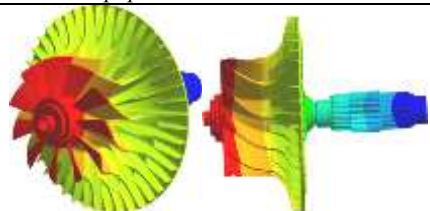
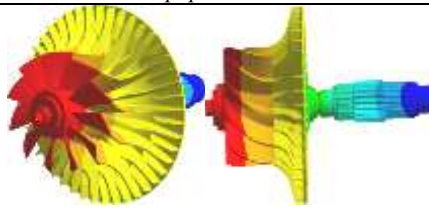
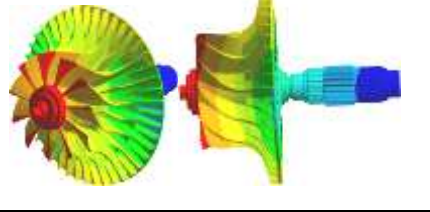
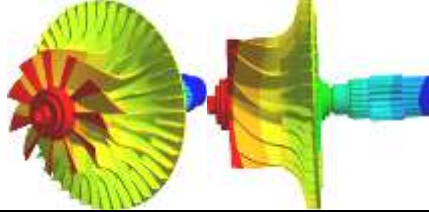
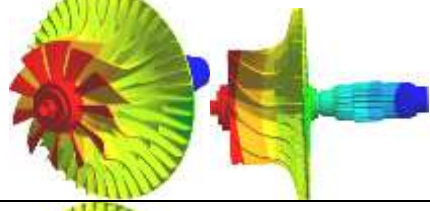
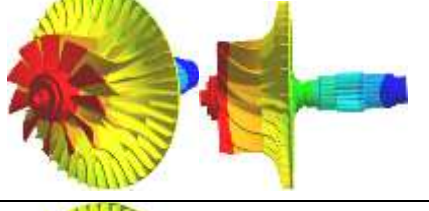
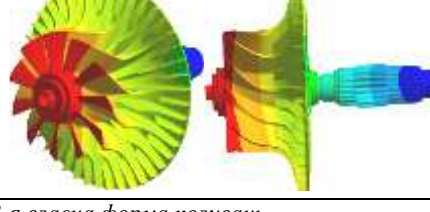
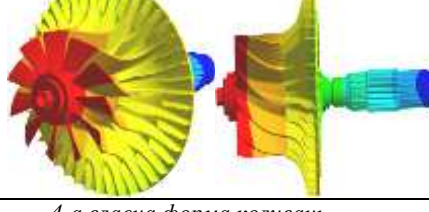
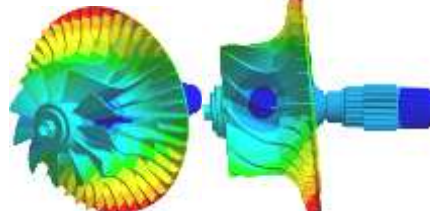
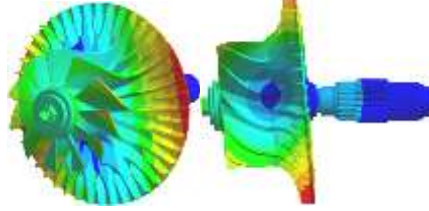
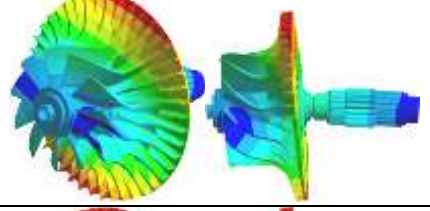
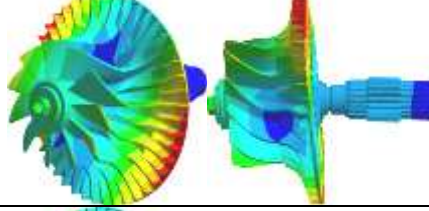
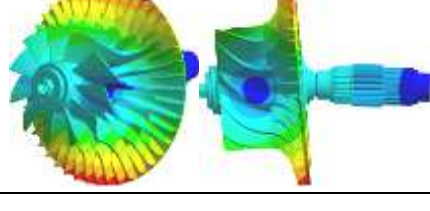
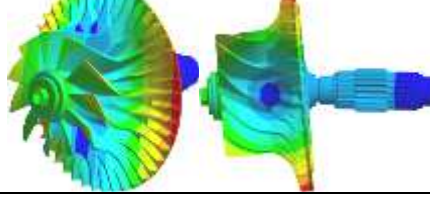
Рисунок 24 – Розподіли компонент напружено-деформованого стану у крильчатці за натягом $\Delta = 0,1$ мм за відсутності обертання ($\sigma_T = 400$ МПа): *a* – еквівалентні напруження за Мізесом, МПа, *б* – контактний тиск, МПа

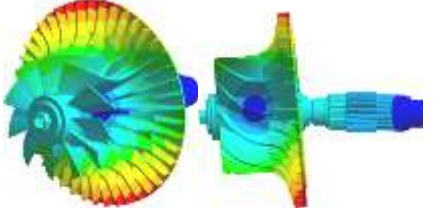
Розподіли еквівалентних пластичних деформацій у крильчатці за натягом $\Delta = 0,05$ мм за відсутності обертання відсутні, еквівалентні напруження за Мізесом, МПа, мають незначний рівень

Отримані результати є основою для твердження

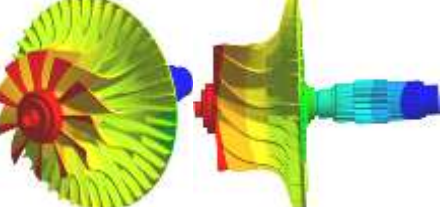
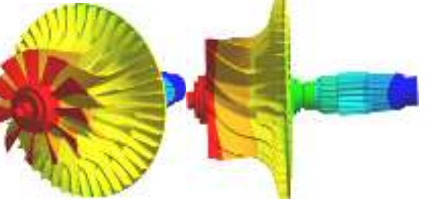
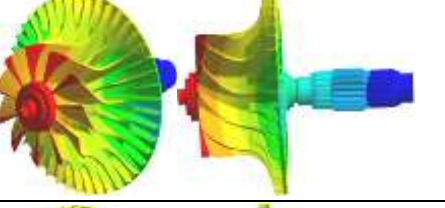
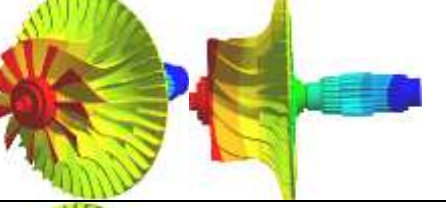
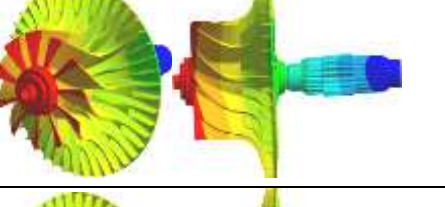
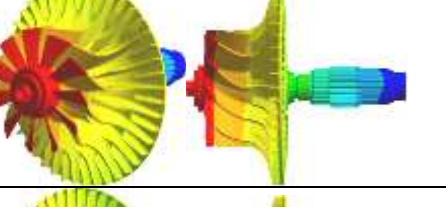
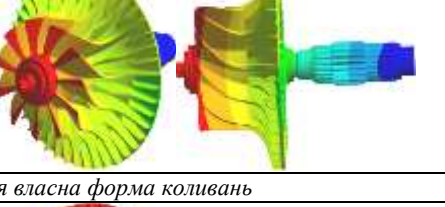
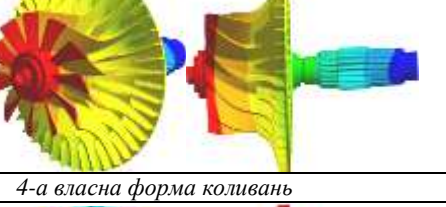
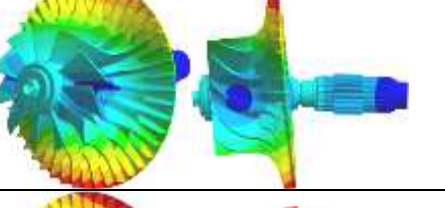
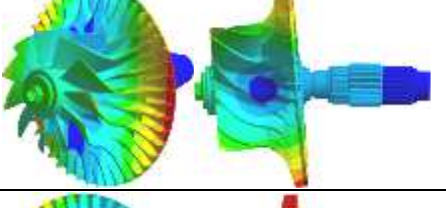
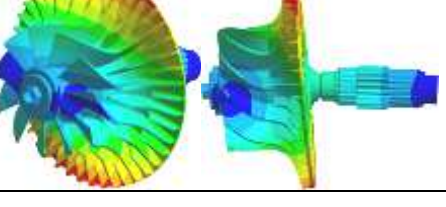
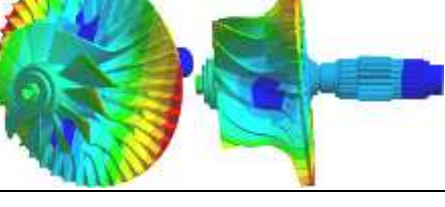
про відчутний вплив варійованих параметрів Δ , φ на контактну взаємодію та компоненти напружено-деформованого стану у системі «вал – робоче колесо» нагнітача повітря танкового двигуна.

Таблиця 1 – Розподіли власних форм коливань у крильчатці за натягом $\Delta = 0,025$ мм за різних значень межі плинності матеріалу алюмінієвого сплаву σ_T

σ_T , МПа	Значення частоти, Гц	Картина розподілу	Значення частоти, Гц	Картина розподілу	
		<i>1-а власна форма коливань</i>		<i>2-а власна форма коливань</i>	
∞	228,88		252,94		
300	160,34		241,7		
400	231,86		263,19		
500	231,68		262,66		
		<i>3-я власна форма коливань</i>		<i>4-а власна форма коливань</i>	
∞	631,1		1529,7		
300	592,02		1472,5		
400	695,88		1558,5		

σ_T , МПа	Значення частоти, Гц	Картина розподілу	Значення частоти, Гц	Картина розподілу	
		<i>3-я власна форма коливань</i>		<i>4-а власна форма коливань</i>	
500	693,39		1544,6		

Таблиця 2 – Розподіли власних форм коливань у крильчатці за натягу $\Delta = 0,05$ мм за різних значень межі плинності матеріалу алюмінієвого сплаву σ_T

σ_T , МПа	Значення частоти, Гц	Картина розподілу	Значення частоти, Гц	Картина розподілу	
		<i>1-а власна форма коливань</i>		<i>2-а власна форма коливань</i>	
∞	232,37		262,97		
300	160,09		241,34		
400	233,55		268,37		
500	233,47		268,05		
		<i>3-я власна форма коливань</i>		<i>4-а власна форма коливань</i>	
∞	669,38		1610		
300	581,53		1479,3		

σ_T , МПа	Значення частоти, Гц	Картина розподілу	Значення частоти, Гц	Картина розподілу	
		<i>1-а власна форма коливань</i>		<i>2-а власна форма коливань</i>	
400	714,57		1601,6		
500	712,26		1600,9		

Нумерація (символьне позначення) форм втрати стійкості для табл. 4 наведена на рис. 25.

Аналіз наведених результатів свідчить, що від натягу Δ у сполученні «крильчатка – вал» компоненти напружено-деформованого стану залежать приблизно лінійно. При цьому зміна цих компонент у досліджуваному діапазоні Δ незначна. З іншого боку, дуже відчутним на ці компоненти НДС є вплив межі плинності матеріалу крильчатки. Так, рівень напружень у крильчатці має мінімуми у зоні значень σ_T близько 400 МПа.

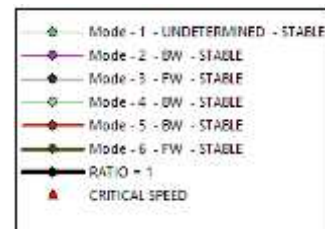


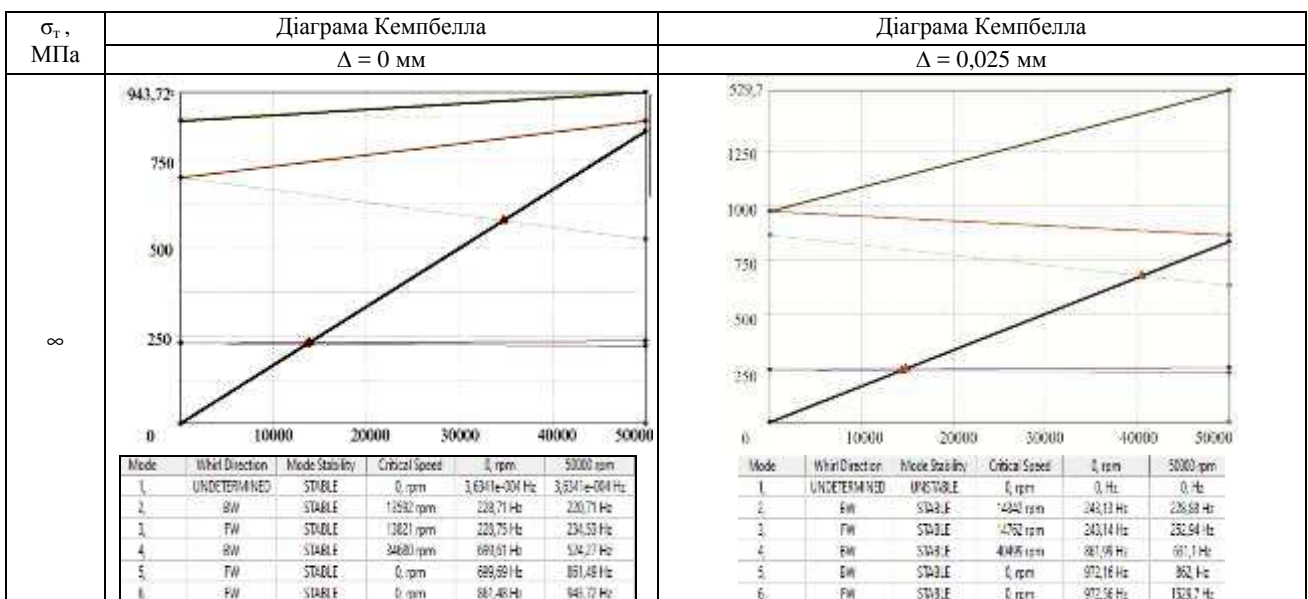
Рисунок 25 – Нумерація (символьне позначення) форм втрати стійкості

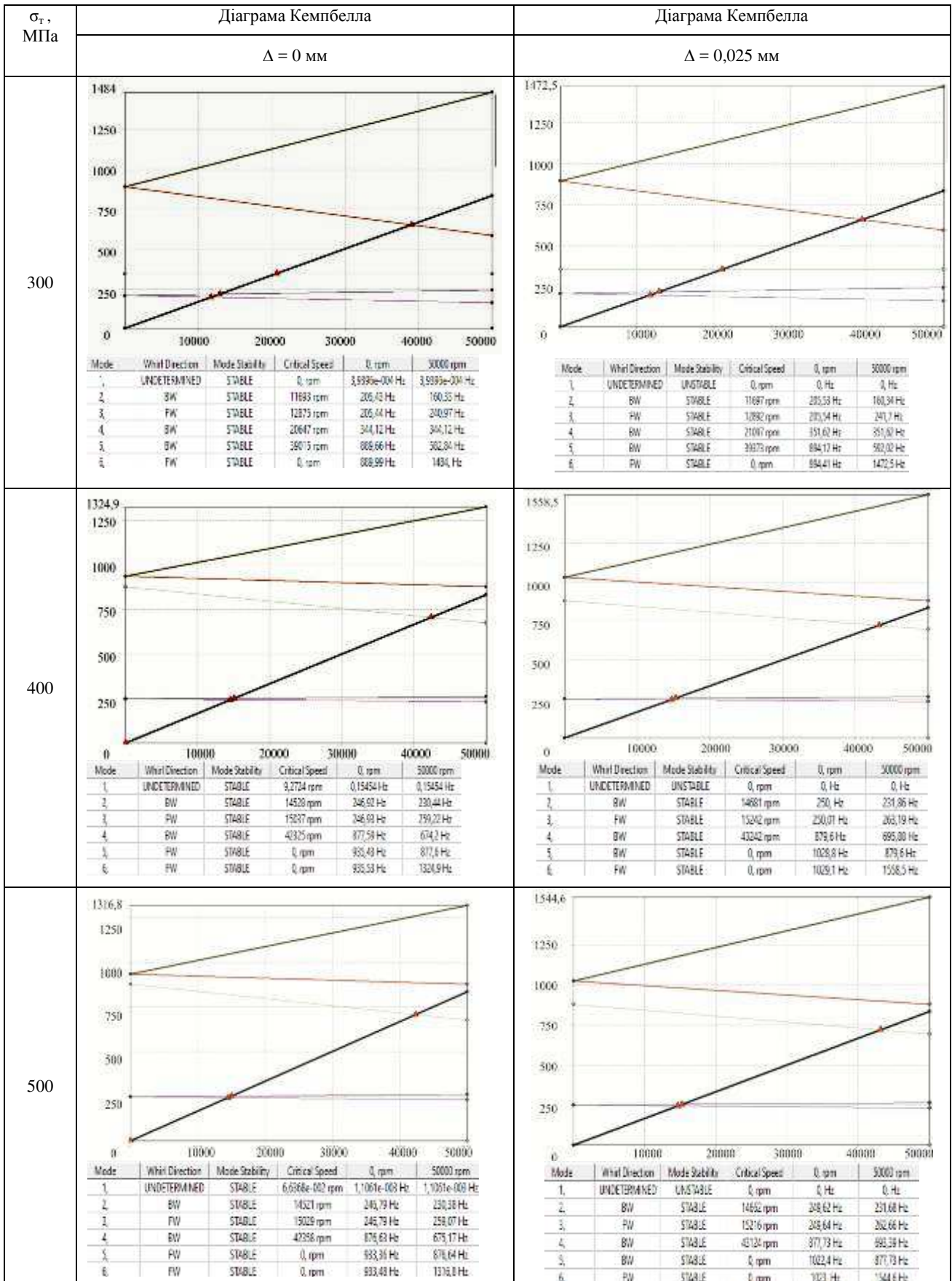
Таблиця 3 – Розподіли власних форм коливань у крильчатці за натягу $\Delta = 0,1$ мм за різних значень межі плинності матеріалу алюмінієвого сплаву σ_T

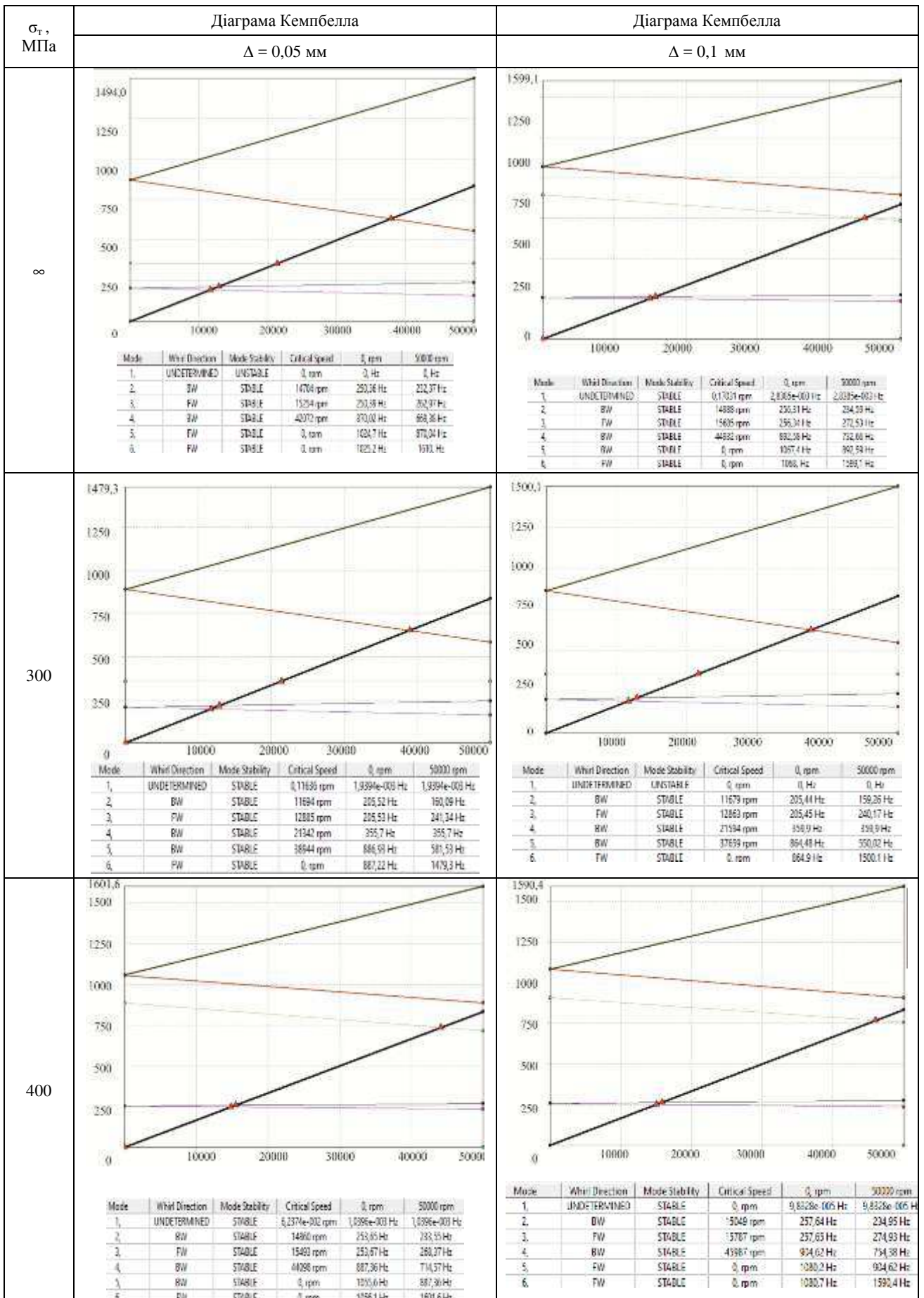
σ_T , МПа	Значення частоти, Гц	Картина розподілу	Значення частоти, Гц	Картина розподілу	
		<i>1-а власна форма коливань</i>		<i>2-а власна форма коливань</i>	
∞	234,59		272,53		
300	159,26		240,17		
400	234,95		274,93		

σ_T , МПа	Значення частоти, Гц	Картина розподілу	Значення частоти, Гц	Картина розподілу	
		<i>1-а власна форма коливань</i>		<i>2-а власна форма коливань</i>	
500	234,96		274,8		
		<i>3-я власна форма коливань</i>		<i>4-а власна форма коливань</i>	
∞	732,66		1599,1		
300	550,02		1500,1		
400	754,38		1590,4		
500	752,49		1592,2		

Таблиця 4 – Діаграма Кемпбелла у крильчатці за різних значень натягу Δ , мм, та межі плинності матеріалу алюмінієвого сплаву σ_T , МПа (див. рис. 25)







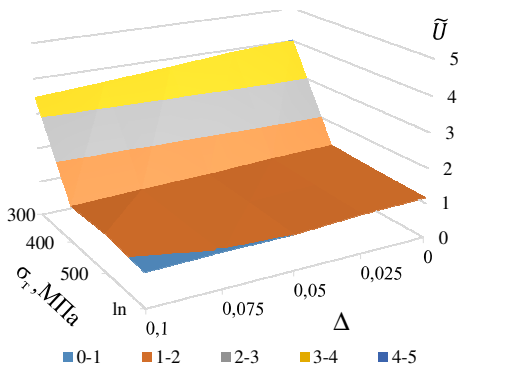
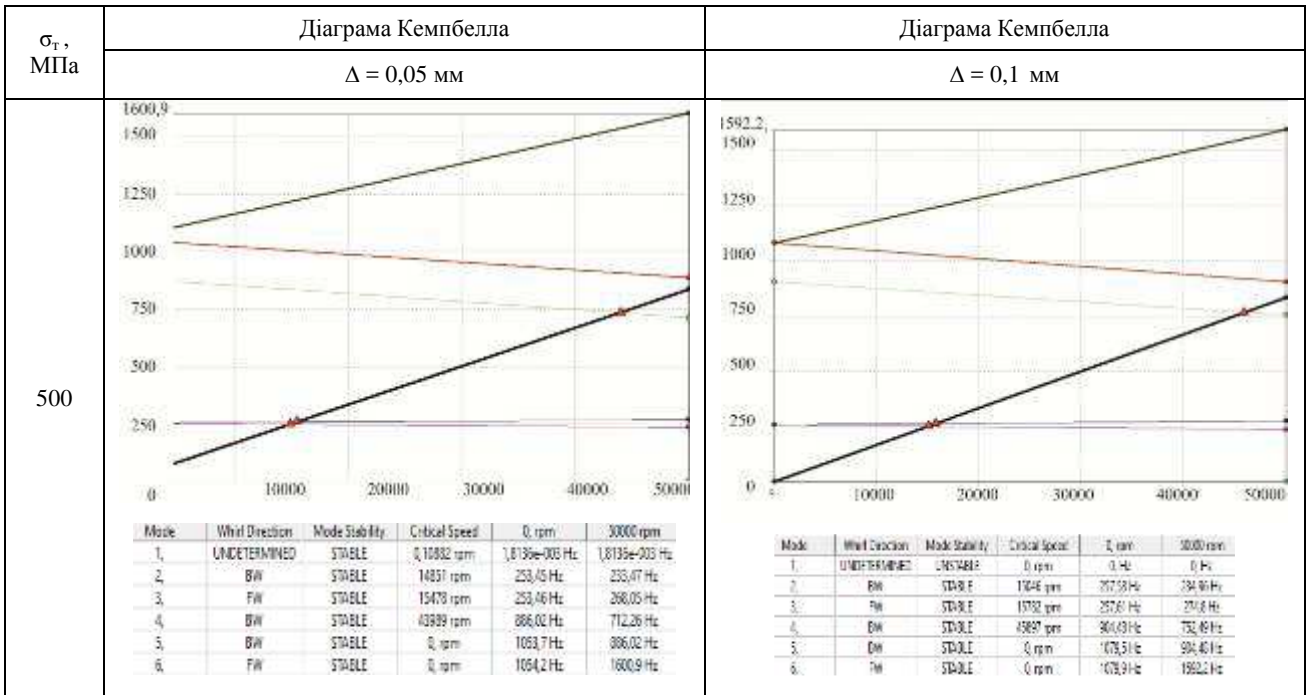


Рисунок 26 – Залежність відносних повних переміщень \tilde{U} у конструкції роторної частини нагнітача повітря від межі плинності матеріалу крильчатки σ_T , МПа, та натягу у сполученні «крильчатка – вал» Δ , мм

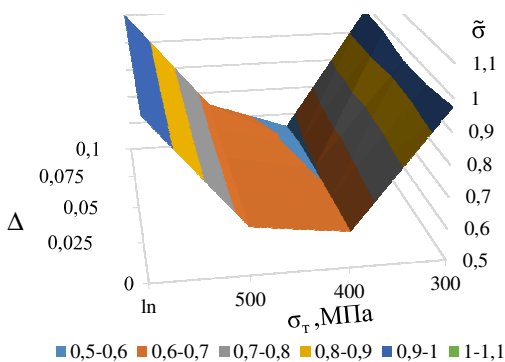


Рисунок 27 – Залежність відносних еквівалентних напружень $\tilde{\sigma}$ у конструкції роторної частини нагнітача повітря від межі плинності матеріалу крильчатки σ_T , МПа, та натягу у сполученні «крильчатка – вал» Δ , мм

При варіюванні σ_T від цієї зони як у бік зростання, так і зменшення, відбувається підвищення рівня

напружень приблизно у 1,5 рази при наближенні до межі їхнього діапазону варіювання.

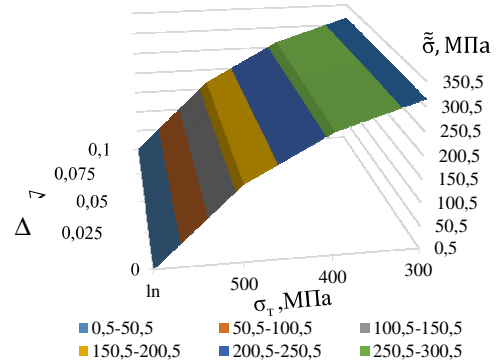


Рисунок 28 – Залежність рівня залишкових еквівалентних напружень $\tilde{\tilde{\sigma}}$ без обертання у конструкції роторної частини нагнітача повітря від межі плинності матеріалу крильчатки σ_T , МПа, та натягу Δ , мм у сполученні «крильчатка – вал»

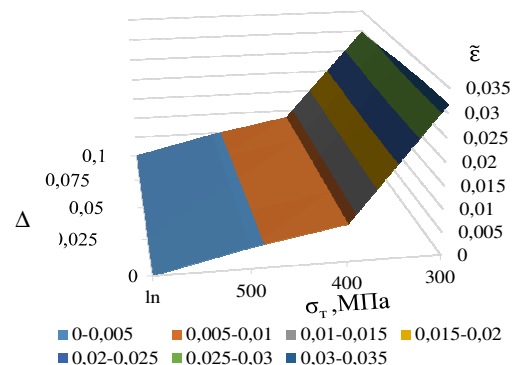


Рисунок 29 – Залежність максимальних пластичних деформацій $\tilde{\epsilon}$ у конструкції роторної частини нагнітача повітря від межі плинності матеріалу крильчатки σ_T , МПа,

та натягу у сполученні «крильчатка – вал» Δ , мм

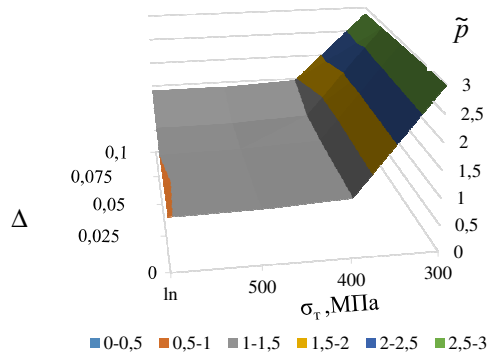


Рисунок 30 – Залежність відносного контактного тиску \tilde{p} у конструкції роторної частини нагнітача повітря від межі плинності матеріалу крильчатки σ_T , МПа, та натягу у сполученні «крильчатка – вал» Δ , мм

Отже, для досліджуваного режиму роботи (до 50 тис. об./хв.) рекомендується матеріал крильчатки (алюмінієвий сплав) із межею плинності понад 400 МПа.

У цілому аналіз наведених результатів свідчить, з одного боку, про працездатність розробленої методології досліджень. З іншого боку, виявлені закономірності впливу на характеристики міцності, довговічності та працездатності досліджених конструкцій варіюваних параметрів. Відповідно, у кожному конкретному випадку можна розробити рекомендації при обґрунтуванні прогресивних технічних рішень тих чи інших конструкцій за названими критеріями.

Висновки

1. Робоче колесо нагнітача повітря танкового двигуна лімітує його міцність та довговічність. Як визначено у ході досліджень, пряме підвищення механічних властивостей матеріалу алюмінієвого сплаву, із якого воно виготовляється, не є продуктивним. При цьому існує зона, розташована близько позначки 400 МПа, відхід межі плинності матеріалу від якої призводить до зростання рівня напружень у робочому колесі у 1,5 та більше разів.

2. Серед значущих чинників необхідно враховувати діючі навантаження від відцентрованих сил та натягу у спряженні «вал – робоче колесо», причому у їх поєднанні. Також важливим є урахування пружно-пластичного деформування матеріалу робочого колеса.

3. Рекомендованими є не окремі заходи та рішення стосовно роторних частин нагнітача повітря, а їх поєднання задля цілеспрямованого поліпшення характеристик міцності та довговічності.

Список літератури

1. Ткачук М. А., Назаренко С. О., Грабовський А. В., Ткачук М. М., Шуть О. Ю., Ліпейко А. І., Вейлер В. С., Марусенко О. М., Прокопенко М. В., Марусенко С. І., Васильєв А. Ю., Гречка І. П., Храмцова І. Я. Аналіз конструкцій, моделей та методів дослідження динаміки високооборотних елементів танкових двигунів (оглядова стаття). *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. 2023. № 2. С. 69–105.
2. Ткачук М. А., Шуть О. Ю., Ліпейко А. І., Волошина І. О., Ткачук М. М., Грабовський А. В., Вейлер В. С., Овчар

3. Ткачук М. М., Грабовський А. В., Прокопенко М. В., Шуть О. Ю., Овчаров С. М., Ткачук М. А., Ліпейко А. І., Цендра Г. В., Шевченко А. В., Коба А. М. Жорсткісні властивості пружних втулок високооборотних елементів двигунів. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. 2022. № 2. С. 64–79.
4. Tkachuk, M., Grabovskiy, A., Tkachuk, A. (2022). Numerical and Analytical Analysis Methods for Radial Response of Flexible Ring Dampers. In: Rackov, M., Mitrović, R., Cavić, M. (eds) *Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering*. KOD 2021. *Mechanisms and Machine Science*, Springer, Cham. Vol. 109.
5. Marchenko A., Grabovskiy A., Tkachuk M. M., Shut O., Tkachuk M. A. Detuning of a supercharger rotor from critical rotational velocities. *Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange*. Springer International Publishing, p. 137-145
6. Кучма, М., Мартиненко, Г. Особливості моделювання та чисельного аналізу динаміки ротора турбокомпресора з активними магнітними підшипниками. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2023. № 3, р. 73–78
7. Genta G. *Dynamics of rotating systems*. Springer Science & Business Media, 2007
8. Vance J, Zeidan F, Murphy B. Bearings and their effect on rotordynamics. *Machinery vibration and rotordynamics*. 2010:171-269.
9. Adams ML. Rotating machinery vibration: from analysis to troubleshooting: CRC Press; Engineering & Technology, 2009. 476 p.
10. Schweitzer G. (2011). *Applications and research topics for active magnetic bearings*. IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics. Springer; p. 263–273.
11. Bleuler H, Cole M, Keogh P, Larssonneur R, Maslen E, Okada Y, et al. *Magnetic bearings: theory, design, and application to rotating machinery*. Springer Science & Business Media; 2009.
12. Polajžer B. *Magnetic bearings, theory and applications*. Sciyo; 2010.
13. Kamal M, Rahman MM. Finite element-based fatigue behaviour of springs in automobile suspension. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*. 2014;10:1910-9.
14. Martynenko G. Magnetic bearings as the elastic-damping support rotors with controlled stiffness. *Bulletin of NTU "KhPI" Series: Dynamics and Strength of Machines Russia*. 2008. P. 111–124.
15. Ibrahim TK, Rahman M, Mohammed M, Basrawi F. Statistical analysis and optimum performance of the gas turbine power plant. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*. 2016;13,1:3215-25.
16. Simms J. Fundamentals of the Turboexpander: Basic Theory and Design. *Simms Machinery International, Santa Maria, CA*. 2009
17. Martynenko G., Martynenko V. Computer Modeling and Simulation Analysis of Linear and Nonlinear Phenomena of Rotor Dynamics in Systems with Magnetic Bearings. 2021. *IEEE 2nd KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek)*, Kharkiv, Ukraine, 2021, pp. 213–217
18. Martynenko, G.Y., Marusenko, O.M., Ulyanov, Y.M., Rozova, L.V. (2020). The use of information technology for the design of a prototype engine with rotor in magnetic bearings. In: Nechyporuk, M., et al. (eds.) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering*. AISC. Springer, Cham, vol. 1113, pp. 301–309.
19. Kuchma, M., Martynenko, G. (2022). Analysis of the Turbocompressor Rotor Dynamics Taking into Account Features of Active Magnetic Bearings Using Specialized Computing Systems. In: Kovács, T.A., Nyikes, Z., Berec, T., Daruka, N., Tóth, L. (eds) *Critical Infrastructure Protection in the Light of the Armed Conflicts*. HCC 2022. Advanced Sciences and Technologies for Security Applications.
20. Martynenko, G., Rozova, L. Integrated Computer Modeling of Dynamic Processes in Rotor Machines and Systems with Elastic-Damper and Magnetic Bearings. In: Nechyporuk, M., Pavlikov, V., Kritskiy, D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2022. ICTM 2022. Lecture Notes in Networks and Systems*, vol 657.
21. Martynenko, G. (2021). Mathematical Modelling and Computer Simulation of Rotors Dynamics in Active Magnetic Bearings on the Example of the Power Gas Turbine Unit. In: Chaari, F., Leskow, J., Wylomanska, A., Zimroz, R., Napolitano, A. (eds) *Nonstationary*

- Systems: Theory and Applications. WNSTA 2021. Applied Condition Monitoring*, vol 18.
22. Rozova, L., Martynenko, G. The Design of Elements of Systems with Gas-Turbine Engines Based on Information Technology. In: Nechyporuk, M., Pavlikov, V., Kritskiy, D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems*, vol 188.
 23. Ященко А.С. Підвищення вібронадійності відцентрових насосів АЕС на основі створення достовірних математичних моделей динамічної системи ротор-корпус. – кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – «Динаміка та міцність машин». Сумський державний університет, Суми, 2018.
 24. Симоновский В.И. *Устойчивость и нелинейные колебания роторов центробежных машин*. – Харьков. Высшая школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1986. – 128 с.
 25. Отчет о НИР. Методические указания по расчету коэффициентов жесткости и демпфирования подшипников скольжения: ВНИИАЭН. Архивный № ОТ 1361-2015. Сумы, 2015. 85 с.
 26. San Andres L. (2006). Annular Pressure Seals and Hydrostatic Bearings. Design and Analysis of High Speed Pumps. *Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series*. 35 p.
 27. Симоновский В.И., Ященко А.С. Расчетные оценки критических частот вращения валопроводов электронасосных агрегатов. *Компрессорное и энергетическое машиностроение*. 2014. №3(37). С. 30–32.
 28. ANSI/API Standard 610. Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries. *Eleventh Edition*, 2010. 218 p.

References (transliterated)

1. Tkachuk M. A., Nazarenko S. O., Hrabovskyi A. V., Tka-chuk M. M., Shut O. Yu., Lipeiko A. I., Veiler V. S., Marusenko O. M., Prokopenko M. V., Marusenko S. I., Vasyliiev A. Yu., Hrechka I. P., Khramtsova I. Ya. (2023). Analiz konstruktsii, mo-delei ta metodiv doslidzhennia dynamiky vysokoobertovykh elementiv tankovykh dvyhunyv (ohliadova statia). *Visnyk Natsio-nalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Serii: *Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 2, pp. 69–105.
2. Tkachuk M. A., Shut O. Yu., Lipeiko A. I., Voloshyna I. O., Tkachuk M. M., Hrabovskyi A. V., Veiler V. S., Ovcha-rov Ye. M., Holtvianysia O. S. (2023). Analiz nelineinykh zhorstkisnykh kharakterystyk pruzhnykh opor kompresora nahmitacha povivria. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Serii: *Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 1, pp. 121-130
3. Tkachuk M. M., Hrabovskyi A. V., Prokopenko M.V., Shut O.Yu., Ovcharov Ye.M., Tkachuk M.A., Lipeiko A.I., Tsend ra H.V., Shevchenko A. V., Koba A. M. (2022). Zhorstkisni vlastyosti pruzhnykh vtulok vysokoobertovykh elementiv dvyhunyv. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Serii: *Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 2, pp. 64–79.
4. Tkachuk, M., Grabovskiy, A., Tkachuk, A. (2022). Numerical and Analytical Analysis Methods for Radial Response of Flexible Ring Dampers. In: Rackov, M., Mitrović, R., Čavić, M. (eds) *Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering. KOD 2021. Mechanisms and Machine Science*, Springer, Cham. vol 109.
5. Marchenko A., Grabovskiy A., Tkachuk M. M., Shut O., Tkachuk M. A. *Detuning of a supercharger rotor from critical rotational velocities. Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange*. Springer International Publishing, p. 137-145
6. Kuchma, M., Martynenko, H. (2023). Osoblyvosti modeliuвання ta chysel-noho analizu dynamiky rotora turbokompresora z aktyvnymy mahnitnymy pidshypnykamy. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Serii: *Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannia*, no. 3, pp. 73–78
7. Genta G. *Dynamics of rotating systems*. Springer Science & Business Media, 2007
8. Vance J, Zeidan F, Murphy B. Bearings and their effect on rotordynamics. *Machinery vibration and rotordynamics*. 2010:171-269.
9. Adams ML. Rotating machinery vibration: from analysis to troubleshooting: CRC Press; Engineering & Technology, 2009. 476 p.
10. Schweitzer G. (2011). *Applications and research topics for active magnetic bearings. IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics*. Springer; p. 263 –273.
11. Bleuler H, Cole M, Keogh P, Larsonneur R, Maslen E, Okada Y, et al. *Magnetic bearings: theory, design, and application to rotating machinery*. Springer Science & Business Media; 2009.
12. Polajžer B. *Magnetic bearings, theory and applications*. Sciyo; 2010.
13. Kamal M, Rahman MM. Finite element-based fatigue behaviour of springs in automobile suspension. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*. 2014;10:1910-9.
14. Martynenko G. Magnetic bearings as the elastic-damping support rotors with controlled stiffness. *Bulletin of NTU "KhPI" Series: Dynamics and Strength of Machines Russia*. 2008. P. 111–124.
15. Ibrahim TK, Rahman M, Mohammed M, Basrawi F. Statistical analysis and optimum performance of the gas turbine power plant. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*. 2016;13.1:3215-25.
16. Simms J. Fundamentals of the Turboexpander: Basic Theory and Design. *Simms Machinery International, Santa Maria, CA*. 2009
17. Martynenko G., Martynenko V. Computer Modeling and Simulation Analysis of Linear and Nonlinear Phenomena of Rotor Dynamics in Systems with Magnetic Bearings, 2021. *IEEE 2nd KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek)*, Kharkiv, Ukraine, 2021, pp. 213–217
18. Martynenko, G.Y., Marusenko, O.M., Ulyanov, Y.M., Rozova, L.V. (2020). The use of information technology for the design of a prototype engine with rotor in magnetic bearings. In: Nechyporuk, M., et al. (eds.) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. AISC*. Springer, Cham, vol. 1113, pp. 301–309.
19. Kuchma, M., Martynenko, G. (2022). Analysis of the Turbocompressor Rotor Dynamics Taking into Account Features of Active Magnetic Bearings Using Specialized Computing Systems. In: Kovács, T.A., Nyikes, Z., Berek, T., Daruka, N., Tóth, L. (eds) *Critical Infrastructure Protection in the Light of the Armed Conflicts*. HCC 2022. Advanced Sciences and Technologies for Security Applications.
20. Martynenko, G., Rozova, L. Integrated Computer Modeling of Dynamic Processes in Rotor Machines and Systems with Elastic-Damper and Magnetic Bearings. In: Nechyporuk, M., Pavlikov, V., Kritskiy, D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2022. ICTM 2022. Lecture Notes in Networks and Systems*, vol 657.
21. Martynenko, G. (2021). Mathematical Modelling and Computer Simulation of Rotors Dynamics in Active Magnetic Bearings on the Example of the Power Gas Turbine Unit. In: Chaari, F., Leskow, J., Wylomanska, A., Zimroz, R., Napolitano, A. (eds) *Nonstationary Systems: Theory and Applications. WNSTA 2021. Applied Condition Monitoring*, vol 18.
22. Rozova, L., Martynenko, G. The Design of Elements of Systems with Gas-Turbine Engines Based on Information Technology. In: Nechyporuk, M., Pavlikov, V., Kritskiy, D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems*, vol 188.
23. Iashchenko A.S. Pidvyshchennia vibronadiynosti vidtsentrovnykh nasosiv AES na osnovi stvorennia dostovirnykh matematychnykh modelei dynamichnoi systemy rotor-korpus. – kvalifikatsiina naukova pratsia na pravakh rukopysu. Dysertatsiia na zdobuttia naukovoho stupenia kandydata tekhnichnykh nauk za spetsialnistiu 05.02.09 – «Dynamika ta mitsnist mashyn». Sumsyky derzhavnyi universytet, Sumy, 2018.
24. Symonovskiy V.Y. Ustoichyvost y nelyneinye kolebaniya rotorov tsentrobezhnykh mashyn. Kharkov. Vysshiaia shkola. Yzd-vo pry Khark. un-te, 1986. 128 p.
25. Отчет о НИР. *Методические указания по расчету коэффициентов жесткости и демпфирования подшипников скольжения*: ВНИИАЭН. Архивный № ОТ 1361-2015. Сумы, 2015. 85 p.
26. San Andres L. (2006). Annular Pressure Seals and Hydrostatic Bearings. Design and Analysis of High Speed Pumps. *Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series*. 35 p.
27. Symonovskiy V.Y., Yashchenko A.S. (2014). Raschetnye otsenky krytycheskykh chastot vrashcheniya valoprovodov elektronasosnykh ahreatov. *Компрессорное и энергетическое машиностроение*, no. 3(37), pp. 30–32.
28. ANSI/API Standard 610. Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries. *Eleventh Edition*, 2010. 218 p.

Hađiіuua (received) 25.03.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Ткачук Микола Миколайович / Tkachuk Mykola M. – доктор технічних наук, старший дослідник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», провідний науковий співробітник кафедри інформаційних технологій та систем колісних і гусеничних машин імені О.О. Морозова; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4753-4267>; e-mail: m.tkachuk@tmm-saprg.org

Вейлер Володимир Сергійович / Veiler Volodymyr – заступник начальника Головного військового представництва-начальник групи контролю якості 85 Головного військового представництва МО України, м. Харків, Україна; e-mail: vejlervladimir@gmail.com

Грабовський Андрій Володимирович / Grabovskiy Andrey – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», провідний науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6116-0572>; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Прокопенко Микола Вікторович / Prokopenko Nickolay – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна.; тел.: (050) 754-41-35; e-mail: kola0123@ukr.net.

Ткачук Микола Анатолійович / Tkachuk Mykola A. – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; e-mail: tma@tmm-saprg.org.

Шуть Олександр Юрійович / Shut Oleksandr – аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна, e-mail: tma@tmm-saprg.org

Лінейко Андрій Іванович / Lipeiko Andrii – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна, e-mail: tma@tmm-saprg.org

Овчаров Єгор Миколайович / Ovcharov Egor – головний конструктор КБ двигунобудування, ДП «Завод ім. В.О. Малишева»; м. Харків, Україна, e-mail: morozov@morozov.com.ua

Марусенко Олексій Миколайович / Marusenko Oleksii – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; асистент кафедри комп'ютерного моделювання процесів та систем, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6911-2500>; e-mail: Oleksii.Marusenko@khp.edu.ua