

М. А. ТКАЧУК, С. О. НАЗАРЕНКО, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. М. ТКАЧУК, О. Ю. ШУТЬ, А. І. ЛІПЕЙКО, В. С. ВЕЙЛЕР, О. М. МАРУСЕНКО, М. В. ПРОКОПЕНКО, С. І. МАРУСЕНКО, А. Ю. ВАСИЛЬЄВ, І. П. ГРЕЧКА, І. Я. ХРАМЦОВА

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ, МОДЕЛЕЙ ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ВИСОКООБЕРТОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТАНКОВИХ ДВИГУНІВ (ОГЛЯДОВА СТАТТЯ)

При оснащенні танкових двигунів високооборотовими елементами виникає низка проблем. Вони пов'язані з необхідністю аналізу напружено-деформованого стану та критичних режимів обертання цих елементів. Відповідно, потребує поглибленого аналізу вимоги та конструктивні рішення двигунів та їхніх високооборотових елементів. Крім того, привертають увагу сучасні дослідження динаміки двигунів. Також слід звернути увагу на аналіз існуючих конструкцій систем турбонаддуву танкових двигунів. При цьому важливим є аналіз моделей та методів дослідження статичного та динамічного напружено-деформованого стану робочих коліс турбокомпресорів. Здійснений аналіз проблемних аспектів дає можливість відзначити, що нині проблема дослідження напружено-деформованого стану та критичних режимів обертання високооборотових елементів танкових та двигунів для бронетехніки не має завершеного вирішення. Потрібні нові підходи, моделі та методи і засоби дослідження, що створюють основу для обґрунтування прогресивних технічних рішень.

Ключові слова: бронетехніка; танкові двигуни; турбокомпресор; високооборотові елементи; напружено-деформований стан

M. A. TKACHUK, S. NAZARENKO, A. GRABOVSKIY, M. M. TKACHUK, O. SHUT, A. LIPEIKO, V. VEILER, O. MARUSENKO, M. PROKOPENKO, S. MARUSENKO, A. VASILIEV, I. HRECHKA, I. KHRAMTSOVA

ANALYSIS OF DESIGNS, MODELS AND METHODS OF STUDYING THE DYNAMICS OF HIGH-ROTATION ELEMENTS OF TANK ENGINES (REVIEW ARTICLE)

A lot of problems arise when tank engines are equipped with high-speed elements. They are related to the need of analyzing the stress-strain state and critical modes of rotation of these elements. For that reason, it requires an in-depth analysis of requirements and constructive solutions of engines and their high-speed elements. Moreover, modern studies of engine dynamics attract attention. Attention should also be paid to the analysis of existing designs of turbocharging systems of tank engines. It is important to analyze the models and research methods of the static and dynamic stress-strain state of turbocharger impellers as well. The analysis of problem aspects has been carried out and it is possible to note that for now the problem of studying the stress-strain state and critical modes of rotation of high-speed elements of tanks and engines for armored vehicles does not have a complete solution. We need new approaches, models and research methods and tools that create a basis for substantiating progressive technical solutions.

Keywords: armored vehicles; tank engines; turbocharger; high-speed elements; stress-strain state

Вступ. Основні вимоги до сучасного танкового двигуна. У роботі наводиться аналіз конструкцій, моделей та методів дослідження динаміки високооборотових елементів танкових двигунів [1–88].

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 потребує більше часу, ніж самої ББМ [1–8].

Мета активних 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 [1–8]. Танкові двигуни мають забезпечувати підвищені енергетичні показники, які запроєктовані на роботу до 500...1000 мото-годин, а, можливо, — й 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.

Сучасні танки оснащені дизельними двигунами

та газовими турбінами потужністю 1000-1500 к.с. [1–8]. Нерідко танкові двигуни встановлюються також на бронетранспортерах та самохідних артилерійських установках тощо. Дизельні танки нині перебувають у танкових парках понад сотні країн світу, а газотурбінні (M1, T-80 і Stridsvagn 103) — 9 країн світу. Дизельні танки становлять основу танкових парків армій усіх країн світу, крім США.

Дизельні двигуни виробництва німецької MTU встановлюються на Leopards 2 і на експортні версії французького Leclerc, американського M1, британського Challenger, Merkava 4, південнокорейського K-2 і турецького Altaya. Дизель MB838CaM500 німецького основного бойового танка «Леопард» A1 та його модернізованого варіанту «Леопард» A4 був розроблений фірмою MTU. Це 10-циліндровий V-подібний, чотиритактний, передкамерний дизель рідинного охолодження [4]. Наддув здійснюється від двох приводних відцентрових компресорів, розташованих у передній частині двигуна. Для запобігання приводу компресора від перевантажень передбачені відцентрові фрикційні муфти. Танк "Леопард-1" показаний на рис. 1, його двигун — на рис. 2.

8-циліндровий V-подібний двигун MB-837AA використовується на німецькій самохідній гарматі «Ягдпанцер», а 6-циліндровий варіант з турбонагнітачем MB-833EA потужністю 600 к. с. — на бойовій

© М. А. Ткачук, С. О. Назаренко, А. В. Грабовський, М. М. Ткачук, О. Ю. Шуть, А. І. Ліпейко, В. С. Вейлер, О. М. Марусенко, Н. В. Прокопенко, С. І. Марусенко, А. Ю. Васильєв, І. П. Гречка, І. Я. Храмцова, 2023

машині піхоти «Мардер». «Серцем» танка «Леопард-2А4» є багатопаливний V-подібний 12-циліндровий чотиритактний дизельний двигун MB-873 Ka500 потужністю 1500 к. с. при 2600 об/хв (загальний вигляд – на рис. 2). Він відноситься до дизелів передкамерного типу, має рідинне охолодження і турбонаддув [5]. На двигуні змонтовані два турбокомпресори і два інтеркулери, включені у загальну систему охолодження. У Німеччині фірма MTU Friedrichshafen розробляє нові високотехнологічні дизельні двигуни серії 890 четвертого покоління для майбутніх броньованих бойових машин.



Рисунок 1 – Танк "Леопард-1" [4]



Рисунок 2 – Загальний вигляд MB838CaM500, MB-873 Ka501, 5ТДФ, 5ТДФМ, 5ТДФМА, 6ТД, 3ТД [5]

Станом на 2022 рік, південнокорейський основний бойовий танк К2 «Чорна пантера» є єдиним у світі танком четвертого покоління, що знаходиться на озброєнні [6]. У К2 «Чорна пантера» використовується нова моторно-трансмісійна установка EuroPowerPack з німецьким дизельним двигуном MTU MB-883 Ka-500 потужністю 1500 к. с. розробки компанії MTU Friedrichshafen. Додатково танк обладнаний газотурбінною установкою потужністю 100 к. с. (75 кВт). Вона забезпечує живленням усі бортові системи при вимкненому основному двигуні танка, дає можливість економити паливо і зводить до мінімуму теплову та акустичну сигнатури танка. Головною особливістю танків К2 другої партії є новий дизельний двигун Doosan Infracore DV27K (1500 к. с.).

Україна є законодавцем у розробці та створенні танкових дизельних двигунів. Харківське конструкторське бюро з двигунобудування (ХКБД) створило цілу низку виробів, що вже добре зарекомендували себе як в Україні, так і за кордоном [7-14]. Двигун 5ТДФ є п'ятициліндровим, багатопаливним, двотактним турбопоршневим двигуном із поршнями, що рухаються протилежно, рідинного охолодження з внутрішнім сумішоутворенням, прямоточним продуванням, горизонтальним розташуванням циліндрів і двостороннім відбором потужності (загальний вигляд на рис. 2). Двигун 5ТДФ складається з кривошипно-шатунного механізму, механізму передач, нагнітача, турбіни, систем живлення паливом, управління, масти-

ла, охолодження та запуску. Принципова схема двигуна показана на рис. 3.

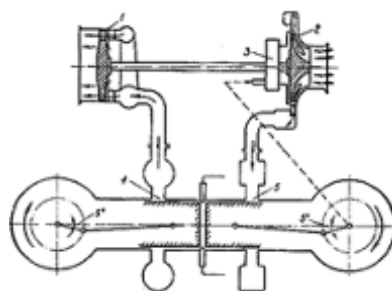


Рисунок 3 – Принципова схема двигуна:
1 – турбіна; 2 – нагнітач; 3 – редуктор; 4 – випускні вікна;
5 – продувні вікна [7]

У турбопоршневому двигуні, на відміну від поршневих двигунів, є два жорстко з'єднані між собою лопаткові агрегати – нагнітач і газова турбіна. Нагнітач 2 служить для попереднього стиснення повітря, що подається в циліндри. Стиснення повітря необхідно для продування циліндрів та наддуву двигунів. При наддуві збільшується вагове заповнення циліндрів повітрям. Це дає можливість збільшити кількість палива, що подається в циліндри, і тим самим істотно підвищити показники потужності двигуна. Газова турбіна 1 перетворює частину теплової енергії газів, що відпрацювали у циліндрі, на механічну, яка вико-

ристовується для приводу нагнітача [7].

Використання енергії газів, що відпрацювали у циліндрі, у турбіні підвищує економічність роботи двигуна. Потужність, що розвивається газовою турбіною, менша за потужність, необхідну для приводу нагнітача. Для компенсації недостатньої потужності, використовується частина потужності, що розвивається поршневою частиною двигуна. З цією метою нагнітач через редуктор 3 з'єднується з колінчастими валами двигуна. На танку Т-64Б встановлений двотактний дизель 5ТДФ потужністю 700 к.с.

На озброєння України поставлено глибоко модернізований танк Т-64БМ Булат, який активно застосовували в бойових діях на сході держави. На танку «Булат» встановлено багатопаливний п'ятициліндровий дизельний двигун 5ТДФМ об'ємом 13,6 літра та потужністю 850 кінських сил (загальний вигляд – на рис. 2). Цей двигун має один із «найхолодніших» вихлопів у світі, що робить цю бойову машину менш уразливою для зброї, що наводиться тепловим слідом [7, 14]. Але цей двигун недостатньо потужний для танка з бойовою масою 45 т.

На базі двигуна 5ТДФ у Харківському конструкторському бюро з двигунобудування (ХКБД) створені двигуни 6ТД – двотактні опозитні 6-тициліндрові дизельні двигуни та інші двигуни цієї модельної серії. Існують модифікації серій 6ТД-1, 6ТД-2, 6ТД-3, 6ТД-4 потужністю 1000, 1200, 1400 та 1500 к.с. (загальний вигляд – на рис. 2). Двигуни серії 6ТД застосовуються на танках Т-80УД, Т-84, «Аль-Халід», китайському VT1-А та його модифікація, БРЕМ «Атлет» та іншій важкій бронетехніці [7–14].

Танк «Оплот» оснащений шестициліндровим багатопаливним дизельним двигуном 6ТД-2Е об'ємом 16,3 літра і потужністю 1200 к.с., з наддувом, прямооточним продуванням. На серійних виробках закрите робоче колесо компресора замінили напівзакритим, збільшивши його діаметр та робочі обороти, запровадили посилену дискову фрикційну муфту [7–14].

На базі танкових двигунів ХКБД створило низку модифікацій дизелів 3ТД (загальний вигляд – на рис. 2) потужністю від 280 до 600 к.с. для модернізації легкоброньованих колісних та гусеничних машин. Як і його попередники, двигун 3ТД-3А має низку позитивних властивостей, таких як: висока компактність; висока ефективність наддуву та можливість використання енергії газів, що відпрацювали у циліндрі [7–14].

Спочатку на танках Т-90 використовувався багатопаливний 4-тактний, 12-циліндровий, V-подібний, швидкохідний дизель В-84МС з комбінованим наддувом від приводного відцентрового нагнітача. На Т-90 пізніх випусків, Т-90А і Т-90СА, встановлюється потужніший двигун В-92С2 із газотурбінним наддувом від одного турбокомпресора [88]. Його максимальна потужність (при частоті обертання колінчастого валу 2000 об/хв) при роботі на дизпаливі 736 кВт (1000 к.с.)

На новій модифікації танка – Т-90М встановлено форсований V-подібний двигун під індексом В-99 потужністю 1200 к. с. Також опрацьовується варіант

встановлення нового Х-подібного дизеля (розвиток серії 2В) потужністю 1200-1400 к. с. [88]. Силова установка перспективного танка Т-14 «АРМАТА» є єдиним 1200-сильним дизельним турбопоршневим двигуном А-85-3А (іноді позначається як 2А12-3, 12СН15/16 або 12Н360). Тип двигуна – 12-циліндровий із газотурбінним наддувом.

Газотурбінний двигун (ГТД) потужністю 1500 к.с. (1100 кВт) марки Honeywell AGT-1500, встановлений на танку М1 Абрамс, дає можливість розвивати максимальну швидкість 72 км/год на дорожньому покритті та 48 км/год по бездоріжжю [15]. AGT-1500 є тривальним двигуном з двокаскадним осецентробіжним компресором, індивідуальною камерою згоряння тангенціального розташування, вільною силовою турбіною з регульованим сопловим апаратом (рис. 4).

Компанія «Honeywell» розробила також газотурбінний двигун спільно з General Electric для програми XM2001 Crusader, який мав замінити двигуни AGT-1500 для танків Абрамс [15]. Новий двигун LV100-5 легший і менший (43 % менше деталей), із швидким прискоренням, тихіше працює і без видимих вихлопних газів. Однак, у зв'язку із закриттям програми XM2001 Crusader, подальша розробка двигуна також була відкладена, проте нова програма передбачає подальший розвиток саме двигунів LV100-5 і заміну ними потокових AGT-1500.

Основними перевагами ГТД перед ДВЗ є висока питома потужність; високий ККД на граничних режимах роботи; менша шумність. Недоліки ГТД значно істотніші, ніж переваги: вищі вимоги до якості палива і повітря; висока інертність; велика вартість; більш складне обслуговування тощо.

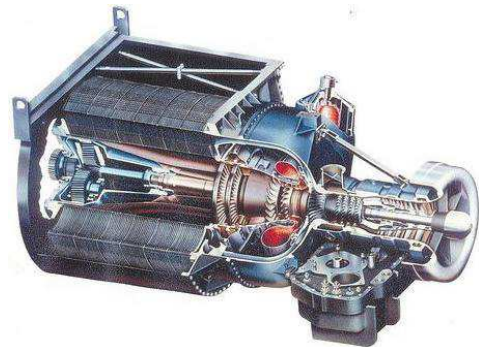


Рисунок 4 – Двигун AGT-1500 [15]

Останнім часом у провідних зарубіжних країнах активізувалися роботи щодо створення перспективних ББМ четвертого покоління, що відповідають високим тактико-технічним вимогам. За західними відкритими даними нині такі танки розробляються США (FCS – Future Combat System – Перспективна бойова система), Францією та Німеччиною (MGCS – Main Ground Combat System – основна наземна бойова система). За розрахунками американських експертів, FCS буде здатний вести бій на пересіченій місцевості так само, як і сучасні танки, але при цьому володіючи вищою рухливістю.

Метою проведених НДДКР є досягнення максимальної швидкості руху пересіченою місцевістю

65 км/год. Проведення ремонту та технічного обслуговування планується полегшити за рахунок використання засобів діагностики. Очікується, що потреба у постачанні паливно-мастильних матеріалів та запасних частин скоротиться на 50 відсотків. При встановленні дизельного двигуна максимальна швидкість руху складе понад 70 км/год, а газотурбінного – 100 км/год. Про конструктивні заходи, спрямовані на модернізацію двигуна з метою досягнення заданих показників питомої потужності танка, у відкритих публікаціях не повідомляється. Ймовірно це буде дизельний двигун, який забезпечить необхідний показник паливної економічності, надійності та питомої потужності танка в межах 25–27 к. с./т при зміні бойової маси машини від 25 до 45 т. Відомо, що у 1980-ті роки за кордоном робилися спроби розробки таких двигунів, але до створення серійних зразків справа не дійшла.

Світова практика передбачає виготовлення легкоброньованої техніки на базі автомобільних агрегатів цивільного призначення. Наприклад, «БТР-3» може бути оснащений дизельним двигуном Deutz BF6M1015 з потужністю 326 к.с. Потужність двигуна Cummins 6СТА8.3 бронетранспортера M1117 (США) складає 260 к.с.

BEA Systems оснастила шведські бойові машини піхоти CV90 гібридними двигунами. Цей тип двигуна поєднує в собі двигун внутрішнього згоряння та електричну тягу. На сьогодні гібридна силова установка (ГСУ) вже впроваджена на зразках військових гусеничних машин Marder (Німеччина), M113, FCS-T (США), SEP-T (Швейцарія) та GCV (Англія) [2, 16]. На цих машинах ГСУ виконана за послідовною схемою побудови. Структура побудови ГСУ для шасі танка наведена на рис. 5.

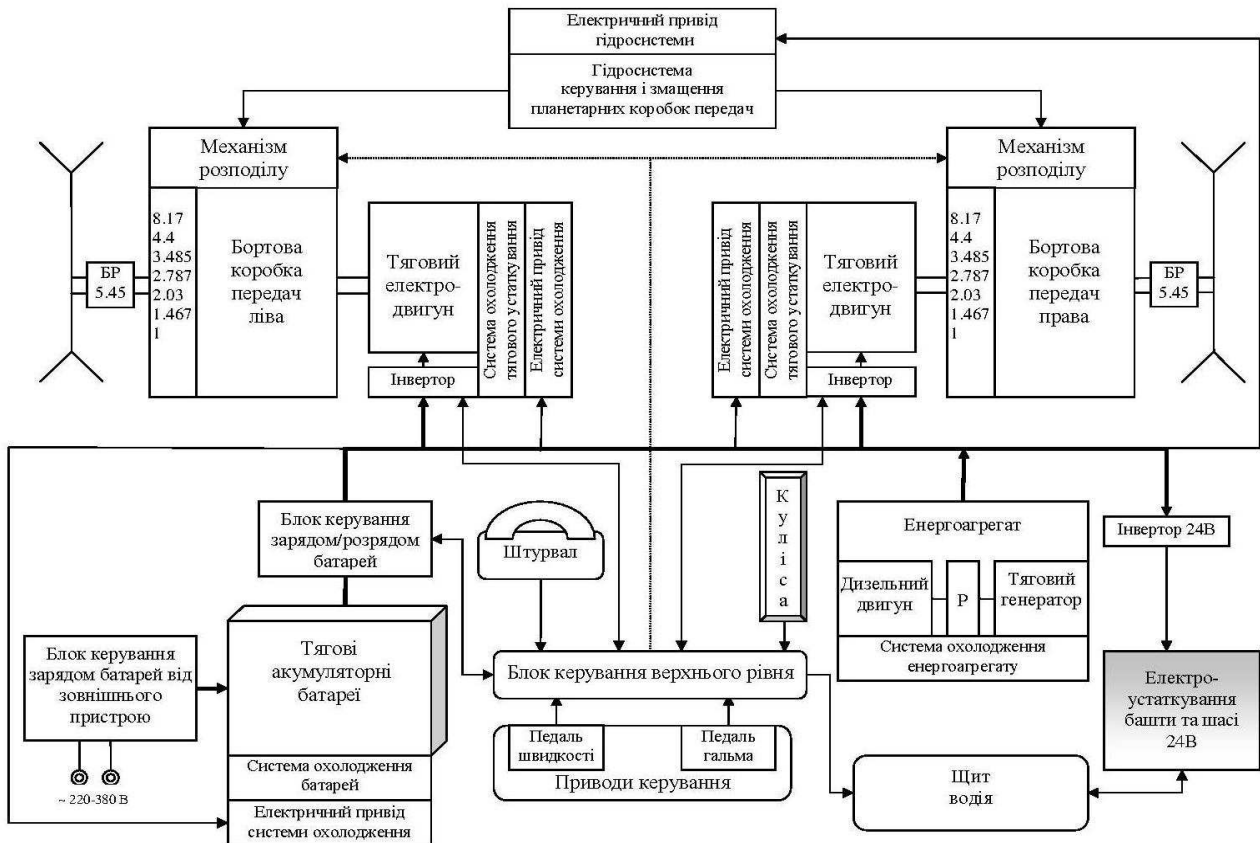


Рисунок 5 – Структурна схема ГСУ для шасі танка [16]

Шлях до широкого використання серійного гібридного двигуна, аналогічного танковому дизелю, ще довгий, оскільки в середньому його маса втричі більша, ніж у бойовій машини піхоти (20 т), а додаткові бортові системи, наприклад, системи керування вогнем, дуже енерговитратні. Дизельні двигуни ще довго будуть використовуватися як основний привод танка, навіть у гібридній системі, наприклад, з електродвигунами.

Сучасні дослідження динаміки двигунів. Дизельні двигуни працюють у складному робочому середовищі під впливом високої температури, тиску тощо. Весь корпус двигуна вібрує від спільного

впливу різнокомпонентних сил під час робочого процесу. Шум дизельного двигуна є наслідком цілого ряду факторів – типу робочого процесу, конструкції механізмів та систем двигуна, якості виготовлення та складання, ступеня доведення тощо. Поліпшення віброакустичних характеристик двигуна може бути здійснено впливом як комплексно на всі перераховані вище фактори, так і окремо на деякі з них. Підвищення вібростійкості елементів двигуна і раціональне конструювання вузлів та систем двигуна є основою забезпечення його надійності та працездатності.

На стадії доводки двигуна 5ТДФ було виявлено

цілу низку поломок, пов'язаних із підвищеними вібраціями. Розрахунки коливань дизелів сімейства ТД проводились у групі силових установок Проблемної лабораторії динамічної міцності деталей машин ХПІ. Завдяки дослідженням, які проводились на протязі багатьох років, було розроблено багато методів розрахунків коливань дискретних механічних систем як у лінійній, так і у нелінійній постановці. У доповіді [17] показано внесок вчених ХПІ у процес доводки дизеля 5ТДФ, а також в розробку дизелів сімейства ТД – 6ТД і 3ТД.

Завданнями дослідження [18] було на основі аналізу даних про режими роботи двигуна 5ТДФ визначити множину параметрів, що дають емпіричні та аналітичні оцінки витрат моторесурсу машини; запропонувати аналітичні оцінки витрат моторесурсу двигуна 5ТДФ від кількості відпрацьованих мото-годин при різних режимах експлуатації машини; запропонувати механізм розрахунку числових значень, виходячи з результатів їх статистичної обробки даних експлуатації машини; проаналізувати конструктивні можливості практичної реалізації розроб-

леної методики з огляду на наявні контрольно-вимірювальні прилади, встановлені на Т-64Б.

У процесі роботи дизельний двигун стикається з практичними проблемами, такими як труднощі визначення несправності та відсутність методів технічного обслуговування. Ручна діагностика несправностей займає багато часу. Тому необхідно ефективно використовувати знання з багатьох джерел, побудувати механізм ретроспективної корекції для фактичних робочих сценаріїв і досягти багатосторонньої оптимізації між різними механізмами оцінювання [19]. Технічне діагностування, яке є одним з найважливіших напрямків у підвищенні ефективності та якості експлуатації машин і механізмів, збільшує міжремонтний період напрацювання, своєчасно запобігає відмовам і відповідно скорочує витрати праці і кошти на їх технічне обслуговування (ТО) та ремонт; і все це дає можливість надійно та впевнено контролювати технічний стан (ТС) двигуна. На рис. 6 наведена статистика несправностей дизеля на прикладі певної самохідної артилерійської установки САУ.

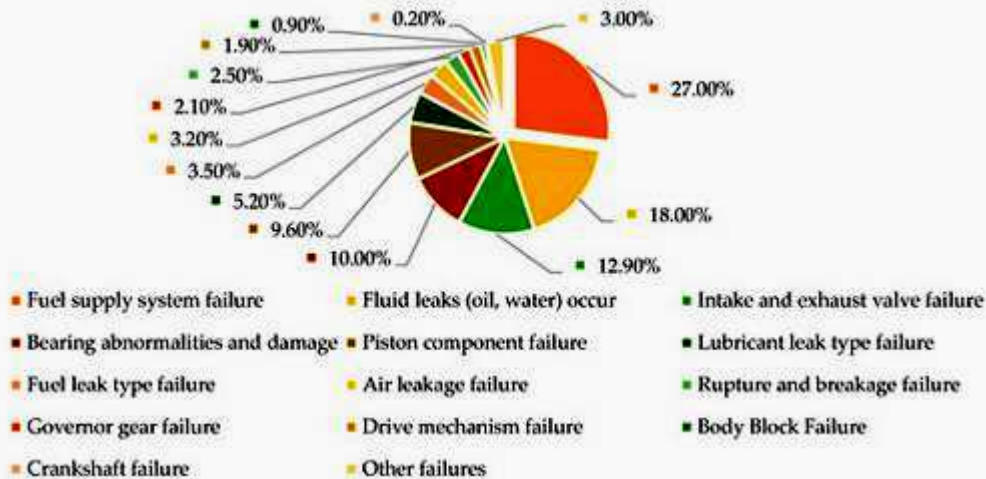


Рисунок 6 – Статистична діаграма несправностей дизеля на прикладі певного типу самохідної артилерійської установки САУ [19]

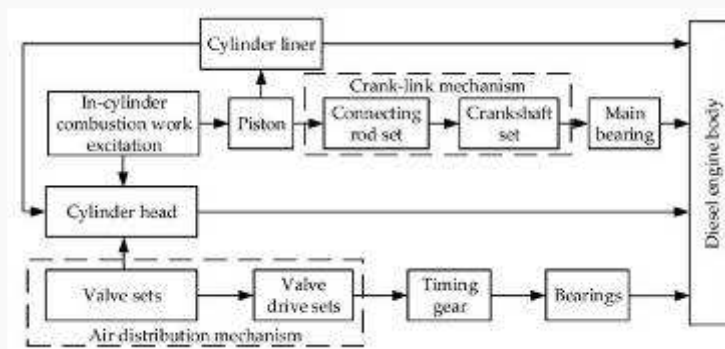


Рисунок 7 – Схема вібраційного збудження дизеля [19]

Шлях збудження вібрації дизельного двигуна показано на рис. 7. Необхідність застосування потужніших двигунів призводить до зростання їх звукової потужності та погіршення акустичних характеристик. Рівень шуму двигуна служить одним із параметрів, за якими оцінюють якість машини в ціло-

му, культуру виробництва та рівень розвитку застосовуваних технологій.

У процесі проведення стендових та польових випробувань, а також під час експлуатації бронетранспортера БТР-4Е було встановлено, що рівень шуму перевищує допустимі норми. Як показали натурні виміри

[20], основним джерелом підвищеного шуму є дизельний двотактний двигун ЗТД-3А потужністю 500 к.с.

Крім того, окремі характеристики шуму, що видається двигуном, такі як спектральний склад, рівень звукового тиску та рівень звукової потужності, використовують як діагностичні параметри. Вибросигнал може швидко відобразити стан обладнання та підходить для моніторингу стану он-лайн або оф-лайн. Liu Z. et al. [19] проаналізували роботи з багатьох джерел даних для оцінки працездатності дизельного двигуна, які показані на рис. 8.

Нова технологія прогнозування та управління працездатністю (Prognostics and Health Management, PHM), що має значне військове значення, введена в технічне обслуговування дизельних двигунів, щоби підвищити їх експлуатаційну надійність і знизити вартість сервісу [19]. Базуючись на стандартах серій ISO 13373 – ISO 13381 та IEEE 1232, узагальнена та стандартизована архітектура системи PHM для дизельних двигунів побудована, як показано на рис. 9.

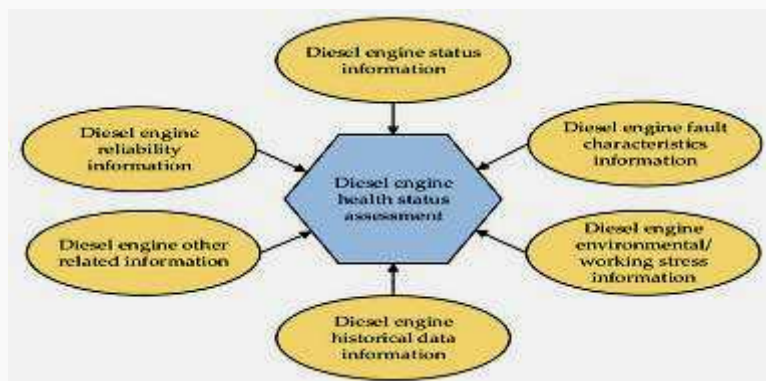


Рисунок 8 – Характеристики оцінки працездатності дизельного двигуна з багатьох джерел даних [19]

Однак через складне робоче середовище дизельних двигунів і взаємодію різних компонентів дані, зібрані датчиками, певно, мають незначну якість. Тому необхідні ефективні методи обробки даних. На рис. 10 наведена структурна схема визначення залишкового ресурсу устаткування з використанням експрес-методів неруйнівного контролю (НК).

Оброблені дані можуть бути подані на рівень діагностики несправностей, щоби правильно вказати місце несправності, використані на рівні оцінки працездатності та ідентифікації стану деградації дизельного двигуна, а також на рівні прогнозування залишкового терміну служби. В умовах, коли стає можливим за допомогою сучасних методів діагностики виконати 100 % обстеження обладнання і виявити всі потенційно небезпечні зони, схильні до розвитку пошкоджень, оцінка ресурсу і ризику стає конкретнішою і передбачуваною, що дає можливість запобігти виникненню пошкоджень при подальшій експлуатації обладнання [19].

За рахунок застосування методу скінченних елементів (Finite Element Method, FEM), комп'ютерних технологій світового рівня (CAD-CAE-CFD-FSI-MBD-EMA-CAO-NPC-...) стало можливим радикально підвищити рівень адекватності фізичних моделей, а завдяки використанню комп'ютерних технологій «best-in-class» світового рівня – підвищити рівень адекватності математичних моделей, а, відповідно, – і рівень

Вона дає можливість цілісно розглядати моніторинг стану дизельного двигуна, обробку даних, діагностику несправностей, оцінку стану, прогнозування та прийняття рішень щодо ТО.

Оптимальне розташування датчиків є основною гарантією адекватного вимірювання інформації про стан дизельного двигуна. Дані, що відображають робочий стан дизельного двигуна, такі як вібрація, звук, інфрачервоні теплові зображення тощо, збираються за допомогою системи збору показників. Базовими інструментами моніторингу та технічної діагностики є інструментальний контроль (різні методи і засоби технічної діагностики) та розрахункові методи (розрахунки на міцність, оцінка ресурсу і ризиків). При цьому інструментальними методами технічної діагностики, що відповідають завданням моніторингу, оцінки ресурсу і ризиків, є методи акустичної емісії, магнітної пам'яті металу, контролю напружень; вібродіагностика; тепловий контроль [21].

одержуваних чисельних результатів. Використання цифрових двійників об'єктів діагностування на базі методів математичного моделювання робочих процесів ДВЗ дає можливість підвищити обсяг та якість діагностичної інформації без втручання у конструкцію двигуна і його систем [22]. На рис. 11 показана принципова схема використання цифрового двійника у процесі експлуатації ДВЗ.

Із розвитком передових технологій, таких як обробка великих даних, штучний інтелект, інтелектуальний аналіз даних та інформації, ефективність оцінки працездатності дизельного двигуна буде значно поліпшена. Аналізуючи характеристики із багатьох джерел і класифікацію оцінки працездатності дизельного двигуна, мета полягає в тому, щоб можна було ефективно здійснювати управління працездатністю дизельного двигуна. Натепер моделі керованого машинного навчання використовуються для оцінки стану працездатності обладнання дизельних двигунів [19]. Інтегруючи ймовірнісне моделювання, кількісну оцінку невизначеності та статистичні дані, буде покращено надійність і здатність до узагальнення моделі. Наступними кроками має бути проведення більш комплексного дослідження кожної підсистеми дизеля, вивчення прогнозування залишкового терміну служби та прийняття рішень щодо технічного обслуговування двигунів.

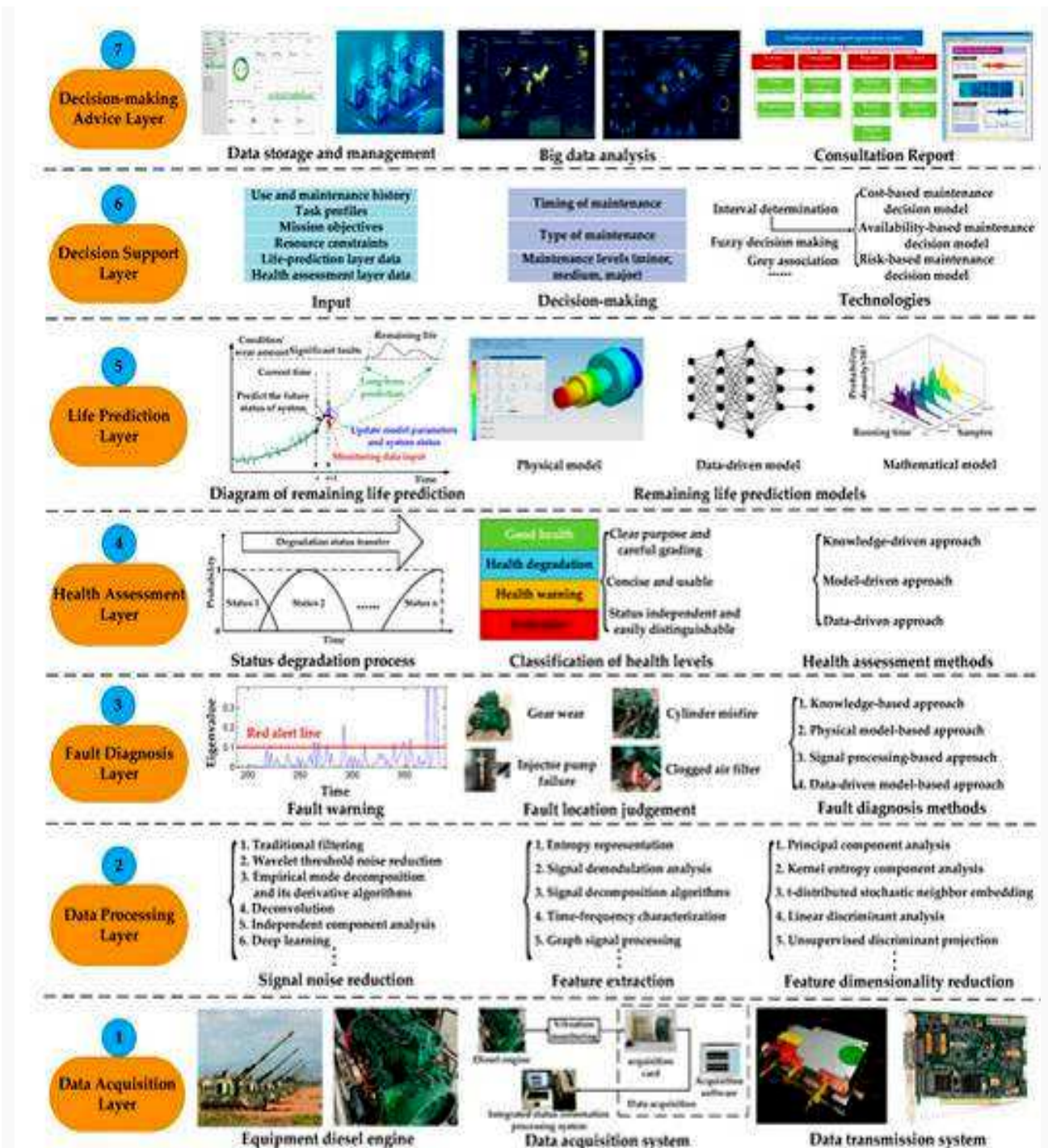


Рисунок 9 – Структурна схема PHM на прикладі дизельного двигуна CAU [19]

Аналіз існуючих конструкцій систем турбонаддуву танкових двигунів. Переважна більшість танкових двигунів забезпечена системою турбонаддуву, яка є найбільш ефективним засобом підвищення одиничної потужності, поліпшення паливної економічності і екологічної чистоти дизелів. Система наддуву визначається як сукупність впускних та впускних колекторів та патрубків, теплообмінних апаратів та агрегатів наддуву, яка забезпечує підвищення тиску свіжого заряду у впускному ресивері двигуна [23–25]. Для форсування ДВЗ шляхом наддува на двигуні встановлюють турбокомпресор (ТК) – компактний агрегат, що містить турбіну, котра утилізує залишкову енергію газів, що відпрацювали

у циліндрах, і компресор, який використовує цю енергію для примусового нагнітання повітря в циліндри двигуна із попереднім охолодженням або без нього (рис. 12).

Найбільші виробники та розробники ТК (Garrett /США/, Brown Boveri – АВВ /Швейцарія/, Holset /Англія/, ІНІ /Японія/, Mitsubishi /Японія/, ККК /Німеччина/, MAN /Німеччина/ тощо) широко рекламують основні показники своєї продукції (наприклад, у щорічних каталогах чи періодичних виданнях, не розголошуючи конкретні конструктивні параметри, технології проектування та виготовлення).

З огляду на те, що система наддуву ДВЗ безпосередньо пов'язана з робочими процесами у двигуні

і є складовою робочого циклу комбінованого двигуна, її робота має розраховуватися сумісно в рамках

загальної моделі [22]. На рис. 13 показана енергетична схема багатоциліндрового ДВЗ.

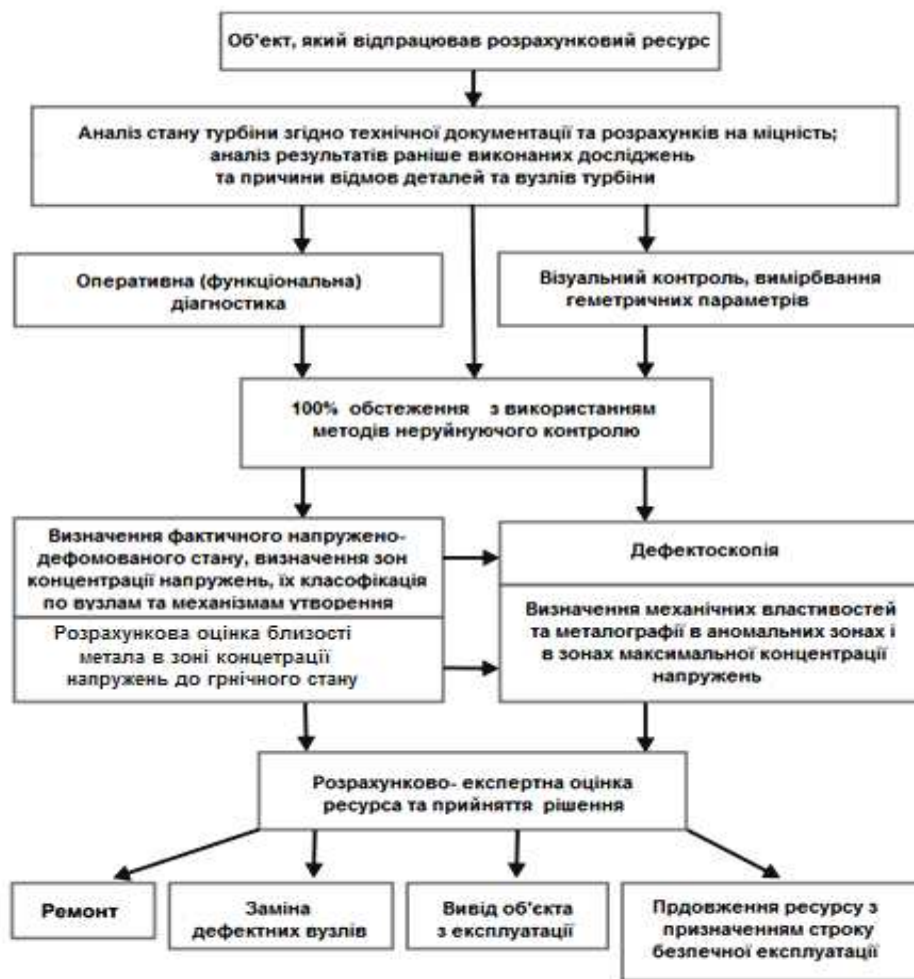


Рисунок 10 – Структурна схема визначення залишкового ресурсу високооберткових потенційно небезпечних об'єктів [21]

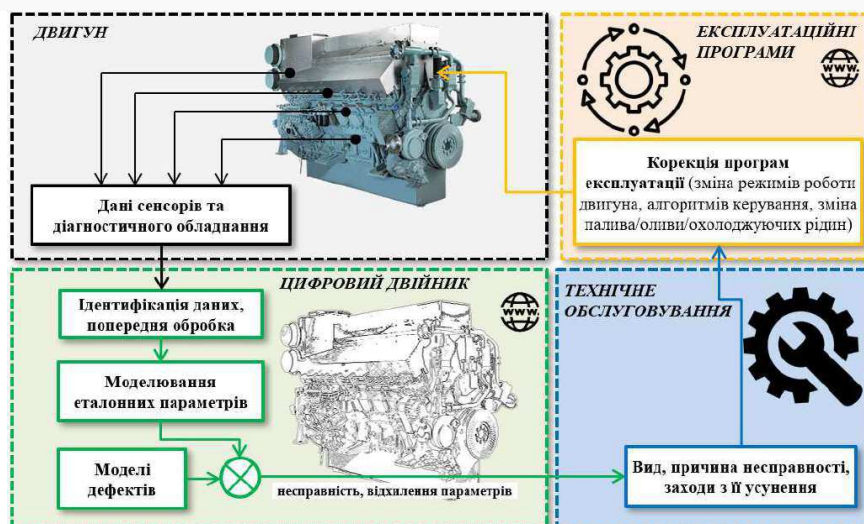


Рисунок 11 – Структурна схема моніторингу та діагностування ДВЗ та його функціональних систем з використанням цифрового двійника [22]

У роботі [27] отримано три методи визначення коефіцієнта корисної дії (ККД) відцентрового нагнітачів (ВЦН), де, окрім теплових втрат і втрат на тертя у підшипниках та ущільненнях ВЦН, враховуються втрати енергії для наступних процесів: тертя ро-

бочого колеса ВЦН у газовому середовищі, перегітання газу через ущільнення ВЦН, рух газу у міжступеневих порожнинах ВЦН. Методи враховують три різні підходи до розрахунку втрат енергії, пов'язаних із рухом газу у міжступеневих порожни-

нах ВЦН. У роботі [28] застосовано ексергетичний метод оцінки системи наддуву дизельного двотактного двигуна спеціального призначення типу

6ДН12/2х12. Схема анерго-ексергетичного балансу системи наддуву наведена на рис. 14.

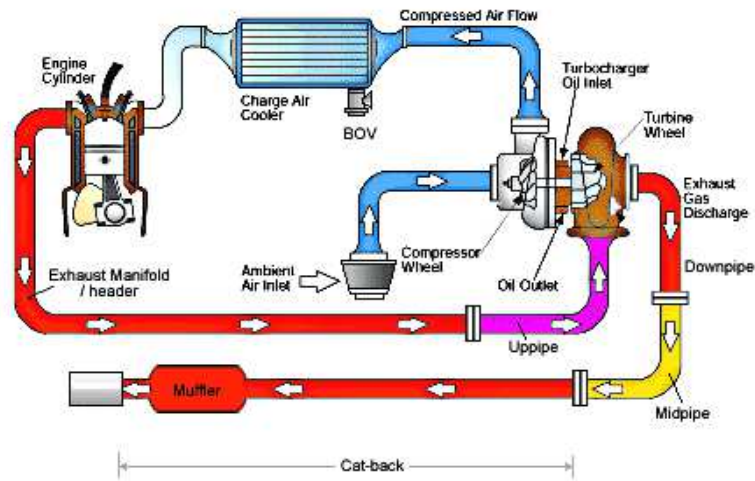


Рисунок 12 – Схема роботи турбокомпресора [26]

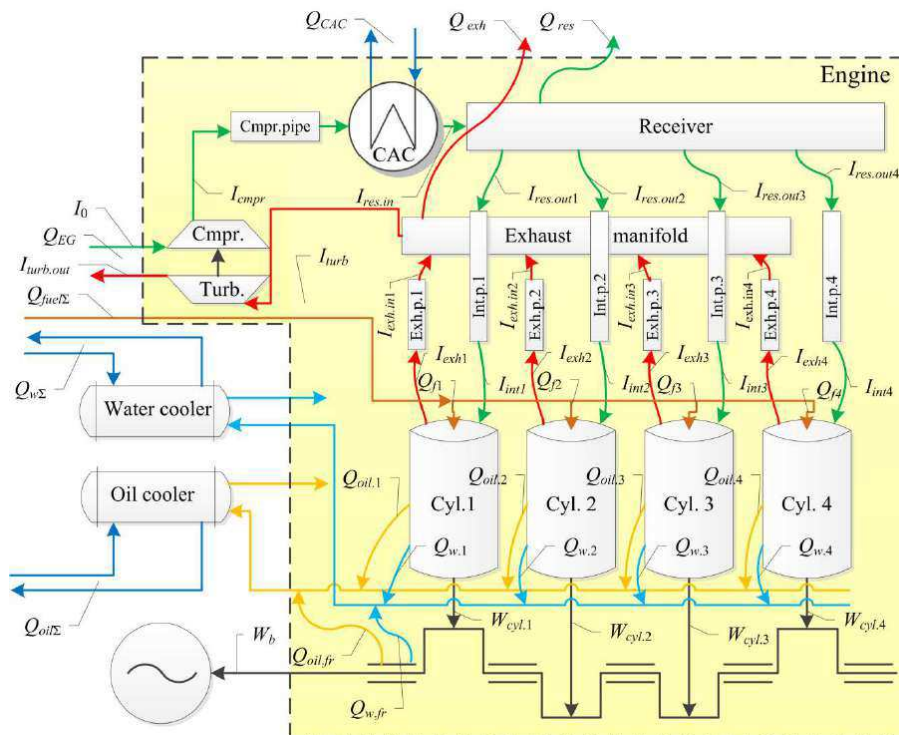


Рисунок 13 – Енергетична схема багаточиліндрового ДВЗ з системою вільного комбінованого наддуву [22]

Турбокомпресор є поєднанням двох лопаткових машин, зв'язаних між собою і циліндрами дизеля загальним робочим тілом, а також суперечливими вимогами (критеріями) і набором динамічних, міцнісних, екологічних, технологічних і економічних обмежень. Потужність будь-якого мотора із турбонагнітачем у 100% випадків обмежується міцністю самого двигуна, його моторесурсом, а не ефективністю турбонагнітачів. Вихлопні гази надходять у корпус і спрямовуються на лопатки турбінного колеса, яке набирає високих обертів (до 250000 об/хв та вище), обертаючи при цьому робоче колесо компресора. Турбіна працює в умовах високих температур, тому її елементи виготовляють із жароміцних матеріалів.

Для наддуву форсованих двигунів бронетанкової техніки застосовуються відцентрові нагнітачі (компресори), які мають малі габарити й масу, високий коефіцієнт корисної дії та надійність [7, 29–31]. При розробці сучасних компресорів для наддуву форсованих дизелів бронетанкової техніки виникає питання великих енергетичних витрат на їх привід. У сучасних комбінованих двигунах внутрішнього згоряння потужність компресора може складати до 40 % від ефективної потужності самого двигуна і збільшуватись при подальшому форсуванні [7, 29–31]. Відомі три схеми приводу компресора: від турбіни, колінчастого вала двигуна або комбіновано (рис. 15).

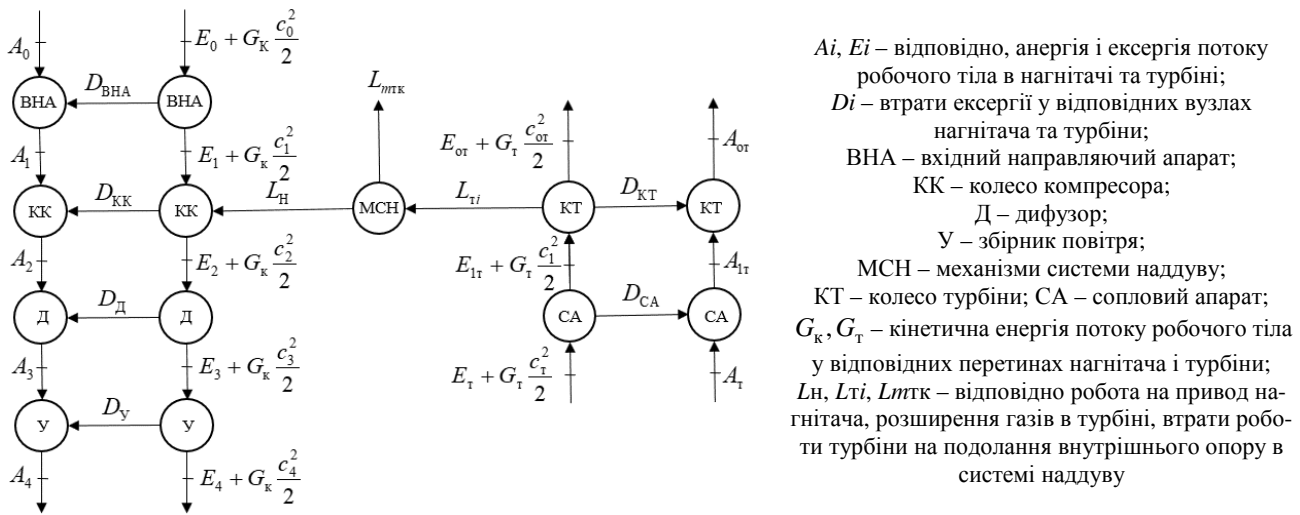


Рисунок 14 – Анерго-ексергетична схема системи наддуву дизеля 6ДН12/2х12 [28]

У випадку, коли на загальному роторі встановлені елементи і компресора, і турбіни, і з поршнеvim двигуном – тільки газовий зв’язок, то такий агрегат, як відомо, зветься турбокомпресором (ТК), який використовують у чотиритактних двигунах при забезпеченні балансу потужностей між турбіною та компресором (див. рис. 15, а). На рис. 15, б наведено схему із приводним компресором (тобто із приводом від колінчастого валу). За такою схемою виконуються двотактні (фірма «Лейланд») та чотиритактні дви-

гуни (В-46, В-84 тощо) бронетанкових машин. На рис. 15, в зображено комбінований зв’язок між поршневою і лопатковою машинами. Такий зв’язок мають високофорсовані двигуни, в яких величина дисбалансу потужностей турбіни і компресора перемінна за зовнішньою і навантажувальною характеристиками. Для компенсації такого дисбалансу здійснюється відбирання потужності від колінчастого валу [7, 29–31].

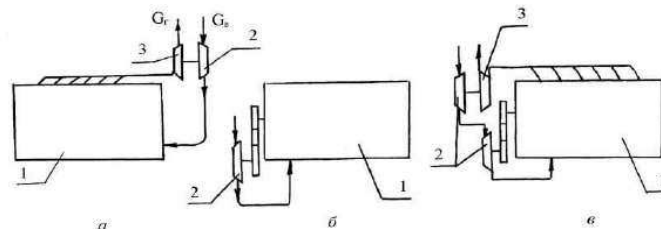


Рисунок 15 – Схеми приводів компресора: а – з газовим зв’язком між поршневою і лопатковою машинами; б – з механічним зв’язком між цими машинами; в – з комбінованим зв’язком між ними; 1 – поршнева машина; 2 – турбіна; 3 – компресор [7]

Зрозуміло, що у кожного із трьох типів зв’язку є свої переваги і недоліки [7, 29]. Основні переваги газового типу зв’язку: краща паливна економічність на часткових режимах, малі габарити ТК, висока надійність, мала вартість. Недоліки газового типу зв’язку: гірші пускові якості, обмежені можливості підвищення наддуву в заданих габаритах, висока інерційність ротора. До переваг механічного типу зв’язку можна віднести: хороші пускові якості, високу прийомистість, синхронність роботи з двигуном, простоту конструкції. До недоліків – неузгодженість характеристик повітропостачання та паливоподачі на часткових навантаженнях; зменшення коефіцієнта пристосування при зростанні рівня форсування; високі динамічні навантаження на елементи приводу й колеса компресора. Перевагами комбінованого зв’язку є: хороші пускові якості; можливість отримання високого рівня наддуву; поліпшення розгінних характеристик; підвищення міцності від утоми колеса компресора. Основні недоліки: зниження ККД двигуна, ускладнення конструкції, збільшення габаритів, неузгодженість характеристик повітропо-

стачання та паливоподачі при перехідних режимах.

Перший тип зв’язку використовується тільки у чотиритактних двигунах, а другий і третій – у двотактних та чотиритактних двигунах бронетанкових машин [29]. Слід підкреслити, що використання газового зв’язку компресора та двигуна, який широко застосовується на форсованих чотиритактних двигунах бронетанкової техніки, має низку суттєвих недоліків. Перш за все це висока інерційність ротора, що призводить до диміння двигуна при його роботі на перехідних режимах, коли різкий накид навантаження (і різке збільшення циклової паливоподачі) випереджає розкрутку ротора ТК, що призводить до збагачення робочого тіла [7].

У разі механічного зв’язку зі збільшенням тиску наддуву погіршується постачання двигуна повітрям на режимі крутного моменту у зв’язку зі збільшенням крутизни кривої тиску повітря залежно від частоти обертання колінчастого валу. При подальшому форсуванні погіршується коефіцієнт пристосування двигуна [7].

Двотактні турбопоршневі дизелі конструкції

ДП «ХКБД» з поршнями, що протилежно рухаються, мають високі питомі параметри: літрову і габаритну потужність – відповідно 55 кВт/л і 1000 кВт/м³, малу питому масу – 1,3 кг/кВт. Завдяки застосуванню приводного турбокомпресора (ТК), тобто механічного зв'язку між лопатковими машинами та колінчастим валом двигуна, забезпечується висока ємність, ефективна потужність та якісний газообмін на часткових навантаженнях.

Розрахунки, проведені для дизеля ЗТД-3А, свідчать, що механічна потужність, яка споживається приводним ТК зі збільшенням частоти обертання або віддається двигуну при зменшенні частоти обертання, становить 220...294 кВт, тобто порівнянна з потужністю дизеля. Застосування приводного ТК у дизелях забезпечує транспортним машинам, де вони встановлюються, вищі динамічні показники, порівняно з двигунами з вільним ТК, що мають тільки газовий зв'язок лопаткових машин з поршневою частиною. У двотактних дизелях конструкції ДП «ХКБД» потужність до робочого колеса відцентрового компресора передається через мультиплікатор, по двох гілках – від колінчастого валу двигуна та від турбіни [31]. Кінематична схема механічного зв'язку приводного компресора із колінчастим валом дизеля ЗТД-3А наведена на рис. 16.

Вище було відмічено, що у форсованих двигунах бронетанкових машин найбільше використання отримали відцентрові компресори. Основні елементи відцентрового компресора (рис. 17): вхідний патрубок; вхідний напрямний апарат; робоче колесо; безлопатковий дифузор; лопатковий дифузор; повітрозбірник. Вхідні патрубки служать для підведення повітря до робочого колеса і поділяються на осьові, радіально-кругові й коліноподібні. Найменші втрати енергії властиві осьовим патрубкам, що мають найменші габарити. Для управління тиском наддуву залежно від частоти обертання колінчастого валу служить нерухомий напрямний апарат.

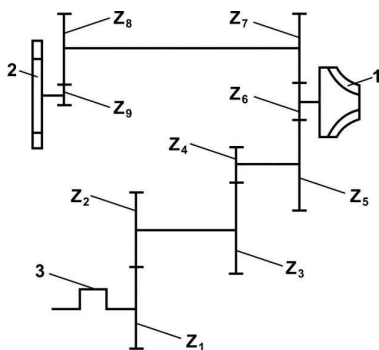


Рисунок 16 – Кінематична схема приводу компресора дизеля ЗТД-3А:

- 1 – робоче колесо відцентрового компресора; 2 – робоче колесо осьової турбіни; 3 – колінчастий вал двигуна;
Z1...Z9 – шестерні приводу [31]

Для збільшення тиску наддуву на режимі крутного моменту лопатки обертаються на кілька десятків градусів проти напрямку обертання робочого колеса, а на режимі номінальної потужності – на кілька десятків градусів у напрямку обертання робо-

чого колеса, що призводить до зниження тиску наддуву і потужності на привод компресора [7]. Слід зауважити, що такий спосіб регулювання тиску наддуву ускладнює конструкцію компресора, а через потрапляння пилу у зубчастий привод лопатки втрачають рухомість. Через це нерухомий напрямний апарат у двигунах бронетанкових машин не отримав застосування.

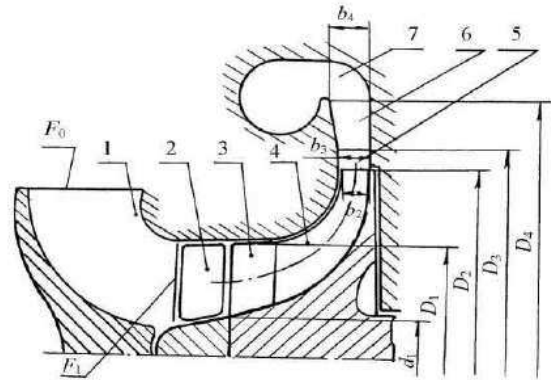


Рисунок 17 – Схема проточної частини відцентрового компресора [7]:

- 1 – вхідний патрубок; 2 – нерухомий напрямний апарат;
3 – оборотний напрямний апарат; 4 – робоче колесо;
5 – безлопатковий дифузор; 6 – лопатковий дифузор;
7 – повітрозбірник

Оборотний напрямний апарат є початковою зоною робочого колеса. Цей апарат забезпечує плавний вхід повітря у міжлопаткові канали робочого колеса і рівномірну та безперервну течію у місці повороту потоку від осьового напрямку на радіальний. Оборотний направляючий апарат – це криволінійний дифузор, у якому зменшується швидкість та збільшується тиск у напрямку руху потоку. Середня швидкість потоку при виході з цього апарату зменшується у 1,8...2 рази [7, 29].

У роботі [7] зазначено, що величина колової швидкості лопаток оборотного напрямного апарату змінюється лінійно уздовж радіуса не тільки за величиною, а й за напрямком, а вхідні кути лопаток виконуються змінними: у втулочному перерізі – 40...42°, у периферійному – 30...32°. Оборотний напрямний апарат виконується разом із робочим колесом або окремо. У випадку роз'ємного апарату спрощується технологія його виготовлення та поліпшуються умови профілювання міжлопаткових каналів. У такому разі оборотний напрямний апарат і робоче колесо збирають на з'єднувальній втулці, а потім установлюють на вал компресора [7, 29].

Слід зазначити, що лопатки роз'ємного оборотного напрямного апарату більш схильні до вібрацій. Для того, щоб збільшити власні частоти і зменшити амплітуди коливань, лопатки апарату виконуються змінним перерізом уздовж висоти із товщиною біля кореня не меншою, ніж 1,8 мм [7] та притискуються до лопаток колеса із натягом, який отримується завдяки нахилу їхніх поверхонь. Величина власної частоти лопаток має контролюватися на кожному оборотному напрямному апараті [29]. Основною частиною відцентрового ступеня є робоче колесо, де повітря передається робота, що витрачається на збі-

льшення його потенціальної та кінетичної енергії.

Набули поширення закриті, напіввідкриті та відкриті колеса компресорів (рис. 18).

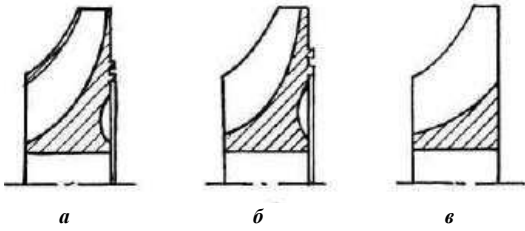


Рисунок 18 – Типи робочих коліс компресора: а – закриті; б – напіввідкриті; в – відкриті [29]

Найбільший ККД колеса закритого типу мають завдяки малим гідравлічним витратам, але вони майже не використовуються через складність їх виготовлення і низьку міцність від втоми. Більшу міцність мають колеса напіввідкритого типу. Вони також забезпечують високі напори в одній ступені. Проте ці колеса мають і недоліки: вентиляційні втрати через перетікання повітря у напрямку, протилежному обертанню колеса; втрати, пов'язані з тертям і гальмуванням потоку нерухомою передньою стінкою; велика схильність лопаток до вібрацій. При використанні відкритих коліс названі недоліки проявляються ще більшою мірою.

У роботах А.П. Марченка, М.К. Рязанцева, А.Ф. Шеховцова [7, 29] вказано, що з метою отримання ККД напіввідкритого колеса на рівні закритого необхідно: зменшувати об'єми міжлопаткових каналів за рахунок збільшення кількості лопаток робочого колеса; зменшувати зазор між передньою кромкою лопатки й нерухомою стінкою до 0,5...0,6 мм; збільшувати чистоту робочих поверхонь за рахунок віброшліфування та подальшого анодування. При виконанні цих заходів можливо забезпечити однакові рівні адіабатичних ККД компресорів із закритими та напіввідкритими колесами (на рівні 0,80...0,83) [7].

Напіввідкриті колеса набули найбільшого розповсюдження на двигунах бронетанкової техніки. У відцентрових компресорах застосовують три типи лопаток: загнуті вперед, радіальні, загнуті назад (рис. 19.).

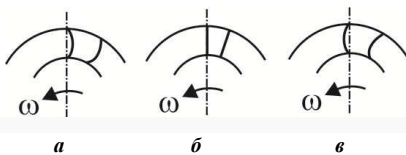


Рисунок 19 – Типи лопаток робочого колеса компресора: а – загнута вперед; б – радіальна; в – загнута назад [29]

У роботах А. П. Марченка та М. К. Рязанцева [7, 29] проаналізовано переваги та недоліки різних типів лопаток робочих коліс компресорів та встановлено, що у двигунах бронетанкових машин доцільніше використовувати колеса з радіальними або загнутими назад лопатками. Перш за все тому, що вони мають більш високі ККД.

Перетворення кінетичної енергії повітря на виході з колеса у статичний тиск здійснюється у дифу-

зорі. Як правило, у відцентрових компресорах застосовуються безлопаткові та лопаткові дифузори [29]. Безлопатковий дифузор є кільцевою щільною із паралельними або розбіжними стінками. Швидкість повітря у такому дифузорі зменшується внаслідок збільшення площі зі зростанням діаметра [7]. Наступний елемент – це лопатковий дифузор. Він є круглою решіткою, яка створена лопатками. Тут здійснюється примусовий поворот потоку, що викликає швидке гальмування робочого тіла. Кількість лопаток дифузора обирається із розрахунку неkratності лопаток робочого колеса. Крім того, кількість лопаток впливає на резонанс у колесі. Наприклад, при кількості лопаток робочого колеса 14 або 28 кількість лопаток дифузора має складати 15...18 [7, 29].

Ще одним елементом проточної частини відцентрового компресора є повітрозбірник. Його призначення – відведення повітря до нагнітального трубопроводу. Повітрозбірник виготовляється у вигляді одно- або двозахідного завитка. Площа поперечного перерізу завитка обирається рівною площі дифузора. Швидкість повітря у завитку звичайно складає 75...120 м/с [7].

Окремої уваги потребують конструкції приводних відцентрових компресорів двигунів бронетанкових машин. Як правило, на двотактних та чотиритактних двигунах бронетанкової техніки використовують компресори із механічним зв'язком із колінчастим валом. На двигун В-84 танка Т-72Б (рис. 20) встановлено приводний відцентровий нагнітач Н-46 (рис. 21), який складається із підвищувального двоступінчатого редуктора та проточної частини. У проточну частину входять колесо компресора, дифузор, покривний диск та повітрозбірник. Підвищувальний редуктор складається із набору циліндричних шестерень, що забезпечують передатне відношення від колінчастого вала до ротора компресора [88].

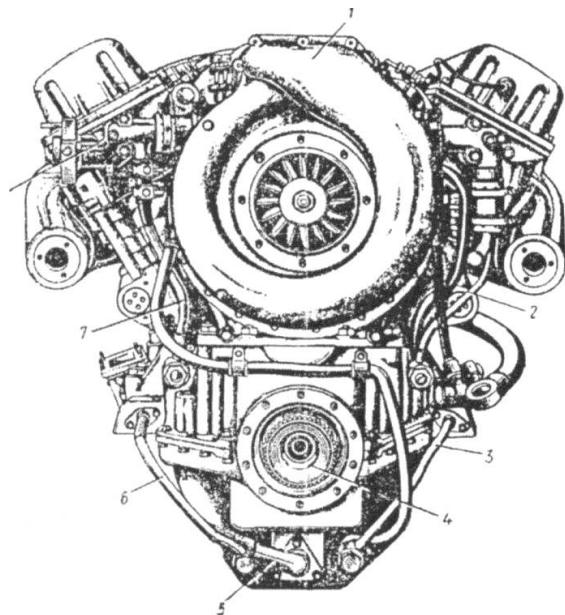


Рисунок 20 – Загальний вид дизеля В-84 з боку нагнітача (1 – нагнітач Н 46[88])

Усередині корпусу розміщені: шестерні двоступінчатого підвищувального редуктора, пружна і

дві фрикційні муфти. Таким чином, кількість обертів крильчатки при $n_{\text{сх}} = 2300$ об/хв становить 30659 об/хв. Пружна муфта призначена для зниження динамічних навантажень на нагнітач. Пружна муфта розміщена усередині блоку. Вона складається з шести пакетів обойм; дванадцять пружин (по дві пружини в пакеті). Пакети із пружинами вставлені у гнізда на вінці та повідку. Пружна муфта призначена для зниження динамічних навантажень на нагнітач. Крильчатка встановлюється на валу та жорстко закріплена гайкою. Дифузор має 23 лопатки стрілоподібної форми.

Компресор двигуна 5ТДФ складається із проточної частини та підвищувального редуктора. Крізь вхідний патрубок робоче тіло поступає на робоче

колесо. Крильчатка та обертовий апарат виготовлені з алюмінієвого сплаву АК4-1. На тильному боці передбачене лабіринтне ущільнення для усунення проникнення повітря під тиском за крильчатку. Лопаткова частина дифузора складається з лопаток та конічного диска, які виготовлені з АК4-1. Дифузор полірується і анодується для зменшення втрат від тертя повітря та для зниження зношування від пилу. Повітрозабірник із двома патрубками служить для відведення повітря на колесо. Через втулку здійснюється передача крутного моменту від ротора до крильчатки компресора. Втулка фіксується відносно крильчатки штифтами. Через двоступінчастий редуктор робоче колесо приводиться від колінчастого вала [7, 29].

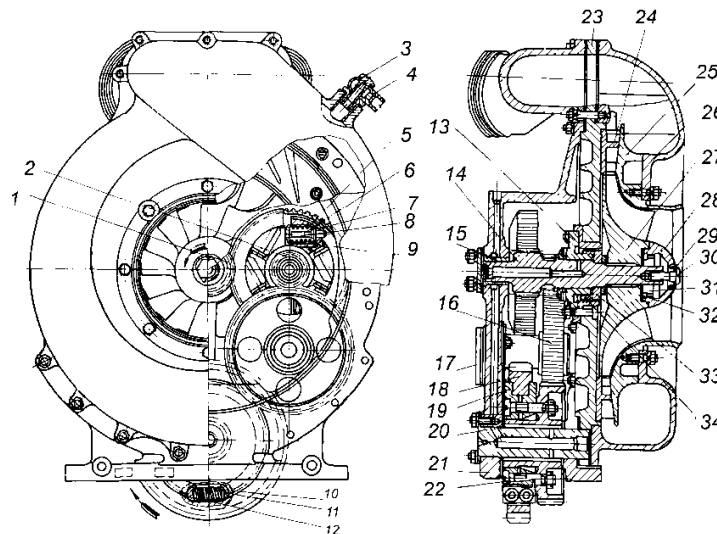


Рисунок 21 – Нагнітач Н-46:

1 – шестерня валу крильчатки; 2 – мала шестерня перебору; 3 – затискач; 4 – поворотний косинець; 5 – пружина фрикційної муфти; 6 – штифт фрикційної муфти; 7 – грузик фрикційної муфти; 8 – ковпачок фрикційної муфти; 9 – велика шестерня перебору; 10 – пружина пружної муфти; 11, 12 – обойми пружної муфти; 13 – обойма; 14 – вал; 15 – опора; 16 – проміжна шестерня; 17 – заглушка; 18 – вінець; 19 – повідець; 20 – вісь; 21 – корпус; 22 – призонний болт; 23 – кришка; 24 – дифузор; 25 – повітрозабірник; 26 – покривний диск; 27 – крильчатка; 28 – ковпачок; 29 – стопорна шайба; 30 – гвинт; 31 – гайка; 32 – шайба; 33 – втулка; 34 – кільце [88]

Від шестерні колінчастого вала приводиться редуктор, в якому встановлено пружну муфту. За допомогою пружин вінець цієї шестерні-муфти з'єднується із повідком колінчастого вала. У разі різкої зміни частоти обертання колінчастого вала повідок деформує пружини і зменшується динамічне навантаження на вінець зубчатки. Муфта, яка установлена в редукторі, складається із вінця й повідка. У цій конструкції проточна частина компресора складається із відцентрового колеса з лопатками із алюмінієвого сплаву. Ротор обертається на підшипниках ковзання. Лопатковий дифузор розташований на виході з колеса. Він має 23 лопатки аеродинамічного профілю. Повітря забирається завитком у вигляді спірального каналу, а відводиться патрубок [7].

Підкреслимо основні питання надійності компресора танкового двигуна 5ТДФ [7, 29, 30]. У роботах проф. М.К. Рязанцева вказано, що під час експлуатації двигуна 5ТДФ відмічалися руйнування робочих коліс при напрацюваннях від 200 год. Руйнування мали утомний характер і локалізувалися у

місцях сполучення втулки із крильчаткою.

При ретельному аналізі результатів експлуатації виявилось, що причиною руйнування робочих коліс нагнітача є збільшення передатного відношення від колінчастого вала до крильчатки. Це підвищило динамічні навантаження у зоні штифтів внаслідок змінного характеру частоти обертання колінчастого вала. При експлуатації колінчастий вал сприймає коливання навантажень і має власні коливання у межах 2000...3200 об/хв. Це викликає накопичення утоми у ступіці крильчатки в отворах під штифти і призводить до утомного руйнування [29, 30]. У результаті прискорених випробувань та розрахункових експериментів для зниження напружень в області штифтів їхній діаметр був змінений з 55 мм на 65 мм; кількість штифтів збільшена з 6 до 7; діаметр штифта зменшено з 6 мм до 5 мм; збільшено радіус округлення біля основи западини з 0,5 мм до 1,5 мм. Ці заходи дали можливість збільшити довговічність крильчатки майже у 3 рази (до 145 тис. циклів) [29].

У компресорах для бронетанкових машин використовують підшипники кочення та ковзання. Ві-

домо, що підшипники кочення мають більш високий ККД, вимагають менших витрат мастила, значно менше віддають теплоту тертя. Проте вони більш схильні до руйнування сепараторів через різке коливання частоти обертання n_k . Тому у компресорах підшипники кочення використовують, як правило, при $n_k < 40000$ об/хв. Для зменшення руйнування використовують суцільно фрезовані сепаратори. Вони мають більшу міцність від втоми [7, 29]. Режим та вид змазування суттєво впливають на роботу підшипників (і у т.ч. – тверде мастило та відсутність забруднення і консистентного змащення).

Руйнування підшипників відмічалось під час великих прогинів вала у зоні робочого колеса компресора при критичній частоті обертання [7]. У результаті таких амплітуд прогинів вала спостерігається зачеплення і зношення роликів підшипників, обойм та роликів. Щоб не допустити таких руйнувань, критичні частоти слід вивести із зони робочих частот.

Основними заходами, що впливають на ці процеси, є зміна жорсткості системи, величини мас, що коливаються, за рахунок демпфера, який гасить коливальні процеси. На двигуні 5ТДФ роль пружного демпфера відіграє опора підшипника, яка підпружинена пружним елементом у вигляді кільця, що встановлюється у стакан підшипника [7, 29]. Коли вал прогинається у зоні критичних частот, пружне кільце деформується. При цьому змінюється жорсткість усієї систем у цілому і знижуються її коливання. Динамічне навантаження при цьому на підшипники знижується майже у 10 разів [29, 30].

Потужність привода компресора танкового двигуна 6ТД–1 [7, 29] складає 207 кВт проти 160 кВт у двигуна 5ТДФ. Особливості роботи пружної муфти для привода компресора при цьому змінюються. Пружна муфта не може виконувати своє призначення через посадку сухарів на упор. У такому випадку вона відіграє роль жорсткого елемента. Тому на більш форсованих модифікаціях двигунів бронетанкової техніки пружна муфта замінена ресорою. Необхідна податливість системи забезпечена за рахунок підбору її жорсткості [7, 29].

Збільшення потужності на привід компресора, що передається турбіною, зумовило руйнування шестерні уздовж полотна на дузі 60° [7]. Дослідження у роботах проф. М.К. Рязанцева дали можливість установити, що вказані руйнування пов'язані зі згинними коливаннями диска за наявності осьової збурювальної сили. Ця сила виникає через несиметричне розташування і різну податливість опор. У роботах [7, 29, 30] наведено, що голографічні випробування свідчать про наявність осьового збурення, від якого у диску виникають коливання за 3-вузловою формою.

Для того, щоб збільшити жорсткість диска, товщина полотна змінена із 6 до 7 мм, а товщина обода – з 5,5 мм до 6,5 мм [7, 29, 30]. Шестерні привода компресора виготовлені із штампованих заготовок зі сталі 20Х3МВФ (замість сталі 18Х2Н4МА у двигуні 5ТДФ). Після шліфування профіля зуба він підлягає зміцненню дробоструминкою. Для підвищення тиску наддуву збільшено діаметр крильчатки до 240 мм й передатне відношення до 11,8, що у свою чергу

збільшило колову швидкість до 415 м/с (проти 380 м/с у двигуні 5ТДФ). Такі результати та заходи запропоновано у роботах [7, 29]. Замість закритого застосоване напіввідкрите колесо для збереження надійності крильчатки на рівні двигуна 5ТДФ. Щоб забезпечити адіабатичний ККД напіввідкритого колеса на рівні закритого, пропонується таке [7]:

- 1) зменшити об'єми міжлопаткових каналів за рахунок збільшення кількості лопаток з 14 до 28;
- 2) зменшити захаращення входу у робоче колесо, оскільки тільки половина лопаток доходить до обертового апарату;
- 3) зменшити зазор між передньою кромкою лопатки і нерухомою стінкою від 0,5 до 0,4 мм, що зменшить вентиляційні втрати перетікання повітря;
- 4) запропонувати конструкцію безвитратного відцентрового ущільнення тильного боку крильчатки за допомогою 28 радіальних лопаток;
- 5) забезпечити більш високу чистоту міжлопаткових каналів за рахунок віброшліфування й подальшого анодування.

При застосуванні цих заходів адіабатичний ККД компресора з напіввідкритим колесом практично не відрізняється від такого ж ККД компресора із закритим колесом і становить 0,81 для обох типів коліс [7].

Компресор двигуна 6ТД–2 показаний на рис. 22 [7, 29, 30]. Подальше збільшення ступеню наддуву та потужності двигуна 6ТД–2 досягнуто за рахунок двоступеневого стискування повітря [7, 29, 30]. Перший ступінь 2 – це осевідцентровий компресор. Потім повітря крізь випрямний апарат 3 подається на відцентрове колесо 4. Такий компресор має адіабатичний ККД на рівні 0,81 у широкому діапазоні частот обертання.

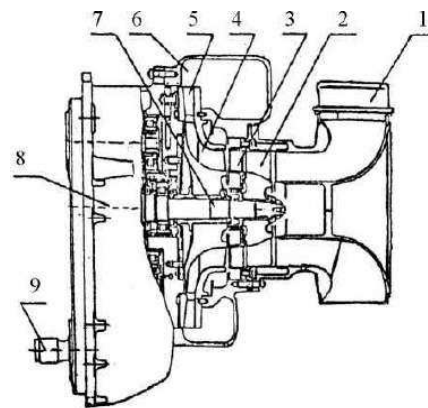


Рисунок 22 – Компресор двигуна 6ТД–2 [7]:

- 1 – вхідник; 2 – перший ступінь; 3 – випрямний апарат;
- 4 – другий ступінь; 5 – дифузор; 6 – повітрязбірник;
- 7 – центральний вал; 8 – редуктор; 9 – ресора

Застосування двоступеневого стиску повітря дає можливість забезпечити колову швидкість близько 392 м/с та запаси міцності робочого колеса на рівні компресора двигуна 6ТД–1 [7, 29]. Аналіз експлуатації двигунів бронетанкових машин [7, 29, 30] із приводним компресором свідчить про те, що колова швидкість робочого колеса не має перевищувати 420 м/с. Подальше збільшення швидкості знижує його міцність від втоми.

Основні фактори навантаження роторних систем турбокомпресорів. Існує стійка світова тенденція до підвищення тактико-технічних характеристик (ТТХ) танків, що змушує нарощувати потужність їх двигунів. Отже, інтенсифікуються робочі процеси в елементах, вузлах і системах танкових двигунів. Турбокомпресори, що використовуються у двигунах військових гусеничних та колісних машин (ВГКМ), найчастіше (з міркувань мінімізації масогабаритних параметрів) виконуються за двоконтурною схемою з опорами, які розташовуються між дисками компресора і турбіни (рис. 23). Вал обертається у підшипниках.

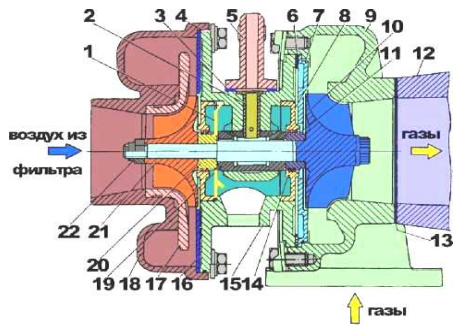


Рисунок 23 – Турбокомпресор восьмициліндрового дизельного двигуна 7403 8-ї комплектації з рідинним охолодженням [88]:

- 1 – екран, що скидає масло; 2 – фіксатор; 3, 6 та 13 – прокладки; 4 – кільце ущільнювача; 5 – перехідник; 7 – екран; 8 – кришка ущільнення; 9 – корпус турбіни; 10 – ротор; 11 – втулка-кільце тримач; 12 – випускний колектор; 14 – кільце ущільнювача; 15 – корпус підшипників; 16 – екран корпусу компресора; 17 – вставка дифузора; 18 – корпус компресора; 19 – підшипник; 20 – масловідбивач; 21 – колесо компресора; 22 – гайка

Використовуються підшипники плаваючого типу, тобто вони мають зазор як з боку корпусу, так і валу. Підшипники змащуються моторною оливою системи змащення двигуна. Олива подається по каналах у корпусі підшипників. Для герметизації масла на валу встановлені кільця ущільнювача. Корпус підшипників турбоагнітача включений у двоконтурну систему охолодження двигуна.

Основними факторами навантаження роторних систем ТК є:

- 1) відцентрові сили обертання ротора, включаючи додаткові інерційні навантаження на перехідних режимах;
- 2) температурне навантаження колеса турбіни від вихлопних газів циліндрів ДВЗ;
- 3) вібрації ротора в масляному шарі підшипника внаслідок потрапляння в область критичних обертів обертання чи перевищення критичного значення дисбалансу;
- 4) статична та динамічна складові тиску газу (повітря) у міжлопатковому каналі робочих коліс.

Такі проблемні питання потрібно вирішувати послідовно. Насамперед, будуються моделі напружено-деформованого стану (НДС) та динамічних процесів, які напряму не пов'язані між собою. Джерела збурювальних сил, властиві роторним системам, можна поділити на три типи: механічні, аеро-

динамічні, пов'язані з робочими процесами у машині. Роторні системи мають велику кількість джерел збурювальних сил, що мають широкий спектр.

Зниження рівня вібрацій роторних систем має досягатися, перш за все, за рахунок зменшення збурювальних сил у зародку. З цією метою прагнуть покращити конструкторсько-технологічні параметри машини, що визначають інтенсивність коливань у ній. Типовими причинами несправності ротора турбокомпресора є зношування підшипників, тертя корпусу робочого колеса та тріщини на валу. Тому надійна конструкція роторів має важливе значення, щоб уникнути вібраційних поломок під час роботи.

Від дії відцентрових сил робочий диск із лопатями набуває значних пружних деформацій. Таким чином, змінюється зазор між роторною та статорною частинами турбокомпресора. Це впливає на продуктивність його роботи. При цьому виникають високі напруження, що можуть призвести до виникнення пластичних деформацій та руйнування лопатей або диска.

Більшість робіт з ТК як систем наддуву ДВЗ присвячено розробці методик розрахунків термогазодинамічних характеристик ТК, взаємодії ТК з двигуном, елементів ТК між собою. Менше уваги приділено дослідженню температурних, міцнісних та динамічних характеристик ротора та робочих коліс ТК. Зокрема, це стосується проблем найбільш відповідальних та навантажених високооберткових елементів, які працюють за високих сил, моментів та кутів швидкостей обертання. У першу чергу це стосується напружено-деформованого стану, критичних швидкостей обертання, пружно-пластичного деформування, контактної взаємодії тощо.

Крім того, значне місце у ряду актуальних проблем займають методи розв'язання обернених задач, тобто обґрунтування технічних рішень подібних високооберткових елементів конструкцій, які задовольняють певним вимогам до різноманітних характеристик машин, агрегатів чи обладнання. Зокрема, мова йде про міцність, жорсткість, стійкість руху тощо. Із зазначених напрямків існує широка множина робіт у науково-технічній літературі, проте у них не розкриваються усі аспекти, які складають певну конфіденційну інформацію чи «ноу-хау».

У роботі [32] наведено огляд прогресу протягом останніх двох десятиліть дослідження обробки невизначеності (Verification Uncertainties), пов'язаної з неточною або неповною інформацією, при аналізі роторних систем. Спочатку ідентифікуються джерела невизначеностей, а потім класифікуються відповідно до їх природи.

Найпопулярніші методи аналізу невизначеностей узагальнено на основі різних типів невизначеностей, включаючи їх основні принципи, сильні сторони та обмеження. Детально описані динамічні характеристики роторних систем за різних невизначеностей, тобто природні характеристики та незбалансовані відгуки, динаміка несправного ротора, проблеми стабільності та ідентифікація параметрів.

Невизначеності, справжні і коректовані значення складно структурно пов'язані [32, 33]. При переході від реального об'єкта до математичної моделі допускається деяка похибка. У роботі [33] розгляну-

то загальну структуру зв'язків невизначеностей («Uncertainties»), істинних («True») та коригованих («Corrected») значень (рис. 24).

У літературі можна знайти два типи аналізу невизначеності відповідно до їхніх обчислювальних цілей – прямий і обернений (рис. 25). Перша категорія в основному пов'язана з поширенням невизначеності на вихід системи до динамічного виходу. Вхідні дані представлені параметрами або навантаженнями моделі ротора, такими як жорсткість, демпфування, геометрія та дисбаланс маси. За допомогою кількісного визначення UQ, виконаного на основі фізичної моделі ротора, прогнозується вплив різних невизначеностей на динамічні характеристики [32]. Обернений аналіз часто передбачає оцінку та зменшення невизначеності вхідних даних із вимірних вихідних. Застосування оберненого аналізу зазвичай стосується ідентифікації параметрів і калібрування/оновлення моделі.

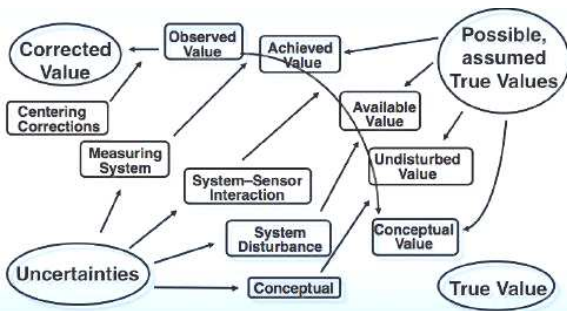


Рисунок 24 – Загальна структура зв'язків істинних («True») значень та невизначеностей («Uncertainties») відповідно до роботи [33]

Моделювання невизначеності у роторних системах включає ідентифікацію джерел та класифікацію виявленої невизначеності, управління або обробку невизначеності та, нарешті, характеристику з використанням імовірнісних (параметричних/ непараметричних) і неімовірнісних подань. Загальна деревовидна карта цього процесу показана на рис. 26.

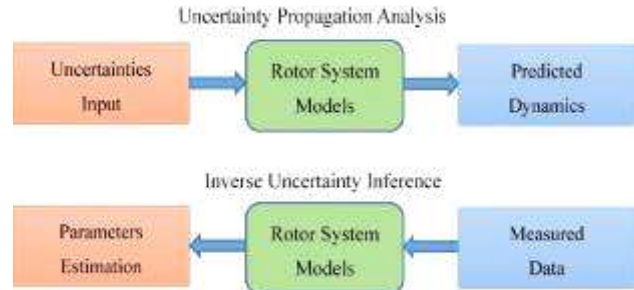


Рисунок 25 – Прямий і обернений аналіз невизначеності у роторних системах [32]

Fu C. [32] та ін. розглядають аналіз надійності, оптимізацію та контроль вібрації для невизначених роторних систем. Для кращої ілюстрації відмінності між інтрузивним і неінтрузивним підходами кількісного визначення невизначеності (UQ) у динамічному аналізі ротора зображені на рис. 27.

На рис. 28 наведена стохастична діаграма Кемпбелла та відповідна несталість форми моди на основі розкладання поліноміального хаосу PCE з 10 % дисперсіями щільності диска.

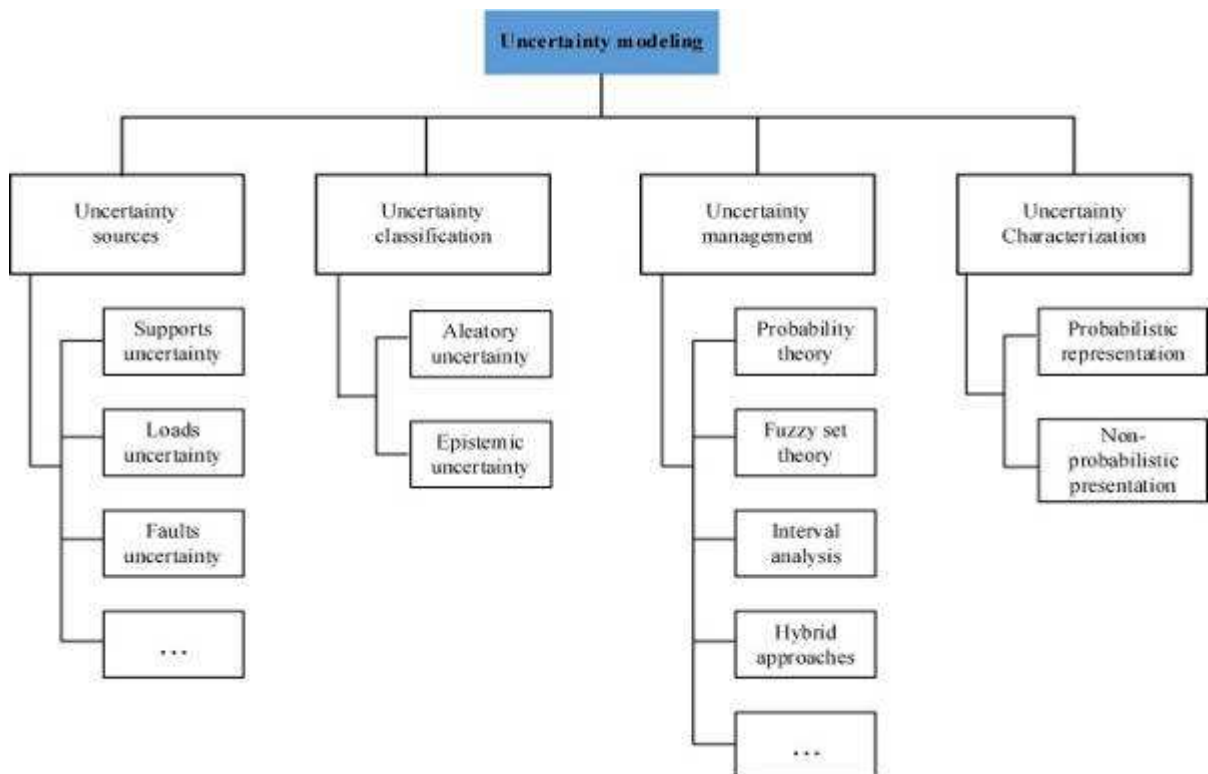


Рисунок 26 – Загальна деревоподібна карта моделювання невизначеності [32]

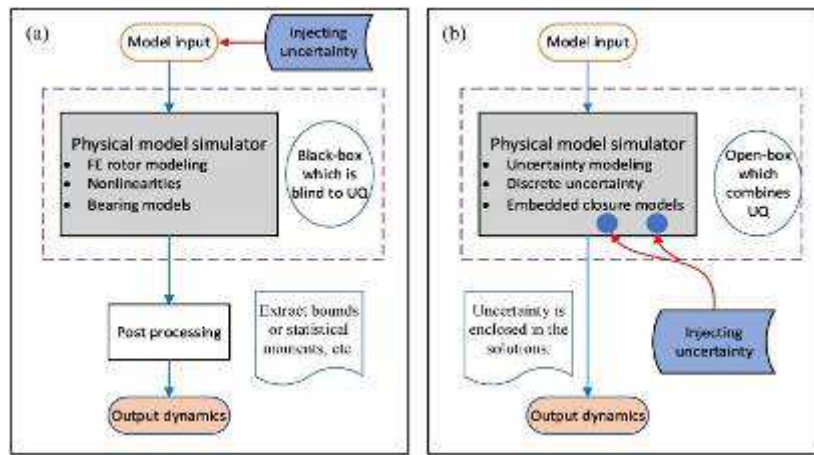


Рисунок 27 – Схематична демонстрація загального процесу:
а – неінтрузивного, чорного ящика; б – інтрузивного, відкритої скриньки [32]

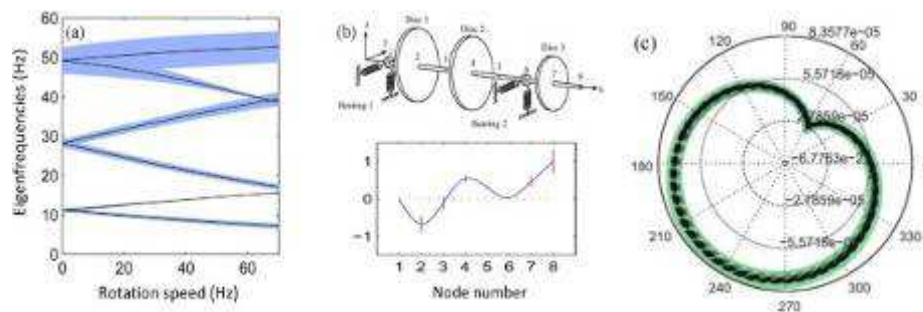


Рисунок 28 – Природні характеристики та орбіти валу роторної системи з невизначеністю [32]:
а – діаграма Кемпбелла; б – несталість форми третьої прямої моди (вертикальні лінії позначають стандартну варіацію);
с – орбіти ротора з невизначеністю

Аналіз моделей та методів управління характеристиками опор при дослідженні напружено-деформованого стану та критичних швидкостей обертання роторних систем. При проектуванні роторних систем, які працюють у широкому діапазоні кутових швидкостей обертання, однією із основних задач є відлаштування від вібрацій. На сьогодні значного розвитку набули методи аналізу динаміки роторних систем, тому питання відлаштування від критичних швидкостей обертання є первинними при їх проектуванні.

Розташування та характеристики опор ротора відіграють ключову роль у його динамічній стійкості. Турбокомпресор може працювати понад 200 000 об/хв завдяки хорошему амортизуючому ефекту підшипника, який набагато вищий, ніж у інших роторних механізмів. Основне завдання – контроль жорсткості підшипників та інших опор ротора. Ця характеристика часто виявляється нелінійною. Крім методів нелінійної динаміки ротора, що описують коливання в цих системах, необхідні спеціальні методи для моделювання реакції самих опор у рамках більшого аналізу.

Для дослідження вібрацій, як правило, будуються моделі, які враховують деформації вала, робочих дисків та опор. Моделювання НДС вала та робочих дисків елементарно здійснюється за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ). Проте моделювання поведінки опор стикається із низкою проблем. Зокрема, для підшипникових опор різних типів (рис. 29) властива нелінійна статична характеристика.

Це зумовлено, наприклад, зазорами між тілами кочення та обоймами підшипника. Крім того, при навантаженні тіла кочення контактують із обоймами. При цьому спостерігається нелінійна залежність «сила – переміщення». При експлуатації викривлення осевої лінії ротора може бути спричинене нерівномірним нагріванням підшипників.

Неспіввісності роторів можуть виникнути через згинальні коливання роторів, коливання агрегатів на пружних рамах, коливання з'єднаних агрегатів, що застосовуються з роздільною амортизацією, внаслідок спливання роторів у підшипниках ковзання на масляній плівці. Крім того, спектр критичних швидкостей ротора, що має нелінійні граничні умови, зумовлені зазорами у підшипниках, є суцільним. Частоти власних коливань ротора є функціями амплітуд коливань кінців ротора в зазорах підшипників.

Масляний шар, що утворюється у підшипниках ковзання при обертанні ротора, може спричинити автоколивання. Навантаження на підшипники турбіни із збільшенням частоти обертання зростає у квадратичній залежності. В основному у високошвидкісних турбінах віддається перевага кульковим підшипникам кочення, що охолоджуються маслом, і гідродинамічним підшипникам ковзання.

Підшипники кочення краще працюють при низьких швидкостях, тому що мають менше тертя та кращу навантажувальну здатність. Підшипники ковзання, навпаки, показують найкращі характеристики на високих частотах. Підшипники кочення, що змащуються

рідинним мастилом, значно ускладнюють конструкцію та обслуговування. Основні недоліки підшипників кочення – відносно великі радіальні габарити, великий опір обертанню при роботі на високих частотах обертання, складний монтаж, висока чутливість до удар-

них та вібраційних навантажень, підвищений шум та зниження надійності роботи при великих швидкостях через можливість руйнування сепаратора від дії відцентрових сил [34].

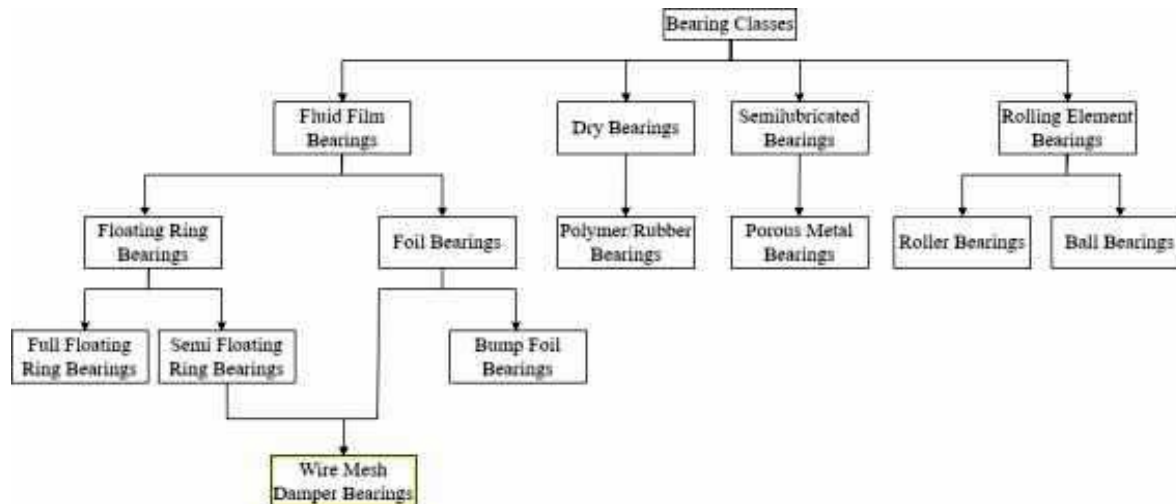


Рисунок 29 – Блок-схема основних класів підшипників [34]

При роботі підшипники ковзання вимагають постійного нагляду через високі вимоги до змащування та небезпеки перегріву, оскільки перерва в подачі мастильного матеріалу веде до виходу підшипника з ладу. Також до недоліків відносять велику витрату мастильного матеріалу, великі втрати на тертя у режимі пуску [34]. Додаткову інформацію про загальні класи підшипників, таку як експлуатаційні характеристики та вибір підшипників, зосереджено на рис. 30.

Нелінійна динаміка та стабільність турбокомпресорів завжди були в центрі уваги багатьох вчених. Дук та ін. [35] досліджували вплив різних аналітичних моделей плаваючих кільцевих підшипників, у яких загальна модель була забезпечена поліномами корекції. Він та ін. [36, 37] запропонували деякі якісні довідкові дані для конструкції підшипника із плаваючим кільцем щодо осьової довжини та температури масла на вході. Вплив співвідношення внутрішнього і зовнішнього зазору на компоненти субсинхронної вібрації досліджували Smolík та ін. [38].

Автори статті [39] провели оцінку динамічних параметрів оберткових турбокомпресорів на основі порівняльних модельних та стендових випробувань. Для отримання робочих параметрів підшипників необхідно знайти компромісне рішення між максимальною температурою у масляних плівках і амплітудами віброприскорень у підшипникових вузлах. ТК (рис. 31) складається з підшипникового вузла, розташованого в центральному корпусі, відцентрового компресора та доцентрової турбіни.

Центральний корпус є основною конструкцією, до якої кріпляться корпуси компресора та турбіни. Ротори компресора, турбіни і вал складають обертовий вузол. З боку турбіни на валу турбокомпресора розташована лабіринтова втулка, а потім втулка – цапфи підшипників ковзання. Цей вузол спирається на радіальні підшипники з плаваючим кільцем і опорні (осьові) підшипники. На рис. 32 наведено розташу-

вання підшипників вала.

На вал турбокомпресора діють як постійні, так і змінні зусилля [39]. Поперечне навантаження обертового вузла з боку турбіни та компресора ілюструється силами F_t і F_s , тоді як осьове навантаження ілюструється силою F_w . Навантаження на вал турбокомпресора визначається наступними факторами: параметри роботи, що змінюються в часі (момент приводу, частота обертання вала і опір руху); змінні сили, створені в частинах машини, які взаємодіють з валом; опори в ущільненнях і підшипниках; сили тяжіння; різниця тиску між турбіною та компресором. Змінність цих параметрів може призвести до перемінних сил, які створюють віброакустичні ефекти [39]. Оскільки відстань між підшипниковими опорами невелика, обертовий вузол має високу жорсткість, і його деформації можна вважати мізерно малими. Для турбокомпресора характерні значні градієнти температури. З боку компресора і турбіни температури $T_{0s} = 80^\circ\text{C}$ і $T_{0t} = 500^\circ\text{C}$ відповідно. У результаті температура вздовж осі вала є змінною. Для усунення або мінімізації несприятливих теплових впливів використовується система охолодження, яка запобігає надмірному нагріванню підшипників.

Система підшипників турбокомпресора складається з радіальних і упорних підшипників ковзання, які працюють у замкненій системі. Радіальний підшипник із плаваючим кільцем складається із двох втулок: втулки нерухомого підшипника і вільно вставленої втулки, що розділяє цапфу та фіксовану втулку підшипника, яка називається плаваючим кільцем. Шийка підшипника і шар мастила, що примикає до цапфи, обертаються з кутовою швидкістю ω_1 . Для конкретного положення центру цапфи і плаваючого кільця у стані термогідродинамічної рівноваги швидкість буде визначатися такими факторами: баланс сил і моментів у підшипнику, кутова швидкість цапфи ω_1 , маса плаваючого кільця, внутрішня геометрія підшипника, в'язкість мастила тощо (рис. 33).

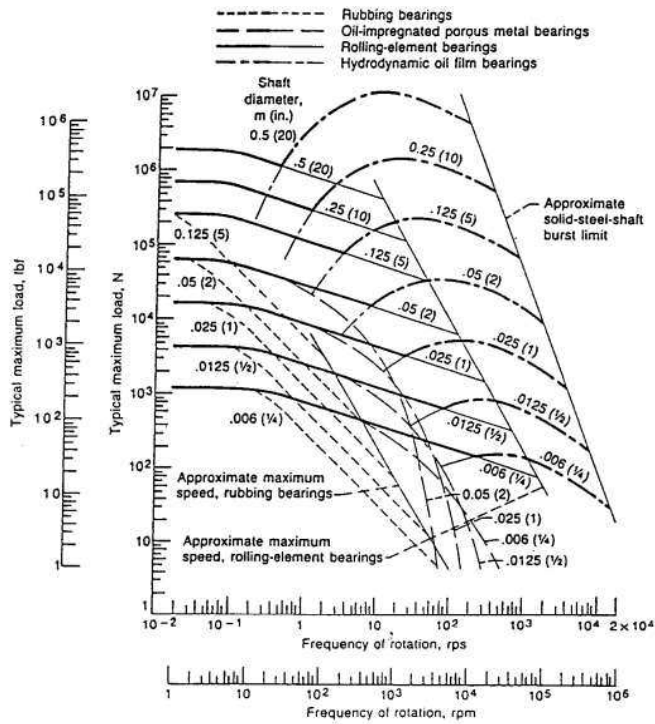


Рисунок 30 – Загальні вказівки щодо вибору типу підшипника [34]

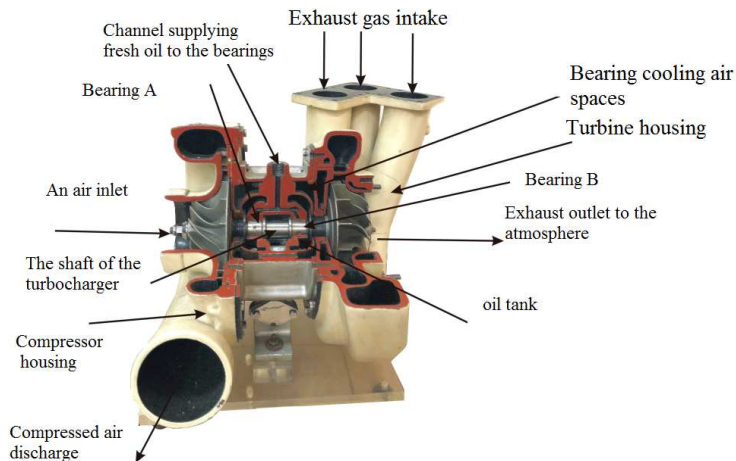


Рисунок 31 – Роторна система турбокомпресора [39]

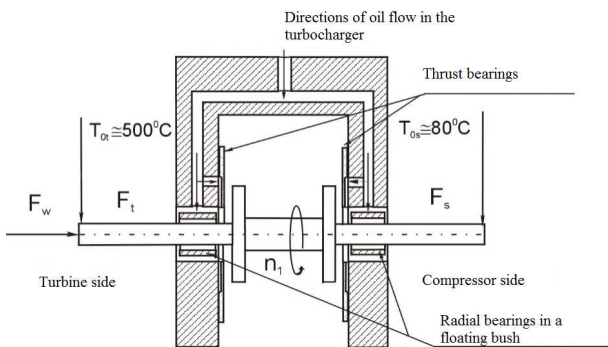


Рисунок 32 – Розташування підшипників [39]

Навантаження ротора взаємопов'язано з окремою задачею гідродинаміки масляного клина, розв'язання якої дозволяє моделювати пружні та демпфуючі властивості підшипникових опор. Розгляд задачі про критичні швидкості обертання рото-

ра, що включає розподілені параметри валу, гіроскопічні моменти в дисках, ізотропно-пружні опори, що враховує гідродинаміку масляного шару і жорсткості для кутових коливань валу, а також ряд експериментів із дослідження залежності рівня вібрацій корпусу ТК від конструктивних параметрів валу та підшипника на різних режимах, виявив високу залежність критичних швидкостей і, особливо, амплітуд вібрацій від пружних та демпфуючих властивостей підшипників, у тому числі – точності виконання зазорів у підшипнику, посадки підшипника у корпус. Зниження зазорів у підшипнику з метою підвищення жорсткості масляного клина для підняття критичних швидкостей небезпечно порушенням температурного режиму масла та погіршенням його властивостей. Вибір правильного підшипника поліпшує паливну ефективність, зменшує тертя в ТК, знижує витрати на ремонт.

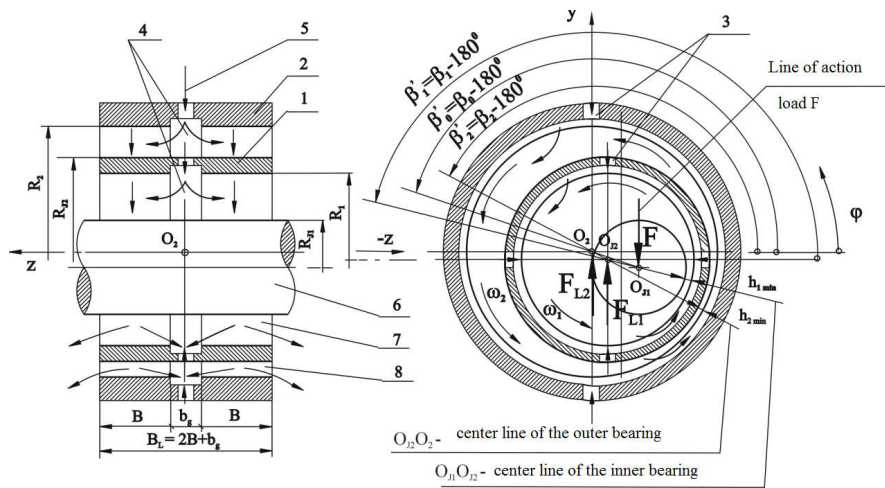


Рисунок 33 – Підшипник ковзання з плаваючим кільцем:

1 – плаваюче кільце, 2 – втулка нерухомого підшипника, 3 – отвори, через які мастило подається в підшипник, 4 – окружна канавка, 5 – напрямки течії мастила в підшипнику, 6 – вал, 7 – мастило у просторі плаваючого кільця, 8 – лійка у просторі між корпусом підшипника і плаваючим кільцем [39]

Стаття [40] представляє комбіновану аналітичну та чисельну модель розрахунку опорного підшипника, яка може бути застосована для аналізу перехідної динаміки ротора. Модель підшипника розроблена, щоб забезпечити здатність високого рівня описувати динаміку підшипника та трибологію. Модель включає вплив температури та тиску мастила на вході, а також вплив температури, швидкості зсуву та інерції шару мастила підшипника (рис. 34). Ця модель підшипника, яка використовується у віртуальному турбокомпресорі, дає можливість детально проаналізувати як конструкцію самого підшипника, так і проблеми з вібрацією та шумом. Результати, отримані за допомогою моделі підшипника, перевіряються за допомогою обчислювальної гідродинаміки (CFD) і технічних експериментів на реальних турбокомпресорах.

Актуальною науковою проблемою залишається підвищення ефективності вібраційної діагностики, заснованої на вимірюванні та аналізі параметрів сигналу вібрації на різних етапах роботи підшипникових вузлів, одного з найважливіших агрегатів – ТК. Застосування методів спектрального аналізу для визначення частотних характеристик ТК за допомогою спектрального аналізу віброакустичних сигналів дає можливість безперервного використання діагностичної системи для оперативного контролю за робочими процесами [41]. При експериментальному і практичному вібродіагностуванні ТК доцільно використовувати комплексну діагностичну модель вібрацій, тобто використовувати різні моделі сигналів вібрації діагностованих вузлів і деталей і, як наслідок, відповідні методи їх обробки.

Метою дослідження [42] було вивчення того, як працюють підшипники кочення та ротор турбокомпресора (ТК). На рис. 35 показано розріз радіально-упорного кулькового підшипника (АСВВ). На рис. 36 показано випробувальний стенд, модифікований за допомогою безконтактних зондів для вимірювання [42]. Для дослідження [42] модель динамічного підшипника (DBM) [43] була розширена для імітації картриджа підшипника в ТК з двома ком-

плектами кульок і сепараторів, двома внутрішніми кільцями та одним зовнішнім кільцем.

Кожен компонент моделі підшипника є жорстким елементом, де контактні сили між елементами регулюються теорією контакту Герца. У ТК використовується гібридний підшипник. Для матеріалів куль було визначено карбід кремнію, а для обойм і сепараторів – сталь. Демпфер плівки (squeeze film damper, SFD) підтримує торці зовнішнього кільця і був представлений комбінацією пружин і амортизаторів. Допускалося осьове переміщення вала і патрона підшипника. Гнучкий вал був з'єднаний із внутрішніми кільцями для передачі навантаження і моментів від DBM на вал. Для дослідження динаміки підшипника була розроблена модель ротора (рис. 37).

Однією із основних проблем при проектуванні роторних систем є відлаштування від вібрації або зниження їх рівня. Це досягається за рахунок підбору або управління характеристиками опор. Для цього застосовуються різні методи і моделі. У процесі досліджень роторних систем використовуються різні моделі [44]: жорсткий диск, жорсткий вал, пружні опори; жорсткий диск, гнучкий вал, жорсткі опори; жорсткий диск, гнучкий вал, пружні опори.

У роботі [45] досліджуються зв'язані згинальні та крутильні вібрації роторної системи з нелінійним тертям. Характеристика нелінійного тертя описується кривою Стрібека. Рівняння руху незбалансованої роторної системи визначається Лагранжевим підходом. Досліджується вплив основних параметрів системи на поведінку роторної системи та застосовують діаграми біфуркації, фазові портрети та відображення Пуанкаре для аналізу динамічних характеристик. Нуа С. та ін. виявлені багатоформатні складні нелінійні динамічні реакції роторної системи при терті.

Модель гнучкого вала і жорсткого диску придатна для ідеалізації ротора ТК. Роторна система з гідродинамічними підшипниками ковзання розглянута в [46], де описують параметричну нестабільність гнучких роторних систем при гармонійному навантаженні. Обчислюються нелінійні гідродина-

мічні сили. Дисбаланс сил також враховується.

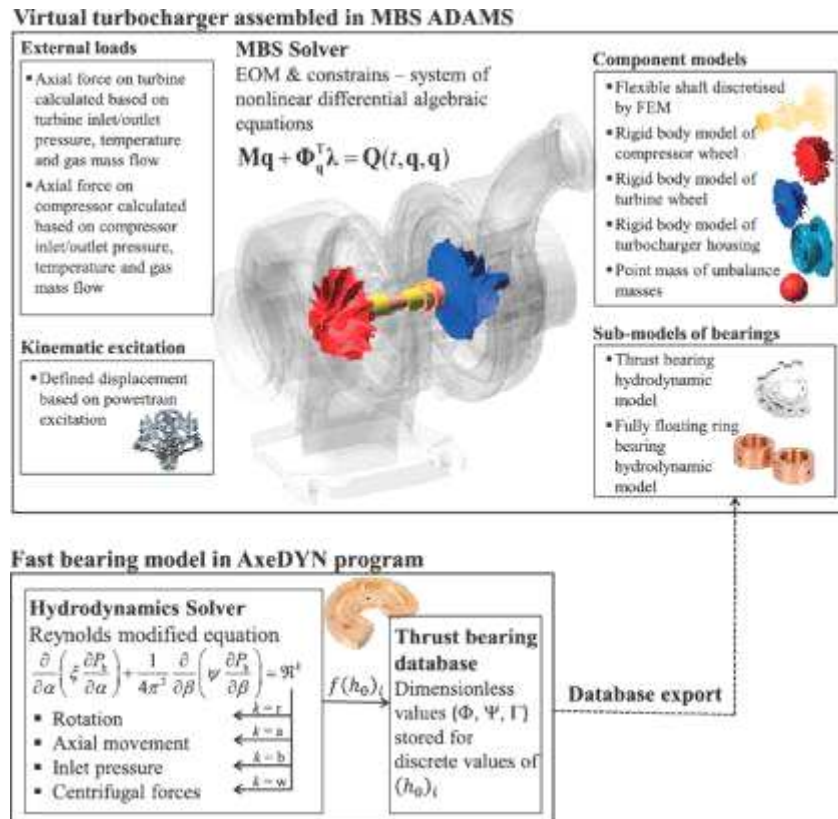


Рисунок 34 – Ефективна модель упорного підшипника для моделювання перехідної динаміки ротора [40]

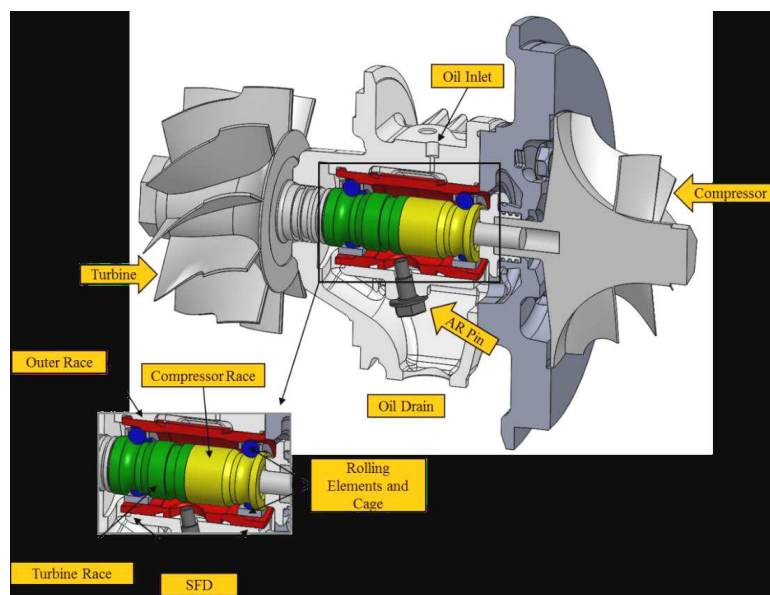


Рисунок 35 – Вид у розрізі CAD-моделі для відображення компонентів турбокомпресора та підшипників [42]

Як правило, ротори автомобільних ТК встановлюються на підшипнику плаваючого кільця. Конструкція двох масляних плівок, з'єднаних послідовно плаваючим кільцем, може забезпечити кращий ефект амортизації, а також менші втрати на тертя, ніж одноплівкові підшипники ковзання.

Однак внутрішня масляна плівка та зовнішня масляна плівка можуть стати нестабільними через їх високу нелінійність та роботу ТК на високій швидкості. Таким чином, підшипники з плаваючими кіль-

цями можуть викликати різноманітні самозбуджені вібрації (внаслідок нестабільності внутрішньої/зовнішньої масляної плівки) у широкій області швидкості.

Дивно, але висока нелінійність плаваючих кільцевих підшипників здатна генерувати контрольовані граничні цикли в цих нестабільних областях, які все ще можуть забезпечити безпечну роботу турбокомпресорів за нормальних проектних умов [47].

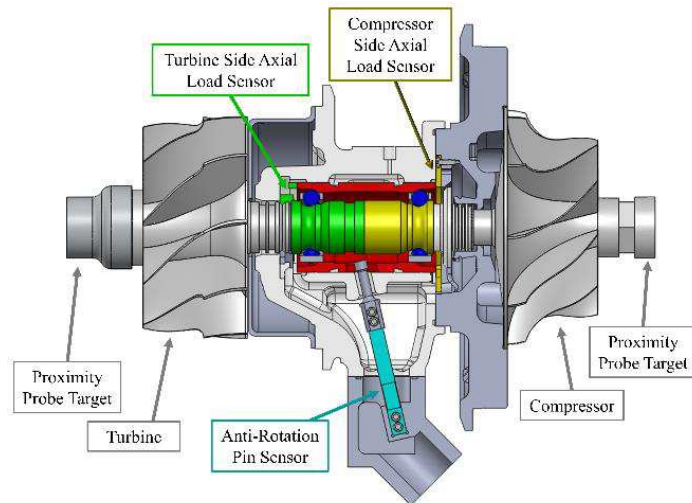


Рисунок 36 – Випробувальний стенд: схема внутрішніх компонентів і датчиків турбокомпресора

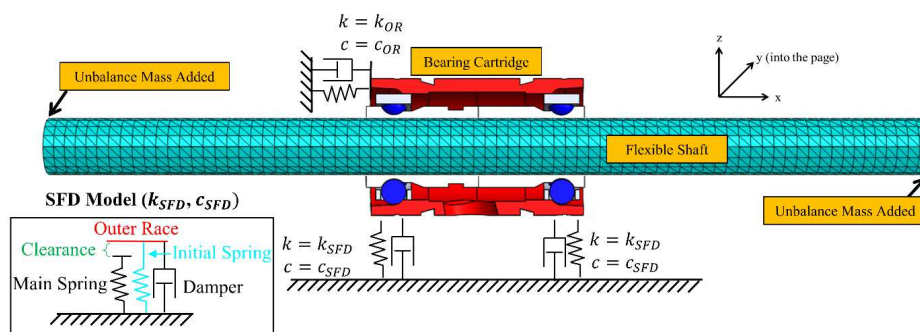


Рисунок 37 – Компоненти моделі роторної системи турбокомпресора [42]

Динамічні характеристики ротора ТК, що підтримується нелінійними плаваючими кільцевими підшипниками, дуже чутливі до параметрів підшипника ротора. У деяких випадках турбокомпресор може стати повністю нестабільним через неправильну конструкцію ротора та підшипника, що призводить до фатальної поломки [48]. На рис. 38 наведений турбокомпресор із пошкодженим робочим колесом компресора. Значні сліди зносу можуть спостерігатися на підшипниках. Зокрема, торцевий підшипник турбіни демонструє виразну вузьку смугу зношування через підсинхронне обертання в кінцічному режимі. Було визначено, зокрема, що підшипник компресора був недостатньо змащений і перевантажений у всіх несправних турбокомпресорах. Певний ступінь зношування внутрішнього зазору підшипника компресора призводить до контакту робочого колеса з корпусом.



Рисунок 38 – Вигляд ТК з пошкодженим компресорним колесом та зношеними втулками [48]

Тому побудова уточненої моделі гнучкого ро-

тора турбокомпресора з декількома змінними поперечними перерізами в осьовому напрямку має велике значення для прогнозування складної динамічної поведінки турбокомпресора та завчасного запобігання виходу з ладу ротора, спричиненого деградацією підшипників. Суть проблеми полягає в тому, як створити більш досконалу модель гнучкої роторної системи турбокомпресора з декількома змінними поперечними перерізами та точніше передбачити динамічну поведінку. Використовуючи метод коефіцієнта кореляції та метод глобальної чутливості, Koutsovasilis et al. [49] кількісно досліджували субсинхронну вібрацію роторів турбокомпресора.

На основі адитивних методів виробництва Andrearczyk et al. [11] вивчали вібраційні характеристики турбокомпресора із пластиковим робочим колесом компресора. Використовуючи лінійні та нелінійні діаграми Кемпбелла, Е. Woschke та ін. [51] опрацьовували механізми збудження роторів турбокомпресора з плаваючими підшипниками.

У роботі [52] рівняння руху системи ротор-підшипник отримується шляхом об'єднання уточненої моделі ротора з рівнянням плаваючого кільця. Wang L. та ін. обговорюють вплив внутрішнього зазору торцевих підшипників компресора на вібраційні характеристики, при цьому розглядається ротор з дефектом дисбалансу та без нього. Результати свідчать, що зміна внутрішнього зазору підшипника впливатиме не лише на стабільність, але й на загальну амплітуду, а також на 3D прецесійні орбіти.

Робота [53] стосується динамічного аналізу рото-

рної системи ТК. Авторами досліджено вплив газового навантаження, а також параметрів плаваючого кільцевого підшипника на критичні частоти та амплітуди. На рис. 39 показано модель еквівалентної роторної системи. Ротор ТК складається зі складного неоднорідного гнучкого ступінчастого вала, що підтримується на двох плаваючих кільцевих підшипниках.

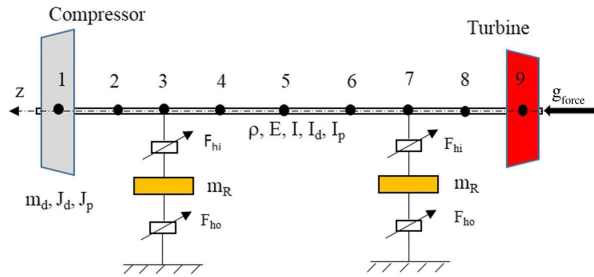


Рисунок 39 – Модель роторно-підшипникової системи [53]

На рис. 40 наведено експериментальну установку, де показано двигун із регулятором швидкості, місця встановлення акселерометра та розташування записуючого осцилографа.

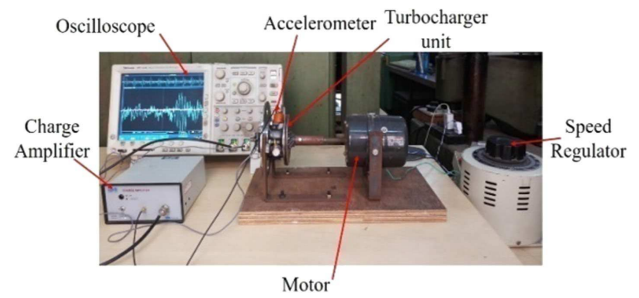


Рисунок 40 – Експериментальна установка для випробування на вібрацію

Основним джерелом вібраційного збудження є дисбаланс, нерівності тертя у роторі та підшипниках, а також зовнішнє збурення. Аналіз скінченних елементів є утилітарним інструментом для виконання динамічного аналізу для довільних конструкцій опор ротора [54]. Для оцінки стійкості незбалансованого консольного ротора було здійснено скінченно-елементне моделювання. Показано, що встановлення таких гнучких підшипників на обох опорах має вирішальне значення для досягнення оптимального контролю вібрації [55, 56].

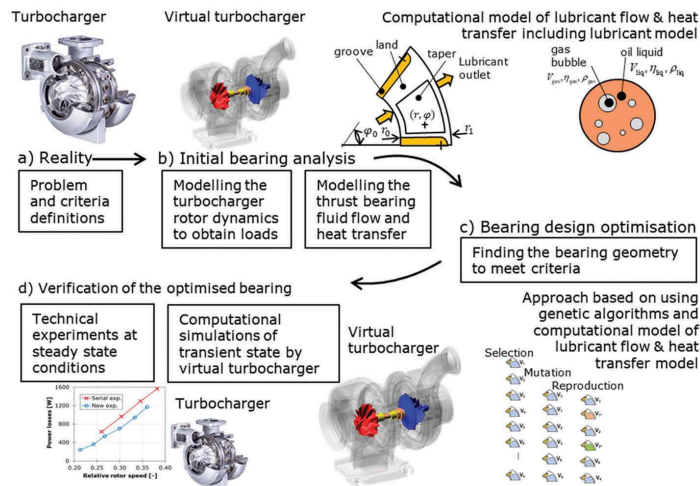


Рисунок 41 – Графічна ілюстрація стратегії [57]

Запропонована у дослідженні [57] стратегія графічно зображена на рис. 41 та містить наступні кроки:

- вибір критеріїв;
- оцінка типових умов експлуатації ТК та аналіз серійної версії упорного підшипника, включаючи динаміку ротора ТК;
- оптимізація параметрів опорного підшипника з використанням генетичних алгоритмів і ефективної обчислювальної чисельної моделі;
- перевірка нової конструкції упорного підшипника з використанням обчислювальних підходів для стаціонарного та перехідного станів та експериментальне випробування прототипу.

Генетичні алгоритми та ефективний гідродинамічний розв'язувач є ключовими елементами всієї стратегії пошуку конструктивних параметрів упорного підшипника. Нова конструкція опорного підшипника і весь ланцюжок обчислювальних засобів перевірені технічними експериментами в реальних

робочих режимах ТК. Нова конструкція підшипника веде до зниження втрат на тертя приблизно на 20%. Також необхідно враховувати, наскільки чутливо буде конструкція до звичайних виробничих неточностей або як вона реагуватиме на виняткові умови експлуатації.

У статті [58] використовується модель динаміки перехідних процесів на основі рівняння Rayleigh-Plesset-Scriven, а вплив на динамічну поведінку ротора ТК досліджується на основі повністю перехідного моделювання динаміки багатьох тіл. Модель динаміки була інтегрована у програму моделювання EMD і протестована на моделюванні запуску турбокомпресора. Загальний підхід моделювання EMD можна побачити на рис. 42.

Симуляція кількох тіл експортує поточні положення та швидкості вала та втулок у процедуру гідродинаміки, яка містить пов'язане рівняння Reynolds та рівняння Rayleigh-Plesset-Scriven. Потім ця про-

цедура обчислює функцію гідродинамічного зазору та її локальну похідну, гідродинамічний тиск, а також шляхом інтегрування по опорних поверхнях нелінійні опорні сили та повертає їх назад у симуляцію кількох тіл. Моделювання є повністю перехідним і не покладається на попередньо розраховані коефіцієнти жорсткості або демпфування, які можуть бути ненадійними [58].

Запропонований Novotný P., Kudláček P., Vacula J. [59] обчислювальний підхід синхронно вирішує задачі газової динаміки у системі ущільнень, теплопередачі в системі «ротор – підшипник» турбокомпресора, динаміки кілець ущільнювачів і ротора, залучаючи підшипники. Результати залежать від геометрії та умов роботи турбокомпресора із сильним зв'язком із динамікою ротора та тепловим навантаженням робочих коліс. Впливи, пов'язані з рухом або температурними умовами ротора, є вирішальними, і їх неврахування обмежує здатність правильно прогнозувати масовий потік газу.

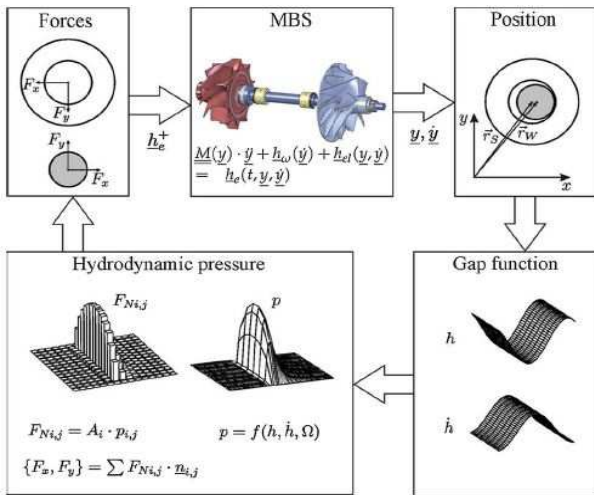


Рисунок 42 – Загальний підхід EMD [58]

Віртуальний турбокомпресор був побудований за допомогою комерційної системи ADAMS, яка є програмним забезпеченням для динаміки багатьох тіл. Динаміка ротора ТК була визначена із урахуванням змінних властивостей рідини (динамічна в'язкість, густина, питома теплоємність тощо) залежно від умов експлуатації. Навантаження на ротор визначали за результатами технічних досліджень. Зібрана модель містила 30 рухомих твердих тіл, два рухомих тривимірних пружних тіла, чотири масові точки, 12 диференціальних рівнянь, 35 зв'язків, дев'ять генераторів руху, чотири тривимірні контактні сили, 28 силових елементів, 124 елементи даних, 416 проєктних змінних і 734 змінні розв'язувача. Схема віртуального турбокомпресора, включаючи підмодулі, наведена на рис. 43.

У статті [60] запропонована інженерна методика визначення радіальної податливості циліндричних роликів підшипників. Підшипники кочення та рідинного ковзання мають низьку надійність, складні в експлуатації. Тому виробники газових турбін шукають шляхи підвищення надійності опор. Активно останнім часом розвивається застосування у ви-

сокошвидкісних роторах безконтактних підшипників активних магнітних підвісів [61–64]. Безконтактні опори не мають контакту поверхонь валу та корпусу, внаслідок чого відсутнє тертя поверхонь та їх зношування.

У роботі [61] запропоновано метод зменшення амплітуди коливань турбокомпресора із пасивними та активними магнітними підшипниками у резонансах. Метод базується на здатності змінювати нелінійну силу та амортизаційні властивості активних та пасивних підшипників нової конструкції шляхом зміни електричних параметрів електромагнітої схеми. Запропонована конструкція пасивного магнітного підшипника з постійними кільцевими магнітами. У дослідженні [61] були представлені результати чисельного аналізу, який моделював процес переходу через резонанси початкової системи зі значним зниженням амплітуд вібрації. Нелінійну систему розв'язували за допомогою методу Рунге-Кутта 5-го порядку. Результати були показані у вигляді тривимірних спектрів переміщення опорних точок та амплітудно-частотних характеристик.

У [62] запропоновано метод керування гнучкими роторами з активними магнітними підшипниками, що забезпечує ефективне придушення резонансних коливань і надкритичну роботу. Нову конструкцію несучого амортизатора з інтегральною обтисковою плівкою запропоновано у [63]. Магнітореологічні (MR) демпфери демонструють хорошу продуктивність у зменненні вібрації роторних систем, але їх висока нелінійність може спричинити несинхронну реакцію, що призведе до нестабільності роторів.

Дослідження [64] присвячене нелінійним характеристикам MR демпфера, встановленого на гнучкому роторі. Рівняння Рейнольдса використовується для отримання нелінійних сил масляної плівки. Потім розроблена модель скінченних елементів (СЕ) роторної системи, де враховуються локальні нелінійні опорні сили, створювані демпфером MR, і ефекти зв'язку з ротором. Враховуючи сильну нелінійність системи та великі розміри моделі ротора, пропонується гібридний чисельний метод розрахунку, щоб уникнути проблем збіжності та підвищити ефективність розрахунку, в якому використовуються метод Ньюмарка, метод Рунге-Кутта 4 порядку та формула Кардано. Блок-схема розрахунків наведена на рис. 44.

У перелічених роботах міститься опис значного обсягу досліджень. Проте вони не вичерпують усі проблемні аспекти при проектуванні елементів роторних систем. У багатьох випадках із конструктивних міркувань підшипники не забезпечують відлаштування від небезпечних режимів роботи роторної системи. У таких випадках у опорах застосовуються додаткові пружні елементи, характеристики яких визначаються номінальними геометричними параметрами та фізико-механічними властивостями їх матеріалу. Це, наприклад, проміжні пружні втулки для зниження жорсткості опор валів роторних частин. Вони мають вигляд циліндричних кілець. На зовнішній та внутрішній поверхнях цих кілець виконано низку западин та виступів. Виступи контактують із сусідніми елементами опор.

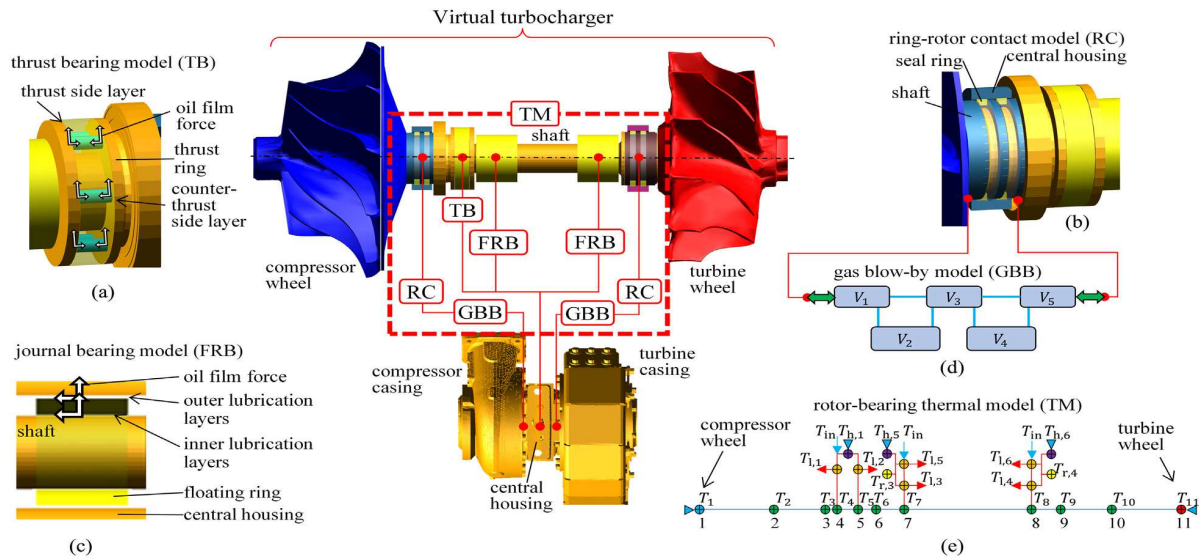


Рисунок 43 – Графічне подання віртуального турбокомпресора, включаючи підмодулі:

(a) – термогідродинамічна модель упорного підшипника (ТВ) [40]; (b) – контактна модель ущільнювального кільця (RC) з тривимірними формулами твердого тіла – кільця, кільцевих канавок вала та частини статора; (c) – термогідродинамічна модель плаваючого кільцевого підшипника (FRB) із силами масляної плівки у внутрішній і зовнішній шарах мастила; (d) – модель продувки газом (GBB); (e) – теплова модель підшипника ротора (TM) із використанням 0D дискретизації вала, робочих коліс, плаваючих кільць і центрального корпусу [59]

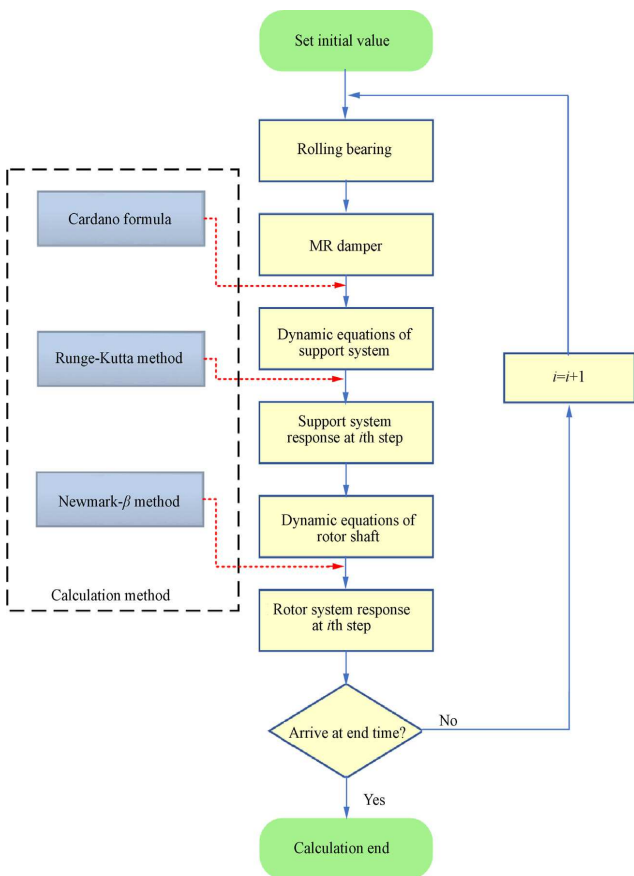


Рисунок 44 – Блок-схема гібридного чисельного методу розрахунку MR демпфера [64]

У початковому контакті може бути зазор або натяг. За рахунок цього залежність «сила – переміщення» має першу нелінійну складову. Друга нелінійна складова виникає внаслідок контактної взаємодії западин із сусідніми елементами опор. Таким чином, у опорах роторних систем поєднуються нелі-

нійні характеристики підшипників та спеціальних додаткових пружних втулок.

Якщо властивості підшипників є заданими, або такими, що можуть бути вимірними на стендах, то властивості спеціальних додаткових пружних втулок визначити складно. Це викликано тим, що значну роль відіграє зміна областей контакту при зміні сил, які діють між цими втулками та сусідніми елементами.

Натепер немає завершеної методики розрахунку характеристик пружних втулок, які застосовуються у опорах роторних систем. Також відсутні моделі урахування контактної взаємодії цих пружних втулок із сусідніми елементами, які поєднують суперечливі властивості точності та оперативності досліджень. Таким чином, для визначення характеристик опор необхідно розробити моделі та методи, які поєднують, з одного боку, високу точність, а з іншого, – оперативність розрахунків.

Аналіз моделей та методів дослідження статичного та динамічного напружено-деформованого стану робочих коліс турбокомпресорів. Натепер одна з основних вимог, що пред'являється до сучасних високооборотних елементів ТК танкових двигунів, є отримання максимальних питомих параметрів. Також необхідно зниження маси всього двигуна. Такі тенденції призводять до того, що спроектовані лопатки мають менші відносні товщини профілів і великі відносні подовження. Це супроводжується підвищенням аеропружних коливань лопаток. Прагнення до більш повного використання енергії вихлопних газів, підвищенню ефективності, екологічності, обмежуються міцністю робочих коліс турбіни і компресора, які є основними елементами конструкції ТК і знаходяться в умовах складного комбінованого навантаження. Лопаткові колеса турбіни і компресора, що працюють на високих частотах обертання, є найбільш навантаженими і одночасно найфункціональнішими складовими ТК. Не-

роз'ємність, малорозмірність та високі робочі обороти обертання ротора значно ускладнюють проведення експериментальних досліджень.

У найбільш важких умовах працює турбінне колесо, яке зазнає як відцентрового навантаження, так і впливу високих нестационарних температур і стрибків тиску, викликаних використанням імпульсної системи наддуву або наявністю закримочного сліду лопаткового дифузора. Застосування реактивних коліс компресорів (із «загнутими» проти обертання лопатками), що супроводжувалося на практиці масовими випадками руйнувань, загострило проблему забезпечення міцності для компресорних коліс при задоволенні газодинамічних вимог до профілю.

Реальне оптимальне проєктування ТК за спільними критеріями робочого процесу (газодинаміки), міцності (статичної, динамічної, температурної) і технологічного процесу (технологічних впливів, обмежень у формоутворенні та точності) є досить складною задачею. Суперечливість газодинамічних та міцносних критеріїв, велика кількість різнохарактерних конструктивних змінних, різна точність моделей, вимоги уніфікації не дають можливості розв'язувати задачу оптимізації конструктивних параметрів робочих коліс безпосередньо для повної моделі ДВЗ. Якість проєкту ТК значною мірою залежить від знаходження найкращого компромісу між газодинамічними та міцнісними вимогами до його елементів, у першу чергу – робочих коліс [65].

Все вище зазначене переводить завдання забезпечення запасу міцності робочих коліс (коли розрахунки носять перевірочний характер) з розряду обмежень при оптимальному проєктуванні ТК за газодинамічними критеріями до числа функціоналів якості, поліпшення яких визначає максимально допустимий рівень робочих показників. Також очевидною є безперспективність проєктування, заснованого лише на прототипах або варіантних підходах із подальшим експериментальним доведенням.

Основні етапи МСЕ широко висвітлені у літературі. Зупинимось лише на виборі використовуваних типів СЕ. Якщо розглядати підходи в історичній послідовності, то слід зазначити, що в першу чергу досліджувалися характеристики міцності лопаток для моделей коліс ТК:

- «еквівалентного» стрижня, що виділяється з лопатки (наприклад, розрахункова балка вирізувалася торцевими площинами), що призводило до завищення значень максимальних напружень у 2...3 рази. Така модель могла дати лише наближену оцінку характеристик з урахуванням експериментальних поправочних коефіцієнтів;

- на базі плоских СЕ, які можуть бути відносно прийнятними для лопаток з прямолінійною твірною та прямокутною напрямною, коли напружений стан наближений до мембранного – широкого поширення не набули;

- модель лопатки, побудована на основі товстооболонкових ізопараметричних СЕ Ахмада-Зенкевича, досить широко використовувалася у розрахунковій практиці [66]. Завдяки використанню теорії оболонок зі скінченною зсувною жорсткістю вдалося досить точно описати просторові геометрію

та характеристики НДС лопатки при відносно невеликому числі СЕ. Так, на таких моделях були розроблені перші профілі «загнутих назад» лопаток реактивних компресорів, напружений стан яких мав суттєву згинальну складову. Подальше порівняння товстооболонкових моделей лопатки із тривимірними просторовими моделями показало задовільну точність перших, за винятком випадків розташування максимальних напружень на граничних кромках лопатки (що характерно для компресорних лопаток).

– тривимірні СЕ [67–69] з різною густотою сітки, які мають хороші можливості для моделювання напружень та чисельної реалізації алгоритмів розрахунку коліс турбін та компресорів (рис. 45).

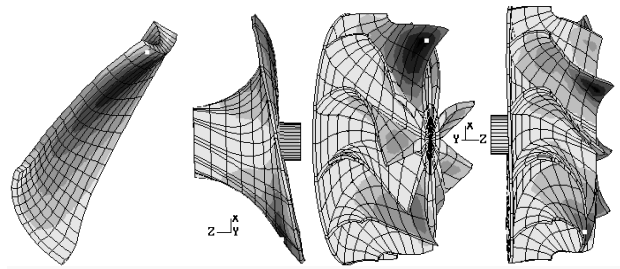


Рисунок 45 – Власні частоти та форми коливань турбіни ТКР-8.5ТВ та її компонентів [69]

Робочі колеса турбін і компресорів є циклічно- (поворотно-симетричними) конструкціями (ЦСК), геометрія яких повністю визначена після задання числа секторів і геометрії сектора [68]. Аналіз багатоконтактних ЦСК специфічний тим, що повний набір перемінних параметрів визначається комплектом, що описує змінні проєктування окремого сектора, а функціонали відшукуються для цілої ЦСК. Аналіз ЦСК складається із низки обчислювальних задач, обсяг і точність розв'язання яких не залежить від кількості секторів N і визначається розмірністю виключно окремого сектора [68, 69]. Наявність симетрії дає можливість перевести задачу аналізу з накладеними умовами циклічності до аналізу моделі окремого сектора.

Якщо не досліджуються технологічні похибки виготовлення коліс (що неактуально для аналізу НДС при статичному навантаженні), вигідніше використовувати теорію ЦСК і розглядати сектор колеса. Основною розрахунковою СЕ моделлю аналізу НДС робочих коліс ТК у полі відцентрових сил була прийнята модель сектора колеса як елемента ЦСК, яка містить одну або дві (двоюрисні компресори) лопатки і відповідну частину ступиці, а для турбін додатково – дільницю валу. Реалізовані алгоритми циклічної симетрії, яка дає можливість при розгляданні сектору колеса відтворювати НДС всього робочого колеса. Принциповою особливістю динаміки ЦСК є існування кратного резонансу, при якому визначаються групи взаємозалежних власних форм, які мають фіксоване число хвиль деформацій [68].

Робочі колеса в силу похибок виготовлення мають неминучі порушення ідентичності їх однотипних елементів [68, 69]. Відзначимо, що відхилення конструктивно-технологічних параметрів конструкцій при виробництві та експлуатації носять випадко-

вий характер і складні для виявлення. Їх можна для ЦСК умовно розчленувати на 2 видозміни:

1) конструкція, повернена щодо осі обертання на довільний кут, кратний $2\pi/N$, збереже інваріантність власних фізичних і геометричних параметрів (властивості циклічної симетрії) – регулярні похибки;

2) порушується властивість строгої циклічної симетрії – нерегулярні похибки. При цьому варіації власних частот і мод коливань характеризуються нелінійними співвідношеннями. При вимушених коливаннях відбувається підвищення динамічної навантаженості (перенавантаження).

Дослідженню впливу неідентичності лопаток на частоти та форми коливань систем, що мають циклічну (поворотну) симетрію, присвячені роботи В.П. Іванова, В.О. Бауер, Б.Ф. Шорра, Ю.С. Воробйова, С.І. Богомолова, А.П. Зінковського, В.В. Матвєєва, К.Н. Боришанського, А.С. Сердотецького, В.О. Солюшенко, а також зарубіжних авторів – Дай, Генрі, Еввінса, Вея, П'єра, Вагнера, Ювінза, Гріффіна, Гусака, Петрова, Ель-Байомі, Срінівасана та інших. Реальна «різнотовщинність» лопаток призводить також до частотного розладу коливань ідеальної ЦСК, спотворення раніше гармонічних в окружному напрямку (для подібних точок) власних форм коливань, викликає перерозподіл енергії при вимушених коливаннях між лопатками. Зрештою, це призводить до розкиду резонансних напружень, підвищення динамічної навантаженості коліс в цілому.

Виходячи з характеру спектрів лопаток та робочих коліс ТК, для аналізу перенавантаження (зростання резонансних амплітуд при порушенні ЦСК) побудована спрощена дискретна модель лопаткового колеса з пружним зв'язком підсистем, що враховує першу форму коливань кожної з N лопаток [69]. Розв'язок задачі про гармонічне збудження коливань такої системи для випадку в'язкого демпфування

одержується після розкладання в ряд за гармонічними власними формами ідеальної системи та розподілу системи рівнянь на N незалежних рівнянь. Розроблена чисельна методика розрахунку статистичних характеристик перевантаження ЦСК при вимушених коливаннях, основана на методах математичної статистики та припущенні про нормальний нерандомізований розподіл частотного розладу лопаток.

Розглядаються проблеми впливу технологічних відхилень на міцнісні та динамічні характеристики турбокомпресора [69]. Знайдена щільність розподілу перевантаження для системи з 11 лопатками і дисперсією для «параметра розладу» 0.5–3.0 під дією 5-ї, 6-ї збуджуючих гармонік.

У роботі [69] основними динамічними критеріями оптимізації є: відлаштування від небезпечних резонансів у нижній частині спектру, зміщення резонансів (власних частот) в область старших гармонік газових навантажень, і, нарешті, – мінімізація максимальних динамічних напружень лопатки на найближчій небезпечній лопатковій формі коливань; норми енергії, яка розсіюється лопаткою.

Для дослідження механізму типових несправностей (дисбаланс, тертя та тріщини ротора) при вібрації було створено імітаційну модель динаміки роторної системи ТК за допомогою вдосконаленого методу агрегатних параметрів [70]. Конструкція роторно-підшипникової системи ТК показана на рис. 46, а. Зліва направо розташовані робоче колесо компресора, дві опори підшипників і турбіна. Динаміка системи ротор – підшипник ТК моделюється МСЕ, і вся система спрощена до чотирьох колекторних мас диска колеса та трьох сегментів вала, як показано на рис. 46, б. Тут 1 – сегмент робочого колеса компресора, 2 і 3 – комплекти підшипників, а 4 – турбінний комплект.

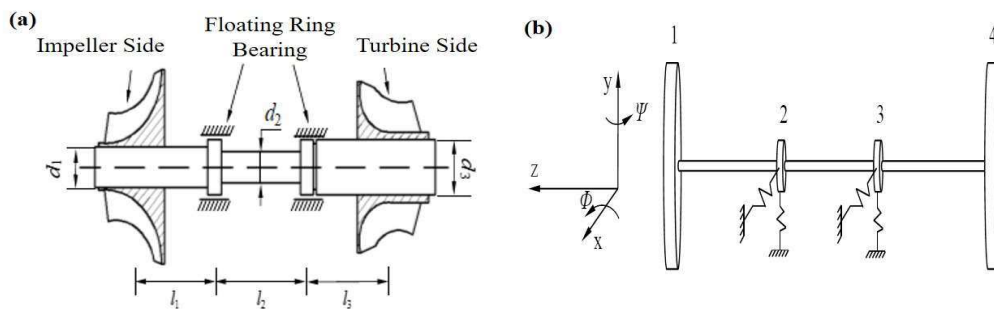


Рисунок 46 – Принципова схема та механічна модель роторно-підшипникової системи турбокомпресора: (а) – принципова схема; (б) – механічна модель [70]

Враховуючи, що ротор турбокомпресора оснащений упорними підшипниками, які можуть обмежувати осьове зміщення ротора, його осьовою вібрацією зигнорували. Для подальшого дослідження згинальної вібрації ротора знехтували ефектом зсуву та крутильною вібрацією. Wang J. et al. [70] проаналізували геометричні та фізичні характеристики роторної системи за трьох ситуаційних відмов та її динаміку під час експлуатації. Ними було створено типову імітаційну модель динаміки відмов роторної системи [70]. На цій основі вихідний сигнал симуляції відмови було отри-

мано за допомогою методу виділення ознак інваріантного моменту H_u для аналізу вібраційних характеристик системи за кожного типового механізму відмови роторної системи. Результати свідчать, що похибки чисельного моделювання становили менше 3%.

Стабільна робота високошвидкісної обертової роторно-підшипникової системи залежить від внутрішнього демпфування її матеріалів. У дослідженні [71] проаналізовано динамічну поведінку системи із внутрішніми демпфуючими композитними матеріалами під дією температурного поля. Температурне поле

збільшує тангенціальну силу, створювану внутрішнім демпфуванням композитного матеріалу. Тангенціальна сила також зростає зі збільшенням швидкості ротора, що може дестабілізувати систему. Щоб краще зрозуміти динамічну поведінку системи, Liu Z. et al. [70] представили СЕ модель розрахунку на основі тривимірного елемента високого порядку (Solid186) для дослідження системи ротор-підшипник турбокомпресора у температурному полі (рис. 47).

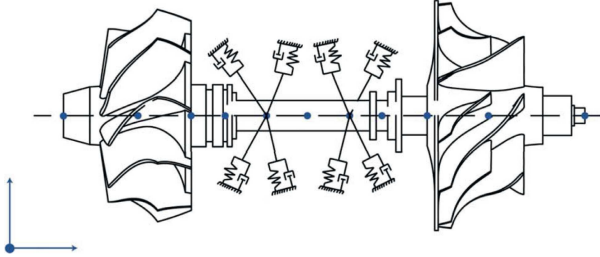


Рисунок 47 – Спрощена скінченно-елементна модель системи [71]

Аналіз проводився відповідно до модального коефіцієнта демпфування, граничної швидкості стабільності та відповіді на дизбаланс [71]. Результати показують, що точне передбачення розсіювання енергії внутрішнього демпфування у температурному полі має вирішальне значення для точного прогнозування динамічних характеристик ротора.

У статті [72] було досліджено вплив незбалансованої сили, викликані обертанням ротора, на його динаміку та реакцію корпусу турбокомпресора. Gu C. S. та ін. було створено гнучку багатотільну динамічну модель розрахунку турбокомпресора на основі термоеластогідродинамічної моделі кільцевого підшипника. ТК моделюється як тривимірний гнучкий багатотільний система і дискретизується 10-вузловими тетраедричними СЕ другого порядку. При моделюванні викривлення виливків і технологічні фаски ігнорувалися. Модель корпусу ТК складається із 270 тис. вузлів і 160 тис. елементів. Сітка СЕ ротора складається із 440 тис. вузлів і 280 тис. елементів. Моделі СЕ корпусу та ротора турбокомпресора показані на рис. 48, 49.

На основі моделі модального синтезу підструктур методом перехідної динаміки розраховано вплив ексцентриситету ротора та товщини масляної плівки на поверхневу вібрацію корпусу ТК. При встановленні граничних умов швидкість обертання ротора визначе-

на як частина системи динамічного моделювання [72]. У цьому дослідженні швидкість обертання ротора ТК збільшено з 20 тис. до 200 тис. об/хв, а інтервал становить 20 тис. об/хв.

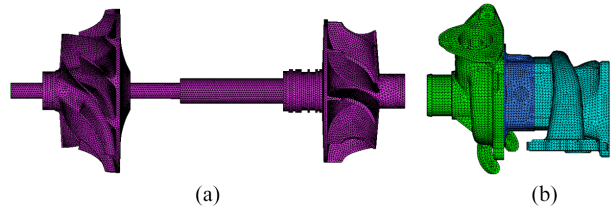


Рисунок 48 – Сітка СЕ ТК: (a) – СЕ модель ротора ТК; (b) – СЕ модель корпусу ТК [72]

Експериментальна перевірка вібраційної реакції корпусу при розгоні проведена на випробувальному стенді двигуна у точці вимірювання, зображеній на рис. 50, на корпусі ТК зі сторони компресора [72]. Під час випробування поверхневої вібрації нагнітача використовувалися 48-канальний випробувальний інтерфейс LMS і тривісний акселерометр PCB.

У дослідженні [73] розглянуто застосування інструментів багатотільної динаміки для визначення вібрацій турбокомпресора двигуна (рис. 51).

На сьогоднішній день найбільш поширеним методом визначення резонансних режимів роботи ТК є побудова діаграми Кемпбелла, на якій шукаються точки перетину збуджуючих частот (наприклад, кратних частоті обертання ротора) і власних частот коливань турбокомпресора (рис. 52).

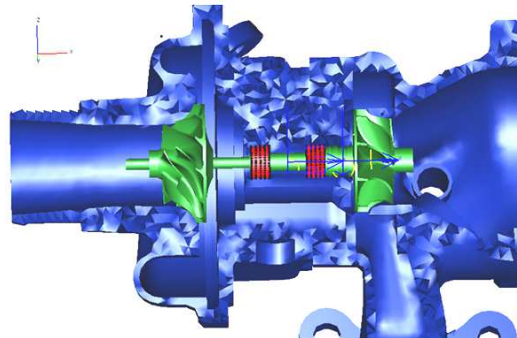


Рисунок 49 – Динамічна обчислювальна модель турбокомпресора [72]

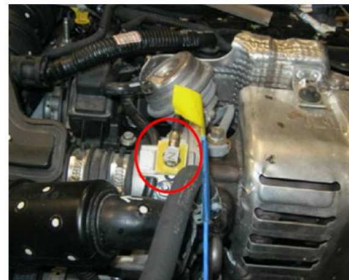
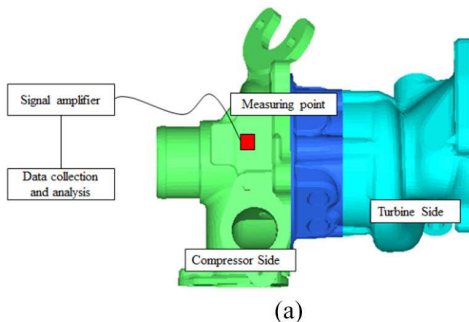


Рисунок 50 – Розташування точки вимірювання на корпусі турбокомпресора: (a) – схема випробувань на вібрацію; (b) – положення точки вимірювання [72]

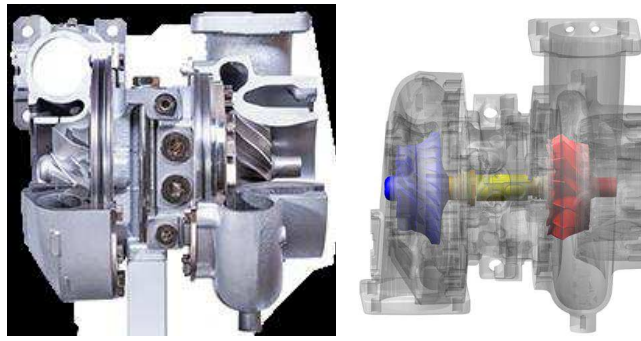


Рисунок 51 – Реальний ТК та віртуальний турбокомпресор [73]

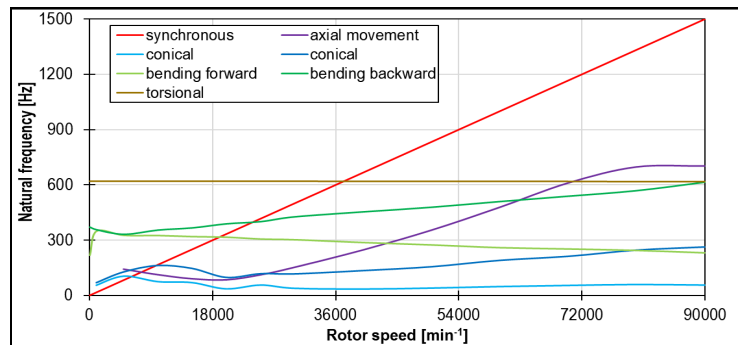


Рисунок 52 – Діаграма Кемпбелла [73]

Результати модального аналізу ротора лінеаризованого віртуального турбокомпресора наведені на рис. 53.

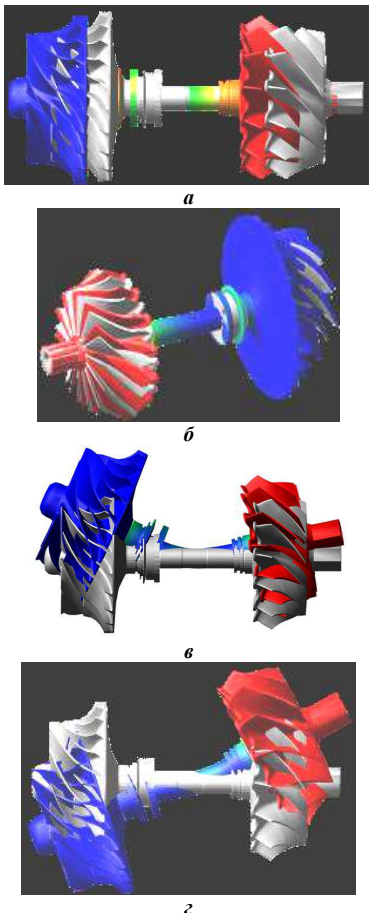


Рисунок 53 – Форми режиму руху ротора ТК [73]:
 а – осьовий (Axial Movement); б – крутильний (Torsional);
 в – згин (Bending); г – конічний (Conical)

Форма коливань віртуального ТК показана на рис. 54.

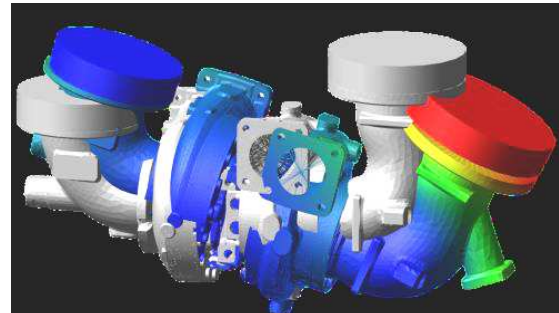


Рисунок 54 – Форма коливань корпусу ТК при резонансі $\omega = 66,9$ Гц [73]

Загальновідомо, що великий діапазон аеропружних процесів, діючих на конструкцію при взаємодії з потоком газу, може викликати, з одного боку, розвиток втомних тріщин, які в свою чергу призводять до передчасного вичерпання ресурсу конструкції. З іншого боку, при інтенсивних перехідних режимах вони можуть привести до вичерпання несучої здатності системи через крихке руйнування матеріалу або малоциклову втому.

Розрахунок НДС роторних систем ТК від газових сил є дуже складним. Формально розрахунок вимушених коливань колеса здійснюється відповідно до підходу, який використовує розкладання в ряд за власними формами, що визначаються в рамках теорії ЦСК. Однак при цьому необхідно мати на увазі наступні обставини, що відрізняють характер вимушених резонансних коливань робочих коліс ТК ДВЗ від інших типів турбомашин:

– картина окружної нерівномірності тиску якісно змінюється протягом одного повного циклу

роботи багаточиліндрового двигуна (основне джерело – картина динамічного навантаження);

– обороти обертання ротора турбокомпресора істотно змінюються залежно від режиму роботи двигуна;

– нероз’ємність колеса та високі власні частоти призводять до відносно малих рівнів демпфування, що підвищує небезпеку резонансних напружень;

– для малорозмірних ТК відсутня достовірна інформація про характер аеродемпфування і взаємозв’язку лопаток, що коливаються, через потік газу. Демпфування коливань ротора в підшипнику та маслорозбивачах широко варіюється в залежності від похибок при виготовленні валу, підшипника, посадки підшипникового вузла у середній корпус;

– для високооборотових малорозмірних ТК практично виключено можливість експериментального визначення амплітудно-фазово-частотного характеру газових навантажень;

– існуючі методи та програмні засоби розрахунку течії газу в суттєво тривимірних викривлених міжлопаткових каналах малорозмірних ТК не дають можливості достовірно розрахувати закон розподілу в часі та по поверхні лопатки різниці тисків газу на поверхні спинки та коритця лопатки (тривимірних нестационарних газодинамічних характеристик).

Аналіз моделей та методів дослідження газодинаміки робочих коліс турбокомпресорів. Конструкція робочих коліс істотно впливає на продуктивність відцентрових компресорів. Розвиток технологічної підготовки виробництва (Computer-Aided Manufacturing, CAM), у тому числі нового покоління, орієнтованої на верстати з ЧПК, адитивне виробництво (Computer-Aided Additive Manufacturing, CAAM) та швидке прототипування (Rapid Prototyping) призвели до того, що з’явилася можливість виконати лопаті практично будь-якої форми. Тому важливим етапом створення досконалих конструкцій відцентрових компресорів та їх оптимізації є проведення дослідження течії газу у компресорі на основі числових методів з подальшим порівнянням з експериментальними даними [74].

Загальний підхід до проєктування на основі методик планування експерименту вимагає великих витрат часу на створення дослідних зразків зі змінами в геометрії проточної частини, що призвело до створення багатьох аналітичних методик розрахунку на основі одно- та двовимірних моделей [74]. Для першого циклу розрахунків прийнято можливим використання одномірних і двовимірних моделей потоку у каналі, але допоміжними є експериментальні дані. Розроблені та адаптовані моделі втрат в елементах ТК (робочих колесах, соплових і диффузорних каналах, газопідвідних та газовідвідних улітках турбіни і компресору тощо). Але ці моделі не надають розуміння усіх різноманітних параметрів течії та якісного визначення інтегральних показників роботи.

Надійний розрахунок параметрів роботи турбін та компресорів у широкому діапазоні робочих режимів можливий лише в розвинених CFD (Computational Fluid Dynamics) пакетах і тільки після їх налаштування з використанням експерименталь-

них даних. Це метод скінченних елементів (найвідоміші моделюючі програмні системи ANSYS Fluent, COMSOL Multiphysics STAR-CCM+, ANSYS CFX, ADINA, OpenFOAM.); ґраткових рівнянь Больцмана (PowerFLOW, XFlow), граничних елементів (3DynaFS-Bem, Linflow). Найбільші складності викликає саме розрахунок дифузійного руху робочого тіла, який спостерігається у відцентрових та осьових компресорах, ця проблема є невирішеною і на сьогодні [75].

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 [76], але потребує значно більших витрат часу на розрахунок та доведення або верифікацію використаних математичних моделей з метою отримання мінімальних похибок розрахунків. Сучасне проєктування компресорних машин відбувається за використання спеціалізованих програмних комплексів. Числове моделювання параметрів течії може відбуватися шляхом розв’язання рівнянь Нав’є-Стокса DNS (Direct Numerical Simulation) [77] або осереднених за Рейнольдсом рівнянь RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes) із використанням різноманітних моделей турбулентності ($k-\epsilon$, SST, BSL тощо) у стаціонарній або нестационарній постановці [78].

Відцентровий компресор у роботі [79] аналізується за допомогою моделювання RANS. Одна симуляція із середньою сіткою потребує приблизно півтора дні для конвергенції на вузлі кластера Dell Intel R XeonR Gold 6148" із 40 ядрами. Обчислювальна вартість масштабується приблизно лінійно залежно від кількості елементів. Сітку, яка відображається на рис. 55, обрано як компроміс між точністю та обчислювальними витратами.

Для САПР відцентрових компресорів використовують ANSYS BladeGen [80], AxStream тощо, що дає можливість значно прискорити процес створення нових конструкцій з оптимальними характеристиками. Але ці програми складно пристосувати для оптимізації вже існуючих конструкцій, особливо якщо в них було внесено деякі несистемні зміни. Таким чином, для удосконалення та оптимізації існуючих конструкцій краще використати пакети для тривимірного CFD-моделювання. На сьогоднішній день можливість використання DNS-методів також обмежена внаслідок великих витрат часу на розрахунок турбомашин.

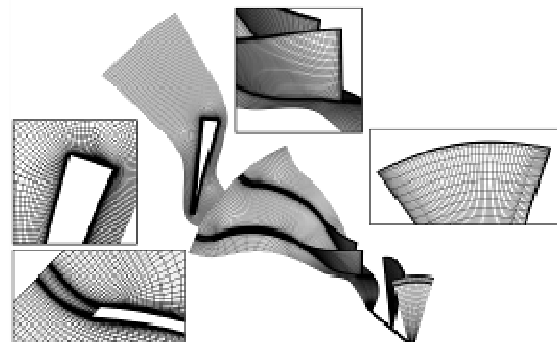


Рисунок 55 – Сітка аналізу відцентрового компресору [79]

У роботі [81] представлено модель розрахунку розподілу ліній струму вздовж турбоповерхонь, що проходять на різноманітній відстані від втулки для різних витрат газу в компресорі. Аналіз ліній струму дає можливість визначити відриви від лопатей робочого колеса та оптимізувати форму лопатей.

При використанні методів планування експерименту на основі сурогатної моделі (DOE) для обчислення ліній струму та визначення значущих точок потрібна велика кількість автоматизованих розрахунків. Високоточна CAE робочого процесу використовується для розрахунку конструкції, створення геометрії CAD, створення сітки та підготовки налаштування CFD. Модель забезпечує стабільний, відтворюваний, надійний і ефективний розрахунок CFD ліній струму відцентрових компресорів. Після того, як програма визначила наступну граничну умову моделювання, інтерфейс керування моделюванням використовується для запуску цього CFD моделювання, а також для доступу та оцінки його результатів. Дані передаються назад до інструменту розрахунку ліній струму, який визначає граничні умови наступного кроку моделювання. Структура системи показана на рис. 56. Конкретні граничні умови зберігаються у файлі за допомогою мови команд CFX (CCL).

У статті [83] описано моделювання та експериментальні дослідження малого відцентрового компресора із високою швидкістю обертання. Внутрішній потік робочих коліс головним чином впливає

на продуктивність відцентрових компресорів. На рис. 57 показаний внутрішній потік у робочому колесі при швидкості обертання 100 тис. об/хв (при 50% розмаху лопатей).

За збереження часу моделювання секторний підхід може провокувати деякі похибки розрахунку, що потребує верифікації використовуваних математичних моделей та програмного середовища на основі порівняння результатів розрахунків з експериментальними даними за мінімізації похибок на основі визначення інтегральних параметрів [84].

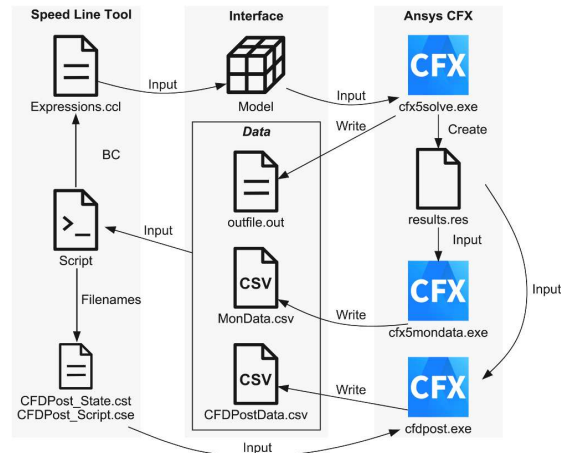


Рисунок 56 – Схематичне зображення інтерфейсу керування моделюванням [81]

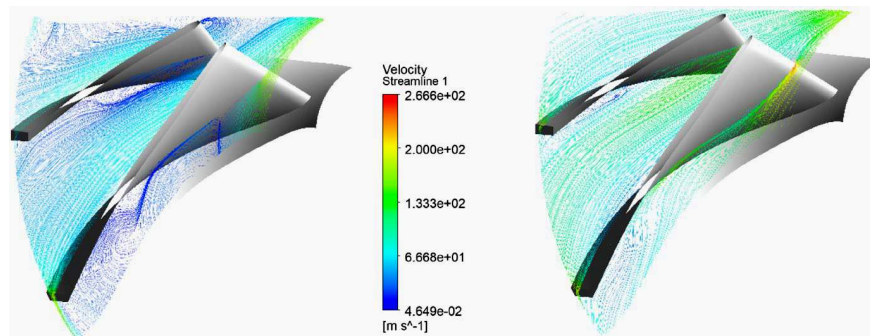
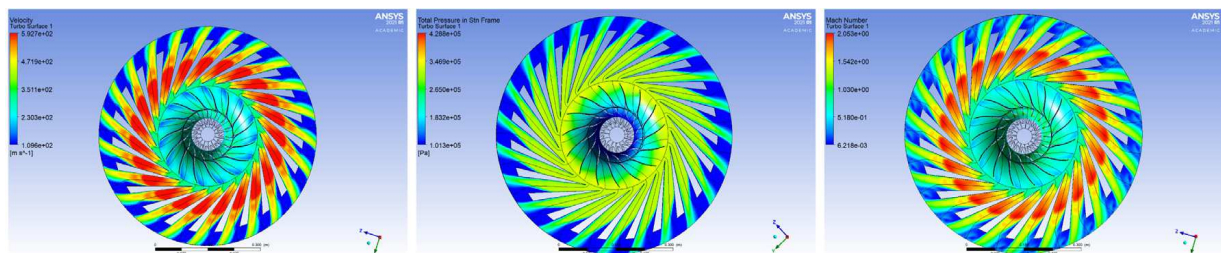


Рисунок 57 – Потік у робочому колесі [83]



(a) Velocity distribution

(b) Pressure distribution

(c) Mach distribution

Рисунок 58 – Розподіл характеристик для відцентрового компресора Radiver [85]

Метою роботи [84] було визначення картин течії газу у високонапірному відцентровому компресорі на основі числових методів розрахунку течії та порівняння інтегральних характеристик роботи з експериментальними даними.

У роботі [85] представлено оцінку продуктивності відцентрового компресора при використанні

обчислювальної динаміки рідини для перевірки розмірів і робочих характеристик конкретної конструктивної конфігурації. На рис. 58 показано розподіл швидкості, тиску та числа Маха по всій області відцентрового компресора Radiver.

У роботі [86] відображено поліпшення продуктивності відцентрового компресора шляхом оптимі-

зації конструкції робочих коліс із використанням генетичних алгоритмів (GA), тривимірного моделювання та методів обчислювальної гідродинаміки. Зміни у профілях лопаті виражають як кілька інтерполяцій, які можна змінити шляхом зміни контрольних точок, що використовуються цим методом оптимізації. Для створення цих інтерполяцій була розроблена 3D-модель, в якій робоче колесо було розділено на окремі частини, кожна частина була розбита на точки та оцінена за допомогою відповідної інтерполяції. Складність створення сітки полягає в тому, що вона повинна відповідати різноманітним конструкціям компресорів і робочих коліс з різною геометрією. На рис. 59 показана 3D модель робочого колеса.

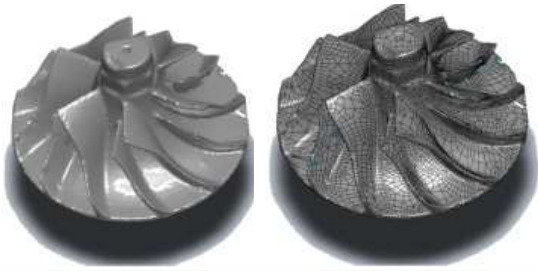


Рисунок 59 – Тривимірна 3D-сітка модель робочого колеса [86]

У статті [87] обговорюється схема оптимізації лопатки турбокомпресора на основі взаємодії «рідина – структура». Імітаційна модель була створена в програмному забезпеченні ANSYS.

Підсумовуючи, можна зазначити, що для дослідження газодинаміки робочих коліс турбокомпресорів натеper розроблені моделі, методи та засоби досліджень, які дають можливості адекватного та оперативного аналізу процесів обтікання лопатевого агрегату робочим тілом. Своєю чергою це створює основу для визначення навантажень на елементи турбокомпресорів.

Висновки. У цілому здійснений аналіз конструкцій, моделей та методів дослідження динаміки високообертових елементів танкових двигунів діє підставою обґрунтувати такі висновки.

1. До сучасних танкових двигунів та двигунів для бронетехніки ставляться вимоги збільшення потужності, підвищення термомеханічних навантажень, отже, інтенсифікації режимів роботи усіх елементів конструкцій. Відповідно, це вносить на передній план проблеми дослідження реакції елементів танкових двигунів та двигунів для бронетехніки на дію навантажень, у першу чергу – динамічних.

2. 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 високообертові елементи двигунів, зокрема, нагнітачі повітря.

3. Сучасні дослідження динаміки двигунів за-

свідчили, що попри певну схожість рішень окремих елементів існує суттєва різниця між окремими їх групами. Так, для вітчизняних двотактних двигунів серій 5ТД, 6ТД характерними особливостями є привод нагнітача від турбіни, що працює на газах, які відпрацювали у циліндрах, та від колінчастих валів самих двигунів. Це створює особливості при дослідженні динаміки цих нагнітачів.

4. Визначено, що серед основних факторів навантаження роторних систем турбокомпресорів є:

1) відцентрові сили обертання ротора, включаючи додаткові інерційні навантаження на перехідних режимах;

2) температурне навантаження колеса турбіни від вихлопних газів циліндрів ДВЗ;

3) вібрації ротора в масляному шарі підшипника внаслідок потрапляння в область критичних обертів обертання чи перевищення критичного значення дисбалансу;

4) статична та динамічна складові тиску газу (повітря) у міжлопатковому каналі робочих коліс.

Ці сили визначають напружено-деформований стан та критичні швидкості обертання роторних систем нагнітачів повітря танкових та двигунів для бронетехніки.

5. Аналіз моделей та методів управління характеристиками опор при дослідженні напружено-деформованого стану та критичних швидкостей обертання роторних систем свідчить, що відомі та описані у багатьох роботах результати не вичерпують усі проблемні аспекти при проектуванні елементів роторних систем. У багатьох випадках із конструктивних міркувань підшипники не забезпечують відлаштування від небезпечних режимів роботи роторної системи. У таких випадках у опорах застосовуються додаткові пружні елементи, характеристики яких визначаються номінальними геометричними параметрами та фізико-механічними властивостями їх матеріалу. При цьому натеper немає завершеної методики розрахунку характеристик пружних втулок, які застосовуються у опорах роторних систем. Також відсутні моделі урахування контактної взаємодії цих пружних втулок із сусідніми елементами, які поєднують суперечливі властивості точності та оперативності досліджень. Таким чином, для визначення характеристик опор необхідно розробити моделі та методи, які поєднують, з одного боку, високу точність, а з іншого, – оперативність розрахунків.

6. Аналіз моделей та методів дослідження статичного та динамічного напружено-деформованого стану робочих коліс турбокомпресорів свідчить, що найбільший акцент натеper робиться на застосуванні чисельного метода скінченних елементів та побудові діаграми Кемпбелла для визначення критичних режимів обертання.

7. Для дослідження газодинаміки робочих коліс турбокомпресорів натеper розроблені моделі, методи та засоби досліджень, які дають можливості адекватного та оперативного аналізу процесів обтікання лопатевого агрегату робочим тілом. Своєю чергою, це створює основу для визначення навантажень на елементи турбокомпресорів.

Загальним висновком є констатація, що натеper

проблема дослідження напружено-деформованого стану та критичних режимів обертання високооборотних елементів танкових та двигунів для бронетехніки не має завершеного вирішення. Потрібні нові підходи, моделі та методи і засоби дослідження, що створюють основу для обґрунтування прогресивних технічних рішень.

Список літератури

- Kunz A. (2020). Development trends in armored weaponry. *Scientific Journal of the Military University of Land Forces*, vol. 52, no. 2 (196), pp. 339–351.
- Рассел А. *Танки современных армий*. Москва: ЭКСМО-Пресс, 2000. 160 с.
- Колеснікова Т. М. та ін. Перспективи застосування двигунів нетрадиційних конструкцій. *Наукові нотатки*. 2022. №. 74. С. 14–19.
- Чернышев В. Л., Арнаутов К. Б., Акиншин А. Г. К вопросу о конструкции и технических характеристиках силовой передачи танка Леопард-1. *Вісник Національного технічного університету ХПІ. Серія: Проблеми механічного приводу*. 2014. №. 31. С. 183–189.
- БМ "Булат" против "Леопарда2А4". Сравнение ТТХ. [Електронний ресурс]. URL: www.bvtv.narod.ru/raznoe/bulatleo2.htm (дата звернення: 23.10.2022).
- K2 Black Panther: The World's Most Advanced Tank? [Електронний ресурс]. URL: <https://www.19fortyfive.com/2022/06/k2-tank-south-korea-fourth-generation/> (дата звернення: 29.10.2022).
- Двигуни внутрішнього згорання. Серія підручників у 6 томах. Т. 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. За ред. проф. А.П.Марченка та засл. діяча науки України проф. А.Ф.Шеховцова. Харків, Прапор, 2004. 384 с.
- Довгопол Ю. та ін. Адаптація технічного обслуговування системи живлення повітрям двигуна основних танків в умовах ресурсних обмежень. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*. 2020. №. 1. С. 33–43.
- Ларин А. А. *Развитие танкостроения в Харькове* : учеб. пособие. / Харків: НТУ «ХПІ», 2019. 135 с.
- Алехин С. А. и др. Современные дизельные двигатели разработки КП «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению». *Двигуни внутрішнього згорання*. 2006. №. 1. С. 4–9.
- Ткачук П., Попко С., Харук А. та ін. *Нарис історії Сухопутних військ Збройних Сил України (1991 – 2021): Монографія*. Львів: НАСВ, 2022. 269 с.
- Дегтяренко В. Особливості української бронетехніки: випробування війною. *Молодий вчений*. 2023. №. 3 (115). С. 33–40.
- Буряк С. П., Гулий С. М. Factors that influenced the development of soviet made main battle tanks (1991–2022). *Збірник наукових праць Державного науково-дослідного інституту випробувань і сертифікації озброєння та військової техніки*. 2023. Т. 15. №. 1. С. 34–40.
- Буряк С. П. Development Prospects Of Main Tanks T-64, T-72, T-80 Of The Armed Forces Of Ukraine. *Збірник наукових праць Державного науково-дослідного інституту випробувань і сертифікації озброєння та військової техніки*. 2023. Т. 16. №. 2. С. 14–19.
- Walentynowicz J. The aircraft engines in the land vehicles. *Combustion Engines*. 2021. №. 87(4). P. 52–59.
- Глебов В. В. та ін. Щодо застосування гібридної силової установки на військових гусеничних та колісних машинах. *Військово-технічний збірник*. 2020. №. 22. С. 53–60.
- Ларін А. О. Дослідження коливань танкових дизелів сімейства ТД (історія питання). *Вісник Національного університету "Львівська політехніка". Темат. вип.: Держава та армія*. Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2010. №. 670. С. 199–205.
- Макогон Н., Сірош В., Губа С., Лаврут О., Загребелнуй С., Рудий А. (2022). Development of the estimating methodology of a 5TDF engine motor resource consumption under different operating modes of the machine. *Advanced Information Systems*. Vol. 6. №. 3. P. 53–59.
- Liu Z. et al. (2023). Research Progress and Development Trend of Prognostics and Health Management Key Technologies for Equipment Diesel Engine. *Processes*, vol. 11, no. 1972. 27 p.
- Мормило Я. М. [та ін.] Анализ причин шума бронетранспортера БТР-4Е и конструктивные методы по его снижению. *Механіка та машинобудування*. 2017. №. 1. С. 117–129.
- Свиридов В. І., Москаленко В. В., Шефед С. І. Технічна діагностика і моніторинг суднових агрегатів. *Сучасний стан та проблеми двигунобудування: Матеріали міжнародної науково-технічної конференції*. Миколаїв : видавець Торубара В.В., 2018. С. 34–36.
- Мінчев Д. С. *Методи діагностики технічного стану двигунів внутрішнього згорання з використанням цифрових двійників*: дис. ... д-ра техн. наук : спец. 05.05.03. Одеса, 2023. 385 с. [Електронний ресурс]. – URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/63408> (дата звернення: 29.08.2023).
- Шелестов М. С. Розвиток системи наддуву високофорсованих дизелів. *Двигуни внутрішнього згорання*. 2020. №. 2. С. 20–27.
- Minchev D. S. et al. (2023). Prediction of centrifugal compressor instabilities for internal combustion engines operating cycle simulation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 237, no. 2-3, pp. 572–584.
- Кравченко С. С., Шелестов М. С. Формування заданих характеристик і основних параметрів високофорсованого дизеля при впровадженні схеми двоступеневого наддуву. *III Міжнародна науково-практична морська конференція MPP&O-2021*. ФОП Іванченко ІС, 2021. С. 251–256.
- Abdelrahman A. *Turbocharger and superturbocharger Technical Report*. November 2020. 27 p.
- Олейник Ю. А., Сапрыкин С. А., Науменко С. П. Методы определения КПД центробежного нагнетателя с учетом потерь энергии. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер. : Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування: зб. наук. пр.* Харків : НТУ "ХПІ", 2019. №. 3 (1328). С. 36–41.
- Марченко А. П., Кравченко С. С., Бекарюк О. М. Застосування ексергетичного методу для оцінки досконалості процесів в системі наддуву дизельного двигуна. *Marine power plants and operation 2021 (MPP&O-2021): матеріали 3-ї Міжнар. наук.-практ. мор. конф.*, квітень 2021 р., м. Одеса. Харків : Іванченко І. С., 2021. С. 217–222.
- Рязанцев М. К. *Конструкція форсованих двигунів наземних транспортних машин: Навч. посібник*. К.: ІСДО, 1993. Ч. 1. 252 с.
- Рязанцев М. К. *Конструкція форсованих двигунів наземних транспортних машин: Навч. посібник*. Харків: ХДПУ, 1996. Ч. 2. 388 с.
- Опалев В. А. Совершенствование приводного турбокомпрессора двухтактного дизеля ЗТД-3А. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2016. №. 1. С. 19–23.
- Fu C. et al. (2023). A state-of-the-art review on uncertainty analysis of rotor systems. *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 183, pp. 109619. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2022.109619>
- Mehta U. B. et al. (2016). *Simulation Credibility: Advances in Verification, Validation, and Uncertainty Quantification*. NASA/TP–2016–219422. 530 p.
- Chatzistavris A. (2023). *Turbocharger Rotors with Wire Mesh Dampers: Sensitivity and Optimization Analysis in Virtual Prototyping*. MSc Thesis. 87 p.
- Dyk Š., Smolík L., Hajžman M. (2018). Effect of various analytical descriptions of hydrodynamic forces on dynamics of turbochargers supported by floating ring bearings. *Tribology International*, vol. 126, pp. 65–79.
- Bin G. F. et al. (2020). Effect of inlet oil temperature on vibration characteristics of high-speed light-load turbocharger rotor under long period and variable speed. *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 56, no. 11, pp. 131–139.
- Bin G. F. et al. (2019). Study on the influence of floating ring axial length on vibration characteristics of high-speed and light-load turbocharger rotor system. *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 55, no. 23, pp. 173–181.
- Smolík L., Hajžman M., Byrtus M. (2017). Investigation of bearing clearance effects in dynamics of turbochargers. *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 127, pp. 62–72.
- Mazurkow A. et al. (2023). Evaluation of Selected Dynamic Parameters of Rotating Turbocharger Units Based on Comparative Model and Bench Tests. *Energies*, vol. 16, no. 14, pp. 1–18.
- Novotný P. et al. (2019). Effective thrust bearing model for simulations of transient rotor dynamics. *International journal of mechanical sciences*, vol. 157, pp. 374–383.
- Свиридов В. І., Рогачевський О. А. Технічне діагностування як засіб контролю технічного стану суднових турбоагнатиців. *Сучасний стан та проблеми двигунобудування: Матеріали міжнародної науково-технічної конференції*. Миколаїв : Торубара, 2018. С. 31–33.

42. Conley B. B. (2022). *Experimental and Analytical Investigation of Ball Bearing Turbocharger Dynamics: A Dissertation*. Purdue University Graduate School, 98 p.
43. Conley B., Sadeghi F. (2021). Experimental and analytical investigation of turbocharger whirl and dynamics. *Tribology Transactions*, vol. 64, no. 2, pp. 239–252.
44. Кельзон А. С., Журавлев Ю. Н., Январев Н. В. *Расчет и конструирование роторных машин*. Машиностроение. 1977. 288 с.
45. Hua C. et al. (2017). Coupled bending and torsional vibration of a rotor system with nonlinear friction. *Journal of Mechanical Science and Technology*. Vol. 3. P. 2679-2689.
46. Reddy M. R., Srinivas J. (2016). Vibration analysis of a support excited rotor system with hydrodynamic journal bearings. *Procedia Engineering*, vol. 144, pp. 825–832.
47. Singh A., Gupta T. C. (2020). Effect of rotating unbalance and engine excitations on the nonlinear dynamic response of turbocharger flexible rotor system supported on floating ring bearings. *Archive of Applied Mechanics*, vol. 90, no. 5, pp. 1117–1134.
48. Gunter E. J. *Failure analysis of 2 liter engine turbochargers*. (2020). [Електронний ресурс]. URL: <https://www.researchgate.net/publication/342515831>. (дата звернення: 29.08.2022).
49. Koutsovasilis P. et al. (2015). Quantification of sub-synchronous vibrations for turbocharger rotors with full-floating ring bearings. *Archive of Applied Mechanics*, vol. 85, pp. 481–502.
50. Andrearczyk A., Bagiński P., Klonowicz P. (2020). Numerical and experimental investigations of a turbocharger with a compressor wheel made of additively manufactured plastic. *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 178, pp. 105613.
51. Woschke E., Daniel C., Nitzschke S. (2017). Excitation mechanisms of non-linear rotor systems with floating ring bearings-simulation and validation. *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 134, pp. 15–27.
52. Wang L. et al. (2022). Vibration prediction and failure analysis based on refined modeling of turbocharging rotor system with variable cross sections. *The European Physical Journal Plus*, vol. 137, no. 1, pp. 1–24.
53. Mutra R. R., Srinivas J. (2021). Parametric design of turbocharger rotor system under exhaust emission loads via surrogate model. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 43, pp. 1–17.
54. Zhang Y. et al. (2019). Vibration control of an unbalanced single-side cantilevered rotor system with a novel integral squeeze film bearing damper. *Applied Sciences*, vol. 9, no. 20, pp. 4371–1–4371-18.
55. Deng H. et al. (2018). Three-dimensional identification for unbalanced mass of rotor systems in operation. *Applied Sciences*, vol. 8, no. 2, pp. 1–14.
56. Zhang A. et al. (2018). Analysis of nonlinear vibration in permanent magnet synchronous motors under unbalanced magnetic pull. *Applied Sciences*, vol. 8, no. 1, pp. 113.
57. Novotný P. et al. (2020). Improving the thrust bearing performance of turbocharger rotors using optimization methods and virtual prototypes. *12th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery*. CRC Press, pp. 431–442.
58. Drapatow T., Woschke E. (2023). Influence of a transient bubble dynamics cavitation model for squeeze film dampers on the runup behaviour of a turbocharger rotor. *PAMM*, vol. 22, no. 1, 6 p.
59. Novotný P., Kudláček P., Vacula J. (2023). Explanation of the mechanisms of unsteady gas flow through the turbocharger seal system, including thermal and structural interactions. *Propulsion and Power Research*, no. 12(2), pp. 180–198.
60. Gaydamaka A. et al. (2019). Devising an engineering procedure for calculating the ductility of a roller bearing under a no-central radial load. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. no. 3(7), pp. 6–10.
61. Martynenko G. (2016). Resonance mode detuning in rotor systems employing active and passive magnetic bearings with controlled stiffness. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, vol. 13, no. 2, pp. 3293–3308.
62. Ran S. et al. (2018). Resonance Vibration Control for AMB Flexible Rotor System Based on μ -Synthesis Controller. *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2018, pp. 1–16.
63. Zhang Y. et al. (2019). Vibration control of an unbalanced single-side cantilevered rotor system with a novel integral squeeze film bearing damper. *Applied Sciences*, vol. 9, no. 20, 18 p.
64. Jun W. et al. (2023). Nonlinear characteristic investigation of magnetorheological damper-rotor system with local nonlinearity. *Chinese Journal of Aeronautics*, vol. 36, no. 2, pp. 111–126.
65. Симсон Э. А., Назаренко С. А. *Оптимизация в проектировании: теории и приложения. Инфиз: очерки истории творчества*. Харьков: ЭнергоКлуб Украины. 2005. С. 329–345.
66. Bogomolov S. I., Lutsenko S. S., Nazarenko S. A. (1982). Application of a superparametric finite shell element to the calculation of turbine blade vibrations. *Strength of Materials*, vol. 14, no. 6, pp. 796–799.
67. Лукьяненко В. М. [та ін.]. Математические модели анализа рабочих колес турбокомпрессорных агрегатов. *Вісник Харківського Державного Політехнічного Університету*. Харків: ХДПУ, 2000. Вип. 82. С. 54–57.
68. Назаренко С. О., Марусенко С. І., Зінченко О. І. Аналіз чутливості функціоналів динаміки та міцності багатокomпонентних машинобудівних конструкцій. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер.: Машинознавство та САПР*. Харків: НТУ "ХПІ", 2019. № 7 (1332). С. 60–65.
69. Akimov O., Kostyk K., Soloshenko V. (2019). Computer-integrated design of cast parts on the criterion of performance on the example of the turbine wheel. *CEUR Workshop Proceedings*, pp. 324–338.
70. Wang J. et al. (2023). Typical Fault Modeling and Vibration Characteristics of the Turbocharger Rotor System. *Machines*, vol. 11, no. 2, pp. 311–336.
71. Liu Z. et al. (2020). Dynamic Behaviour Analysis of Turbocharger Rotor-Shaft System in Thermal Environment Based on Finite Element Method. *Shock and Vibration*. Article ID 8888504. 18 p.
72. Gu C. S. et al. (2020). Dynamic characteristics of high-speed gasoline engine turbocharger based on thermo-elasto-hydrodynamic lubrication bearing model and flexible multibody dynamics method. *Science Progress*, vol. 103, no. 1, pp. 1–23.
73. Novotný P., Dluhoš J., Vacula J. (2020). Application of Multibody Dynamics Tools for Determination of Engine Excited Turbocharger Vibrations. *International Conference Engineering Mechanics*. 14 p. [Електронний ресурс]. – URL: <https://pdfs.semanticscholar.org/b4c2/4c5ca036ae8ef31c812319d2579bbfc17690.pdf>. (дата звернення: 29.08.2022).
74. Роговий А. та інш. Картини течії газу у високонапірному відцентровому компресорі. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*. 2023. № 1. С. 82–91.
75. Hu B. et al. (2017). Observations on and potential trends for mechanically supercharging a downsized passenger car engine: a review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 231, no. 4, pp. 435–456.
76. Роговий А. С. *Розробка теорії та методів розрахунку вихоромісних нагнітачів: дис. ... д-ра техн. наук*: спец. 05.05.17 / Андрій Сергійович Роговий; Харків. нац. автомобільно-дорожній ун-т. Харків, 2017. 364 с.
77. 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*, vol. 242, pp. 122988. 12 p.
78. Rezvaya K. et al. (2018). Solving the hydrodynamical tasks using CFD programs. *2018 IEEE 3rd International Conference on Intelligent Energy and Power Systems, IEPS 2018-Proceedings*. P. 205–209.
79. Romei A. et al. (2022). Computational fluid-dynamic investigation of a centrifugal compressor with inlet guide vanes for supercritical carbon dioxide power systems. *ENERGY*, vol. 255, pp. 1–16.
80. Aytaz Z., Yücel N. (2020). Development of a Design Methodology for a Centrifugal Compressor with the Utilization of CFD. *Politeknik Dergisi*, vol. 23, no. 1, pp. 231–239.
81. Lattner Y., Geller M., Kutz M. (2023). Physics-based surge point identification for unsupervised CFD-computation of centrifugal compressor speed lines. *Energy Conversion and Management: X*, vol. 17, pp. 100337.
82. Zhang L. et al. (2018). Multidisciplinary design optimization for a centrifugal compressor based on proper orthogonal decomposition and an adaptive sampling method. *Applied Sciences*, vol. 8, no. 12(2608), pp. 1–21.
83. Liu Y. et al. (2022). Performance study of centrifugal air compressor for proton exchange membrane fuel cell systems. *Energy Science & Engineering*, vol. 10, no. 1, pp. 208–218.
84. Chernetskaya-Beletskaya N. et al. (2019). Increasing the efficiency of highly concentrated coal-water fuel based on the simulation of non-Newtonian fluid flow. *MATEC Web of Conferences. EDP Sciences*, Vol. 294, 01009, pp. 1–7.
85. Blanco-Patiño D. F. et al. (2023). Performance prediction of a centrifugal compressor for a cogeneration microturbine. *International Journal of Thermofluids*, vol. 17, C. 100272, 15 p.

86. Omid M. et al. (2019). Improving Centrifugal Compressor Performance by Optimizing the Design of Impellers Using Genetic Algorithm and Computational Fluid Dynamics Methods. *Sustainability*, vol. 11, no. 19, pp. 1–18.
87. Li M. et al. (2022). An Optimization of a Turbocharger Blade Based on Fluid–Structure Interaction. *Processes*, vol. 10, no. 8, pp. 1569–1590.
88. *Устройство бронетанкового вооружения* [Электронный ресурс]: учебное пособие по дисциплине «Устройство бронетанкового вооружения» для курсантов, обучающихся по специальности 1-37 01 04-02 «Многоцелевые гусеничные и колесные машины (эксплуатация и ремонт бронетанкового вооружения и техники)» / И. Н. Янковский [и др.]; Белорусский национальный технический университет, Кафедра «Бронетанковое вооружение и техника». Минск: БНТУ, 2019. <https://rep.bntu.by/handle/data/48966>
- References (transliterated)**
1. Kunz A. (2020). Development trends in armored weaponry. *Scientific Journal of the Military University of Land Forces*, vol. 52, no. 2 (196), pp. 339–351.
 2. Rassel A. *Tanki sovremennyh armij*. Moskva: JeKSMO-Press, 2000. 160 p.
 3. Kolesnikova T. M. ta in. (2022). Perspektyvy` zastosuvannya dvy`guniv netrydy`cijny`x konstrukcij. *Naukovi notatky`*, no. 74, pp. 14–19.
 4. Chernyshev V. L., Arnaudov K. B., Akinshin A. G. (2014). K voprosu o konstrukcii i tehniceskikh harakteristikah silovoj peredachi tanka Leopard-1 . *Visny`k Nacional`nogo texnichnogo universy`tetu "KhPI". Seriya: Problemy` mexanichnogo pry`vodu*, no. 31, pp. 183–189.
 5. *BM "Bulat" protiv "Leopard2A4"*. *Sravnienie TTH*. [Elektronnij resurs]. URL: www.bvtv.narod.ru/raznoe/bulatleo2.htm (data zvernennja: 23.10.2022).
 6. *K2 Black Panther: The World's Most Advanced Tank?* [Elektronnij resurs]. URL: <https://www.19fortyfive.com/2022/06/k2-tank-south-korea-fourth-generation/> (data zvernennja 29.10.2022).
 7. *Dvy`guny` vnutrishn`ogo zgoryannya: Seriya pidruchny`kiv u 6 tomax. T. 1. Rozrobka konstrukcij forsovany`x dvy`guniv nazemny`x transportny`x mashyn*. Za red. prof. A.P.Marchenka ta zasl. diyacha nauky` Ukrayiny` prof. A.F. Shexovczova. Kharkiv, Prapor, 2004. 384 p.
 8. Dovgopol Yu. ta in. (2020). Adaptaciya texnichnogo obslugovuvannya sy`stemy` zhy`vlennya povitryam dvy`guna osnovny`x tankiv v umovax resursny`x обмеzen`. *Visny`k Nacional`nogo texnichnogo universy`tetu «KhPI»*. Seriya: *Mashy`noznavstvo ta SAPR*, no. 1, pp. 33–43.
 9. Larin A. A. (2019). *Razvitie tankostroenija v Khar`kove : ucheb. Posobie*. Kharkiv: NTU "KhPI", 135 c.
 10. Alehin S. A. i dr. (2006). Sovremennye dizel`nye dvigateli razrabotki KP "Khar`kovskoe konstruktorskoe bjuro po dvigatelestroeniju". *Dvy`guny` vnutrishn`ogo zgoryannya*, no. 1, pp. 4–9.
 11. Tkachuk P., Popko S., Xaruk A. ta in. (2022). *Nary`s istoriji Suxoputny`x vijs`k Zbrojny`x Sy`l Ukrayiny` (1991–2021): Monografiya*. L`viv: NASV, 269 p.
 12. Degtyarenko V. (2023). Osobly`vosti ukrajins`koyi bronetexnyky`: vy`provuvannya vijnoyu. *Molody`j vcheny`*, no. 3 (115), pp. 33–40.
 13. Buryak S. P., Guly`j S. M. (2023). Factors that influenced the development of soviet made main battle tanks (1991–2022). *Zbirny`k naukovy`x prac` Derzhavnogo naukovodozlidnogo insty`tutu vy`provuvan` i sertyfikaciyi ozbrojeniya ta vijs`kovoyi texnyky`*, Vol. 15, no. 1, pp. 34–40.
 14. Buryak S. P. (2023). Development Prospects Of Main Tanks T-64, T-72, T-80 Of The Armed Forces Of Ukraine. *Zbirny`k naukovy`x prac` Derzhavnogo naukovodozlidnogo insty`tutu vy`provuvan` i sertyfikaciyi ozbrojeniya ta vijs`kovoyi texnyky`*, Vol. 16, no. 2, pp. 14–19.
 15. Walentyowicz J. (2021). The aircraft engines in the land vehicles. *Combustion Engines*, no. 87(4), pp. 52–59.
 16. Glyebov V. V. ta in. (2020). Shhodo zastosuvannya gibry`dnoyi sy`lovoyi ustanovky` na vijs`kovy`x gusenychny`x ta kolisny`x mashynax. *Vijs`kovo-texnichny`j zbirny`k*, no. 22, pp. 53–60.
 17. Larin A. O. (2010). Doslidzhennya kol`van` tankovy`x dy`zeliv simejstva TD (istoriya py`tannya) . *Visny`k Nacional`nogo universy`tetu "L`vivs`ka politexnika"*. *Temat. vy`p.: Derzhava ta armiya*. L`viv : Vy`d-vo L`vivs`koyi politexnyky`, no 670, pp. 199–205.
 18. Makogon H., Sirosh V., Guba S., Lavrut O., Zagrebely S., Rudiy A. (2022). Development of the estimating methodology of a 5TDF engine motor resource consumption under different operating modes of the machine. *Advanced Information Systems*, vol. 6, no. 3, pp. 53–59.
 19. Liu Z. et al. (2023). Research Progress and Development Trend of Prognostics and Health Management Key Technologies for Equipment Diesel Engine. *Processes*, vol. 11, no. 1972. 27 p.
 20. Mormy`lo Ya. M. [ta in.] (2017). Analiz prichin shuma bronetransportera BTR-4E i konstruktivnye metody po ego snizheniju. *Mexanika ta mashy`nobuduvannya*, no. 1, pp. 117–129.
 21. Svy`ry`dov V. I., Moskalenko V. V., Shefke S. I. (2018). *Texnichna diagnosty`ka i monitoryng sudnovy`x agregativ. Suchasny`j stan ta problemy` dvy`gunobuduvannya: Materialy` mizhnarodnoyi naukovodozlidnogo konferenciyi*. My`kolayiv : vy`davecz` Torubarba V.V., pp. 34–36.
 22. Minchev D. S. *Metody` diagnosty`ky` texnichnogo stanu dvy`guniv vnutrishn`ogo zgoryannya z vy`kory`stanniam cy`frovy`x dvijny`kiv: dy`s. ... d-ra techn. nauk : specz. 05.05.03*. Odesa, 2023. 385 s. [Elektronny`j resurs]. – URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/63408> (data zvernennya: 29.08.2023).
 23. Shelestov M. S. (2020). Rozvy`tok sy`stemy` nadduvu vy`sokoforsovany`x dy`zeliv. *Dvy`guny` vnutrishn`ogo zgoryannya*, no. 2, pp. 20–27.
 24. Minchev D. S. et al. (2023). Prediction of centrifugal compressor instabilities for internal combustion engines operating cycle simulation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, vol. 237, no. 2–3, pp. 572–584.
 25. Kravchenko S. S., Shelestov M. S. (2021). Formuvannya zadany`x karaktery`sty`k i osnovny`x parametriv vy`sokoforsovovanogo dy`zelya pry`vprovadzhenni sxemy` dvostupenovego nadduvu. *III Mizhnarodna naukovoprakty`chna mors`ka konferenciya MPP&O-2021*. FOP Ivanchenko IC., pp. 251–256.
 26. Abdelrahman A. *Turbocharger and superturbocharger Technical Report*. November 2020. 27 p.
 27. Olejnik Ju. A., Saprykin S. A., Naumenko S. P. (2019). Metody opredeleniya KPD centrobezhnogo nagnetatelja s uchetom poter` jenerгии. *Visny`k Nacional`nogo texnichnogo universy`tetu "KhPI". Ser. : Energety`chni ta teplotexnichni procesy` j ustakuvannya: zb. nauk. pr. Kharkiv: NTU "KhPI"*, no. 3 (1328), pp. 36–41.
 28. Marchenko A. P., Kravchenko S. S., Bekaryuk O. M. (2021). Zastosuvannya eksergety`chnogo metodu dlya ocinky` doskonalosti procesiv v sy`stemi nadduvu dy`zel`nogo dvy`guna. *Marine power plants and operation 2021 (MPP&O-2021): materialy` 3-yi Mizhnar. nauk.-prakt. mor. konf., kviten` 2021 r., m. Odesa*. Kharkiv: Ivanchenko I. S., pp. 217–222.
 29. Rjazancev M. K. (1993). *Konstrukcija forsovanih dviguniv nazemnih transportnih mashin: Navch. posibnik*. Ky`viv: ISDO, Patch. 1, 252 p.
 30. Rjazancev M. K. (1996). *Konstrukcija forsovanih dviguniv nazemnih transportnih mashin: Navch. Posibnik*. Kharkiv: KhDPU, Patch. 2, 388 p.
 31. Opalev V. A. (2016). Sovershenstvovanie privodnogo turbokompressora dvouktnogo dizelja 3TD-3A. *Dvigateli vnutremnego sgoranija*, no. 1, pp. 19–23.
 32. Fu C. et al. (2023). A state-of-the-art review on uncertainty analysis of rotor systems. *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 183, pp. 109619. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2022.109619>
 33. Mehta U. B. et al. (2016). *Simulation Credibility: Advances in Verification, Validation, and Uncertainty Quantification*. NASA/TP-2016-219422. 530 p.
 34. Chatzistavris A. (2023). *Turbocharger Rotors with Wire Mesh Dampers: Sensitivity and Optimization Analysis in Virtual Prototyping*. MSc Thesis. 87 p.
 35. Dyk Š., Smolík L., Hajžman M. (2018). Effect of various analytical descriptions of hydrodynamic forces on dynamics of turbochargers supported by floating ring bearings. *Tribology International*, vol. 126, pp. 65–79.
 36. Bin G. F. et al. (2020). Effect of inlet oil temperature on vibration characteristics of high-speed light-load turbocharger rotor under long period and variable speed. *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 56, no. 11, pp. 131–139.
 37. Bin G. F. et al. (2019). Study on the influence of floating ring axial length on vibration characteristics of high-speed and light-load turbocharger rotor system. *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 55, no. 23, pp. 173–181.
 38. Smolík L., Hajžman M., Byrtus M. (2017). Investigation of bearing clearance effects in dynamics of turbochargers. *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 127, pp. 62–72.

39. Mazurkow A. et al. (2023). Evaluation of Selected Dynamic Parameters of Rotating Turbocharger Units Based on Comparative Model and Bench Tests. *Energies*, vol. 16, no. 14, pp. 1–18.
40. Novotný P. et al. (2019). Effective thrust bearing model for simulations of transient rotor dynamics. *International journal of mechanical sciences*, vol. 157, pp. 374–383.
41. Svyrydov V. I., Rogachevskiy O. A. (2018). Texnichne diagnostuvannya yak zasib kontrolyu texnichnogo stanu sudnovy'x turbonagnitachiv. Suchasny'j stan ta problemy' dvy'gunobuduvannya: Materialy' mizhnarodnoyi naukovotexnichnoyi konferenciyi. My'kolayiv: Torubara, pp. 31–33.
42. Conley B. B. (2022). *Experimental and Analytical Investigation of Ball Bearing Turbocharger Dynamics: A Dissertation*. Purdue University Graduate School, 98 p.
43. Conley B., Sadeghi F. (2021). Experimental and analytical investigation of turbocharger whirl and dynamics. *Tribology Transactions*, vol. 64, no. 2, pp. 239–252.
44. Kel'zon A. S., Zhuravlev Ju. N., Janvarev N. V. (1977). *Raschet i konstruirovaniye rotornykh mashin*. Mashinostroenie, 288 p.
45. Hua C. et al. (2017). Coupled bending and torsional vibration of a rotor system with nonlinear friction. *Journal of Mechanical Science and Technology*. Vol. 3. P. 2679–2689.
46. Reddy M. R., Srinivas J. (2016). Vibration analysis of a support excited rotor system with hydrodynamic journal bearings. *Procedia Engineering*, vol. 144, pp. 825–832.
47. Singh A., Gupta T. C. (2020). Effect of rotating unbalance and engine excitations on the nonlinear dynamic response of turbocharger flexible rotor system supported on floating ring bearings. *Archive of Applied Mechanics*, vol. 90, no. 5, pp. 1117–1134.
48. Gunter E. J. Failure analysis of 2 liter engine turbochargers. 2020. [Elektronny'j resurs]. URL: <https://www.researchgate.net/publication/342515831>. (data zvernennya: 29.08.2022).
49. Koutsovasilis P. et al. (2015). Quantification of sub-synchronous vibrations for turbocharger rotors with full-floating ring bearings. *Archive of Applied Mechanics*, vol. 85, pp. 481–502.
50. Andrearczyk A., Bagiński P., Klonowicz P. (2020). Numerical and experimental investigations of a turbocharger with a compressor wheel made of additively manufactured plastic. *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 178, pp. 105613.
51. Woschke E., Daniel C., Nitzschke S. (2017). Excitation mechanisms of non-linear rotor systems with floating ring bearings-simulation and validation. *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 134, pp. 15–27.
52. Wang L. et al. (2022). Vibration prediction and failure analysis based on refined modeling of turbocharging rotor system with variable cross sections. *The European Physical Journal Plus*, vol. 137, no. 1, pp. 1–24.
53. Mutra R. R., Srinivas J. (2021). Parametric design of turbocharger rotor system under exhaust emission loads via surrogate model. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 43, pp. 1–17.
54. Zhang Y. et al. (2019). Vibration control of an unbalanced single-side cantilevered rotor system with a novel integral squeeze film bearing damper. *Applied Sciences*, vol. 9, no. 20, pp. 4371–1–4371-18.
55. Deng H. et al. (2018). Three-dimensional identification for unbalanced mass of rotor systems in operation. *Applied Sciences*, vol. 8, no. 2, pp. 1–14.
56. Zhang A. et al. (2018). Analysis of nonlinear vibration in permanent magnet synchronous motors under unbalanced magnetic pull. *Applied Sciences*, vol. 8, no. 1, pp. 113.
57. Novotný P. et al. (2020). Improving the thrust bearing performance of turbocharger rotors using optimization methods and virtual prototypes. *12th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery*. CRC Press, pp. 431–442.
58. Drapatow T., Woschke E. (2023). Influence of a transient bubble dynamics cavitation model for squeeze film dampers on the runup behaviour of a turbocharger rotor. *PAMM*, vol. 22, no. 1. 6 p.
59. Novotný P., Kudláček P., Vacula J. (2023). Explanation of the mechanisms of unsteady gas flow through the turbocharger seal system, including thermal and structural interactions. *Propulsion and Power Research*, no. 12(2), pp. 180–198.
60. Gaydamaka A. et al. (2019). Devising an engineering procedure for calculating the ductility of a roller bearing under a no-central radial load. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. no. 3(7), pp. 6–10.
61. Martynenko G. (2016). Resonance mode detuning in rotor systems employing active and passive magnetic bearings with controlled stiffness. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, vol. 13, no. 2, pp. 3293–3308.
62. Ran S. et al. (2018). Resonance Vibration Control for AMB Flexible Rotor System Based on μ -Synthesis Controller. *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2018, pp. 1–16.
63. Zhang Y. et al. (2019). Vibration control of an unbalanced single-side cantilevered rotor system with a novel integral squeeze film bearing damper. *Applied Sciences*, vol. 9, no. 20, 18 p.
64. Jun W. et al. (2023). Nonlinear characteristic investigation of magnetorheological damper-rotor system with local nonlinearity. *Chinese Journal of Aeronautics*, vol. 36, no. 2, pp. 111–126.
65. Simson Je. A., Nazarenko S. A. (2005). *Optimizacija v proektirovanii: teorii i prilozhenija*. Infiz: ocherki istorii tvorcestva. Khar'kov: JenergoKlub Ukrainy, pp. 329–345.
66. Bogomolov S. I., Lutsenko S. S., Nazarenko S. A. (1982). Application of a superparametric finite shell element to the calculation of turbine blade vibrations. *Strength of Materials*, Vol. 14, no. 6, pp. 796–799.
67. Luk'janenko V. M. [ta in.]. (2000). Matematicheskie modeli analiza rabochih koles turbokompresornyh agregatov. *Visnyk Kharkivs'kogo Derzhavnogo Politehnichnogo Universy'tetu*. Kharkiv: KhDPU, Vy'p. 82, pp. 54–57.
68. Nazarenko S. O., Marusenko S. I., Zinchenko O. I. (2019). Analiz chutly'vosti funkcionaliv dy'nami'ky ta mizchnosti bagatokomponentny'x mashynobudivny'x konstrukcij. *Visnyk Nacional'nogo texnichnogo universy'tetu "KhPI"*. Ser.: *Mashynoznavstvo ta SAPR*. Kharkiv: NTU "KhPI", no 7 (1332), pp. 60–65.
69. Akimov O., Kostyk K., Soloshenko V. (2019). Computer-integrated design of cast parts on the criterion of performance on the example of the turbine wheel. *CEUR Workshop Proceedings*, pp. 324–338.
70. Wang J. et al. (2023). Typical Fault Modeling and Vibration Characteristics of the Turbocharger Rotor System. *Machines*, vol. 11, no. 2, pp. 311–336.
71. Liu Z. et al. (2020). Dynamic Behaviour Analysis of Turbocharger Rotor-Shaft System in Thermal Environment Based on Finite Element Method. *Shock and Vibration*. Article ID 8888504. 18 p.
72. Gu C. S. et al. (2020). Dynamic characteristics of high-speed gasoline engine turbocharger based on thermo-elasto-hydrodynamic lubrication bearing model and flexible multibody dynamics method. *Science Progress*, vol. 103, no. 1, pp. 1–23.
73. Novotný P., Dluhoš J., Vacula J. (2020). Application of Multibody Dynamics Tools for Determination of Engine Excited Turbocharger Vibrations. *International Conference Engineering Mechanics*. 14 p. [Elektronny'j resurs]. URL: <https://pdfs.semanticscholar.org/b4c2/4c5ca036ae8ef31c812319d2579bbfc17690.pdf>. (data zvernennya: 29.08.2022).
74. Rogovyj A. Ta insh. (2023). Karty'ny' techiyi gazu u vy'sokonapimomu vidcentrovomu kompresori. *Visnyk Nacional'nogo texnichnogo universy'tetu «KhPI»*. Seriya: *Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 1, pp. 82–91.
75. Hu B. et al. (2017). Observations on and potential trends for mechanically supercharging a downsized passenger car engine: a review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 231, no. 4, pp. 435–456.
76. Rogovyj A. S. (2017). Rozrobka teoriiy ta metodiv rozrakhunku vy'xorokamerny'x nagnitachiv: dy's. ... d-ra texn. nauk : specz. 05.05.17 / Andriy Sergijovy'ch Rogovyj ; Kharkiv. nac. avtomobil'no-dorozhnyj un-t. Kharkiv, 364 p.
77. 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*, vol. 242, pp. 122988. 12 p.
78. Rezvaya K. et al. (2018). Solving the hydrodynamical tasks using CFD programs. *2018 IEEE 3rd International Conference on Intelligent Energy and Power Systems, IEPS 2018-Proceedings*. P. 205–209.
79. Romei A. et al. (2022). Computational fluid-dynamic investigation of a centrifugal compressor with inlet guide vanes for supercritical carbon dioxide power systems. *ENERGY*, vol. 255, pp. 1–16.
80. Aytaz Z., Yücel N. (2020). Development of a Design Methodology for a Centrifugal Compressor with the Utilization of CFD. *Politeknik Dergisi*, vol. 23, no. 1, pp. 231–239.
81. Lattner Y., Geller M., Kutz M. (2023). Physics-based surge point identification for unsupervised CFD-computation of centrifugal compressor speed lines. *Energy Conversion and Management: X*, vol. 17, pp. 100337.
82. Zhang L. et al. (2018). Multidisciplinary design optimization for a centrifugal compressor based on proper orthogonal decomposition

- and an adaptive sampling method. *Applied Sciences*, vol. 8, no. 12(2608), pp. 1–21.
83. Liu Y. et al. (2022). Performance study of centrifugal air compressor for proton exchange membrane fuel cell systems. *Energy Science & Engineering*, vol. 10, no. 1, pp. 208–218.
84. Chernetskaya-Beletskaya N. et al. (2019). Increasing the efficiency of highly concentrated coal-water fuel based on the simulation of non-Newtonian fluid flow. *MATEC Web of Conferences. EDP Sciences*, vol. 294, 01009, pp. 1–7.
85. Blanco-Patiño D. F. et al. (2023). Performance prediction of a centrifugal compressor for a cogeneration microturbine. *International Journal of Thermofluids*, vol. 17, pp. 100272, 15 p.
86. Omid M. et al. (2019). Improving Centrifugal Compressor Performance by Optimizing the Design of Impellers Using Genetic Algorithm and Computational Fluid Dynamics Methods. *Sustainability*, vol. 11, no. 19, pp. 1–18.
87. Li M. et al. (2022). An Optimization of a Turbocharger Blade Based on Fluid–Structure Interaction. *Processes*, vol. 10, no. 8, pp. 1569–1590.
88. *Ustrojstvo bronetankovogo vooruzhenija* (2019). [Elektronnyj resurs]: uchebnoe posobie po discipline "Ustrojstvo bronetankovogo vooruzhenija" dlja kursantov, obuchajushhhsja po special'nosti 1-37 01 04-02 "Mnogocelvyje gusenichnye i kolesnye mashiny (jekspluatacija i remont bronetankovogo vooruzhenija i tehniki)" / I. N. Jankovskij [i dr.]; Belorusskij nacional'nyj tehničeskij universitet, Kafedra "Bronetankovoe vooruzhenie i tehnika". Minsk: BNTU, <https://rep.bntu.by/handle/data/48966>.

Надійшла (received) 25.10.2023

Відомості про авторів /About the Authors

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: <https://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org

Назаренко Сергій Олександрович / Nazarenko Sergej – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8213-6590>; e-mail: nazarenkoserzh7@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>; тел.: (057)7076166, e-mail: andrej8383@gmail.com

Ткачук Микола Миколайович / Tkachuk Mykola M. – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», провідний науковий співробітник кафедри «Інформаційні технології і системи колісних та гусеничних машин ім. О. О. Морозова», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4753-4267>, тел.: (057)7076902, e-mail: m.tkachuk@tmmsapr.org

Шуть Олександр Юрійович / Shut Aleksandr – аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна, e-mail: tma@tmm-sapr.org

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

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

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

Прокопенко Микола Вікторович / Prokopenko Mykola – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: kola0123@ukr.net

Марусенко Світлана Іванівна / Marusenko Svitlana – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1340-5491>; e-mail: svivmar@ukr.net

Васильєв Антон Юрійович / Vasiliev Anton – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8106-0950>; e-mail: AVasiliev@tmm-sapr.org

Гречка Ірина Павлівна / Hrechka Iryna – 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/0000-0003-4907-9170>; тел.: (057)7076534; e-mail: girinap7@gmail.com

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