

**В. С. ВЕЙЛЕР, О. Ю. ШУТЬ, М. В. ПРОКОПЕНКО, О. М. МАРУСЕНКО, Є. А. ФЕДОРОВ,
Є.М. ОВЧАРОВ, Р. Г. НЕЧАЄВ, І. Я. ХРАМЦОВА, О. В. КОХАНОВСЬКА**

ПРОЄКТНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАГНІТАЧІВ ПОВІТРЯ ТАНКОВИХ ДВИГУНІВ

У роботі із залученням параметричного підходу описані дослідження напружено-деформованого стану та критичних режимів руху роторних систем нагнітачів повітря танкових двигунів. На прикладі тестової конструкції визначено вплив міжопорної відстані на валі на критичні швидкості обертання досліджуваного ротора. Також визначено вплив габаритних розмірів на напружено-деформований стан робочого колеса компресора. Установлено, що втрата стійкості руху ротора у дослідженому діапазоні частот обертання відбувається за першою, другою та третьою формою. Відповідно, запропоновано декілька стратегій відлаштування від небезпечних режимів роботи. Ці стратегії полягають у виведенні критичних режимів ротора за межі робочого діапазону. Зокрема, можливо знижувати критичні частоти обертання або їх підвищувати. Також можлива комбінація цих способів. Напружено-деформований стан робочого колеса компресора суттєво реагує на зміну його габаритних розмірів. Зокрема, збільшення його діаметра різко підвищує переміщення точок диска та лопатей. Це може спричинити втрату зазору між ротором і статором. А це призводить до потенційних проблем із працездатністю. Напруження у робочому колесі локалізуються у зоні переходу лопатей у диск. Також значний рівень напружень – у самому диску. Відповідно, за умовами міцності та жорсткості більшою мірою обмежується діаметр робочого колеса. За критерієм відлаштування від критичних швидкостей обертання ротора обмежується міжопорний розмір вала, а також довжина робочого колеса компресора.

Ключові слова: компресор, напружено-деформований стан, критичні режими роботи, роторна частина, робоче колесо, підшипникова опора, нагнітач повітря

**V. VEILER, O. SHUT, M. PROKOPENKO, O. MARUSENKO, Ye. FEDOROV, Ye. OVCHAROV,
R. NECHAIEV, I. KHRAMTSOVA, O. KOHANOVSKA**

DESIGN SUPPORT FOR THE TECHNICAL CHARACTERISTICS OF TANK ENGINE SUPERCHARGERS

The paper employs a parametric approach to investigate the stress-strain state and critical motion regimes of rotor systems in tank engine superchargers. Using a test assembly as an example, the influence of the bearing span on the critical speeds of the rotor was determined. The impact of overall dimensions on the stress-strain state of the compressor impeller was also analyzed. It was established that the loss of rotor stability within the investigated frequency range occurs at the first, second, and third modes. Accordingly, several strategies for detuning from hazardous operating regimes are proposed by shifting critical speeds beyond the operating range. Specifically, this can be achieved by either decreasing or increasing the critical frequencies, or through a combination of these methods. The stress-strain state of the compressor impeller is highly sensitive to changes in its geometric dimensions. Increasing the diameter significantly increases the displacement of the disk and blade points, which may lead to a loss of clearance between the rotor and stator, causing potential failure. Stresses in the impeller are localized in the blade-to-disk transition zone and within the disk itself. Consequently, the impeller diameter is primarily limited by strength and stiffness requirements, while the bearing span and impeller length are restricted by the criteria for detuning from critical speeds. The paper presents the distributions of the components of the stress-strain state of the compressor impeller at different values of the variable parameters, as well as at different rotor rotation frequencies. The forms of loss of stability of the compressor rotor part are also presented.

Keywords: compressor, stress-strain state, critical operating regimes, rotor assembly, impeller, bearing support, supercharger

Вступ. У роботі [1] зазначено, що військові фахівці визначають високу рухливість танків як визначального фактору підвищення тривалості їх «виживання» на полі бою. Тому двигун є одним із найважливіших агрегатів бойових броньованих машин (ББМ). Його розробка часто потребує більше часу, ніж самої ББМ.

Мета проєктних досліджень із підвищення характеристик танкових двигунів полягає у поліпшенні маневреності на складній місцевості, паливної економічності для підвищення запасу ходу, зменшення часу перебування танка під вогнем супротивника. Серед основних вимог до сучасного танкового двигуна – його компактність, малий рівень вібрацій та шуму силової установки, надійність роботи у різному кліматі, високі енергетичні показники, економічність, багатопаливність, хороша ремонтпридатність, низька ціна тощо. Танкові двигуни мають забезпечувати підвищені енергетичні показники, які запроєктовані на роботу до 1000 мото-годин та більше. Для визначального показника у бою – маневреності танка – необхідна висока потужність двигуна. Підвищення ступеня стиску є основним енергетичним показником, який впливає як на

потужність, так і на паливну економічність двигуна. Щоб забезпечити належні захист та мобільність, розробляються все більш потужні двигуни [1].

Також відзначається, що танкові двигуни забезпечені системою турбонаддуву, яка є найбільш ефективним засобом підвищення одиничної потужності, поліпшення паливної економічності та екологічної чистоти дизелів. Система наддуву визначається як сукупність впускних та випускних колекторів та патрубків, теплообмінних апаратів та агрегатів наддуву, яка забезпечує підвищення тиску свіжого заряду у впускному ресивері двигуна. Для форсування двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) шляхом наддува на двигуні встановлюють т урбокомпресор (ТК) – компактний агрегат, що містить турбіну, котра утилізує залишкову енергію газів, що відпрацювали у циліндрах, і компресор, який використовує цю енергію для примусового

© В. С. Вейлер, О. Ю. Шуть, М. В. Прокопенко,
О. М. Марусенко, Є. А. ФЕДОРОВ, Є.М. Овчаров,
Р. Г. Нечаєв, І. Я. Храмцова, О. В. Кохановська, 2026

нагнітання повітря в циліндри двигуна із попереднім охолодженням або без нього [1].

На основі аналізу багатьох публікацій у [1] здійснено висновки, що до сучасних танкових двигунів та двигунів для бронетехніки ставляться вимоги збільшення потужності, підвищення термомеханічних навантажень, отже, інтенсифікації режимів роботи усіх елементів конструкції. Відповідно, це виносить на передній план проблеми дослідження реакції елементів танкових двигунів та двигунів для бронетехніки на дію навантажень, у першу чергу – динамічних.

При цьому питання дослідження динамічних процесів у двигунах висвітлені у низці робіт. При цьому виділяються два основних напрямки. Перший передбачає створення комплексних моделей, які охоплюють якомога більшу множину елементів двигунів, що взаємодіють між собою. Другий зосереджується на більш поглибленому аналізі динаміки окремих елементів або вузлів (агрегатів). Проте, завершеного вирішення зазначена проблема дотепер не отримала. При цьому основну увагу слід звернути на високооборотні елементи двигунів, зокрема, нагнітачів повітря.

Виокремлюється низка проблемних питань, зокрема, напружено-деформований стан і критичні режими роботи компресорів нагнітачів повітря танкових двигунів. Ці питання не отримали завершеного вирішення у дослідженнях та на практиці.

Слід зазначити, що ситуація загострюється низкою обставин:

1) постійним трендом на зростання потужності та режимів роботи танкових двигунів, а звідси – підвищена потреба у постачанні повітря для забезпечення робочого процесу згоряння палива у двигунах;

2) особливості конструктивного виконання нагнітачів повітря вітчизняних танкових двигунів, тобто – підведення потужності із двох джерел – від турбіни та від самого двигуна; відповідно, ускладнюється конструкція та схема навантаження елементів нагнітачів;

3) особливістю робочого колеса компресора нагнітача повітря вітчизняних танкових двигунів є консольне його розташування відносно підшипникових опор, а, також, і зміна динамічних властивостей роторних частин нагнітачів порівняно із традиційним міжопорним розташуванням роторного колеса;

4) прагнення до забезпечення удосконалення постачання повітря змушує проєктно збільшувати діаметр робочого колеса та частоту обертання вала, що вступає у протиріччя із вимогами міцності, жорсткості та збудливості критичних режимів роботи;

5) за зазначених обставин різко зростає вплив на працездатність компресора жорсткісних властивостей пружних підшипникових опор, чим у багатьох випадках нехтують.

Таким чином, просте масштабування попередніх технічних рішень проєктованих

нагнітачів повітря у сучасних умовах заводить у «глухий кут». Потрібні нові підходи, моделі та методи досліджень, створенню та апробації котрих присвячена ця робота.

Аналіз моделей та методів досліджень у елементах нагнітачів повітря високофорсованих двигунів. Дослідженню процесів, станів та характеристик елементів нагнітачів повітря високофорсованих двигунів присвячено багато публікацій. Так, у статті [2] зазначено, що «... розвиток тривимірного моделювання та аналізу течії на основі розв'язання рівнянь Нав'є-Стокса, осереднених за Рейнольдсом, дає можливість більш якісно визначити характеристики та параметри течії, але потребує значно більших витрат часу на розрахунок та доведення або верифікацію використаних математичних моделей із метою отримання мінімальних похибок розрахунку. Метою роботи [2] є визначення картин течії газу у високонапірному відцентровому компресорі на основі числових методів розрахунку течії та порівняння інтегральних характеристик роботи з експериментальними даними. Розподіл тисків вздовж лопатей робочого колеса та дифузора показав шляхи оптимізації форми лопаті для збільшення ефективності роботи компресора: відбувається перехрещення ліній розподілів для оптимального режиму лопаті ротора; лопать спліттера працює в нормальному режимі, але можна покращити розподіл за рахунок покращення форми лопаті в початковій дільниці; перехрещення ліній розподілу тиску для оптимального режиму показує на недостатньо якісну роботу дифузора, що може бути покращено за рахунок зміни форми лопаті» [2]. Тобто, аналіз потоків повітря у нагнітачі повітря дає можливість обґрунтувати геометричну форму лопатей компресора. При цьому здійснюється спірання на моделі та методи, описані у [3–6].

При переході до проблем механіки роторних систем на пружних опорах, якими є роторні частини нагнітачів повітря, виникає низка задач забезпечення заданих параметрів їх міцності, жорсткості та стійкості їх руху. Зокрема, цьому присвячені роботи [7–18], у яких викладені питання моделювання руху роторних систем подібного типу.

Із цими питаннями пов'язані проблеми працездатності та міцності елементів роторних систем нагнітачів повітря високофорсованих танкових двигунів.

У роботі [19] поставлена та розв'язана задача про аналіз міцності, жорсткості та критичних швидкостей обертання роторних частин нагнітачів танкових двигунів. Для цього розроблено підходи, які використовують параметричний опис досліджуваного об'єкту. Цей параметричний опис інтегрується у геометричні, математичні та чисельні моделі досліджуваних процесів і станів. У ході розв'язання цих задач визначаються параметричні залежності характеристик жорсткості, міцності та критичних швидкостей

обертання від варійованих параметрів. Варіювалися маса крильчатки нагнітача повітря та жорсткості підшипникових опор вала. Установлені залежності контрольованих величин від варійованих параметрів. Здійснені розробки, дослідження та їхні результати підтверджують можливість постановки та розв'язання задач обґрунтування прогресивних технічних рішень при удосконаленні нагнітачів повітря танкових двигунів. Важливою обставиною розробленого підходу є те, що для аналізу процесів і станів різної природи розроблені єдині параметричні моделі. Ці моделі, з іншого боку, можуть бути переналаштовані на інші об'єкти. Зокрема, здійснено варіювання параметрів роторної частини нагнітача повітря танкового двигуна. Варіювалися маса робочого колеса та жорсткість підшипникових опор. У ході досліджень установлені залежності характеристик напружено-деформованого стану від варійованих параметрів. Також установлені залежності критичних швидкостей обертання ротора від варійованих параметрів. Розроблені параметричні моделі є основою для чисельних досліджень напружено-деформованого стану та критичних швидкостей обертання елементів роторних частин нагнітачів повітря.

Зазначені дослідження спираються на низку попередніх досліджень [1, 19–29], а також [30–32], у яких враховується контактна взаємодія елементів конструкції. Деякі питання роторної динаміки компресора описані у [33]. Мова йде про «роторну динаміку високошвидкісного імпульсера двигуна з наддувом. Ця модель описує деформівний вал і деформівний диск із лопатями. Підшипники вважаються більш податливими, а не жорсткими. Диск має консольне розташування відносно еластичних опор. Напружено-деформований стан роторної системи аналізується в широкому діапазоні параметрів розмірності та швидкостей обертання. Критичні частоти також вивчаються для цієї системи. Показано, що перші дві критичні швидкості консольного ротора з масивним деформівним диском можна ефективно модифікувати шляхом відповідного вибору відстані між опорами та їхньої жорсткості. Внаслідок цього робочий діапазон швидкості обертання може бути відлаштований від небезпечного резонансу» [33].

Загальний підхід до аналізу міцності, жорсткості та критичних режимів роботи компресорів нагнітачів повітря у цілому викладено у роботі [19]. Цей підхід базується на розширеному застосуванні узагальненого параметричного підходу до аналізу процесів і станів у компресорах, а також до синтезу їх раціональних технічних рішень за критеріями міцності, жорсткості та стійкості руху.

Розроблений у [19] підхід видається достатньо ефективним для розв'язання прикладних задач роторної динаміки, зокрема, стосовно компресорів нагнітачів повітря танкових дизелів.

Мета роботи – розроблення удосконалених підходів та параметричних моделей напружено-деформованого стану та критичних швидкостей обертання роторних частин нагнітачів повітря танкових двигунів, а також здійснення із їх залученням аналізу відповідних процесів і станів на їхніх тестових варіантах.

Загальний підхід до здійснення дослідження процесів і станів у елементах роторних частин нагнітачів повітря із консольним розташуванням робочого колеса.

При обґрунтуванні загального підходу до здійснення дослідження процесів і станів у елементах роторних частин нагнітачів повітря із консольним розташуванням робочого колеса були залучені розробки, описані у [1, 19 – 21, 30 – 33].

Тут слід мати на увазі, що у результаті попередніх зусиль [19] досягнуто побудови комплексних математичних та чисельних моделей, які на єдиній методологічній основі об'єднують і напружено-деформований стан, і критичні швидкості обертання роторних частин нагнітачів повітря подібного типу:

$$L(u, p, f, t) = 0 \quad (1)$$

де L – комплексний оператор, який об'єднує досліджувані процеси і стани;

u – переміщення точок валу та робочого колеса;

p – масив параметрів;

f – навантаження;

t – час.

Співвідношення (1), сформовані у загальному вигляді, потребують подальшої реалізації та конкретизації при дослідженні тих чи інших варіантів нагнітачів повітря. Далі у робочі можливості побудованих моделей ілюструються на прикладі тестових конструкцій, які за структурою відповідають реальним конструкціям, проте за геометричними параметрами та фізико-механічними властивостями матеріалів відрізняються. Тим не менш задля визначення закономірностей впливу варійованих параметрів на процеси, стани і характеристики роторних частин роторних нагнітачів подібного типу вони придатні.

Зокрема, на рис. 1 наведені параметричні тестової моделі роторних частин нагнітачів повітря із консольним розташуванням робочого колеса за різних варіантів варійованих параметрів.

Результати досліджень. Результати розрахунків наведені у табл. 1–6 та на рис. 2–9. Діаметр робочого колеса 191,1 мм; швидкість обертання – 10÷50 тис. об/хв. У дослідженнях – варіювання параметрів: p_1 – діаметр шийки на валу – $p_1 \in [20, 22, 24, 26]$ мм; p_2 – жорсткість опор – $p_2 \in [3, 3.5, 4, 4.5, 5] \cdot 10^5$ Н/мм.

Як свідчить аналіз результатів розрахунків напружено-деформованого стану (див. табл. 1-4), розподіли та рівні його компонентів практично не залежать від параметрів у діапазоні їх варіювання. Тому наведені тільки картини розподілів тільки

для крайніх значень параметрів.

Разом із тим на напружено-деформований стан відчутний вплив чинить швидкість обертання ротора (табл. 5, 6). Незважаючи на подібні розподіли компонент напружено-деформованого

стану робочого колеса на різних швидкостях обертання ротора, їх рівні змінюються у досліджену діапазоні швидкостей обертання приблизно за параболічним законом.

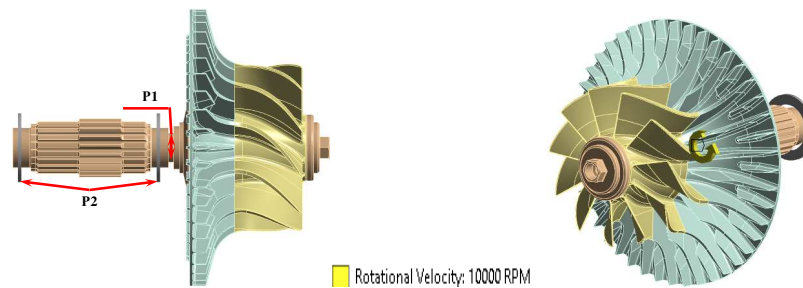


Рисунок 1 – Геометрична модель роторної частини нагнітачів повітря

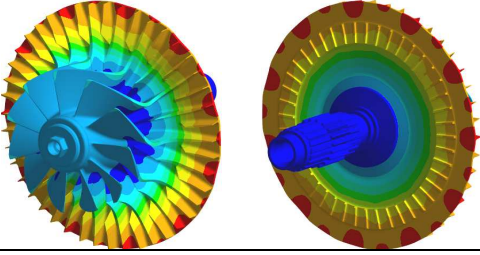
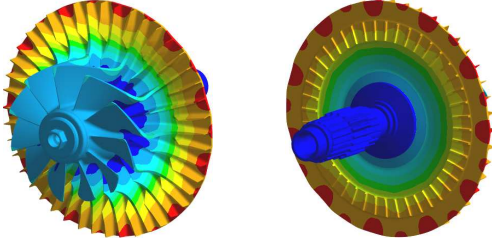
Таблиця 1 – Повні переміщення (мм) у крильчатці від обертання 10 тис об/хв., жорсткість опор $4 \cdot 10^5$ Н/мм при варіюванні діаметру шийки на валу, мм

Діаметр шийки на валу, мм	Значення	Повні переміщення (мм) у крильчатці
20	0,0097 0,0086222 0,0075444 0,0064667 0,0053889 0,0043111 0,0032333 0,0021556 0,0010778 0	
...
26	0,009719 0,0086391 0,0075592 0,0064793 0,0053994 0,0043195 0,0032397 0,0021598 0,0010799 0	

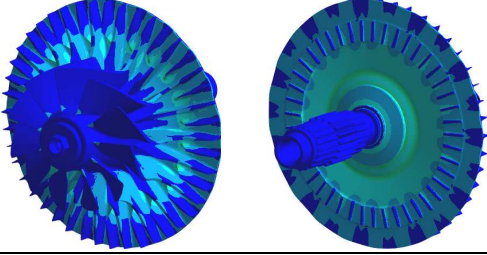
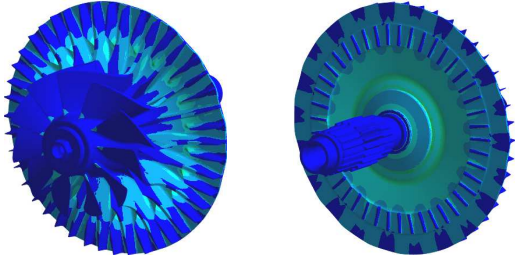
Таблиця 2 – Еквівалентні напруження (МПа) у крильчатці від обертання 10 тис об/хв., жорсткість опор $4 \cdot 10^5$ Н/мм при варіюванні діаметру шийки на валу, мм

Діаметр шийки на валу, мм	Значення	Еквівалентні напруження (МПа) у крильчатці
20	35,14 16,638 14,559 12,48 10,401 8,3214 6,2423 4,1631 2,084 0,0048	
...
26	34,517 30,682 26,848 23,013 19,178 15,344 11,509 7,6742 3,8396 0,00488	

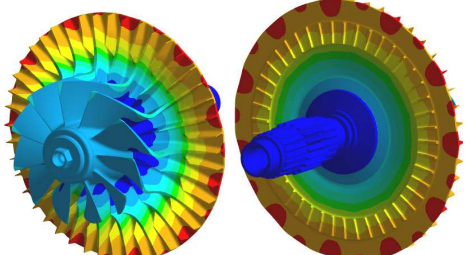
Таблиця 3 – Повні переміщення (мм) у крильчатці від обертання 10 тис об/хв., діаметру шийки на валу 24 мм, при варіюванні жорсткості опор, Н/мм

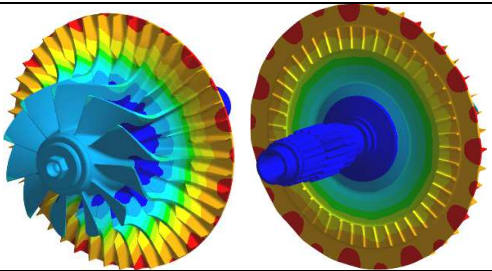
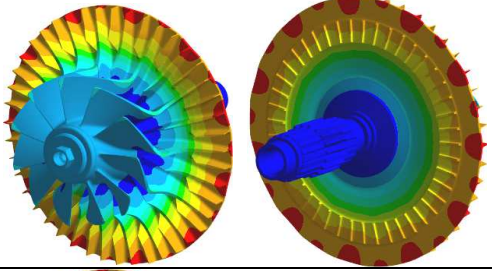
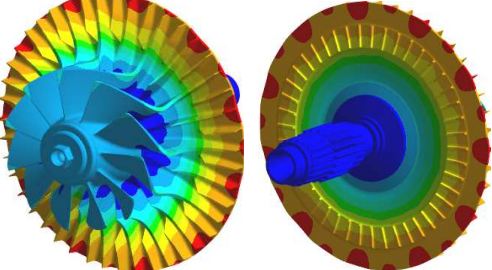
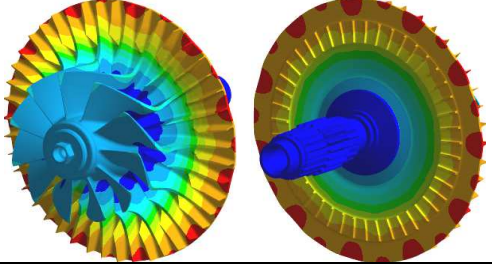
Жорсткість опор, Н/мм	Значення	Повні переміщення (мм) у крильчатці
$3 \cdot 10^5$	<ul style="list-style-type: none"> 0,0097116 0,0086325 0,0075535 0,0064744 0,0053953 0,0043163 0,0032372 0,0021581 0,0010791 0 	
...		
$4,5 \cdot 10^5$	<ul style="list-style-type: none"> 0,0097114 0,0086323 0,0075533 0,0064743 0,0053952 0,0043162 0,0032371 0,0021581 0,001079 0 	

Таблиця 4– Еквівалентні напруження (МПа) у крильчатці від обертання 10 тис об/хв., діаметру шийки на валу 24 мм, при варіюванні жорсткості опор, Н/мм

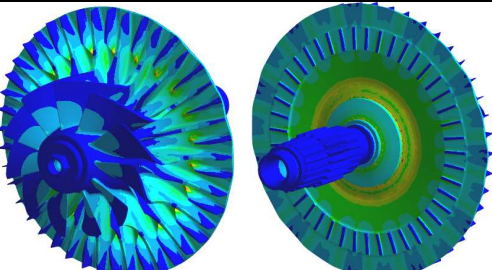
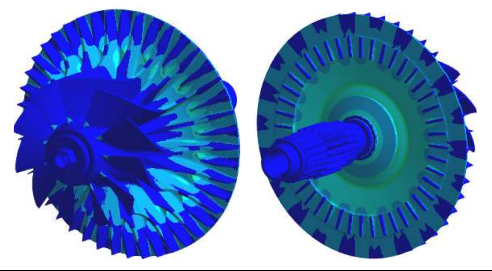
Жорсткість опор, Н/мм	Значення	Еквівалентні напруження (МПа) у крильчатці
$3 \cdot 10^5$	<ul style="list-style-type: none"> 34,803 30,936 27,07 23,204 19,337 15,471 11,604 7,7378 3,8713 0,00488 	
...		
$4,5 \cdot 10^5$	<ul style="list-style-type: none"> 34,803 30,936 27,07 23,204 19,337 15,471 11,604 7,7378 3,8713 0,00488 	

Таблиця 5 – Повні переміщення (мм) у крильчатці, діаметр шийки на валу 20 мм, жорсткість опор $4 \cdot 10^5$ Н/мм, при варіюванні частоти обертання ротора, тис об/хв.

Частота обертання ротора, тис об/хв.	Значення	Повні переміщення (мм) у крильчатці
10	<ul style="list-style-type: none"> 0,0097 0,0086222 0,0075444 0,0064667 0,0053889 0,0043111 0,0032333 0,0021556 0,0010778 0 	

Частота обертання ротора, тис об/хв.	Значення	Повні переміщення (мм) у крильчатці
20	0,0388 0,034489 0,030178 0,025867 0,021556 0,017244 0,012933 0,008622 0,004311 0	
30	0,0873 0,0776 0,0679 0,0582 0,0485 0,0388 0,0291 0,0194 0,0097 0	
40	0,1552 0,13796 0,12071 0,10347 0,08622 0,06897 0,05173 0,03448 0,01724 0	
50	0,2425 0,21556 0,18861 0,16167 0,13472 0,10778 0,08083 0,05388 0,02694 0	

Таблиця 6 – Еквівалентні напруження (МПа) у крильчатці, діаметр шийки на валу 20 мм, жорсткість опор $4 \cdot 10^5$ Н/мм, при варіюванні частоти обертання ротора, тис об/хв.

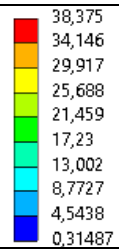
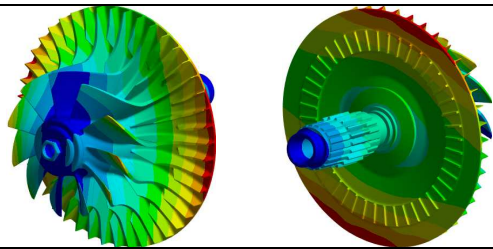
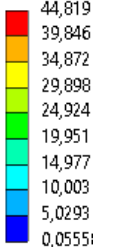
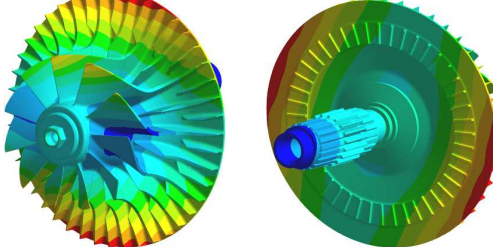
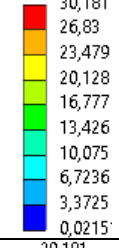
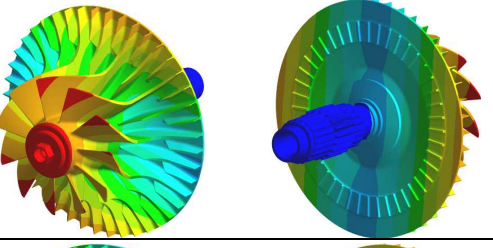
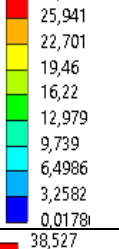
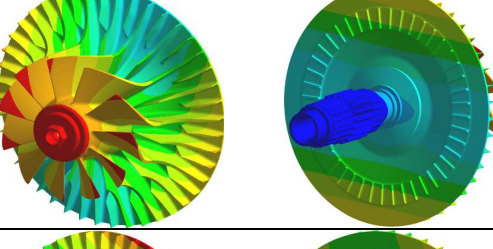
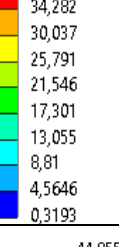
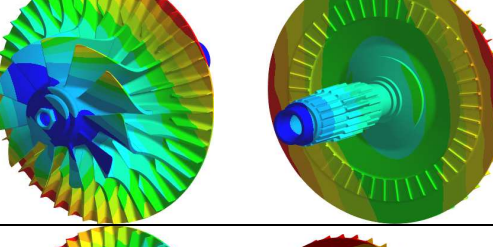
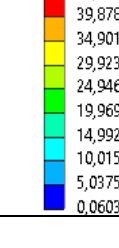
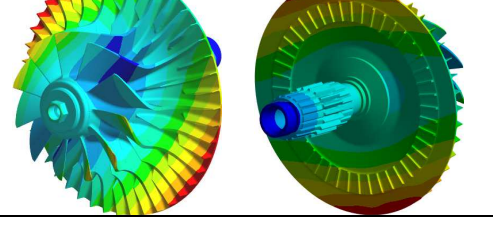
Частота обертання ротора, тис об/хв.	Значення	Еквівалентні напруження (МПа) у крильчатці
10	35,14 16,638 14,559 12,48 10,401 8,3214 6,2423 4,1631 2,084 0,0048	
20	140,56 124,95 109,33 93,714 78,098 62,482 46,867 31,251 15,635 0,0195	

Частота обертання ротора, тис об/хв.	Значення	Повні переміщення (мм) у крильчатці
30	<ul style="list-style-type: none"> 316,26 281,13 245,99 210,86 175,72 140,59 105,45 70,315 35,179 0,04391 	
40	<ul style="list-style-type: none"> 562,24 499,78 437,32 374,85 312,39 249,93 187,47 125 62,541 0,0780 	
50	<ul style="list-style-type: none"> 878,5 780,91 683,31 585,71 488,11 390,51 292,92 195,32 97,72 0,12191 	

Таблиця 7 – Критичні частоти обертання роторної частини нагнітача повітря, об/хв., жорсткість опор $4 \cdot 10^5$ Н/мм, при варіюванні діаметру шийки на валу, мм

Діаметр шийки на валу, мм	Значення, об/хв.	№ критичної частоти	Критична частота обертання
20	29144	Перша	<ul style="list-style-type: none"> 30,696 27,287 23,879 20,471 17,062 13,654 10,245 6,8371 3,4287 0,0203
		Друга	<ul style="list-style-type: none"> 29,803 26,493 23,183 19,873 16,563 13,253 9,9426 6,6326 3,3226 0,0126
		Третя	<ul style="list-style-type: none"> 37,68 33,527 29,374 25,221 21,069 16,916 12,763 8,6104 4,4576 0,3048

Діаметр шийки на валу, мм	Значення, об/хв.	№ критичної частоти	Критична частота обертання		
20	> 60000	Четверта	<p>44,761 39,791 34,821 29,851 24,881 19,911 14,941 9,9705 5,0004 0,0303</p>		
		Перша	<p>30,516 27,127 23,738 20,348 16,959 13,57 10,181 6,792 3,4029 0,0138</p>		
22	46929	Друга	<p>29,581 26,296 23,01 19,725 16,44 13,155 9,8701 6,585 3,2999 0,014844</p>		
		Третя	<p>38,068 33,873 29,677 25,482 21,287 17,091 12,896 8,7008 4,5055 0,31015</p>		
	> 60000	Четверта	<p>44,739 39,773 34,807 29,841 24,875 19,909 14,943 9,9775 5,0115 0,0456</p>		
		Перша	<p>30,327 26,959 23,591 20,222 16,854 13,486 10,118 6,7498 3,3816 0,01342</p>		
24	34499	Друга	<p>29,362 26,102 22,842 19,581 16,321 13,061 9,8004 6,5401 3,2798 0,0195</p>		
	49824	Перша	<p>29,362 26,102 22,842 19,581 16,321 13,061 9,8004 6,5401 3,2798 0,0195</p>		

Діаметр шийки на валу, мм	Значення, об/хв.	№ критичної частоти	Критична частота обертання	
24	> 60000	Третя		
	> 60000	Четверта		
26	36617	Перша		
	52195	Друга		
	> 60000	Третя		
	> 60000	Четверта		

Якщо звернутися до аналізу характеру розподілів компонент напружено-деформованого стану (див. табл. 1-6), то слід зазначити, що переміщення і напруження мають принципово відмінні особливості локалізації максимальних значень.

Так, максимуми переміщень спостерігаються у зоні зовнішнього діаметра робочого колеса. При цьому завдяки комбінації осової та радіальної

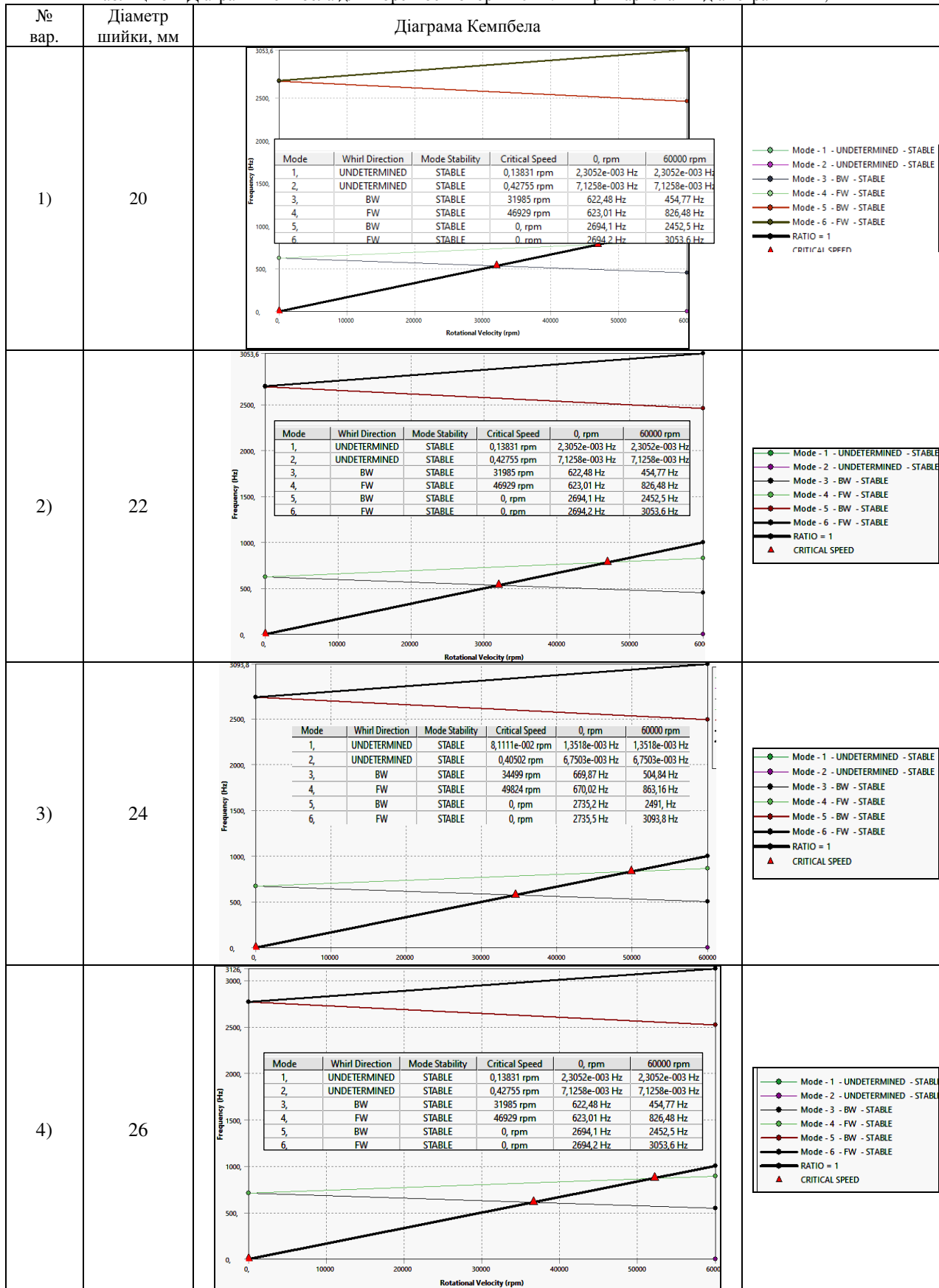
компоненти вектора пружних переміщень робоче колесо набуває «зонтовидного» вигляду. Саме переміщення зовнішньої кромки може спричинити несприятливе зменшення зазору зі статорною частиною нагнітача повітря, викликаючи небезпеку контакту на великих відносних швидкостях нерухомих та обертових частин конструкції.

На противагу переміщенням, напруження

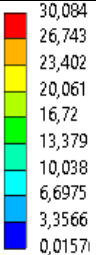
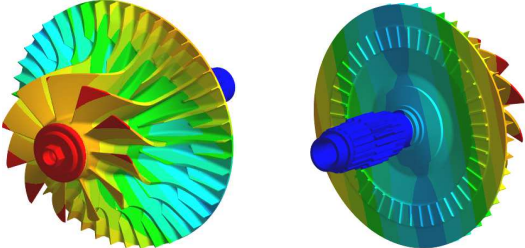
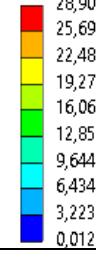
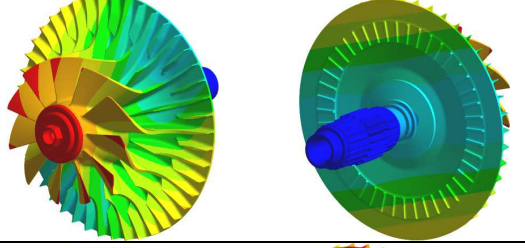
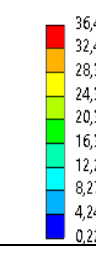
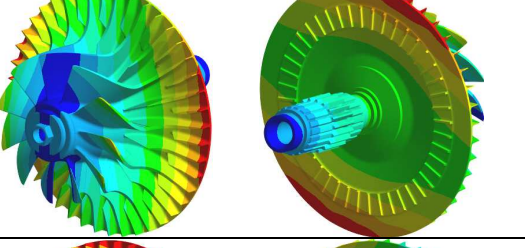

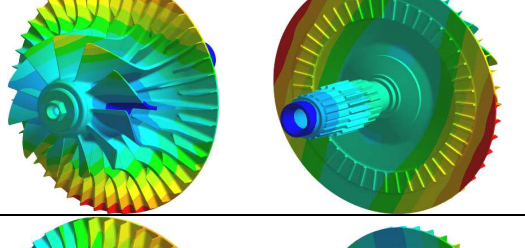
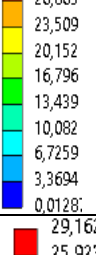
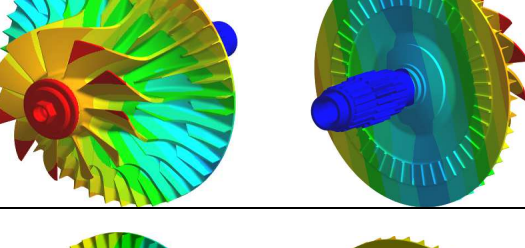

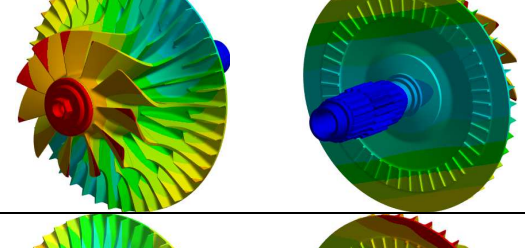
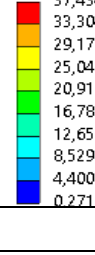
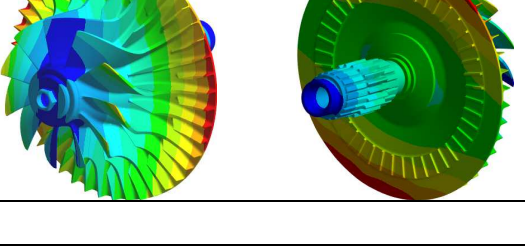
концентруються у зоні спряження лопатей із диском робочого колеса. Тут еквівалентні напруження на високих частотах обертання ротора перевищують межу плинності матеріалу

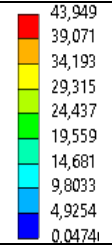
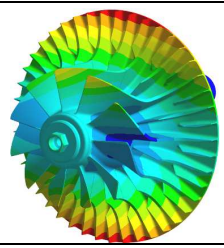
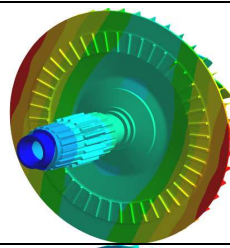
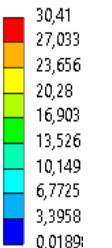
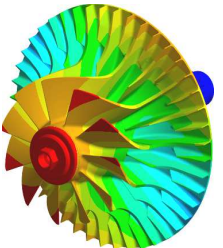
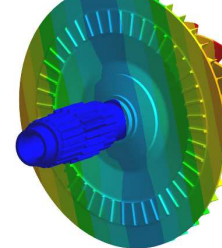
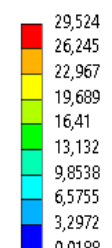
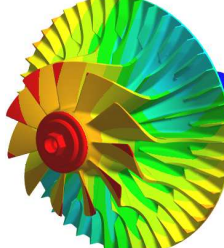
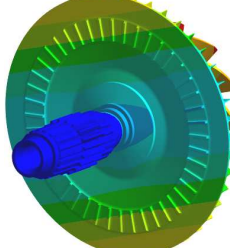
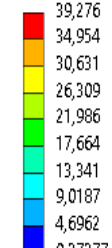
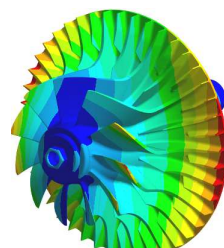
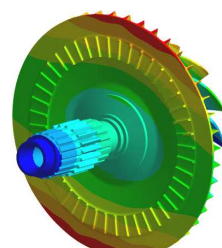
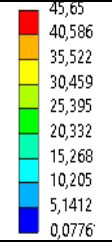
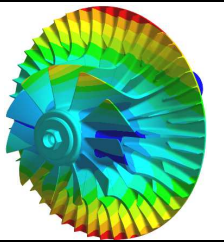
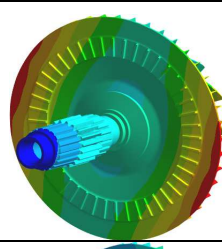
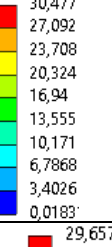
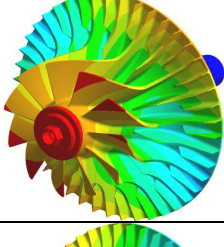
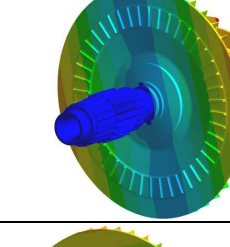
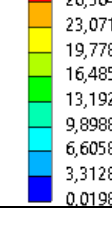
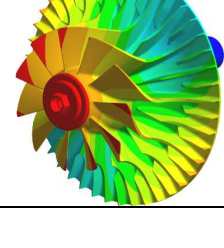
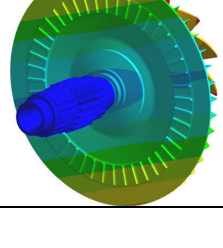
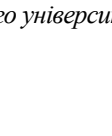
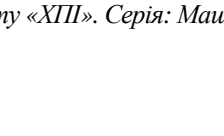
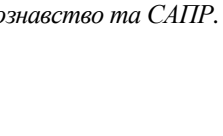
робочого колеса. Тому для більш реалістичного відображення напружено-деформованого стану робочого колеса слід розглядати пружно-пластичне деформування цього матеріалу.

Таблиця 8 – Діаграми Кемпбела для жорсткості опор $4 \cdot 10^5$ Н/мм при варіюванні діаметра шийки, мм



Таблиця 9 – Критичні частоти обертання, діаметр шийки на валу 24 мм, при варіюванні жорсткість опор, Н/мм

Жорсткість опор, Н/мм	Значення, об/хв.	№ критичної частоти	Критична частота обертання	
$3 \cdot 10^5$	33560	Перша		
	47238	Друга		
	> 60000	Третя		
	> 60000	Четверта		
$3.5 \cdot 10^5$	34089	Перша		
	48688	Друга		
	> 60000	Третя		

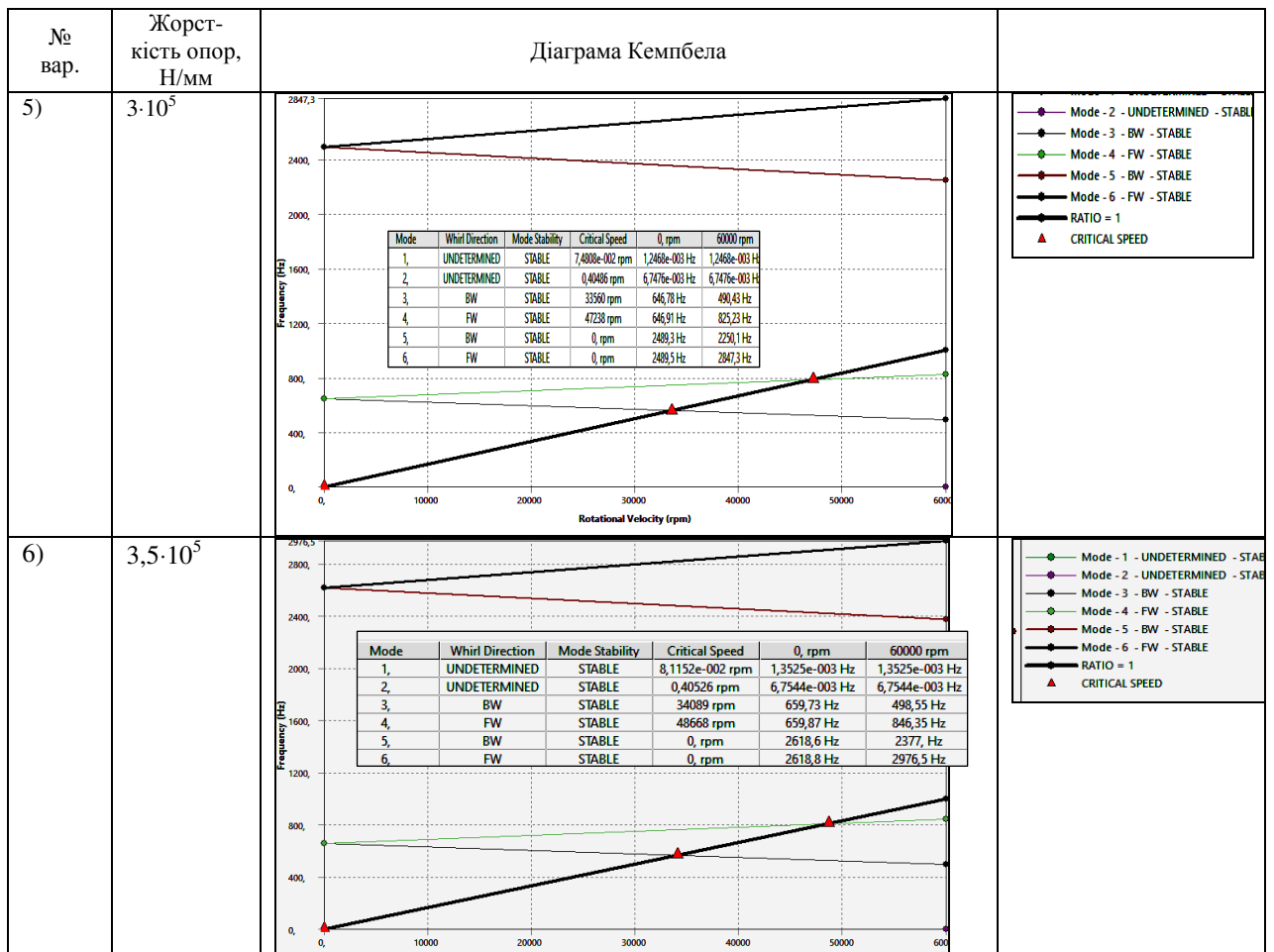
Діаметр шийки на валу, мм	Значення, об/хв.	№ критичної частоти	Критична частота обертання		
3.5·10 ⁵	> 60000	Четверта			
		Перша			
4,5·10 ⁵	50779	Друга			
		Третя			
	> 60000	Четверта			
		Перша			
5·10 ⁵	35092	Друга			
	51580	Перша			

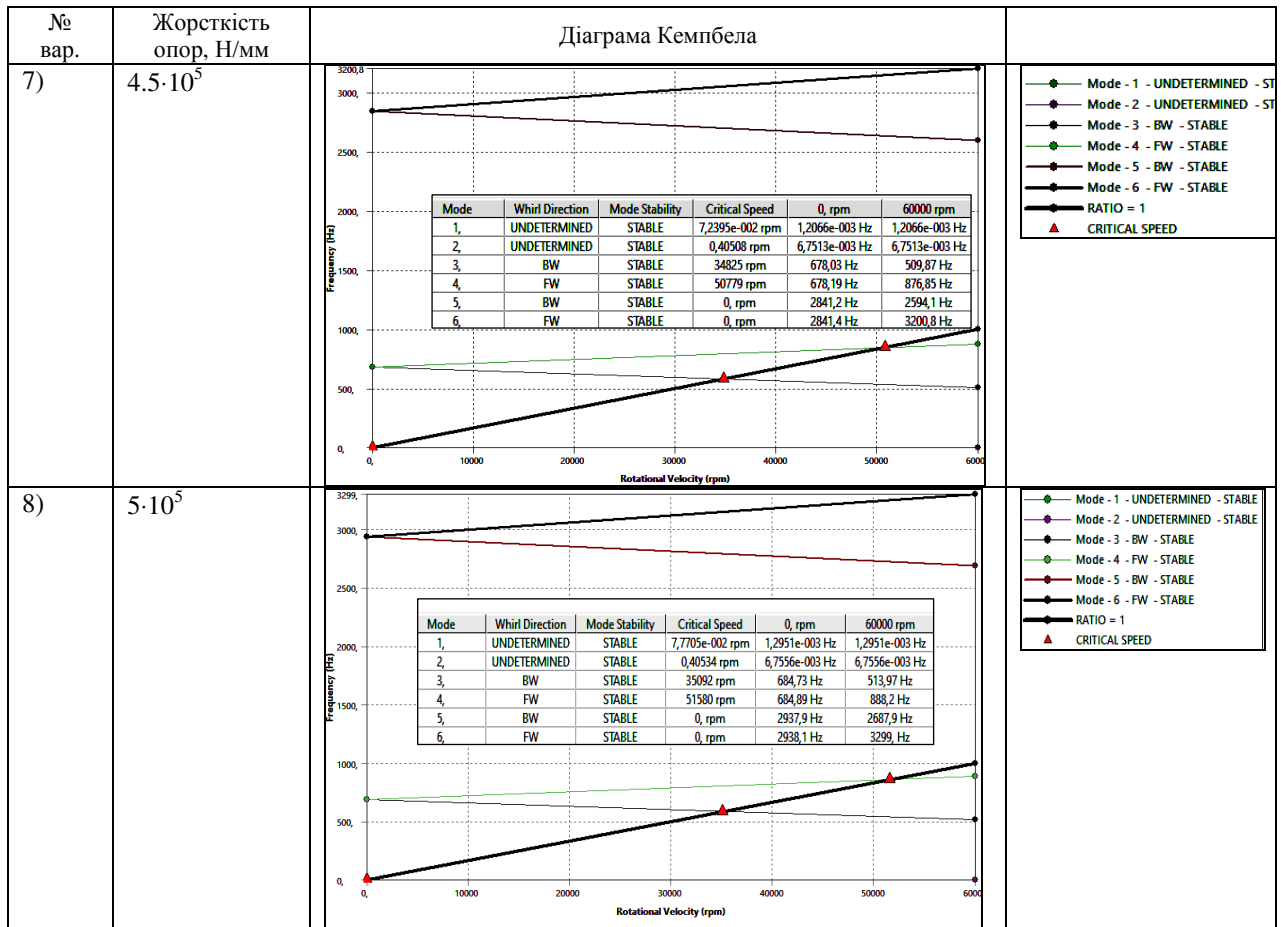
Діаметр шийки на валу, мм	Значення, об/хв.	№ критичної частоти	Критична частота обертання	
5·10 ⁵	> 60000	Третя		
	> 60000	Четверта		

Аналіз критичних швидкостей обертання роторної частини нагнітача (див. табл. 7-10) дає підстави стверджувати, що найбільшу небезпеку, як правило, становить втрата стійкості руху на

перших трьох формах. Вони зазвичай відповідають пресиційному збуреному руху у поєднанні із деформацією вала (разом із диском робочого колеса) та осадкою пружних опор.

Таблиця 10 – Діаграми Кемпбела для діаметра шийки 24 мм при варіюванні жорсткості опор





При цьому слід відзначити, що як нижня межа критичних частот обертання, так – і верхня відчутно залежать від варіюваних параметрів.

Отже, шляхом цілеспрямованого варіювання параметрів роторної частини (включно із властивостями пружних опор) можливо відлаштуватися від небезпечних режимів роботи нагнітача.

Висновки.

1. Розроблений удосконалений підхід до комплексного дослідження процесів і станів у роторних частинах нагнітачів повітря танкових двигунів із консольним розташуванням роторного колеса дає можливість на єдиній методологічній основі досліджувати їх напружено-деформований стан та критичні швидкості обертання. Це проілюстровано на низці тестових задач. У результаті досягаються переваги при проектних дослідженнях нагнітачів повітря.

2. При варіюванні окремих параметрів (чи їх наборів) змінюються усі досліджувані процеси, стани і характеристики, хоча із різною мірою інтенсивності. Таки чином, можна визначити чутливість певних інтегральних характеристик до варіювання окремих параметрів. У результаті можна виокремити деякі найбільш впливові варіювані параметри та найбільш чутливі до їх варіювання характеристики. Це складає цінність на перших етапах проектних досліджень.

3. На завершальних етапах проектних

досліджень необхідно застосовувати більш досконалі моделі процесів і станів, які є взаємозв'язаними та взаємовпливаючими. При цьому для різних характеристик можуть реалізовуватися різноспрямовані тенденції. Більш того, можуть виявлятися нові значущі фізичні чинники, які потрібно залучати до враховуваних.

Врешті-решт, раціональні технічні рішення необхідно обґрунтувати за комплексом різномісних критеріїв та обмежень у комплексному параметричному поповнюваному просторі. При цьому такий удосконалений підхід уже побудовано та опробовано на типових тестових конструкціях

Список літератури

- 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 високообертових елементів танкових двигунів (оглядова стаття). *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. № 2. 2024. С. 69-105. doi:10.20998/2079-0775.2023.2.10.
- Роговий А.С., Азаров А.С., Овчаров С.М., Шудрик О.Л., Толстий П.В. Картини течії газу у високонапірному відцентровому компресорі. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. №1. 2023. С. 82–91. doi: 10.20998/2079-0775.2023.1.09.
- Van den Braembussche R. Design and analysis of centrifugal compressors. John Wiley & Sons, 2019. 388 p.

- DOI:10.1002/9781119424086
4. Stewart M. Surface Production Operations: Volume IV: Pumps and Compressors. Gulf Professional Publishing, 2018. 918 p. DOI: 10.1016/C2009-0-20243-1
 5. Роговий А. С. Розробка теорії та методів розрахунку вихорокамерних нагнітачів [Електронний ресурс] : дис. ... д-ра техн. наук : спец. 05.05.17 / Андрій Сергійович Роговий ; Харків. нац. автомобільно-дорожній ун-т. – Харків, 2017. 364 с. Бібліогр.: с. 289-329. – укр. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/29275>
 6. Nakhchi M.E., Naung S.W., Rahmati M. (2022). Influence of blade vibrations on aerodynamic performance of axial compressor in gas turbine: Direct numerical simulation. *Energy*, 242, 122988. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122988>
 7. Мартиненко Г. Ю. Математичне моделювання та комп'ютерна симуляція явищ нелінійної динаміки віброгасної та віброізолюючої комплексної пасивно-активної магнітної опори з поворотним або обертовим вертикальним шток-валом. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Динаміка та міцність машин. №2. 2025. С. 118–120.
 8. Martynenko G., “Application of nonlinear models for a well-defined description of the dynamics of rotors in magnetic bearings,” *Eureka Phys. Eng.*, No. 3, 3–12 (2016).
 9. Martynenko G., “Resonance mode detuning in rotor systems employing active and passive magnetic bearings with controlled stiffness,” *Int. J. Automot. Mech. Eng.*, 13, No. 2, 3293–3308 (2016).
 10. 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.
 11. 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.
 12. Experimental Analysis and Modification of the Rotor System with Passive and Active Magnetic Bearings to Improve its Dynamic Characteristics. G Martynenko, V Martynenko - 2024 IEEE 5th KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek), 2024. P.p. 1-6
 13. Martynenko, G., Martynenko, V. (2025). Justification of Need to Use Nonlinear Mathematical Models to Describe Dynamics of Rotor Systems with Elastic-Damping Support Magnetic Elements. In: Lytvynov, O., Pavlikov, V., Krytskiy, D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2024. ICTM 2024. Lecture Notes in Networks and Systems*, vol 1474. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-94852-7_22
 14. Мацушіта, О., Танака, М., Канкі, Х., Кобаяші, М., Кіо, П.: Вібрації обертових механізмів: Том 1. Основи роторної динаміки: Вступ до практичного аналізу вібрацій. Springer Japan, Токіо (2017). <https://doi.org/10.1007/978-4-431-55456-1>
 15. Сіну, Дж.Дж.: Виявлення пошкоджень у роторній динамічній системі шляхом моніторингу нелінійних коливань і антирезонансів вищого порядку. *Appl. Sci.* (Швейцарія) 12(23), 11904 (2022). <https://doi.org/10.3390/app122311904>
 16. Цзен, З., Чжан, Д., Хе, Т., Ван, Х.: Експериментальне дослідження динамічних механічних властивостей вертикального ротора з анізотропною опорою. *Механічний системний процес сигналу*. 184, 109678 (2023). <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2022.109678>
 17. Bifurcation of Elastic Rotors in Journal Bearings. K Avramov, O Borysluk - The Third International Conference Nonlinear “Nonlinear Dynamics – 2010”, 2010. Pp. 21-26
 18. Avramov, K.V., Borysiuk, O.V. Nonlinear dynamics of one disk asymmetrical rotor supported by two journal bearings. *Nonlinear Dyn* 67, 1201–1219 (2012). <https://doi.org/10.1007/s11071-011-0063-x>
 19. Ткачук М. А., Грабовський А. В., Ткачук М. М., Вейлер В.С., Шуть О.Ю., Овчаров Є. М, Нечасв Р.Г., Ліпейко А. І., Назаренко С.О., Прокопенко М.В., Льозний О.С. і Марусенко О.М. Проблемні питання працездатності та міцності елементів роторних систем нагнітачів повітря високофорсованих танкових двигунів. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. №1. 2025. С. 92–102. doi: 10.20998/2079-0775.2025.1.09.
 20. Ткачук М. М., Вейлер В.С., Грабовський А. В., Прокопенко М. В., Ткачук М. А., Шуть О. Ю., Ліпейко А. І., Овчаров Є. М., Марусенко О. М. Міцність та стійкість руху роторних систем нагнітача повітря танкового двигуна. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*, серія: *Машинознавство та САПР*. №1. 2024. С. 63-84 <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2024.1.09>.
 21. Ткачук М. М., Грабовський А. В., Ткачук М. А., Шуть О. Ю., Ліпейко А. І., Овчаров Є. М., Цимбал Г. І., Вейлер В. С., Ключков І. Є., Кислиця Д. В. Аналіз нелінійних жорсткісних характеристик пружних опор компресора нагнітача повітря. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*, серія: *Машинознавство та САПР*. № 1. 2024. С. 121-130. doi: 10.20998/2079-0775.2023.1.12
 22. Hua C., Cao, G., Rao, Z. et al. (2017). Coupled bending and torsional vibration of a rotor system with nonlinear friction. *J. Mech. Sci Technol.* 31, 2679–2689.
 23. Hua C., Z. Rao, N. Ta and Z. Zhu, (2015). Nonlinear dynamics of a rubimpact rubber bearing-rotor system with Stribeck friction model. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29 (8), 3109–3119.
 24. Reddy, Mutra Rajasekhara, and J. Srinivas. (2016). Vibration analysis of a support excited rotor system with hydrodynamic journal bearings. *Procedia Engineering* 144: 825–832.
 25. Han, Qinkai, and Fulei Chu. (2015). Parametric instability of flexible rotor-bearing system under time-periodic base angular motions. *Applied Mathematical Modelling*. 39, no. 15: 4511–4522.
 26. Zhang, Y., He, L., Yang, J., Wan, F., Gao, J. (2019). Vibration control of an unbalanced single-side cantilevered rotor system with a novel integral squeeze film bearing damper. *Appl. Sci.* 9(20), 4371-1–4371-18.
 27. Kelson, A.S., Суманскіі, Н.Р., Яковлев, В.Н. (1982). *Dynamics of Rotor-Bearing Systems*. Nauka, Moscow
 28. Бобир М. І., Бабенко А. Є., Лавренко Я. І., Халімон О. П. *Динаміка та довговічність високошвидкісних прецизійних центрифуг: Монографія*. Нац. техн. ун-т України «КПІ імені Ігоря Сікорського». Київ: А, 2017. 171 с.
 29. Avramov K., M. Shulzhenko, O. Borysiuk, and C. Pierre, “Influence of periodic excitation on self-sustained vibrations of one disk rotors in arbitrary length journal bearings.” *Int. J. Nonlin. Mech.*, 77, 274–280 (2015).
 30. Tkachuk, M.M., Tkachuk, A.M., Grabovskiy, A.V. et al. Nonlinear Static Reaction of Elastic Ring with Flanges in Rotor Supports. *Int Appl Mech* 60, 235–242 (2024). <https://doi.org/10.1007/s10778-024-01277-7>
 31. М. М. Ткачук, А. Grabovskiy, М. А. Ткачук, А. Zarubina, and А. Lipeyko, “Analysis of elastic supports and rotor flexibility for dynamics of a cantilever impeller.” *J. Phys.: Conf. Ser.*, 1741, 012043 (2021).
 32. Tkachuk M., A. Grabovskiy, and A. Tkachuk, (2022) “Numerical and analytical analysis methods for radial response of flexible ring dampers,” in: M. Rackov, R. Mitrović, and M. Cavić (eds.), *Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering: Proceedings of KOD 2021, Mechanisms and Machine Science*, 109, 499–506
 33. Tkachuk, M., Shut, O., Marchenko, A., Grabovskiy, A. et al., (2021). Strength and Stability Criteria Limiting Geometrical Dimensions of a Cantilever Impeller, *SAE Technical Paper* 2021-01-5056, <https://doi.org/10.4271/2021-01-5056>

References (transliterated)

1. Tkachuk M. A., Nazarenko S.O., Hrabovskiy A. V., Tkachuk M. M., Shut O.Iu., Lipeiko A. I., Veiler V.S., Marusenko O.M., Prokopenko M.V., Marusenko S.I., Vasyliov A.Iu., Hrechka I.P., Khrantsova I. Ya. (2024). Analiz konstruktsii, modeli ta metodiv doslidzhennia dynamiky vysokoobertovykh elementiv tankovykh dyvuhuniv (ohliadova statia). *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Seriya: *Mashynoznavstvo ta SAPR*. no. 2, pp. 69-105. doi:10.20998/2079-0775.2023.2.10.

2. Rohovyi A.S., Azarov A.S., Ovcharov Ye.M., Shudryk O.L., Tolsty P.V. (2023). Kartyny techiei hazu u vysokonapirnomu vidstetrovomu kompresori. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Serii: Mashynoznavstvo ta SAPR.* no. 1, pp. 82–91. doi: 10.20998/2079-0775.2023.1.09.
3. Van den Braembussche R. (2019). *Design and analysis of centrifugal compressors.* John Wiley & Sons, 388 p. DOI:10.1002/9781119424086
4. Stewart M. (2018). *Surface Production Operations: Volume IV: Pumps and Compressors.* Gulf Professional Publishing, 918 p. DOI: 10.1016/C2009-0-20243-1
5. Rohovyi A. S. *Rozrobka teorii ta metodiv rozrakhunku vykorokamernykh nahnitachiv* [Elektronnyi resurs] : dys. ... d-ra tekhn. nauk : spets. 05.05.17 / Andrii Serhiiiovych Rohovyi ; Kharkiv. nats. avtomobilno-dorozhnyi un-t. – Kharkiv, 2017. 364 p. Bibliohr.: pp. 289-329. – ukr. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/292756>.
6. Nakhchi M.E., Naung S.W., Rahmati M. (2022). Influence of blade vibrations on aerodynamic performance of axial compressor in gas turbine: Direct numerical simulation. *Energy*, 242, 122988. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122988>
7. Martynenko H. Yu. (2025). Matematychni modeliuvannia ta kompiuterna symulatsiia yavyschch neliniinnoi dynamiky vibrohasnoi ta vibroizoliuuiuchoi kompleksnoi pasyvnoktyvnoi mahnitnoi opory z povortnym abo obertovym vertykalnym shtok-valom. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Serii: Dynamika ta mitsnist mashyn.* no. 2, pp. 118–120.
8. Martynenko G. (2016). Application of nonlinear models for a well-defined description of the dynamics of rotors in magnetic bearings, *Eureka Phys. Eng.*, no. 3, pp. 3–12
9. Martynenko G. (2016). Resonance mode detuning in rotor systems employing active and passive magnetic bearings with controlled stiffness, *Int. J. Automot. Mech. Eng.*, 13, no. 2, pp. 3293–3308
10. 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.
11. 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.
12. Martynenko G., Martynenko V. (2024). Experimental Analysis and Modification of the Rotor System with Passive and Active Magnetic Bearings to Improve its Dynamic Characteristics. - *2024 IEEE 5th KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek)*, pp. 1-6
13. Martynenko, G., Martynenko, V. (2025). Justification of Need to Use Nonlinear Mathematical Models to Describe Dynamics of Rotor Systems with Elastic-Damping Support Magnetic Elements. In: Lytvynov, O., Pavlikov, V., Krytskiy, D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2024. ICTM 2024. Lecture Notes in Networks and Systems*, vol 1474. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-94852-7_22
14. Matsushita, O., Tanaka, M., Kanki, Kh., Kobaiashi, M., Kio, P.: *Vibratsii obertovykh mekhanizmiv: Tom 1. Osnovy rotornoi dynamiky: Vstup do praktychnoho analizu vibratsii.* Springer Japan, Tokio (2017). <https://doi.org/10.1007/978-4-431-55456-1>
15. Sinu, Dzh.Dzh.: (2022). Vyiavlennia poshkodzen u rotornii dynamichnii systemi shliakhom monitorynhu neliniinykh kolyvan i antyrezonansiv vyshchoho poriadku. *Appl. Sci. (Shveysariia)*, no. 12(23), pp. 11904 <https://doi.org/10.3390/app122311904>
16. Tszen, Z., Chzhan, D., Khe, T., Van, Kh.: (2023). Eksperymentalne doslidzhennia dynamichnykh mekhanichnykh vlastyvostei vertykalnoho rotora z anizotropnoiu oporoiu. *Mekhanichnyi systemnyi protses syhmalu.* no. 184, 109678 <https://doi.org/10.1016/j.yjssp.2022.109678>
17. Avramov K., Borysluk O. (2010). Bifurcation of Elastic Rotors in Journal Bearings. *The Third International Conference Nonlinear “Nonlinear Dynamics – 2010”*, pp. 21–26
18. Avramov, K.V., Borysiuk, O.V. (2012). Nonlinear dynamics of one disk asymmetrical rotor supported by two journal bearings. *Nonlinear Dyn* 67, 1201–1219 <https://doi.org/10.1007/s11071-011-0063-x>
19. Tkachuk M. A., Hrabovskiy A. V., Tkachuk M. M., Veiler V.S., Shut O.Iu., Ovcharov Ye. M., Nechaiev R.H., Lipeiko A. I., Nazarenko S.O., Prokopenko M.V., Loznyi O.S. i Marusenko O.M. (2025). Problemni pytannia pratsezdatsnosti ta mitsnosti elementiv rotornykh system nahnitachiv povitria vysokoforsovanykh tankovykh dvyhuniy. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Serii: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no.1, pp. 92–102. doi: 10.20998/2079-0775.2025.1.09.
20. Tkachuk M. M., Veiler V.S., Hrabovskiy A. V., Prokopenko M. V., Tkachuk M. A., Shut O. Yu., Lipeiko A. I., Ovcharov Ye. M., Marusenko O. M. (2024). Mitsnist ta stiikist rukhu rotornykh system nahnitacha povitria tankovoho dvyhuna. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI», serii: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 1, pp. 63-84 <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2024.1.09>.
21. Tkachuk M. M., Hrabovskiy A. V., Tkachuk M. A., Shut O. Yu., Lipeiko A. I., Ovcharov Ye. M., Tsymbal H. I., Veiler V. S., Klochkov I. Ye., Kyslytsia D. V. (2024). Analiz neliniinykh zhorstkisnykh kharakterystyk pruzhnykh opor kompresora nahnitacha povitria. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI», serii: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 1, pp. 121-130. doi: 10.20998/2079-0775.2023.1.12
22. Hua C., Cao, G., Rao, Z. et al. (2017). Coupled bending and torsional vibration of a rotor system with nonlinear friction. *J. Mech. Sci Technol.* 31, 2679–2689.
23. Hua C., Z. Rao, N. Ta and Z. Zhu, (2015). Nonlinear dynamics of a rubimpact rubber bearing-rotor system with Stribeck friction model. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29 (8), 3109–3119.
24. Reddy, Mutra Rajasekhara, and J. Srinivas. (2016). Vibration analysis of a support excited rotor system with hydrodynamic journal bearings. *Procedia Engineering* 144: 825–832.
25. Han, Qinkai, and Fulei Chu. (2015). Parametric instability of flexible rotor-bearing system under time-periodic base angular motions. *Applied Mathematical Modelling*. 39, no. 15: 4511–4522.
26. Zhang, Y., He, L., Yang, J., Wan, F., Gao, J. (2019). Vibration control of an unbalanced single-side cantilevered rotor system with a novel integral squeeze film bearing damper. *Appl. Sci.* 9(20), 4371–4371- 18.
27. Kelson, A.S., Cymanskii, H.P., Yakovlev, B.H. (1982). *Dynamics of Rotor-Bearing Systems.* Nauka, Moscow
28. Bobyr M. I., Babenko A. Ye., Lavrenko Ya. I., Khalimon O. P. *Dynamika ta dohovichnist vykoshovydnykh pretsyziinykh tsentryfuh: Monohrafiia.* Nats. tekhn. un-t Ukrainy «KPI imeni Ihoria Sikorskoho». Kyiv: A, 2017. 171 p.
29. Avramov K., M. Shulzhenko, O. Borysiuk, and C. Pierre, (2015). Influence of periodic excitation on self-sustained vibrations of one disk rotors in arbitrary length journals bearings. *Int. J. Nonlin. Mech.*, 77, 274–280
30. Tkachuk, M.M., Tkachuk, A.M., Grabovskiy, A.V. et al. (2024). Nonlinear Static Reaction of Elastic Ring with Flanges in Rotor Supports. *Int Appl Mech* 60, 235–242 <https://doi.org/10.1007/s10778-024-01277-7>
31. Tkachuk M. M., A. Grabovskiy, M. A. Tkachuk, A. Zarubina, and A. Lipeyko, (2021). Analysis of elastic supports and rotor flexibility for dynamics of a cantilever impeller. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 1741, 012043
32. Tkachuk M., A. Grabovskiy, and A. Tkachuk, (2022). Numerical and analytical analysis methods for radial response of flexible ring dampers, in: M. Rackov, R. Mitroviã, and M.

Caviã (eds.), *Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering: Proceedings of KOD 2021, Mechanisms and Machine Science*, **109**, 499–506

33. Tkachuk, M., Shut, O., Marchenko, A., Grabovskiy, A. et al., (2021). Strength and Stability Criteria Limiting Geometrical

Dimensions of a Cantilever Impeller, *SAE Technical Paper* 2021-01-5056, , <https://doi.org/10.4271/2021-01-5056>

Надійшла (received) 20.12.2025

Стаття прийнята до друку 20.04.2026

Опублікована 28.04.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Вейлер Володимир Сергійович / Veiler Volodymyr – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; e-mail: vejlervladimir@gmail.com

Шуть Олександр Юрійович / Shut Oleksandr – 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

Прокопенко Микола Вікторович / Prokopenko Mykola – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9921-9851>; тел.: (050) 754-41-35; e-mail: kola0123@ukr.net

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@khpri.edu.ua

Федоров Євген Анатолійович / Fedorov Yevhen – генеральний директор ДП «Завод ім. В.О. Малишева», м. Харків, Україна. тел.: (057) 707- 69-02; e-mail: tma@tmm-saprg.org.

Овчаров Єгор Миколайович / Ovcharov Egor – головний конструктор ДП «Завод ім. В.О. Малишева»; м. Харків, Україна, e-mail: tma@tmm-saprg.org

Нечаєв Роман / Nechaev Roman – головний інженер ДП «Завод ім. В.О. Малишева», м. Харків, Україна. тел.: (057) 707- 69-02; e-mail: tma@tmm-saprg.org.

Храмцова Ірина Яківна / Khramtsova Iryna – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник, кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9506-790X>; e-mail: iyakhram@gmail.com

Кохановська Ольга Владиславівна / Kokhanovska Olha – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», провідний інженер, кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; e-mail: olgavk12@gmail.com