

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри технічного сервісу
та інженерного менеджменту
імені М.П. Момотенка, д.т.н., проф.
Роговський І. Л.
« » 2021 р.

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ СТУДЕНТУ

Дейнеці Олегу Романовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

Освітня програма Автомобільний транспорт

Магістерська програма Автомобільний транспорт

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

Тема магістерської роботи «Удосконалення експлуатаційних параметрів
мастильно-гальмівного механізму турбокомпресора двигуна автомобілів в
умовах АПК»

затверджена наказом ректора НУБіП від «17» лютого 2022 р. № 358 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру 25.10.2022

Вихідні дані до магістерської роботи науково-технічна література; результати

науково-дослідних робіт по літературних джерелах по вивченню технології

експлуатаційних параметрів мастильно-гальмівного механізму

турбокомпресора двигуна автомобілів в умовах АПК

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Стан проблеми і постановка задач дослідження
2. Теоретичні дослідження
3. Експериментальні дослідження
4. Реалізація системи забезпечення експлуатаційних параметрів мастильно-гальмівного механізму турбокомпресора двигуна автомобілів в умовах АПК
5. Оцінка економічної ефективності технічних рішень

Перелік графічного матеріалу електронна презентація на 15 слайдах

Дата видачі завдання «15» листопада 2021 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

кандидат технічних наук, доцент Іщенко Валерій Васильович

Завдання прийняв до виконання Дейнека Олег Романович

НУБІП України

ВСТУП

5

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

7

1.1 Показники експлуатаційної надійності мобільних енергетичних засобів

7

1.2 Основні напрями підвищення одиничної потужності автомобільних двигунів: переваги та недоліки

8

1.3 Огляд конструкцій турбокомпресорів

14

1.4 Взаємозв'язок режимів експлуатації МЕЗ із показниками працездатності ТКР

18

1.5 Напрями конструктивного вдосконалення ТКР з метою підвищення працездатності та безвідмовності

23

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ МАЩЕННЯ ТА ГАЛЬМУВАННЯ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕСОРА ПРИ ВИКОРИСТАННІ АВТОНОМНОГО МАСТИЛЬНО-ГАЛЬМІВНОГО ПРИСТРОЮ

29

2.1 Цілі та завдання теоретичних досліджень

29

2.2 Теоретичне обґрунтування параметрів гідракумулятора

34

2.3 Дослідження взаємозв'язку тривалості вибігу ротора ТКР з параметрами гальмівного пристрою

41

РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ ТУРБОКОМПРЕСОРА З АВТОНОМНИМ МАСТИЛЬНО-ГАЛЬМІВНИМ ПРИСТРОЄМ

46

3.1 Програма досліджень

46

3.2 Опис технологічної схеми функціонування та конструктивного

компонування стенду для лабораторних досліджень турбокомпресорів

48

НУБІП України 61
ВИСНОВОК 71

НУБІП України 73
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП

Застосування турбокомпресорів є одним з основних способів

підвищення одиничної потужності двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ),

техніко-економічних та екологічних властивостей при експлуатації мобільних

енергетичних засобів (МЕС) – тракторів, самохідних комбайнів, автомобілів

та ін. Проте напружений режим роботи турбокомпресорів при стохастичності

швидкісних та навантажувальних показників під час експлуатації МЕС,

частоті обертання ротора в діапазоні 40–170 тис. оборотів за хвилину та

температурі вихлопних газів 650–700 °С потребує забезпечення ефективного

змащення підшипників ротора турбокомпресора. Це необхідно для відведення

тепла від деталей турбокомпресора, виключення зносу його ротора та

підшипників, що не забезпечується за штатної послідовної схеми системи

мастила ДВС.

Основні праці провідних вчених у даній галузі досліджень спрямовані

на вдосконалення процесу змащення підшипників ротора турбокомпресора

зміною конструкції деталей, що сполучаються, технологічних схем подачі

масла до них та зниження теплонапруженості. Ефективність цих рішень

доведена під час використання автомобілів та залізничних локомотивів. Однак

при експлуатації тракторів, самохідних комбайнів у сільському господарстві,

періодична зміна навантажувальних та швидкісних режимів ДВЗ, а також у

зв'язку з периферією розташування турбокомпресора та сумісною системою

мастила штатний режим мастила та подачі олії до підшипників не

забезпечується. Це зумовило актуальність розробки та застосування

автономних мастильно-гальмівних пристроїв, що дозволяють забезпечувати

штатний режим мастила турбокомпресора при стохастичності режимів

навантаження мобільних енергетичних засобів у сільському господарстві.

Мета роботи – підвищення працездатності та безвідмовності

турбокомпресорів двигунів внутрішнього згорання автомобілів застосуванням

автономного мастильно-гальмівного пристрою.

Об'єкт досліджень – процес змащення підшипників турбокомпресора при стохастичності швидкісних та навантажувальних режимів роботи ДВЗ зі штатною системою мастила та спільно з автономним мастильно-гальмівним пристроєм під час експлуатації автомобілів.

Предмет досліджень - взаємозв'язки параметрів процесу мастила підшипників, тривалості вибігу ротора турбокомпресора з параметрами функціонування мастильно-гальмівного пристрою при стохастичності швидкісних та навантажувальних режимів роботи ДВЗ автомобілів.

Методологія та методи дослідження. Під час вирішення поставлених завдань використовувалися: принципи об'єктивності, всебічності, конкретності та історизму; методи аналізу та синтезу, математичного та імітаційного, фізичного моделювання, математичної статистики та програмування.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

НУБІП України

1.1 Показники експлуатаційної надійності мобільних енергетичних засобів

НУБІП України

Одним з найбільш ефективних способів збільшення одиничної потужності є застосування газотурбінного наддуву, що дозволяє без значного збільшення складності і за практично тих же масово-габаритних параметрів двигунів значно (на 40–50 %) збільшити їхню одиничну потужність [1, 6, 156].

НУБІП України

Однак ефективність застосування системи газотурбінного наддуву знижується через недостатню безвідмовність основного агрегату наддуву турбокомпресора, при відмові якого високопродуктивний, дорогий агрегат простоє в напружені цикли робіт [14, 19, 21].

НУБІП України

Великий внесок у вивчення закономірностей та принципів забезпечення безвідмовності та ремонтпридатності мобільних машин зробили роботи вчених: Н. С. Ждановського, А. В. Ніколаєнко, І. Є. Ульмана, Ю. П. Ломоносова, І. А. Мішина, С. К. Кюрегана, В. І. Казарцева, Н. В. Храмцова, А.

НУБІП України

І. Селіванова, Н. І. Величкіна, М. П. Забітуєва, Р. В. Кугеля, А. Д. Левітануса, В. М. Міхліна, В. П. Прокоп'єва, Ю. В. Рождественського, Є. А. Задорожної, Д. Я. Носирєва, А. А. Свічнікова та інших [3, 5, 32, 33, 42, 65, 89, 103, 104, 138]. Ними встановлено, що збільшення напруженості машин призводить до

НУБІП України

зростання кількості відмов, внаслідок чого збільшується час перебування техніки в ремонті та тривалість простоїв МТА. Тому стає актуальним підвищення надійності складальних одиниць та окремих деталей, а також тракторів та сільгоспмашин загалом. При роботі в умовах інтенсивних експлуатаційних навантажень автотракторні двигуни зазнають частої та різкої

НУБІП України

зміни режимів, що впливає на їх експлуатаційні показники, продуктивність, паливну економічність та надійність. Часті пуски та тривалі зупинки дизелів, а також короткочасні перевантаження, значні періоди розгону та гальмування,

робота в режимі, що не встановився, призводить до зниження економічних і потужнісних показників двигунів і збільшує їх знос [15, 16, 17].

1.2 Основні напрями підвищення одиничної потужності автомобільних двигунів: переваги та недоліки

На основі низки узагальнень наукових досліджень можна сформулювати переваги використання ТКР [13, 15, 17, 20, 21, 24]:

1) збільшення літрової потужності без збільшення розмірів та маси

ДВЗ;

2) підвищення паливної економічності;

3) зниження токсичності газів, що відпрацювали;

4) підвищення ККД;

5) запобігання падінню потужності ДВЗ при роботі у високогір'ї;

6) зниження шумності вихлопу.

Збільшення потужності автотракторних двигунів досягається декількома способами (рисунок 1.1).



Рисунок 1.1 – Основні способи збільшення потужності автотракторних ДВЗ

Основні способи збільшення потужності автотракторних ДВЗ [37, 38]:

– підвищення максимальної частоти обертання кільчастого валу двигуна;

– підвищення індикаторного ККД двигуна.

– підвищення механічного ККД двигуна;
– підвищення нижчої теплоти згоряння моторного палива;
– підвищення щільності заряду повітря та коефіцієнта наповнення циліндрів двигунів.

Двигун, оснащений системою газотурбінного наддуву, має ряд економічних та технічних переваг у порівнянні з безнаддувним (атмосферним) двигуном [11, 12, 54]:

– співвідношення «маса/потужність» у наддувних двигунів вище, ніж у безнаддувних;

– масово-габаритні параметри у наддувного двигуна менше, ніж у рівного за потужністю атмосферного двигуна;
– крутний момент наддувного двигуна краще адаптується до складних умов експлуатації;

– наддувний двигун не втрачає потужності під час роботи у високій висоті;
– наддув повітря забезпечує краще згоряння палива, що сприяє зниженню токсичності відпрацьованих газів та покращенню паливної економічності.

Турбокомпресор сприяє зменшенню шуму та виступає в ролі глушника. Зростання потужності з допомогою збільшення обсягу циліндрів неефективний, т.к. це призводить до збільшення масово-габаритних параметрів двигуна. Збільшення потужності за рахунок підвищення максимальної частоти обертання теж стало неактуальним, оскільки зі зростанням оборотів пропорційно зростають навантаження на деталі двигуна і цей параметр у сучасних двигунах досяг межі. Підвищення потужності двигуна за допомогою збільшення нижчої теплоти згоряння моторного палива також обмежене внаслідок обмежених можливостей нафтопереробної та видобувної промисловості [12, 17].

На даний момент світове двигунобудування досягло значного рівня в технологічному та конструкторському плані, тому підвищення механічного та

індикаторного ККД методом удосконалення процесу згоряння, а також зменшення різних втрат практично вичерпано [7, 8, 19, 26, 37, 45]. Тому найефективнішим способом збільшення потужності двигуна при практично незмінних його масово-габаритних параметрах та незмінних інерційних навантаженнях є підвищення щільності заряду повітря та коефіцієнта наповнення циліндрів.

Збільшення масового заряду циліндра повітрям дозволяє пропорційно підвищити кількість палива, що впорскується в циліндри, що в свою чергу призводить до збільшення механічної роботи (потужності) [25].

Нагнітання повітря в циліндри і, відповідно, підвищення його густини здійснюється компресором. Зараз в автотракторному двигуно-будівництві знайшли застосування різні види наддуву (рисунок 1.2), а також компресори різних конструкцій [1, 11, 26].

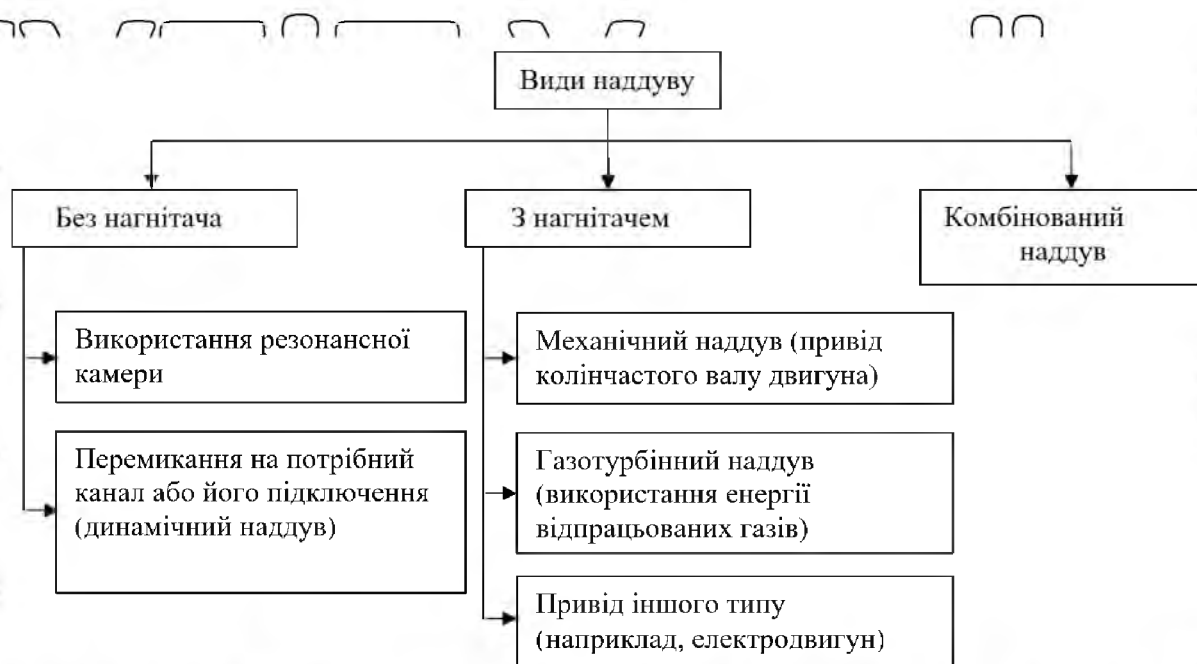


Рисунок 1.2 – Види наддуву сучасних автомобільних ДВЗ

Найпоширенішими є: шибєрні; поршневі; об'ємно-гвинтові; об'ємно-лопатєві; відцентрові з приводом від колінчастого валу ДВЗ; газотурбінні нагнітач.

В автотракторному двигунобудуванні розрізняють два типи компресорів, що найчастіше застосовуються: з механічним приводом, турбокомпресор, що приводиться в робочий стан турбіною під впливом вихлопних газів.

І третій тип компресорів – це комбінований компресор.

Компресор з механічним приводом від колінчастого валу двигуна має жорсткий зв'язок між частотою обертання колінчастого валу і кількістю повітря, що подається в циліндри. Основною його перевагою є стабільна (рівна) тяга двигуна у всьому діапазоні обертів колінчастого валу двигуна.

Істотними недоліками цього способу є втрати потужності на привід нагнітача і у зв'язку з цим гірша економіка палива в порівнянні з турбонаддувом.

Турбокомпресор використовує для свого приводу енергію відпрацьованих у двигуні газів, цим пояснюється найкраща економіка палива двигунів з турбонаддувом. Турбокомпресори всіх типів за своєю конструкцією приблизно однакові і складаються з повітряного компресора та газової турбіни, пов'язаних між собою загальним валом (рисунк 1.3).

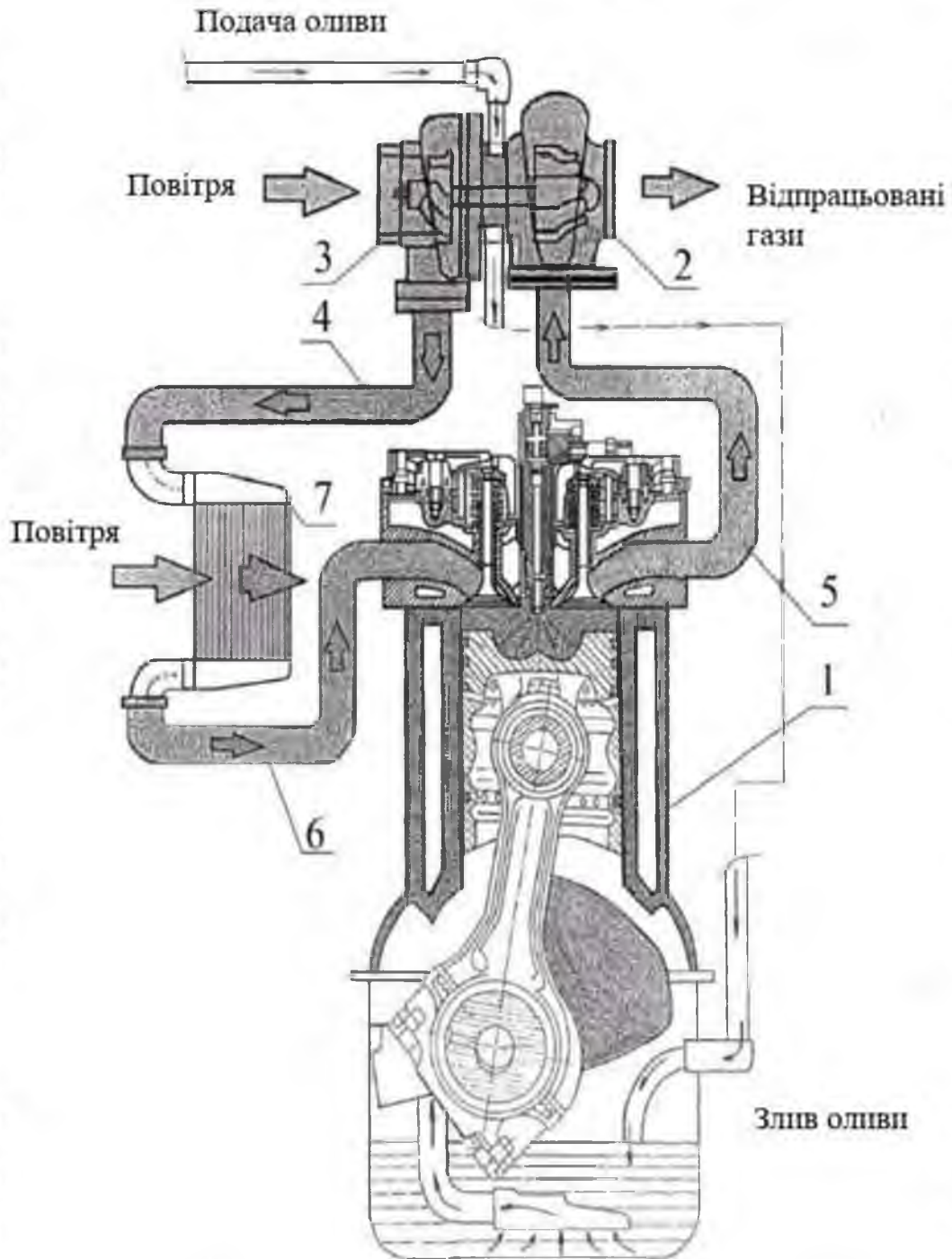
Виходячи з циліндрів двигуна, відпрацьовані гази, що мають високу температуру і тиск, розганяються до високої швидкості і вступають у контакт з крильчаткою турбіни турбокомпресора, викликаючи обертання ротора останнього. Компресор, що знаходиться на одному валу з турбіною, через повітряний фільтр засмоктує повітря, стискає його і нагнітає в двигун під надлишковим тиском. При цьому двигун паливним насосом подається збільшена кількість палива, і двигун розвиває велику потужність. У той же час в циліндрах двигуна покращується згоряння робочої суміші, і в широкому діапазоні обертів покращуються характеристики двигуна.

Двигун і турбокомпресор взаємодіють у вигляді вихлопних газів [19].

Частота обертання ротора турбокомпресора не залежить безпосередньо від оборотів колінчастого валу двигуна. Двигуну з турбокомпресором властива інерційність: спочатку збільшується подача палива, підвищується енергія потоку вихлопних газів, і лише потім підвищуються обороти турбіни зростає

тиск нагнітання повітря компресором, дедалі більше повітря надходить у
двигун, що з подачі додаткової кількості палива призводить до збільшення
потужності.

НУБІП УКРАЇНИ



- 1 – ДВЗ; 2 – турбіна турбокомпресора; 3 – компресор турбокомпресора; 4 –
нагнітальний патрубок; 5 – вихлопний колектор; 6 – всмоктуючий колектор;
7 – інтеркулер

Рисунок 1.3 – Загальний вигляд системи газотурбінного наддуву

НУБІП УКРАЇНИ

Недоліки застосування турбокомпресорів під час експлуатації МЕЗ.

Сучасні турбокомпресори за своєю конструкцією лише частково задовольняють суперечливим вимогам, що пред'являються до них. До цих вимог входить наявність високої експлуатаційної надійності при різних навантажувальних режимах двигуна і, відповідно, турбокомпресора. Різкі зміни температури та тиску вихлопних газів перед турбіною, часті пуски та зупинки двигуна, високі аеродинамічні та теплові навантаження і т.п. негативно впливають на експлуатаційну надійність цього високонавантаженого агрегату [13, 14, 15, 16, 17].

Для забезпечення необхідного рівня надійності та ресурсу, що дорівнює як мінімум ресурсу двигуна, потрібна висока точність виготовлення деталей турбокомпресора, особливо це стосується виготовлення валу ротора, підшипника ротора, ущільнювальних кілець тощо. Допуски на виготовлення відповідальних деталей ТКР складають від 3 до 8 мкм [48].

Розподіл відмов ДВС та ТКР виглядає так (рисунк 1.4).

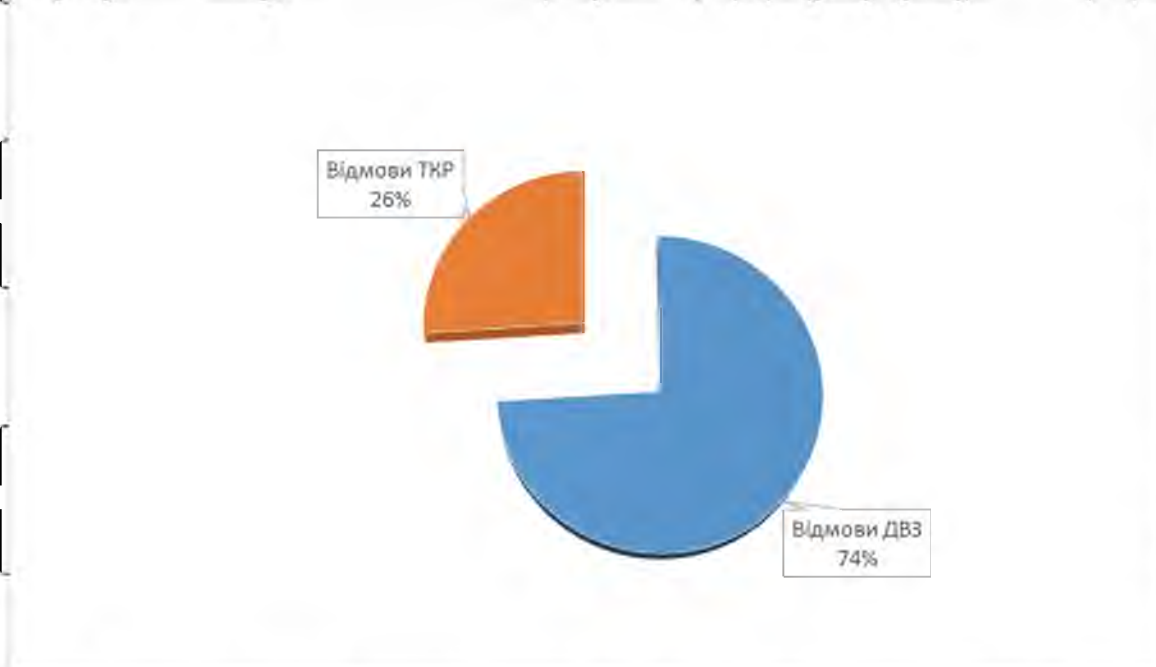


Рисунок 1.4 – Розподіл відмов ДВС та ТКР

Розподіл відмов ТКР залежно від режиму роботи зображено на рисунку 1.5.

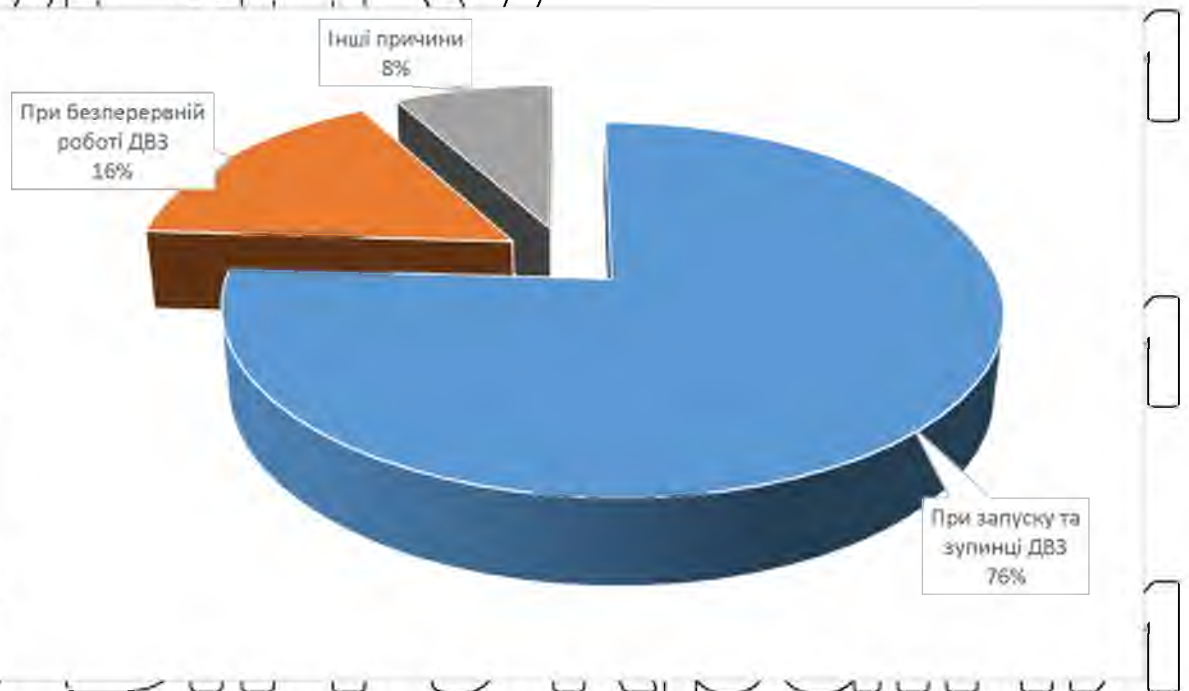


Рисунок 1.5 – Розподіл відмов ТКР залежно від режиму роботи

Як основні недоліки ТКР можна виділити такі:

- 1) низька експлуатаційна надійність (частка відмов, що припадає на ТКР, становить від 7 до 30% від загальних відмов ДВЗ);
- 2) висока ціна ТКР (від 10 до 80 тис. грн.);
- 3) високовитратний ремонт, зумовлений високою трудомісткістю ремонту та значною величиною простою автомобіля через поломку ТКР;
- 4) втрати внаслідок простою високопродуктивних автомобілів.

1.3 Огляд конструкцій турбокомпресорів

На початковому періоді впровадження газотурбінного наддуву для підвищення літрової потужності турбокомпресори за своєю конструкцією відрізнялися лише профілем проточних частин компресора та турбіни, а також підшипникового вузла. Протягом наступного часу зусилля вчених, технологів та конструкторів були спрямовані на вдосконалення конструкції елементів турбін та компресорів, підшипникових та ущільнювальних вузлів. Результати

накопиченого досвіду виробництва двигунів з турбокомпресорами, а також досвіду їх експлуатації дозволили оптимізувати конструкцію та основні параметри турбокомпресорів. Результатом цих робіт стала уніфікація багатьох технічних рішень та компоновальних схем, що реалізувалися у конструкціях вітчизняних турбокомпресорів [14, 15, 16].

Газотурбінний наддув був використаний на тракторному дизелі ЯМЗ-238Н потужністю 158 кВт. На цей двигун був встановлений турбокомпресор ТКР-13 (число 13 в індексі турбокомпресора вказує на діаметр робочих коліс турбіни та компресора – 130 мм).

Для виробництва високоточних і високотехнологічних виробів, одним з яких є турбокомпресор, були освоєні нові технологічні процеси, що раніше не застосовуються у виробництві машин: лиття турбінних і компресорних коліс за виплавлюваними моделями, а також зварювання ротора з колесом турбіни за допомогою тертя; роздільне балансування робочих коліс турбіни та компресора та алмазне вигладжування опорних поверхонь підшипників ротора.

Надалі для наддуву автотракторних двигунів ЯМЗ освоїв і приступив до серійного виробництва турбокомпресора нового типорозміру ТКР 11 (з діаметром робочих коліс 110 мм). Цей турбокомпресор був випущений для заміни раніше встановлюваного ТКР-13. Показники ефективності робочих коліс ТКР-11 дорівнювали показникам ефективності робочих коліс ТКР-13.

Результати подальших досліджень, експериментів та розрахунків показали, що для наддуву двигунів ЯМЗ можливе застосування турбокомпресорів з меншими діаметрами робочих коліс (близько 90..95 мм). Останнім часом завдяки зусиллям вчених, конструкторів та експлуатаційників було досягнуто значного покращення основних показників турбокомпресорів, що дозволило застосовувати для наддуву двигунів турбокомпресори з меншими діаметрами робочих коліс. Впроваджена уніфікація дозволила застосовувати для наддува різних двигунів турбокомпресори одного типорозміру. Наприклад, турбокомпресор ТКР-11 застосовується для наддуву

дизельних двигунів потужністю до 550 кВт, ТКР-9 – 350 кВт, ТКР-7,5 – 220 кВт, ТКР-6-6,5 – 150 кВт, ТКР-5,5 – 100 кВт, ТКР-4,5 – 60 кВт (рисунк 1.6).

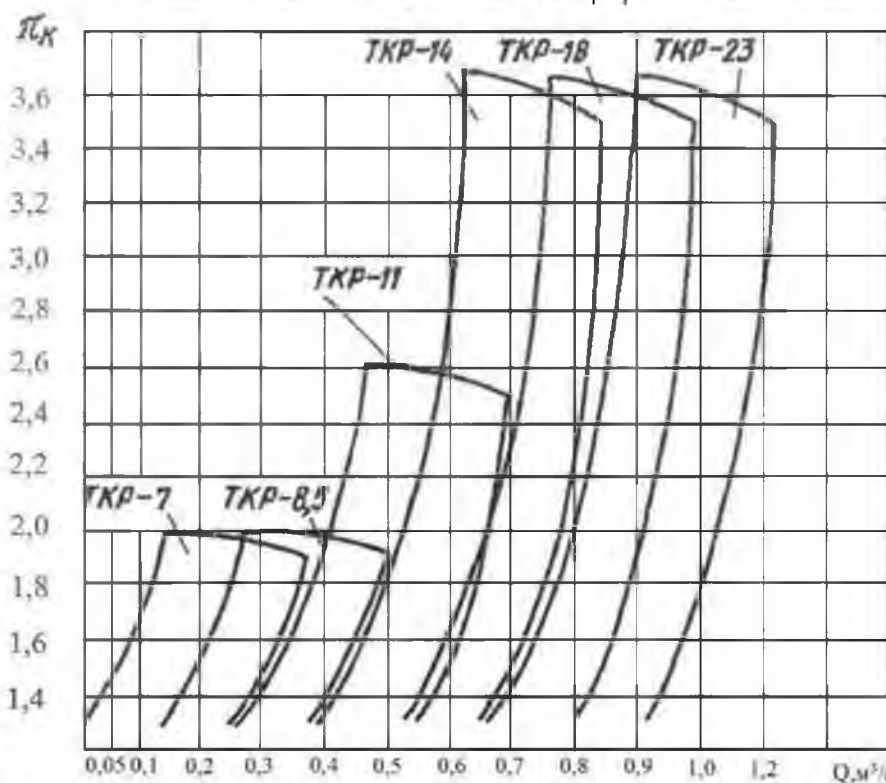
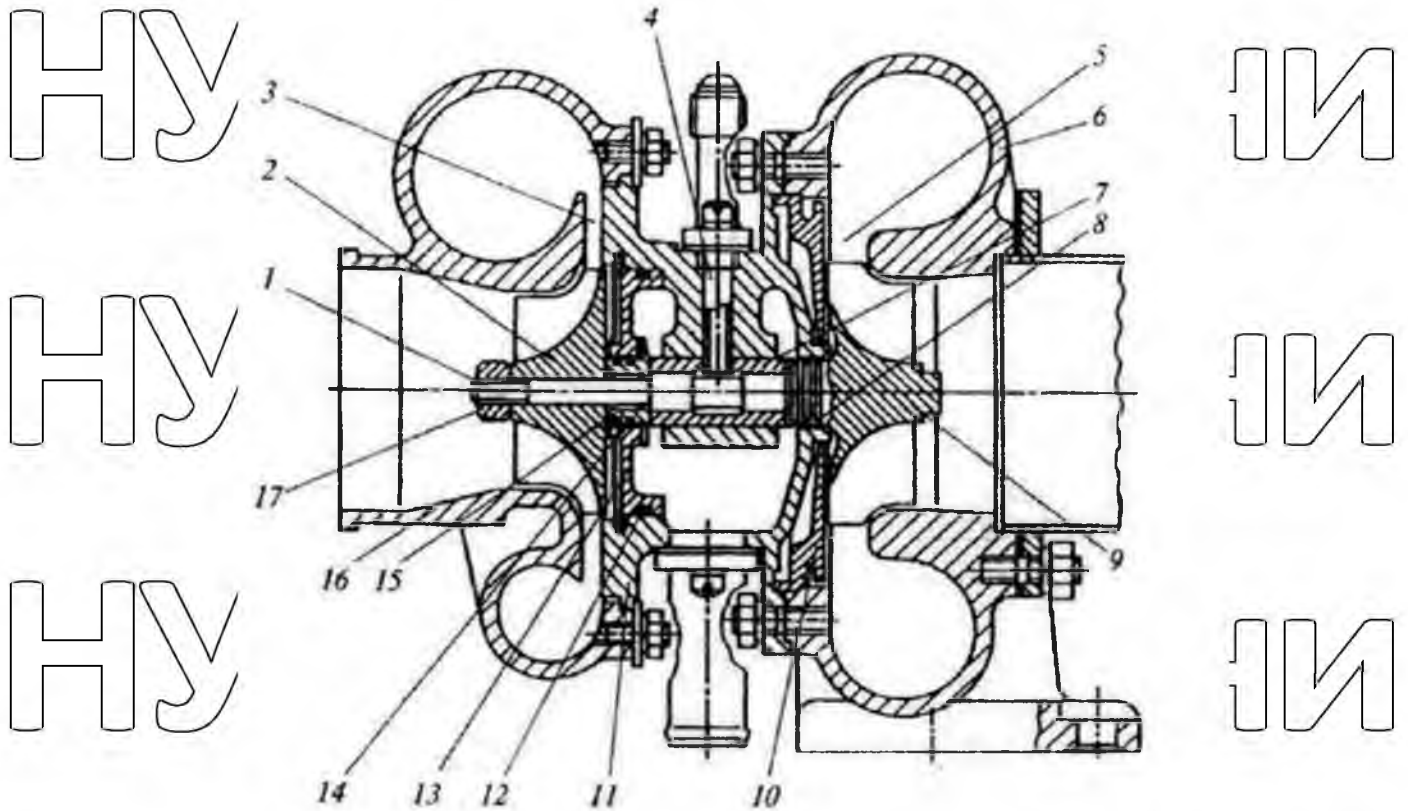


Рисунок 1.6 – Типорозмірний ряд турбокомпресорів

В результаті застосування турбокомпресорів з меншим діаметром робочих коліс зменшилася їхня маса, а отже інерційність, що позитивно вплинуло на розгінну характеристику.

В даний час відповідно до типорозміру вітчизняні турбокомпресори встановлюються на двигуни наступних марок мобільних засобів: ТКР-4,5 – бензинові двигуни ВАЗ; ТКР-5,5 – двигуни ВАЗ, АЗЛК, УМВ, ВМЗ; ТКР-6,5, ТКР-7,5 – дизельні двигуни КамАЗ, ЗІЛ, ГАЗ; ТКР-9 – дизельні двигуни ЯМЗ (МАЗ, БелАЗ, КрАЗ, Кіровоць), ТКР-11 – дизельні двигуни ЯМЗ, СМД.

В даний час для наддуву автотракторних двигунів серійно виготовляють тільки турбокомпресори ТКР-11 (рисунк 1.7).



1 – вал ротора; 2 – робоче колесо компресора; 3 – дифузор компресора; 4 – фіксатор втулки валу; 5 – напрямний апарат турбіни; 6 – корпус турбіни; 7 – втулка підшипників; 8, 14 – металеві кільця ущільнювачів; 9 – робоче колесо турбіни; 10 – тепловий екран; 11 – корпус підшипникового вузла; 12 – кільце ущільнювача; 13 – кришка ущільнення; 15 – втулка ущільнення; 16 – корпус компресора; 17 – гайка

Рисунок 1.7 – Схема турбокомпресора ТКР-11

Параметри турбокомпресорів для автомобільних двигунів наведено в таблиці 1.1.

При аналізі даних таблиці 1.1 видно, що зі зростанням діапазону потужностей, кВт двигунів з наддувом діаметр коліс компресора і турбіни підвищується з 45 до 110 мм. Також збільшується ступінь підвищення тиску та подача компресора. Але при цьому зростання вихідних параметрів ТКР помітно додає їх масиві та габаритні характеристики.

Таблиця 1.1 – Параметри турбокомпресорів для вітчизняних автомобільних двигунів

Найменування параметру	Типорозмір турбокомпресора					
	ТКР-4,5	ТКР-5,5	ТКР-6,5	ТКР-7,5	ТКР-9	ТКР-11
Діаметр коліс компресора та турбіни, мм	45...50	55...60	65	70...80	90...95	110
Діапазон потужностей двигунів з наддувом при одному ТКР на двигуні, кВт:						
– дизелі	30...70	45...100	65...150	90...220	200...350	320...550
– бензинові	45...90	60...135	-	-	-	-
Ступінь підвищення тиску	2,2	2,2	2,5	3,0	3,0	3,0
Подача компресора при $\rho_K = 2,0$, кг/с	0,12	0,18	0,25	0,35	0,51	0,75
Максимальна температура газу перед турбіною, До:						
– дизелі	975	975	975	975	975	975
– бензинові	1225	1225	-	-	-	-
Маса турбокомпресора, кг	4,5	5,5	6,5	8,5	16	22
Основні розміри, мм:						
– довжина	180	200	210	220	270	310
– ширина	130	140	155	170	210	260
– висота	130	150	165	180	230	290

1.4 Взаємозв'язок режимів експлуатації МЕЗ із показниками працездатності ТКР

Особливу увагу слід приділити запуску та особливо зупинці двигуна, обладнаного системою газотурбінного наддуву. При пуску такого двигуна не можна відразу встановлювати високу частоту обертання колінчастого валу, оскільки масло в піддоні двигуна густе, а турбокомпресор знаходиться в найвіддаленішій точці мастил. Олія для змащування підшипника ТКР надходить із деякою затримкою, внаслідок масляного голодування настає підвищений знос підшипника. Тому оберти двигуна рекомендується збільшувати лише після прогрівання двигуна. Усі несприятливі наслідки, що виникають внаслідок холодного пуску двигунів з турбонаддувом, відображено

у рекомендаціях посібника з експлуатації автотракторних двигунів провідних зарубіжних фірм: Cummins, Caterpillar, Scania тощо. Наприклад, зупинка двигуна із турбокомпресором має свої особливості. Двигун з

турбокомпресором після роботи під навантаженням не можна зупиняти відразу, оскільки ротор турбокомпресора обертається з величезною швидкістю (40–170 тис. хв⁻¹) і, що омивається газами з температурою 700–800 °С, має високу температуру деталей [163]. При зупинці двигуна відразу після зняття навантаження тиск у системі мастила, а відповідно, і в ТКР практично

миттєво стає рівним нулю. Турбокомпресор під впливом високих динамічних та термічних навантажень, залишившись без мастила та охолодження, в умовах масляного голодування піддається прискореному аварійному зносу, локальному перегріву та виходу з ладу.

Щоб запобігти настанню цих негативних наслідків при зупинці двигуна з турбокомпресором, застосовують турботаймер – пристрій, який протягом деякого часу не дозволяє заглушити двигун, а допускає його зупинку лише після зниження обертів ротора та зниження температури його деталей. Однак цей пристрій лише частково вирішує проблему виходу з ладу турбокомпресора під час зупинки двигуна. Наприклад, при зупинці двигуна під навантаженням, що раптово виникло, турботаймер марний [27, 49, 51].

В даний час провідні фірми в галузі конструювання та випуску турбокомпресорів ведуть науково-дослідні та конструкторські роботи, спрямовані на підвищення експлуатаційної надійності турбокомпресорів автотракторних двигунів, зокрема, на підвищення надійності системи змащення пар тертя турбокомпресорів [16]. Основні напрями цієї роботи полягають у наступному (рисунк 1.8):

- застосування нових, більш високоякісних мастил та збільшення ступеня маслоємності поверхонь тертя турбокомпресорів [7, 8];
- застосування автономної, незалежної від двигуна системи змащення турбокомпресора [14, 19, 20];
- застосування турботаймера [43];

застосування більш ефективного рідинного охолодження підшипників турбокомпресора [11, 54];

застосування гідроакумулятора в системі змащення підшипників турбокомпресора [41, 49, 50, 53].

Проводячи аналіз напрямів подальшого вдосконалення системи мастила турбокомпресорів, ми приходимо до висновку, що зміни в системі мастила ТКР за першим напрямом несуттєві та економічно недоцільні, незважаючи на те, що нові мастила знижують ризик закоксування його залишків у мастильних каналах. Але при цьому з огляду на ціну олії зростають експлуатаційні витрати [14, 16].

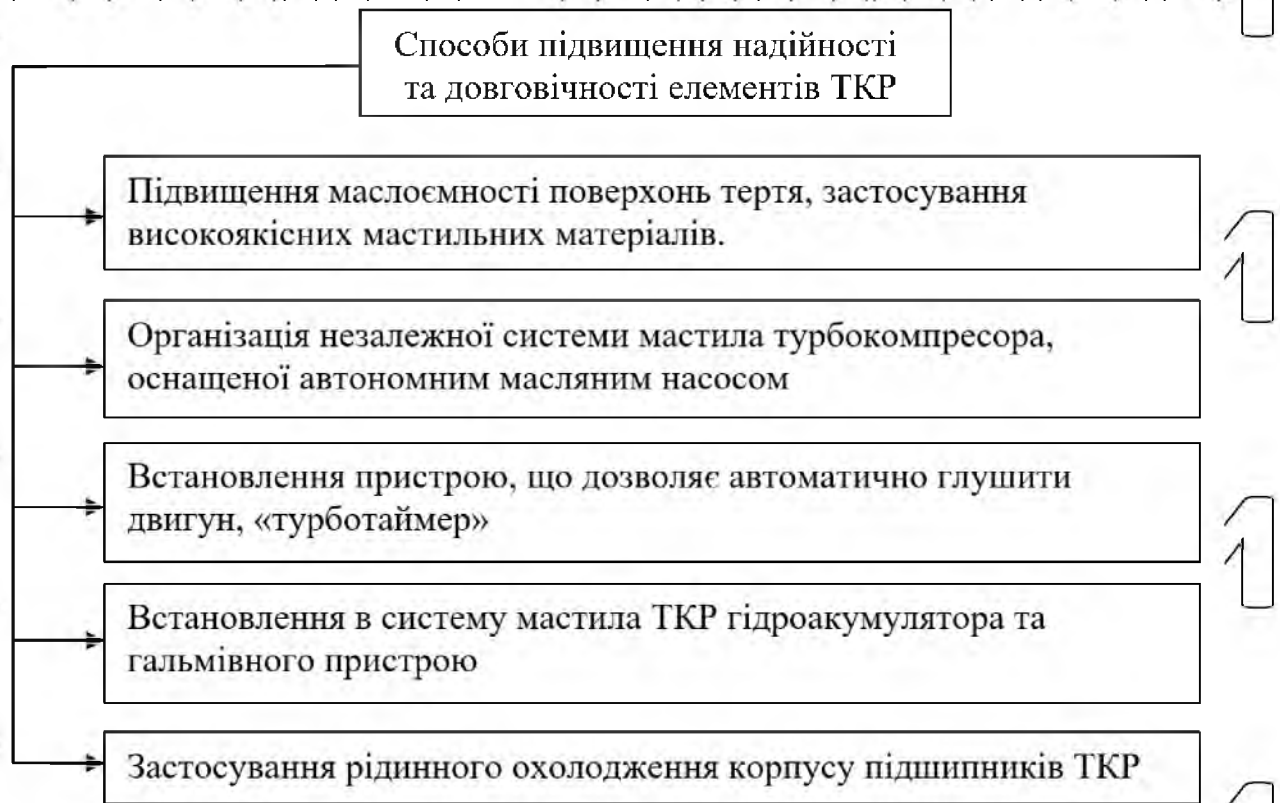


Рисунок 1.8 – Основні способи та напрями підвищення надійності та довговічності елементів ТКР

У разі застосування незалежної (автономної) системи мастила вирішуються всі вищезазначені проблеми, проте дана система має високу складність, вартість, займає додаткове місце і додає кількість деталей, що

знижує безвідмовність всього двигуна в цілому, крім того, зростає трудомісткість проведення РВВ, а також виникають додаткові експлуатаційні витрати [14, 16, 17].

При застосуванні турботаймера не вирішуються всі вищеописані проблеми, пов'язані із зупинкою двигуна, оскільки зупинка двигуна може статися без втручання водія (машиніста, оператора). Наприклад, при раптовому навантаженні, коли турботаймер марний, і т.д. Турботаймер є складним електронним пристроєм, що знижує рівень безвідмовності двигуна

загалом, підвищує його вартість. І навіть беручи до уваги те, що цей пристрій знижує тяжкість наслідків виходу турбокомпресора з ладу, економічно доцільним його визнати не можна. Справа в тому, що в ряді європейських країн з міркувань забруднення довкілля час роботи двигунів на холостому ході обмежений [11, 15, 18, 30].

Застосування для охолодження підшипників турбокомпресора рідинної охолоджувальної сорочки набуває все більшого поширення, це дозволяє знизити теплову навантаженість підшипників, що запобігає явищу закоксування олії. Однак і цей пристрій не вирішує всіх проблем, що

виникають при зупинці двигуна. Справа в тому, що при зупинці двигуна зупиняється не тільки насос системи мастила, але й насос системи охолодження, що спричиняє локальний перегрів деталей турбокомпресора. Крім того, сорочка рідинного охолодження корпусу і, відповідно, підшипників турбокомпресора збільшує металоємність та конструктивну складність всього агрегату загалом [15].

Проведений аналіз вітчизняних та зарубіжних конструкцій турбокомпресорів, режимів роботи ДВЗ при використанні МЕЗ у рослинництві у складі польових МТА (з урахуванням високої стохастичності динамічних навантажень на валу ДВЗ) визначає необхідність підвищення експлуатаційної надійності ТКР дизелів.

Один із найпростіших та найнадійніших способів продовження ресурсу ТКР – встановлення гідроаккумулятора. Проведемо аналіз типів гідроаккумуляторів, відомих нині.

Гідропневматичні акумулятори. Основним призначенням гідропневматичних акумуляторів є акумулювання гідравлічної енергії в періоди пауз у споживанні її гідравлічними агрегатами системи. Застосування гідропневматичних акумуляторів дає змогу обмежити потужність насосів середньою потужністю споживачів гідравлічної енергії або забезпечити в системах з епізодичною дією споживачів перерви в роботі насосів.

Увімкнення насоса на заряджання акумулятора після його розрядження та вимкнення після закінчення заряджання здійснюються спеціальними клапанами, які реагують на зміну тиску в акумуляторі.

Гідропневматичний акумулятор являє собою закриту посудину тієї чи іншої форми, заповнену стисненим повітрям (або газом) з початковим тиском. При подачі в цю посудину рідини об'єм повітряної камери зменшується, внаслідок чого тиск повітря підвищується. Кількість поданої в акумулятор рідини та середній робочий тиск повітря визначають його енергоємність, яка може бути повністю або частково використана при розрядженні акумулятора.

В акумуляторах, які застосовуються в гідравлічних системах літаків, рідина та повітря зазвичай розділені поршнем або іншими засобами. Необхідність у поділі середовищ викликана в основному здатністю рідини розчиняти повітря [27, 51, 52].

Залежно від типу застосовуваного роздільника рідинного та повітряного середовища розрізняють поршневі та діафрагмові акумулятори, обидва ці типи акумуляторів призначені для тиску до 300 кг/см^2 [8, 9, 28].

Найбільш простим типом акумулятора є гідропневматичний поршневий.

Герметизація поршня в циліндрі досягається застосуванням гумових кілець, основним призначенням яких є ущільнення повітряного середовища з метою запобігання розрядженню акумулятора в неробочому стані. Працюючи

аккумулятора, тобто, коли його поршень перебуває у зваженому положенні, тиск масла та тиск повітря фактично рівні, і кільця ущільнювачів не потрібні.

Так як забезпечити ущільнення повітряного середовища значно важче, ніж рідинне, в деяких аккумуляторах застосовують так званий рідинний затвор.

Очевидно, що вказаний аккумулятор допускає лише таку вертикальну установку, при якій повітряна порожнина була б у верхньому положенні.

1.5 Напрями конструктивного вдосконалення ТКР з метою підвищення

працездатності та безвідмовності

У процесі експлуатації турбокомпресорів їхня надійність безпосередньо залежить від кількості часу роботи на аварійних режимах, таких як недостатня

частота обертання колінчастого валу при максимальному завантаженні

двигуна та високій температурі вихлопних газів. На цих режимах роботи потік

мастильного масла, що направляється до ТКР, не забезпечує належного охолодження підшипника ТКР. Для підвищення експлуатаційної надійності

ТКР у даному випадку застосовують установку коректора подачі палива за

тиском повітря, що нагнітається, в регулятори частоти обертання ТНВД

дизеля. Дана зміна дозволяє дизелю працювати в обмежувальному режимі.

Вбудовані в регулятори коректори забезпечують захист ТКР при роботі дизеля на перехідних процесах і при неветановлених режимах із зменшенням та

збільшенням навантаження на двигун за допомогою виключення роботи в

аварійних експлуатаційних режимах. Робота двигуна в обмежувальному

режимі виключає аварійний режим функціонування ТКР, а також у період пуску та зупинки двигуна і, відповідно, розгону та зупинки ротора ТКР [7].

На думку експертів та фахівців у галузі виробництва та конструювання

турбокомпресорів, подальше підвищення рівня надійності ТКР нового

покоління можливо буде забезпечити за рахунок застосування більш досконалої технології виготовлення та зміни конструкції ТКР, а саме:

застосуванням вбудованих коректорів подачі палива на 10-25%;

удосконаленням підшипникового вузла на 15-20%; модернізацією системи мастила ДВС на 5-7%; застосування нових конструкційних матеріалів на 10-13%; покращенням відведення тепла від корпусу ТКР на 10-20%; зменшення рівня вібрації деталей ТКР на 2-5%; зменшення рівня теплової напруженості деталей ТКР на 5-10% [15, 16, 20, 27, 49].

При зупинці двигуна в ТКР відбувається значне підвищення температури всіх його деталей внаслідок припинення подачі олії із системи мастила ДВС, що спричиняє локальний перегрів окремих деталей ТКР, їх кораблення та розтріскування.

Вирішення цього завдання можливе після ретельного аналізу всіх процесів та режимів роботи ТКР, факторів, що впливають на його безвідмовну роботу та прийняття нових технологічних рішень для внесення змін до конструкції ТКР.

З практики експлуатації двигунів із ТКР відомо, що основними показниками надійності ТКР є показники ресурсу (зносоустійкості) підшипникового вузла. Найчастішим видом відмови ТКР є заклинювання валу (ротора) [58, 59].

Проводячи порівняльний аналіз визначальних факторів, що впливають на експлуатаційну надійність ТКР, ми дійшли висновку про причини, що зумовлюють прояв основної відмови ТКР – заклинювання:

1. Перевищення граничних значень параметрів (динамічних і температурних) під час роботи ТКР на критичних режимах, які призводять до порушення стійких процесів у парах тертя, що й каже необхідність вивчення фізики процесу.
2. Явище закоксування мастила в каналах мастила ТКР.
3. Явище розцентрування (зміщення) осей та отворів деталей ТКР в галузі турбіни.
4. Підвищена витрата олії через ТКР.
5. Деформація корпусу ТКР, що спричиняє зменшення зазорів.
6. Локальний перегрів деталей ТКР під час зупинки дизеля.

7. Інтенсивне зношування підшипника ТКР за відсутності мастила після зупинки дизеля.

8. Недостатнє надходження мастила (олійне голодування) у підшипниках ТКР.

Приблизний розподіл несправностей, що зустрічаються, між системами та механізмами двигуна представлено в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Зразковий розподіл несправностей, що зустрічаються між системами і механізмами двигуна

Системи та механізми	Несправності
Миліндропоршнева група	13,05
Кривошипно-шатунний механізм	17,87
Газорозподільчий механізм	4,5
Турбокомпресор	6,91
Система харчування	22,59
Система охолодження	10,42
Система змазки	3,95
Головка блоку циліндрів	7,89

Усі чинники, що впливають безаварійну роботу ТКР, можна розділити втричі категорії (рисунок 1.9).

Основна дія конструктивних факторів спрямована на умови змащення та буде нами розглянута у рисунку 1.9.

Технологічні фактори здебільшого формуються та вдосконалюються на заводах-виробниках, тому не входять до галузі дисертаційного дослідження.

Розглянемо експлуатаційні чинники докладніше.

Недостатнє надходження масла до ТКР із системи змащення двигуна погіршує охолодження та змащування підшипників ТКР, що може призвести до заклинювання ротора. При модернізації підшипникового вузла ТКР слід

враховувати режими роботи цього вузла, його конструктивні особливості, характеристики всіх елементів ТКР, їх взаємозв'язок та взаємозплив.

НУБІП України



Рисунок 19 Фактори, що впливають на безаварійну роботу ТКР

Пружні деформації, що виникають у корпусі ТКР при його роботі, сприяють зменшенню зазорів між деталями ТКР, що обертаються і перебувають у статичі, і, як наслідок, вони можуть зіткнутися, що неминуче призведе до удару, зростання втрат на тертя, зростання температури ТКР, заклинювання ротора і руйнування корпусу [41, 42, 47, 56].

Щоб уникнути подібних відмов, ведеться постійне вдосконалення конструкцій підшипників турбокомпресорів. Поряд із підшипниками ковзання ведуться роботи із застосування інших видів підшипників, з покращеними характеристиками газодинамічні підшипники (з газовим мастилом), підшипники кочення, активні магнітні підшипники тощо. [7, 18, 39]. Однак це

НУБІП України

повністю вирішує проблеми підвищення експлуатаційної надійності турбокомпресорів. Щоб забезпечити підвищення експлуатаційної надійності, потрібно забезпечити змащення та охолодження підшипників у період вибігу ротора ТКР при зупинці двигуна та обмежити час його вибігу.

Аналіз наукових досліджень з даної теми показав, що хоча конструкторами та вченими ведуться активна робота та дослідження щодо збільшення експлуатаційної надійності турбокомпресорів, єдиної думки серед учених щодо способів вирішення цієї проблеми немає [1, 2, 4, 6, 49].

Статистика відмов сучасних турбокомпресорів дозволяє зробити такі

ВИСНОВКИ:

1. Частка відмов турбокомпресорів становить приблизно 7–30% від загального обсягу відмов двигунів.

2. Найбільше відмов турбокомпресорів посідає підшипниковий вузол, його надійність недостатня.

3. Основний вплив на надійність підшипникового вузла має локальний перегрів деталей ТКР, закоксовування залишків мастила в масляних каналах і масляне голодування, що виникає внаслідок цього, а також режим сухого тертя в період зупинки двигуна.

4. Значний вплив на процеси, що виникають у парах тертя турбокомпресора, робить режим роботи двигуна перед зупинкою. Різка зупинка двигуна, оснащеного газотурбінним наддувом, після роботи на високих обертах та навантаженні призводить до виходу ТКР з ладу.

Сутність проблемної ситуації полягає у погіршенні режиму змащення підшипників турбокомпресора при різкому зниженні обертів колінчастого валу або зупинці ДВЗ внаслідок стохастичного зростання моменту опору на колінчастому валу. Внаслідок порушення штатного режиму мастила скорочується подача олії, її тиск, що зумовлює масляне голодування, підвищує теплонапруженість деталей ТКР.

Наукова гіпотеза забезпечити штатний режим змащення підшипників ротора ТКР при зниженні обертів колінчастого валу, тобто, необхідну подачу

та тиск олії в підшипниках, дозволяє застосування автономного гідроаккумулятора, який компенсує необхідну подачу олії з її штатними характеристиками тиску. Так як у цьому випадку збільшується тривалість вибігу ротора в 1,5...2,5 рази і, як наслідок, потрібний більший об'єм гідроаккумулятора, то для скорочення часу вибігу ротора доцільно застосування гальмівного пристрою. Отже, застосування автономного мастильно-гальмового пристрою дозволить забезпечити штатний режим змащення підшипників турбокомпресора при різкому зниженні обертів колінчастого валу або аварійної зупинки двигуна під час перевантаження.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ МАЗЕННЯ ТА ГАЛЬМУВАННЯ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕСОРА ПРИ ВИКОРИСТАННІ АВТОНОМНОГО МАСТИЛЬНО-ГАЛЬМІВНОГО ПРИСТРОЮ

2.1 Цілі та завдання теоретичних досліджень

Штатний процес роботи ДВЗ, обладнаного ТКР, характеризується встановленими заводом-виробником параметрами функціонування, що знаходяться в заданих межах, що забезпечують оптимальний режим мастила та охолодження елементів ТКР. Однак у практиці експлуатації ДВЗ з ТКР мають місце відхилення від штатних режимів, які називаються стохастичними. Стохастичний означає випадковий (імовірнісний) процес зміни у часі стану або характеристик деякої системи під впливом різних випадкових факторів.

Стохастичність режимів, як свідчить практика експлуатації сільськогосподарських машин, становить від 10 до 25% і більше [24, 32, 37, 38]. Виключити її у повному обсязі неможливо, тому потрібна розробка інноваційних технічних рішень. Стохастичний процес роботи ДВЗ спільно з ТКР становить значну складність, яка полягає в:

- випадковості та фактичної несподіванки появи стохастичних режимів;
- мінімальних тимчасових рамках реалізації цих режимів;
- існуванні багатьох зв'язків між зовнішніми впливами, що викликають стохастичність, і процесами, що відбуваються в системі змащення підшипників ТКР.

Нівелювати перелічені прояви стохастичності можливо шляхом дослідження взаємозв'язку між цими режимами та процесами, що протікають у системі мастила ТКР.

Дані взаємозв'язки формуються в процесі подачі олії до підшипників ТКР, витоків олії через зазори сполучення і включають цілу низку фізичних закономірностей, що зумовлюють ці зв'язки [36, 55].

Теоретичні дослідження спрямовані на пошук технічних рішень, що дають змогу здійснювати миттєву компенсацію наслідків стохастичних режимів та забезпечувати при цьому штатні режими мастила ТКР [11].

Метою цього теоретичного дослідження є встановлення взаємозв'язку параметрів функціонування автономного мастильно-гальмівного пристрою та турбокомпресора при стохастичному навантаженні ДВЗ.

Відповідно до послідовності введення в конструкцію штатної системи мастила ТКР нових конструктивних заходів розглянемо цей процес у наступному порядку [41, 55]: 1) аналіз фізичної сутності функціонування ТКР при стаціонарному навантаженні ДВЗ; 2) дослідження фізичної сутності функціонування ТКР при стохастичному навантаженні ДВЗ; 3) спостереження фізичної сутності функціонування ТКР при стохастичному навантаженні ДВЗ та функціонуванні гідроаккумулятора та гальмівного пристрою.

Фізична сутність процесу функціонування ТКР при стаціонарному режимі роботи ДВЗ. Розглянемо штатну (стаціонарну) роботу ТКР, яка характеризується сталістю швидкісного режиму ДВС і ТКР, сталістю мастильного режиму підшипників ТКР і тепловим режимом, що встановився [121, 171]. Пояснимо це з прикладу (рисунок 2.1).

При функціонуванні ТКР зі штатною системою мастила у стаціонарних умовах взаємозв'язок робочих параметрів ДВС, ТКР в умовах експлуатації МЕМ можна подати у вигляді рисунку 2.1. Момент опору RH, H (лінія 1) практично знаходиться поблизу середньої величини $RHCP, H$ [130].

Постійний момент опору створює умови для сталості (незмінності значень) робочих параметрів ДВЗ та ТКР. Так, наприклад, частота обертання коліщастого валу ДВС $n_{ДВС}, хв^{-1}$, (лінія 2) підтримується поблизу номінальної при виконанні роботи МТА та МЕС. У той же час і частота обертання ротора ТКР $n_{ТКР}, хв^{-1}$ (лінія 4) підтримується на постійному рівні.

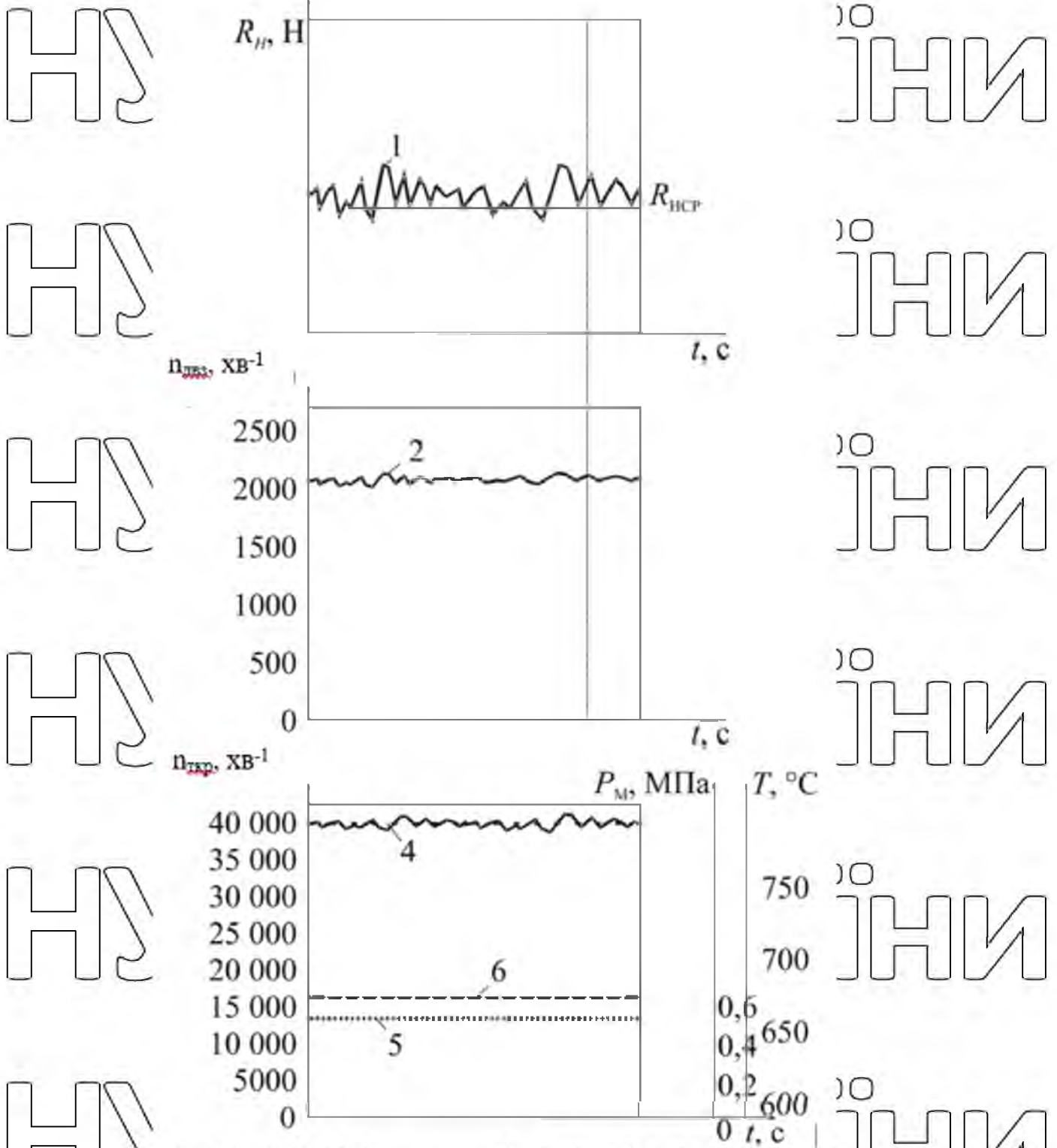


Рисунок 2.1 Взаємозв'язок робочих параметрів ДВС, ТКР зі штатною системою мастила в умовах експлуатації MEM: а) залежність моменту опору $R_{н}$, Н (лінія 1), від часу t , с; б - залежність частоти обертання колінчастого валу ДВС $n_{крз}$, XB^{-1} , (лінія 2), від часу t , с; в - залежність частоти обертання ротора ТКР $n_{крр}$, XB^{-1} , (лінія 4), тиску в масляній магістралі $P_{м}$, МПа, (лінія 5), температури корпусу ТКР T , $^{\circ}C$, (лінія 6), від часу t , с.

Наприклад, для ТКР-11Н2 - 40000 хв⁻¹. Процес змащування елементів ДВС і ТКР характеризується сталістю величини тиску маєляної магістрали РМ, МПа, (лінія 3). При цьому забезпечується рідинний режим тертя з

номінальним відведенням тепла від елементів ТКР, що труться. Температура корпусу ТКР Т, °С (лінія 6) знаходиться на деякому середньому рівні,

оптимальному для роботи ТКР. Постійність (стаціонарність) режимів при всьому бажанні не вдається забезпечити в процесі експлуатації с.-г. техніки.

Так, під час здійснення енерговитратних операцій (оранки, боронування, культивуації) стаціонарність порушується [18, 22, 45]. Викликано це буває

значними перевантаженнями, зумовленими нерівномірністю опору ґрунту, ненавмисними зупинками ДВЗ. Це проявляється у зниженні частоти обертання

колінчастого валу ДВЗ, частоти обертання ротора ТКР та, як наслідок, у настанні умови напіврідинного та сухого тертя підшипників ТКР. В результаті

збільшується температура деталей ТКР, підвищується їх знос і прискорюється руйнація. Пояснимо стохастичність навантаження рисунку 2.2.

На рисунку 2.2 представлений взаємозв'язок робочих параметрів ДВС, ТКР зі штатною системою мастила в умовах експлуатації MEM при раптовому

зростанні моменту опору. Пояснимо представлене рисунку 2.2. У початковий момент часу t_0 і до часу t_1 МЕС виконує роботу при постійній величині

моменту опору на маховику ДВЗ ($R = \text{const}$). У певний момент часу t_1 під час виконання МТА стикається з

несподіваним опором. На тимчасовій ділянці t_1-t_2 спостерігається різке зростання зовнішнього навантаження ДВС R_H (лінія 1). Причому значення

моменту опору змінюється від початкового R_{H1} до максимального R_{H3} . Стійкість режиму функціонування систем ДВЗ порушується. В

результаті частота обертання колінчастого валу ДВЗ $n_{ДВЗ}$ (лінія 2) різко знижується до нуля, при цьому ротор ТКР переходить у режим вільного

вибігу, і його частота обертання $n_{ТКР}$ (лінія 4) починає знижуватися. Однак

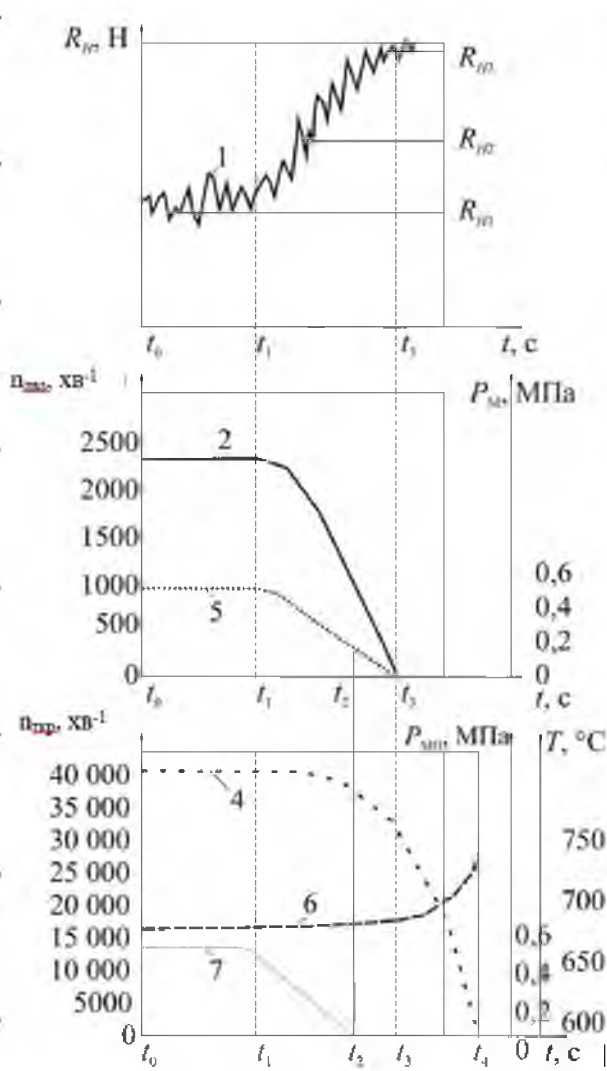
зниження частоти обертання ротора ТКР продовжується до тимчасового значення t_4 .

НУБІ

НУБІ

НУБІ

НУБІ



ІНИ

ІНИ

ІНИ

ІНИ

Рисунок 2.2 – Взаємозв'язок робочих параметрів ДВЗ, ТКР зі штатною системою мастила в умовах експлуатації MEM при раптовому зростанні моменту опору, а – залежність моменту опору R_{op} , Н, (лінія 1) від часу t , с; б – залежність частоти обертання ДВС $n_{ДВС}$, xh^{-1} (лінія 2) від часу t , с; в – залежність частоти обертання ротора ТКР n_{TKP} , xh^{-1} , (лінія 4), тиску в масляній магістралі підшипника ТКР P_{ol} , МПа, (лінія 7) та температури деталей ТКР T , $^{\circ}C$, (лінія 6) від часу t , с; R_{op1} , R_{op2} , R_{op3} – значення моменту опору початкового, середнього та максимального, Н; t_0 – Початковий момент часу, с; t_1 – момент часу, що відповідає початку зростання навантаження на ДВС, с; t_2 – момент часу, що відповідає припиненню подачі олії в підшипники та вузли ТКР, с; t_3 – момент часу, t_4 – момент часу, що відповідає повній зупинці ротора ТКР, с

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

Вже на часовій ділянці t_1-t_2 температура корпусу ТКР та його деталей T , °C (лінія 6) починає зростати. Але темпи зростання температури значно посилюються на тимчасовій ділянці t_2-t_4 , оскільки величина тиску в центральній олійній магістралі знаходиться на нульовому рівні.

На тимчасовій ділянці t_2-t_4 здійснюється вільний вибіг ротора ТКР фактично при нульовому тиску масляної магістралі перед підшипником ТКР. Цей процес супроводжується локальним перегрівом масла в зазорі підшипника ТКР і, як наслідок, його закоксування в каналах. У той же час температура інших елементів ТКР виходить за межі штатного режиму функціонування. Все це супроводжується неприпустимим тепловим розширенням деталей та пластичними деформаціями [14, 22, 29, 57].

Таким чином, виникає завдання: необхідно забезпечити на тимчасовій ділянці t_2-t_4 додаткову подачу олії у зазор підшипника ТКР з метою зниження його теплової напруженості [122].

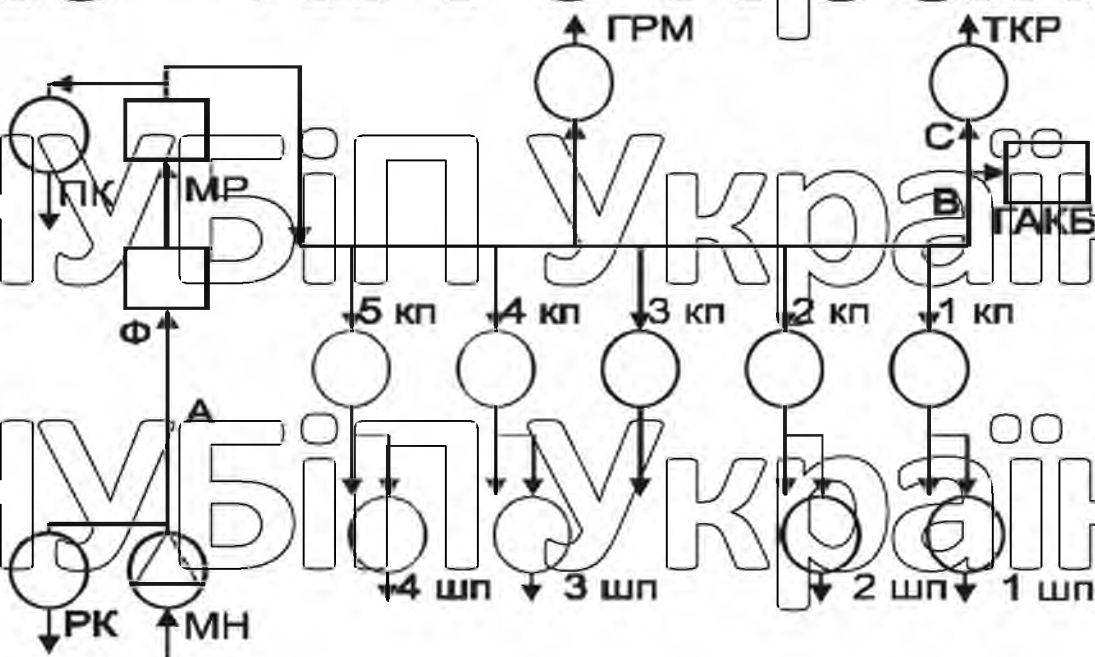
Зменшити теплову напруженість деталей ТКР та забезпечити параметри вибігу, еквівалентні штатній роботі ТКР, дозволяє установка в масляну магістраль гідроаккумулятора, що здійснює підживлення пар тертя в період вільного вибігу ротора ТКР. Цей захід дозволяє збільшити термін служби ТКР без додаткових конструктивних доробок деталей ТКР.

2.2 Теоретичне обґрунтування параметрів гідроаккумулятора

Для ступінчастого дослідження процесу подачі олії до елементів системи змащення розіб'ємо процес подачі олії на ряд ділянок (А, В, С), що дають змогу дослідити роботу всіх елементів системи змащення та підшипників ТКР (рисунок 2.3):

1. Ділянка (А) руху олії від масляного насоса до загального трійника живлення підшипника турбокомпресора.
2. Ділянка (В) руху олії від загального трійника живлення підшипника турбокомпресора до гідроаккумулятора (енергоаккумулятора).

3. Ділянка (С) руху масла від гідроаккумулятора (енергоаккумулятора) до підшипника турбокомпресора.



А - ділянка руху олії від масляного насоса до загального трійника живлення підшипника турбокомпресора; В - ділянка руху олії від загального трійника живлення підшипника турбокомпресора до гідроаккумулятора (енергоаккумулятора); С - ділянка руху олії від гідроаккумулятора (енергоаккумулятора) до підшипника турбокомпресора; МН - масляний насос;

РК - редукційний клапан; Ф - фільтр; МР - масляний радіатор; ПК - перепусковий клапан; ГАКБ - гідроаккумулятор; ТКР - турбокомпресор; ГРМ - газорозподільний механізм; 1 кп, 2 кп, 3 кп, 4 кп, 5 кп - відповідно 1-й, 2-й, 3-й, 4-й та 5-й корінні підшипники; 1 шп, 2 шп, 3 шп, 4 шп - відповідно 1-й, 2-й, 3-й та 4-й шатунні підшипники

Рисунок 2.3 - Схема системи змащення

Зробивши розбивку процесу подачі масла (у послідовності руху масла)

на 3 ділянки, ми встановили значення вихідних даних для зіставлення рівнянь граничних умов. Розглянемо послідовно три ділянки малярної системи [8, 9, 10, 22, 28, 35, 36, 37].

Таким чином, час запізнення прямо пропорційно до в'язкості масла і назад пропорційно до перепаду тиску на довнопоточному фільтрі. У ході експлуатації у міру забруднення повнопоточного фільтра та олії час запізнення зростає. Перепад тиску при запуску ДВЗ спочатку зростає до певної величини, а потім у міру заповнення системи олією починає знижуватися [57]. В'язкість олії також є змінною. Вона знижується в міру прогріву олії [43, 56].

Розглянемо можливі варіанти роботи системи змащення турбокомпресора ДВЗ:

- 1) під час запуску двигуна внутрішнього згорання;
- 2) під час роботи на холостому ході;
- 3) при штатній роботі двигуна внутрішнього згорання з номінальною частотою обертання колінчастого валу;
- 4) при раптовій або аварійній зупинці двигуна внутрішнього згорання.

Можливі варіанти реалізації процесу запуску ДВЗ:

При $P_{ДА} = 0$ (тиск гідроаккумулятора дорівнює нулю).
Додавання в систему мастила двигуна ДАК відбується на загальному тепловому балансі системи. Буде відведено додаткову кількість тепла від елементів ТКР. У зв'язку з цим розглянемо тепловий баланс для корпусу ТКР та підшипника, а також уточнимо рівняння теплового балансу.

Таким чином, частина тепла при використанні ДАК буде відведена від підшипника до олії. Кількість тепла буде залежати від кількості масла, що прокачується в зазор, його початкової температури та властивостей. У будь-якому випадку це кардинально змінює процес змащення підшипника при вибігу. Розглянемо процес вибігу ротора ТКР у штатному режимі та при використанні ДАК.

Тобто, кінетична енергія рухомих мас ротора витрачається на подолання гальмівного моменту турбокомпресора. Цей момент складається з моменту механічних опорів обертання ротора, роботи на стиснення повітря в компресорі та моменту опору ротора об повітря.

Значення гальмівного моменту залежить від технічного стану турбокомпресора. У наших дослідженнях розглянути ТНР технічно справні. Знаючи величину моменту інерції ротора та залежність частоти обертання ротора від часу при вибігу $n = f(t)$, можна визначити математичний вираз

залежності гальмівного моменту від часу вибігу ротора. За даними заводу КамАЗ, момент інерції ротора, згідно із заводськими даними, $J = 0,1511 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

В результаті експериментальних досліджень Д. Я. Носирева та А. А. Свічкінова отримані дані, за якими на рисунку 2.5 побудовано залежність. Прийmemo її як теоретичну для вивчення взаємозв'язку часу вибігу ротора ТНР із частотою його обертання.

Дані на рисунку 2.5 узагальнені за трьома турбокомпресорами однієї марки КамАЗ (технічно справними). Залежність на рисунку 2.5 можна апроксимувати квадратичним рівнянням з достовірністю апроксимації 0,95:

$$\omega(t) = 2817 - 55,8 \cdot t + 0,289 \cdot t^2, \quad (2.3)$$

де t - час вибігу, с.

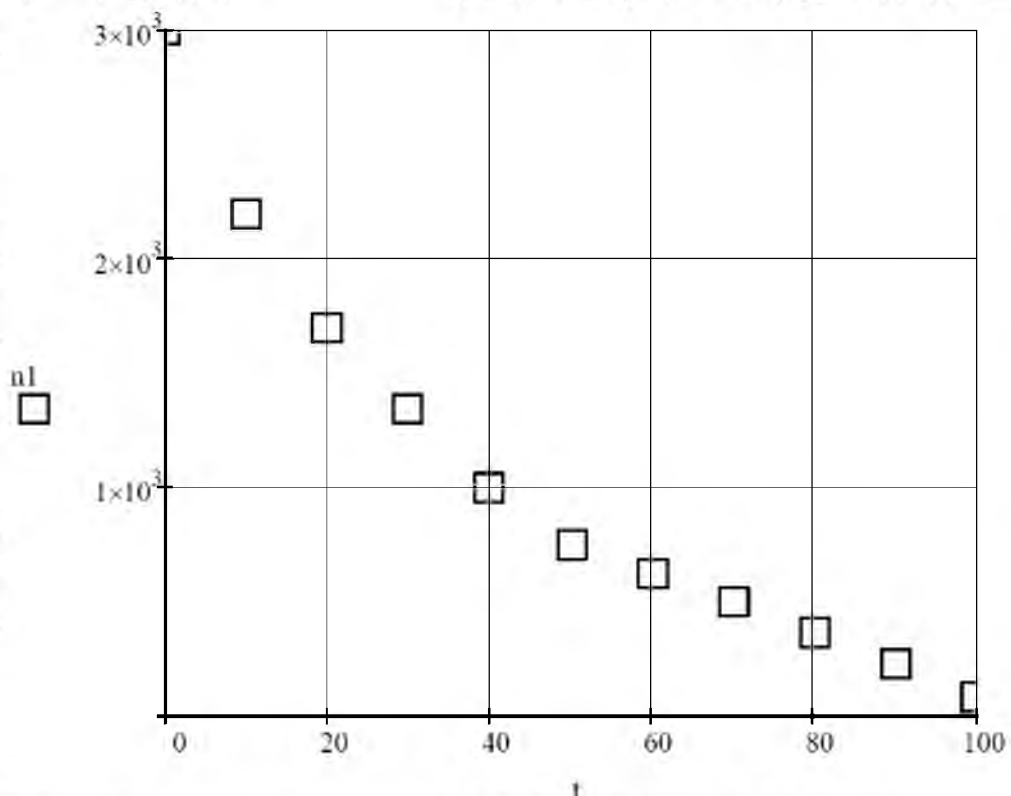


Рисунок 2.5 – Залежність частоти обертання n_1 , рад/с, від часу t , з, при вільному вибігу ротора турбокомпресора

Проте аналіз даних з вибігу ротора ТКР недостатній. Необхідно визначити графіки зміни гальмівного моменту у часі. Для можливості визначення гальмівного моменту в процесі вибігу необхідно визначити уповільнення.

При обчисленні першої похідної від рівняння (2.38) отримуємо лінійне рівняння залежності уповільнення при вільному вибігу ротора ТКР від часу вибігу. Підставляючи різні значення часу вибігу рівняння (2.39), побудуємо залежність уповільнення $n(t) = \varepsilon$, рад/с², від часу вибігу t , з (рисунок 2.6).

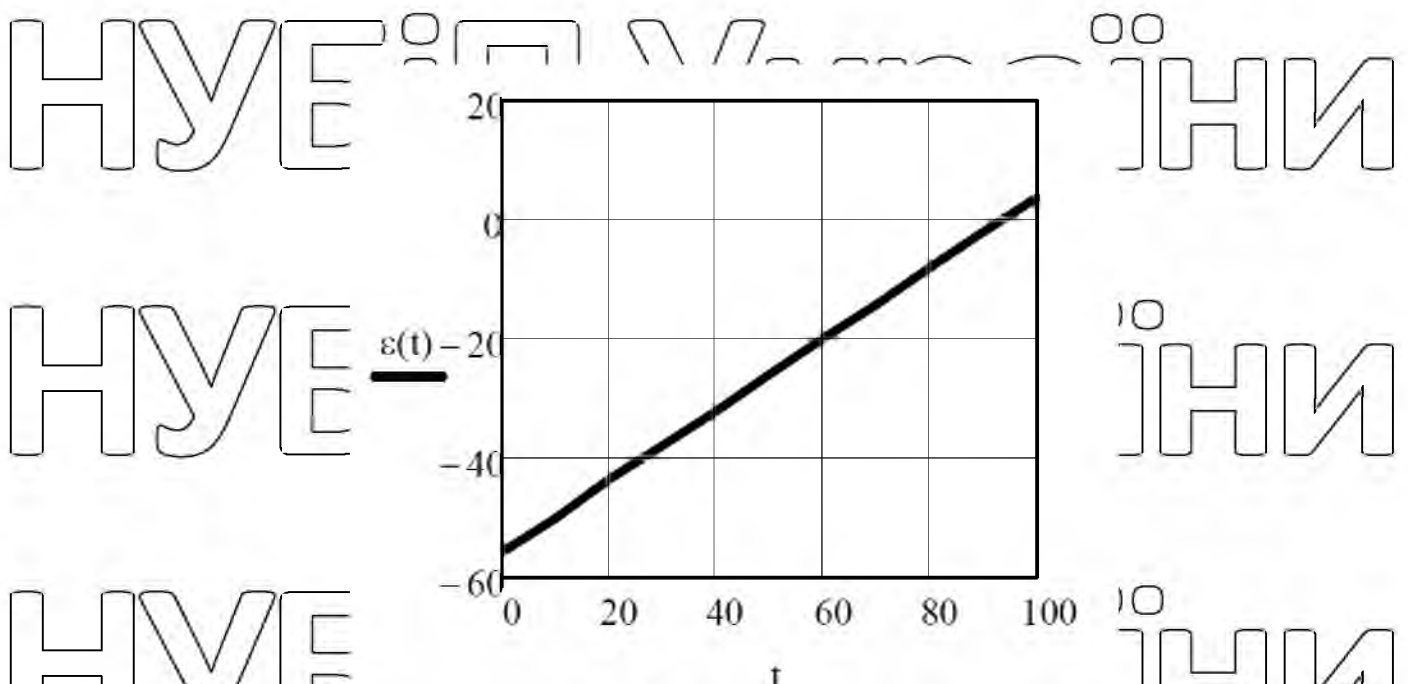


Рисунок 2.6 – Залежність уповільнення ротора ТКР $\varepsilon(t)$, рад/с², від часу вибігу t , с

Для отримання гальмівного моменту $M_{гор}$ помножимо значення уповільнення рисунку 2.6 на момент інерції ротора ТКР, який є постійною величиною для даного типу ТКР. В результаті отримаємо залежність гальмівного моменту M , Нм, від часу вибігу t , з:

$$M = I \cdot (-55,8 + 0,596 \cdot t) \quad (2.40)$$

де I – момент інерції ротора ТКР, кг м².

Як видно з рівняння (2.40) воно набуває лінійного вигляду. Підставляючи різні значення часу вибігу, визначимо залежність гальмівного моменту ротора ТКР від часу вибігу (рисунок 2.7).

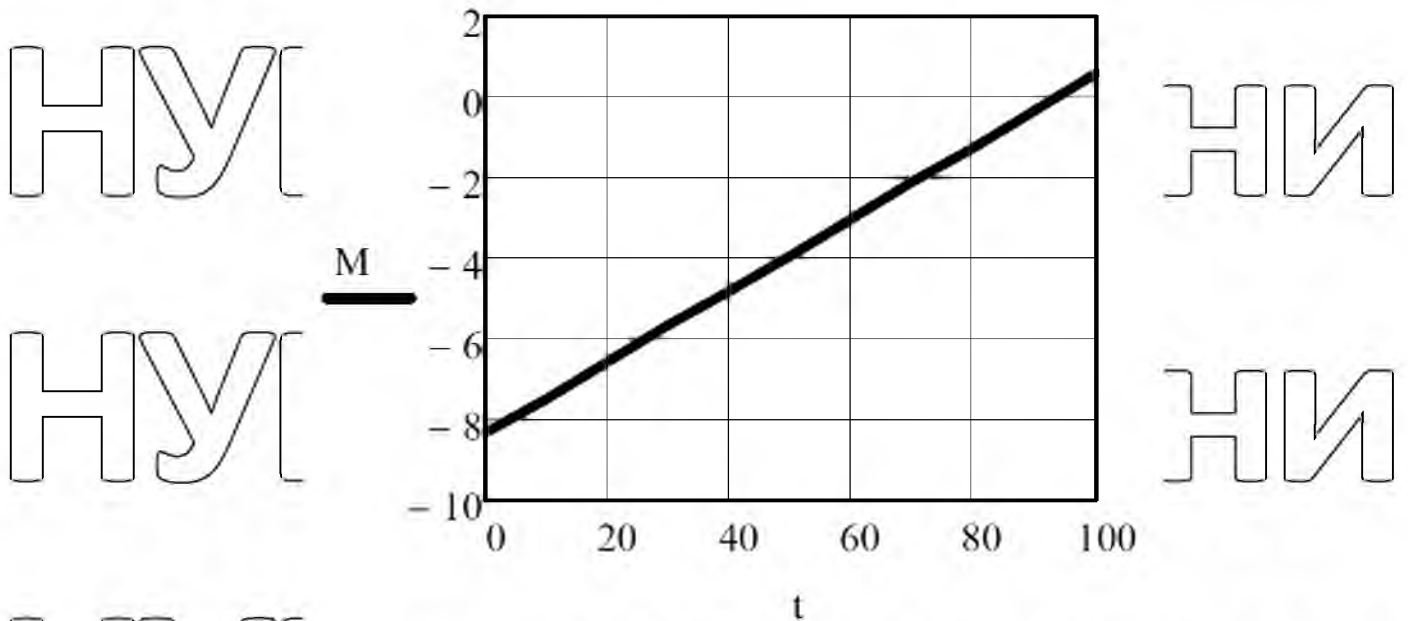


Рисунок 2.7 – Залежність гальмівного моменту M , Н·м, у процесі вільного вибігу ротора ТКР від часу вибігу t , с

Як видно, із залежності на рисунку 2.7 у початковий момент часу при $t_0 = 0$ гальмівний момент набуває максимального значення, що дорівнює $M_0 = -8$ Н·м. Далі лінійно момент зменшується і стає рівним 0 в момент часу $t_K = 95$ с.

Підррахуємо значення збільшення температури у мастильному шарі, підставляючи різні значення величини витрати масла через підшипник ТКР.

За $Q = 1,7 \cdot 10^{-5}$ м³/с (1 л/хв) $\Delta t = 27,5$ °С; За $Q = 3,3 \cdot 10^{-5}$ м³/с (2 л/хв) $\Delta t = 14,1$ °С; За $Q = 5,0 \cdot 10^{-5}$ м³/с (3 л/хв) $\Delta t = 9,3$ °С; За $Q = 6,6 \cdot 10^{-5}$ м³/с (4 л/хв) $\Delta t = 7,1$ °С; За $Q = 8,3 \cdot 10^{-5}$ м³/с (5 л/хв) $\Delta t = 5,6$ °С.

На підставі отриманих розрахункових даних побудуємо залежність збільшення температури в мастильному шарі підшипника ТКР (Δt , °С) від величини витрати масла через підшипник ТКР Q , м³/с (рис 2.8).

З графіка на рисунку 2.8 видно, що за $Q = 1,7 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$ (1 л/хв) збільшення температури в мастильному шарі підшипника ТКР становить $\Delta t = 27,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Головним завданням розрахунку є визначення максимального значення збільшення температури у шарі олії та підбір ГАК, що забезпечує необхідну подачу олії.

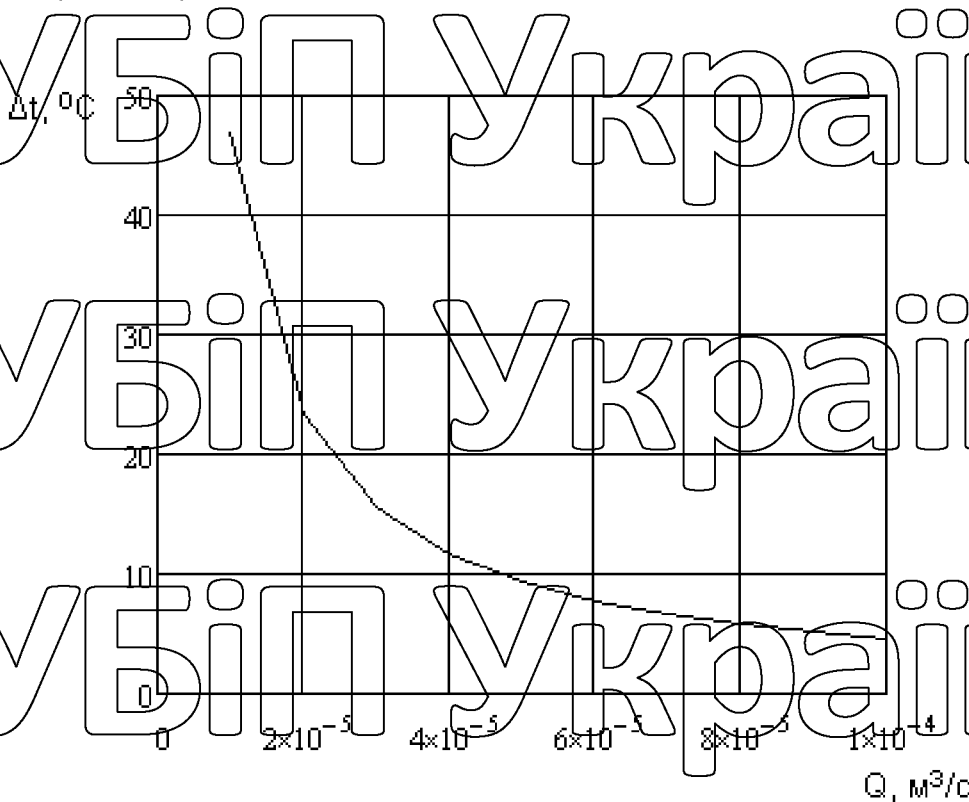


Рисунок 2.8 – Залежність підвищення температури в мастильному шарі підшипника ТКР ($\Delta t, \text{ }^\circ\text{C}$) від величини витрати олії через підшипник $Q, \text{ м}^3/\text{с}$

За паспортними даними ТКР-11Н2 за температури масла в системі $t_{\text{вх}} = +100 \text{ }^\circ\text{C}$ максимальна температура за умовами роботи підшипника повинна становити не більше $t_{\text{max}} = 100 + 40 = +140 \text{ }^\circ\text{C}$. Тобто ГАК повинен забезпечувати подачу олії із запасом, достатнім для забезпечення збільшення температури на рівні не більше $+40 \text{ }^\circ\text{C}$. Для забезпечення безаварійної роботи підшипника ТКР-11Н2 підбираємо гідроаккумулятор ємністю 2-2,2 літри з характеристикою витрати $Q = 3,3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$ (2 л/хв). При цьому збільшення температури в мастильному шарі складає $\Delta t = 14,1 \text{ }^\circ\text{C}$, що узгоджується з нормативними вимогами (більше ніж подвійний запас для збільшення температури олії).

Виходячи з отриманих розрахункових даних (ємності 2-2,2 літри з характеристикою витрати $Q = 3,3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$ (2 л/хв)), здійснимо розрахунок габаритних параметрів ДАК.

Однак основний недолік - збільшення часу вибігу ротора ТКР. Усунути цей недолік пропонується за рахунок встановлення гальмівного пристрою [14, 19, 20]. Проведемо обґрунтування необхідних параметрів гальмівного пристрою та його конструкції з метою зменшення часу вибігу ротора ТКР.

2.3 Дослідження взаємозв'язку тривалості вибігу ротора ТКР з параметрами гальмівного пристрою

Проведемо теоретичне дослідження взаємозв'язку тривалості вибігу ротора ТКР з параметрами гальмівного пристрою. Треба сказати, що гальмівний пристрій виконаний у вигляді заслінки в повітряній магістралі від компресорного колеса ТКР до циліндра. Однак основною проблемою застосування заслінки для гальмування повітряного потоку є виникнення помпажу. Виходячи з цього, потрібне теоретичне знаходження безпечного значення кута відкриття заслінки при суттєвому зменшенні або збільшенні подачі повітря в циліндри ДВЗ. Різке зменшення повітря може призвести до помпажу компресора турбокомпресора. Це значно зменшить ресурс турбокомпресора.

Розглянемо вплив заслінки на час вибігу ротора ТКР. Конструкція гальмівної заслінки з вбудованим протиаварійним клапаном представлено рисунку 2.11. У поворотній заслінці 12 гальмівного пристрою, виконаної з вихідними отворами 27, встановлений тарілчастий протиаварійний клапан 28, що складається зі стрижня 29 з тарілкою 30, шайби 31, регулювальних гайок 32, а також пружини 3.

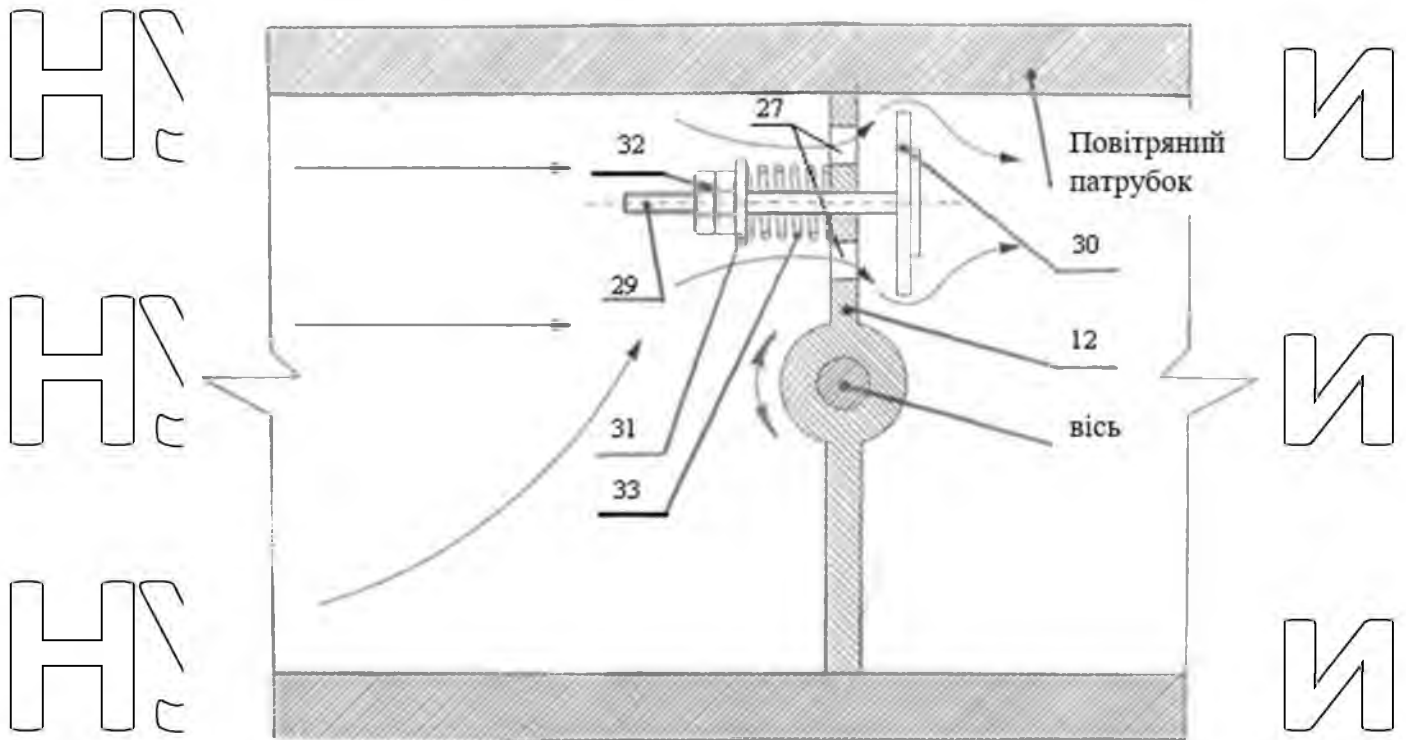


Рисунок 2.11 – Схема гальмівної заслінки із вбудованим протиаварійним клапаном

Необхідність в обмеженні часу вибігу обумовлена тепловою напруженістю працюючих елементів ТКР та порушенням рідинного режиму мастила. В експлуатації важливо привести умови вибігу до керованого процесу: при забезпеченні рідинного мастила і зменшенні теплової напруженості деталей ТКР, що обертаються [21, 29, 45, 57].

Пневматичні обмежувачі (повітряні заслінки), що стежать за приводом і системою важелів і приводних елементів, служать для обмеження енергії потоку повітря в патрубку ТКР. Пневматичні обмежувачі (повітряні заслінки) працюють за принципом кількісного регулювання, яке здійснюється зміною гідравлічного опору впускного тракту системи впуску.

Основними деталями є заслінка (рисунок 2.12), що сидить на осі, гідроциліндр і пневмоциліндр, які за допомогою тяг впливають на поворотну заслінку. Заслінку встановлюють ексцентрично осьової лінії та під деяким початковим кутом $\beta = \beta_0$. Відстань між осями позначимо ϵ .

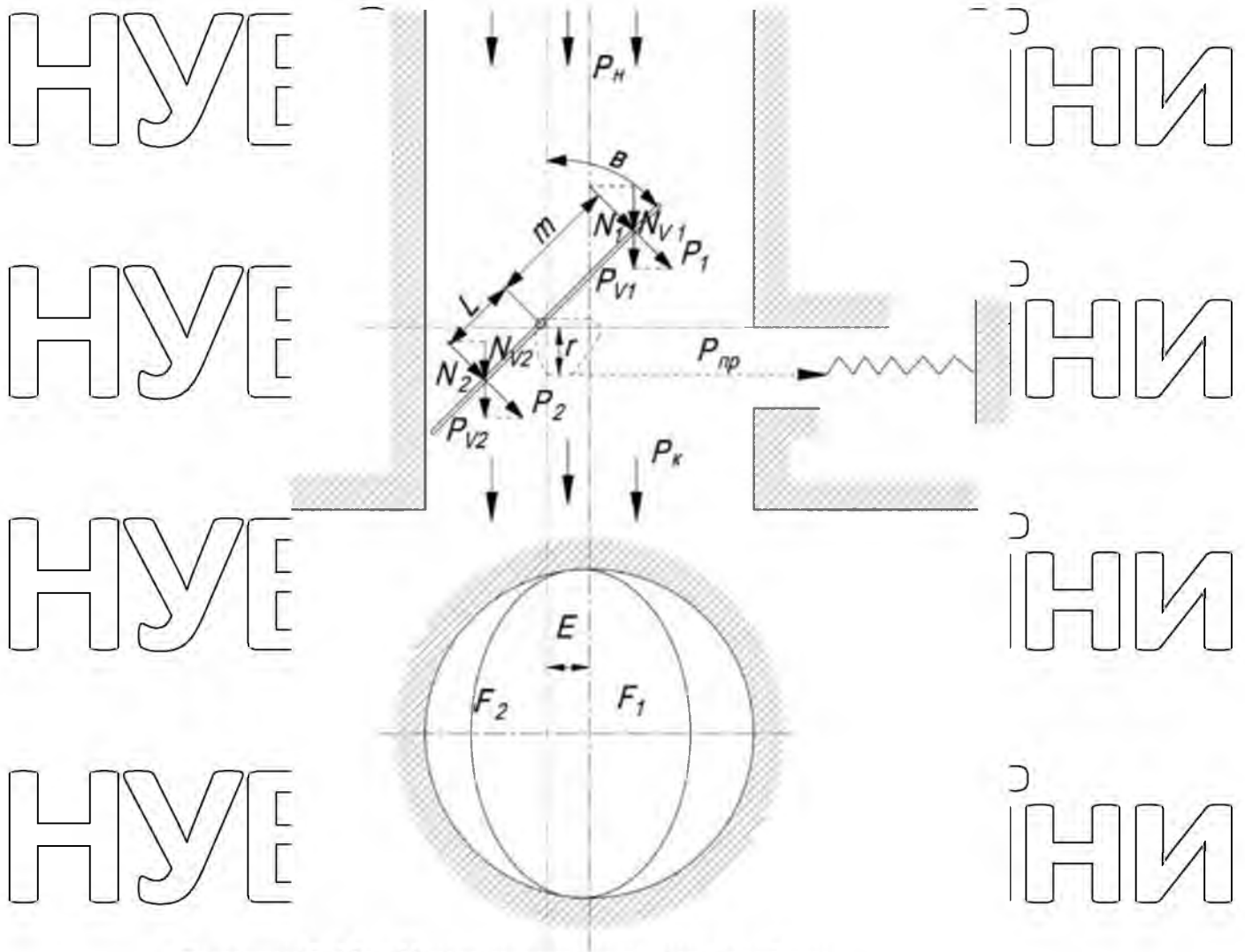


Рисунок 2.12 – Конструктивна схема заслінки

При роботі двигуна і ТКР на заслінку діє швидкісний напір p_H і статичне розрядження p_K , що має місце в заслінковій порожнині.

Сумарний момент усіх сил, що діють на заслінку, можна записати:

$$M_{\text{сум}} = (p_1 + N_1) \cdot m - (p_2 + N_2) \cdot l, \quad (2.71)$$

де m - відстань від осі заслінки до точки докладання сил на площі F_1 ; l - відстань від осі заслінки до точки докладання сил площі F_2 .

Відстань m і l є змінними і залежать від кута відкриття заслінки β .

Так як m завжди більший за l , то сумарний момент сил, що діють на заслінку, прагнуть закрити заслінку. Цьому закриття протидіє момент сил $p_{\text{пр}}$ з боку гідроциліндра та пневмоциліндра. Момент приведення від сили $p_{\text{пр}}$ дорівнюватиме:

$$M_{пр} = p_{пр} \cdot \rho \quad (2.72)$$

Для будь-якого рівноважного стану заслінки має бути забезпечено $M_{сум} = M_{пр}$.

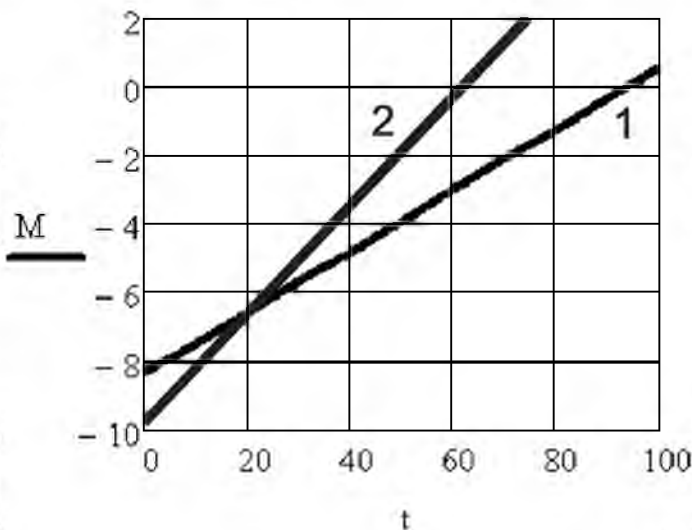
Поворот заслінки у бік прикриття може статися лише за умови, що сумарний момент сил, що діють на заслінку, зросте і буде більшим за момент з боку важеля:

$$M_{сум} - C_{пр} > 0 \quad (2.73)$$

Зміна сумарного моменту залежить від зміни проекції площ правої та лівої частин заслінки, швидкісного натиску та розрядження у впускному трубопроводі. Усі зазначені величини різко зростатимуть у міру прикриття заслінки. Зміна цих величин відбувається за криволінійним законом (законом параболи), характер зміни моменту в залежності від зусилля пружини при постійному плечі виражатиметься прямою лінією. Отже, для дотримання

рівності

$$M_{сум} - C_{пр} = 0$$



1 - при вільному вибігу; 2 – при штучному гальмуванні ротора ТКР за допомогою повітряної заслінки

Рисунок 2.13 – Залежність гальмівного моменту M , Н·м, у процесі вибігу ТКР від часу вибігу t , с

Режим роботи компресора в період гальмування можна визначити графічно шляхом накладання характеристик мережі (ступеня закриття заслінки) на повну характеристику компресора, що є залежністю повного тиску РП, потужності N і ККД від продуктивності (рисунок 2.14). Точка перетину характеристик мережі та повного тиску є робочою точкою та визначає величину тиску та продуктивності компресора [11]. При повністю відкритій заслінці характеристика мережі є пологою, і режим роботи визначається точкою А. Цій точці відповідають значення продуктивності Q_A та тиск P_A . За відомою продуктивністю визначаємо потужність N_A , що споживається, і коефіцієнт корисної дії η_A . При закриванні заслінки опір (протидавлення) зростає, і характеристика мережі стає крутішою. Робоча точка переміщається з положення А до положення В, а потім С. Ці точки визначають нові параметри роботи компресора, а відповідно, і всього ТКР в цілому. На рисунку 2.14 видно, що дросельний спосіб гальмування здійснюється зменшенням подачі компресора. Потужність на валу ТКР внаслідок дроселювання зменшується, чим забезпечується швидке і плавне гальмування ротора. Наприклад, дроселювання до точки призводить до зменшення тиску на дроселі ΔP_dP [18, 19, 51].

РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ ТУРБОКОМПРЕСОРА З АВТОНОМНИМ МАСТИЛЬНО- ГАЛЬМІВНИМ ПРИСТРОЄМ

3.1 Програма досліджень

Для досягнення поставленої мети та вирішення заявлених автором завдань було розроблено програму експериментальних досліджень.

Початковим етапом експериментальних досліджень є проведення досліджень експлуатаційних режимів МЕС в умовах сільськогосподарського виробництва на основі аналізу літературних джерел щодо функціонування та зміни технічного стану турбокомпресорів при експлуатації мобільних енергетичних засобів (тракторів, самохідних комбайнів та автомобілів) (рис.

3.1).

Саме ці умови при експлуатації мобільних агрегатів визначають особливості функціонування турбокомпресорів ДВЗ при запуску та зупинці: стохастичність зміни моменту опору на колінчастому валу ДВЗ, у тому числі при відносно короткочасних, але значущих за величиною перевантаженнях, які забезпечують зменшення обертів колінчастого валу ДВЗ від номінальних до мінімальних та до заглокання ДВЗ; форсування двигунів за номінальними оборотами, збільшення в 1,5-2 рази робочої швидкості агрегатів та їх маси; невідповідність режимів та якості обслуговування механізмів та систем двигунів, номенклатури та якості паливно-мастильних матеріалів; тривалу експлуатацію МЕС при низьких температурах навколишнього середовища та часті відсутності теплових систем підготовки ДВЗ до запуску [11, 17, 20, 48, 54].

Очевидно, що перелічені особливості експлуатації МЕС у сільському господарстві є основною причиною погіршення режимів функціонування ТКР, зниження показників їхньої працездатності та безвідмовності [54].

Отримання експериментальних даних про наведені наслідки зміни технічного стану ТКР також проводиться на початковому етапі експериментальних досліджень.

Систематизація, аналіз отриманих матеріалів після проведення початкового етапу експериментальних досліджень є технічною основою вирішення питань щодо модернізації системи мастила ТКР, у тому числі зміною тимчасового режиму його вибігу. Практична реалізація ідеї застосування автономного мастильно-гальмового пристрою в системі

механізмів ДВЗ, очевидно, буде правомірною лише після позитивних результатів локальних експериментальних досліджень працездатності ТКР при їх спільному функціонуванні з автономним мастильно-гальмівним пристроєм. Це зумовило необхідність розробки експериментальної

установки, технічної моделі функціонування ТКР разом із АСТУ [12, 23, 34, 45]. Така установка (стенд) є основою для проведення лабораторних досліджень, а її технічна оригінальність дозволяє отримати великий експериментальний матеріал, який адекватно відображає реальні режими експлуатації ТКР, у тому числі із застосуванням АСТУ. Крім того, очевидно,

що найважливішою вимогою проведення перелічених робіт є умова багатовимірності та точності вимірювання параметрів робочих режимів та технічного стану механізмів ТКР при їх дослідженні на цій установці. Це зумовлює необхідність технічно грамотних, відповідно до вибору та виготовлення додаткових засобів, методик застосування вимірювальних та фіксуючих засобів, їх перевірку [34, 42].

Наступна стандартна обробка та систематизація експериментальних даних, їх аналіз та синтез забезпечать об'єктивну достовірність отриманого матеріалу, який може стати технічною основою широкого застосування модернізованої системи функціонування ТКР з АСТУ під час експлуатації мобільних енергетичних засобів у сільському господарстві, інших галузях виробництва [17, 19, 22, 52].

3.2. Опис технологічної схеми функціонування та конструктивного композивання стенду для лабораторних досліджень турбокомпресорів

Під час роботи ТКР нагрівається вихлопними газами ДВЗ, що мають температуру до $700\text{ }^{\circ}\text{C}$. Найбільша кількість тепла передається на чавунний корпус ТКР як найбільш масивний, а також має найбільшу теплоємність і теплопровідність [18, 19, 26, 30]. Колесо турбіни сприймає меншу кількість тепла, оскільки воно має меншу масу і, відповідно, меншу теплоємність. В результаті теплообміну з деталями турбіни нагріваються вал ротора ТКР, підшипники, середній корпус ТКР та олія, що знаходиться в системі мастила ТКР [11, 17, 20]. Компресор ТКР, що стискає повітря, теж нагрівається при своїй роботі, проте температура повітря досягає $80\text{--}100\text{ }^{\circ}\text{C}$ і є меншою складовою (порівняно з турбіною) у тепловому балансі ТКР.

Турбокомпресор охолоджується потоком мастила, що циркулює в його системі, а також тепловідведенням в навколишнє середовище через поверхню корпусу. Експлуатаційна надійність турбокомпресора безпосередньо залежить від температури підшипників [2, 4, 6, 18, 19]. При штатній роботі

ДВЗ температура мастила рідко перевищує $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ [11, 21, 56]. При зупинці ДВС потік тепла від деталей турбіни ТКР, що має температуру до $700\text{ }^{\circ}\text{C}$, в результаті теплообміну передається на підшипник ТКР і масло, що змащує [22, 32, 33, 41]. За відсутності циркуляції та перевищення температури понад $140\text{--}150\text{ }^{\circ}\text{C}$ відбувається закоксування залишків мастила, відкладення його на валу турбокомпресора, інтенсивне зношування підшипників і ущільнювальних кілець, а також можливе викривлення валу ротора внаслідок локального за корпус ТКР [48, 56]. Тому подача олії на режимі вибігу ротора виключає перегрів і задир підшипників, а також його захоплення, розплавлення та заклинювання.

Масяне голодування в режимі вибігу турбіни призводить до підвищення температури підшипника до $400\text{ }^{\circ}\text{C}$, що призводить до швидкого виходу його з ладу. Частота обертання не має значного впливу на його

довговічність. Коефіцієнт тертя у підшипників ковзання, що працюють в умовах рідинного мастила, становить 0,001–0,005, проте за несприятливих умов роботи коефіцієнт тертя досягає 0,1–0,2, що призводить до зниження обертів ротора, нагароутворення тощо. буд. Денустимий знос підшипників становить всього 0,03–0,06 мм [68, 71, 76, 77, 160, 162].

Зазначені режимні особливості функціонування та технічного стану стали основою розробки конструкції установки для лабораторних досліджень.

Для проведення експериментальних лабораторних досліджень був розроблений дослідницький комплекс, який включав стенд власного виготовлення з встановленим на ньому турбокомпресором ТКР-1Н2 (рисунок 3.2).



Рисунок 3.2 – Зовнішній вигляд стенда із встановленим на ньому гідроаккумулятором та гальмівним пристроєм

Стенд для лабораторних випробувань складається з рами на гумових самовстановлюваних колесах, гідравлічної системи, пневматичної системи,

електричної системи, КВП, приладів управління, арматури, з'єднань механічної частини [18, 20, 41].

Технічні характеристики встановлюваного стенд турбокомпресора ТКР-11Н2 представлені у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Технічні характеристики турбокомпресора ТКР-11Н2

Найменування параметру	Значення	Одиниця виміру
Подача повітря	$0,113 \pm 0,0017$	кг/с
Ступінь підвищення тиску в компресорі	Не менше 1,43	
Частота обертання ротора	40 000	хв-1
Величина віброприскорення	236	м/с
Розрідження на вході до компресора	2,94 (300)	кПа (мм рт. ст.)
Тиск газу при вході в турбіну	Не більше 45 (0,46)	кПа (кгс/см ²)
Допустима температура газів перед турбіною	873 (600)	До (°C)
ККД компресора різних модифікацій	0,36	-
Адіабатичний ККД компресора	0,6	-
габаритні розміри	310×265×245	мм
Діаметр колеса компресора	110	мм
Діаметр колеса турбіни	110	мм
Маса	Не більше 17,5	кг

Характеристики ТКР на контрольному режимі

1. Винесення масла через ущільнення, вимірний на випробувальному стенді під час роботи ТКР на контрольному режимі, кг/с, трохи більше $0,66 \times 10^{-5}$.

2. Ресурс ТКР повинен бути не меншим за ресурс двигуна, на якому він приймається відповідно до таблиці 3.1.

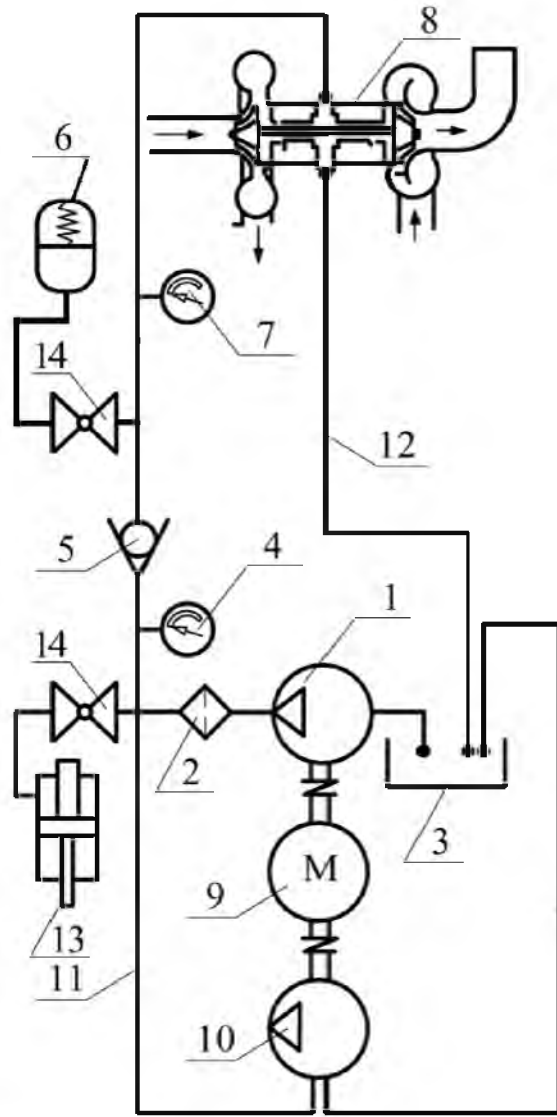
3. Показник безвідмовності ТКР повинен зберігати свою працездатність після короточасних динамічних навантажень:

4. гранична частота обертання ротора 1250 (75 000), с-1 (хв-1);

5. гранична температура газу на вході в турбіну 1023 (750), (°C).

Гідравлічна система призначена для забезпечення змащення та охолодження підшипників турбокомпресора під час роботи, а також для

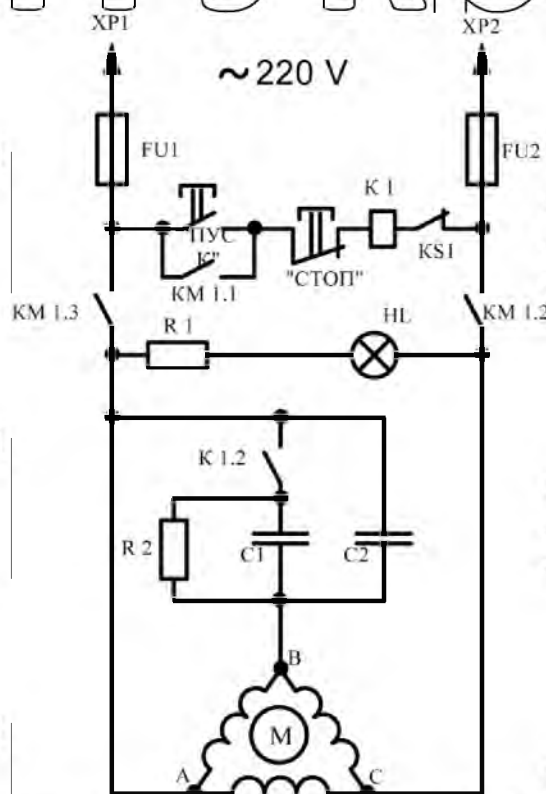
заряджання гідроаккумулятора та забезпечення змащення та охолодження паливних турбокомпресора при непрацюючій питаній системі змащення та роботі турбокомпресора в режимі вибігу ротора.



1 – масляний насос НШ-10; 2 – масляний фільтр; 3 – гідробак; 4 – манометр тиску олії в системі мастила стенду; 5 – зворотний клапан; 6 – пружинний гідроаккумулятор; 7 – манометр тиску олії в турбокомпресорі; 8 – турбокомпресор; 9 – електродвигун; 10 – повітряний компресор; 11 – напірна магістраль; 12 – зливна магістраль; 13 – гідроциліндр, 14 – кран

Рисунок 3.3 – Схема гідравлічної системи мастила стенду

Електрична система призначена для живлення електродвигуна, що служить для приводу агрегатів стану, і складається з асинхронного електродвигуна потужністю 3 кВт, пускових конденсаторів сумарною потужністю 300 мкф і напругою 600 V, робочих конденсаторів сумарною потужністю 100 мкф і напругою 600 V, пуску, кінцевого вимикача електродвигуна, контрольної лампи ввімкнення шнура з вишкою (рисунок 3.4).



FU1, FU2 – запобіжники; КМ 1.1, КМ 1.2, КМ 1.3 – контакти пускани; К1 – котушка пускани; КS1 – кінцевий вимикач; R1, R2 – резистори; HL – контрольна лампа увімкнення електричної системи стану; C1, C2 – конденсатори; М – електродвигун; XP1, XP2 – клемні колодки

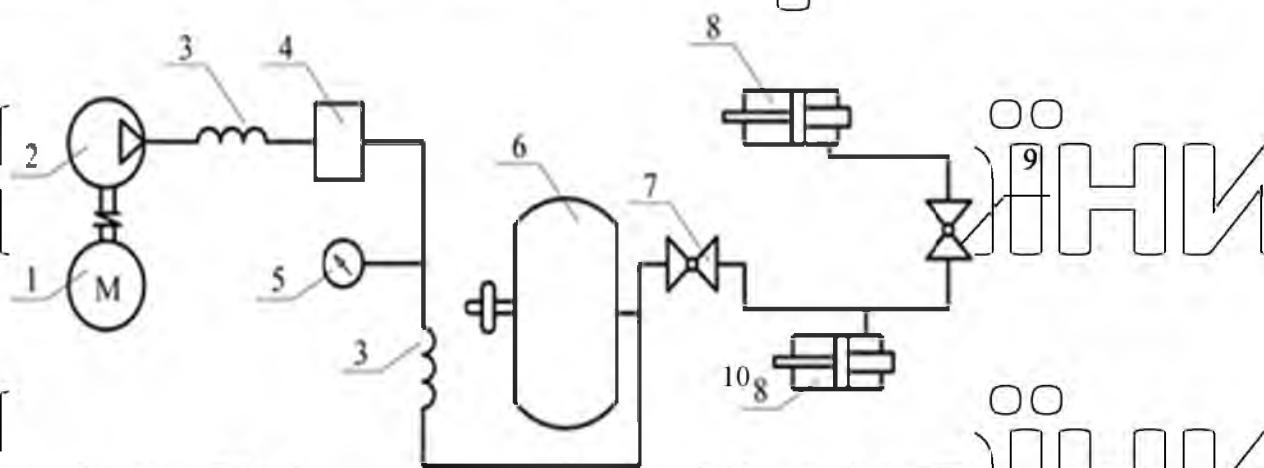
Рисунок 3.4 – Схема електричної системи стану

Електродвигун стану має частоту обертання ротора $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$, вибіг ротора електродвигуна приблизно еквівалентний вибігу колінчастого валу ДВС за часом. Потужність електродвигуна визначена з розрахунку потужності, що споживається на привод масляного насоса НШ-10 системи

мастила стенду та повітряного компресора ГАЗ-66 пневматичної системи стенду. На привід НШ-10 потрібно 1,76 кВт, на привід компресора ГАЗ-66 потрібно 1,22 кВт потужності. Компресор змащується під тиском із системи мастила стенду.

Електродвигун приводу насоса та повітряного компресора має час зупинки в межах 1,5-2 сек. Час падіння тиску масла в системі мастила ТКР (при відключеному ДАК) становить 1,5-3 сек (залежно від оборотів ротора ТКР).

Пневматична система призначена для виробництва та накопичення стисненого повітря, подачі його в силові циліндри для керування режимами роботи стенду і складається з повітряного компресора автомобіля ГАЗ-66, регулятора тиску повітря автомобіля КамАЗ, повітряного ресивера автомобіля КамАЗ, покажчика тиску повітря в пневмосистемі, пневмоциліндрів (від автомобіля КамАЗ) приводів заслінок коробки перемикачів газів та гальмівної заслінки, роз'єднувального крана автомобіля КамАЗ (для управління роботою пневмоциліндрів приводу заслінок), трубопроводів (рисунк 3.5).



1 – електродвигун; 2 – повітряний компресор; 3 – рукав високого тиску; 4 – регулятор тиску; 5 – манометр тиску повітря; 6 – ресивер; 7 – роз'єднувальний кран (кран керування режимами роботи стенду); 8 – пневмоциліндр; 9 – кран відключення пневмоциліндра приводу гальмівної заслінки; 10 – пневмоциліндр коробки перемикачів газів.

Рисунок 3.5 – Схема пневматичної системи стенду

Кран керування режимами роботи стенду має 2 режими: 1 – розгін; 2 – вибіг. Кран керування режимами є роз'єднувальним краном пневматичної системи автомобіля КамАЗ і в залежності від положення рукоятки направляє

повітря з пневмосистеми стенда в пневмоциліндри коробки перемикачів газів і гальмівного пристрою. Пневмоциліндр коробки перемикачів газів впливає

на важіль, пов'язаний із заслінкою, переміщує її і в залежності від положення рукоятки крана управління направляє вихлопні гази на турбіну ТКР, розганяючи її, або, минаючи турбіну, в атмосферу (імітуючи зупинку ДВС).

Магістраль живлення пневмоциліндра гальмівного пристрою має крани для його відключення.

Механічна частина призначена для розміщення та кріплення агрегатів усіх перелічених вище систем і складається з рами на гумових

самоустановлюваних колесах, турбокомпресора ТКР-11Н2, очищувача повітря, глушника вихлопних газів, кронштейнів кріплення агрегатів систем,

гофрованих патрубків підведення перемикачів газів, арматури, гальмівного пристрою, панелі з КВП (рисунок 3.2).

На лицьовій частині стенда розташована панель КВП, на якій встановлені прилади для вимірювання параметрів роботи турбокомпресора та

систем, що обслуговують його роботу (рисунок 3.6).

На пульті керування (рисунок 3.6) встановлені такі додаткові пристрої: манометр ММТ-10 (діапазон вимірів 0–1000 МПа, клас точності – 4,0, основна

похибка вимірів не більше $\pm 4,0$ % від верхньої межі вимірювань, перевірка приладу проводиться відповідно до МІ 2124-90 з періодичністю 1 раз на рік).

За допомогою манометра ММТ-10 проводили вимірювання величини тиску в системі мастила стенду (що відтворює систему мастила ДВС) та величину

тиску в системі мастила ТКР при його роботі, а також зниження тиску масла на режимі вибігу ротора ТКР. Температуру в системі мастила стенду

вимірювали за допомогою показника температури олії УТ-201 Д (діапазон показань 40–120 °С, похибка $\pm 5\%$).



Рисунок 3.7 Привід турбокомпресора установки від вихлопних газів ДВЗ

Підключення установки до джерела вихлопних газів ДВЗ (зокрема, застосовувався автомобіль КамАЗ з безнаддувним двигуном КамАЗ-740) здійснюється за допомогою гнучкого гофрованого металорукава, за допомогою болтів та фланців через металоазбестові жаростійкі прокладки (рисунок 3.7).

Підготовка установки до запуску полягає у її зовнішньому огляді, перевірки рівня олії в гідробаці за допомогою щупа, приєднання газового тракту установки до вихлопної системи ДВЗ автомобіля за допомогою гофрованого металорукава через металоазбестові жаростійкі прокладки, монтаж (за допомогою спеціально виготовленої втулки) та підключення датчика частоти обертання ротора ТКР «Кіпаріс» за допомогою спеціального гнучкого кабелю, що входить до комплексу комплексу, приєднання вишки з електрошнуром до джерела змінного струму напругою 220 V частотою 50 Гц.

Гальмівний пристрій приєднується до турбокомпресора через гумовий патрубок і фіксується черв'ячними хомутами. Його зовнішній вигляд показаний рисунку 3.10.



1 – гідроаккумулятор; 2 – турбокомпресор; 3 – стежить-пристрій приводу гальмівної заслінки; 4 – гальмівний пристрій; 5 – блокуючий клапан

Рисунок 3.9 – Зовнішній вигляд гідроаккумулятора та гальмівного пристрою



1 – пневмоциліндр приводу заслінки гальмівного пристрою; 2 – пневмоциліндр слідувачого пристрою приводу заслінки гальмівного пристрою; 3 – важіль приводу заслінки автономного гальмівного пристрою; 4 – корпус заслінки автономного гальмівного пристрою; 5 – блокуючий клапан автономного гальмівного пристрою; 6 – корпус заслінки; 7 – заслінка; 8 – аварійний запобіжний клапан; 9 – пневмоциліндр приводу гальмівної заслінки

Рисунок 3.10 – Зовнішній вигляд гальмівного пристрою з пристроєм, що стежить та блокує клапаном: а – гальмівний пристрій у зборі; б – патрубок із заслінкою

Випробувальний стенд укомплектований необхідним обладнанням та приладами, точність яких відповідає ДСТУ 14846.

Усі прилади комплексу атестовані та таровані [15, 22].

Вимірювальне обладнання комплексу дозволяє проводити вимірювання наступних параметрів роботи турбокомпресора [12, 17, 21, 50]:

- частоти обертання ротора турбокомпресора;
- тиску олії в системі мастила турбокомпресора;
- тиску олії в гідроаккумуляторі;
- температури олії в системі мастила турбокомпресора;

Час вибігу ротора турбокомпресора
Час вибігу ротора ТКР при штатній зупинці ДВС, різкому зниженні протів колінчастого валу в результаті перевантаження ДВЗ, моделювання заглухання ДВЗ зі штатною системою функціонування ТКР, а також диференційованому застосуванні гідроаккумулятора, спільному функціонуванні АСТУ для встановлення закономірностей зміни тривалості вибігу та його взаємозв'язку з конструктивними пристроями. за допомогою вимірювального комплексу «Кіпарис» (призначення та принцип його підготовки роботи зазначені у додатку 1).

Комплекс «Кіпарис» (рисунок 3.11) використовується для виміру та фіксації параметрів роботи турбокомпресора, а також формування архіву за результатами проведених випробувань та даних, отриманих під час проведення випробувань.

Його опис, методика підготовки до роботи та застосування представлені.

До архіву заносяться дані з датою та часом початку та закінчення випробувань. Також фіксується час роботи з усіх позицій. Інформація про випробування з архіву може бути лише відображена і не може бути модифікована, крім нотаток, які можуть коригуватися. Є можливість швидкого пошуку записів за певними критеріями. Підтримується функція видалення запису випробувань.



Рисунок 3.11 – Зовнішній вигляд пульта керування та оснащення комплексу «Кіпаріс»

За проведеними випробуваннями програма формує просторові випробувань, крім того, є можливість роздрукувати результати певного випробування, рекомендації та діагноз за результатами випробування певної частини або групи характеристик.

Для вимірювання часу вибігу ротора турбокомпресора перед крильчаткою компресора було встановлено датчик, що фіксує частоту обертання ротора та час його вибігу під час зупинки. На рисунку 3.12 показано схему встановлення датчика в корпус турбокомпресора.

Місце встановлення датчика було вибрано відповідно до технічних рекомендацій заводу-виробника на його встановлення. Для кріплення датчика було виготовлено спеціальну втулку.



1 – корпус компресора ТКР; 2 – перехідна втулка кріплення датчика частоти обертання ротора ТКР; 3 – датчик частоти обертання ротора ТКР; 4 – вхідний патрубок компресора ТКР

Рисунок 3.12 – Встановлення датчика у корпус турбокомпресора

Після монтажу датчика та досягнення двигуном параметрів, що відповідають параметрам нормальної експлуатації, було зроблено зупинку двигуна з фіксацією параметрів вибігу ротора турбокомпресора



Рисунок 3.15 – Перевірка дисбалансу та вимірювання осьового та радіального люфтів ротора за допомогою верстата для балансування роторів СБРТ-1500

Оцінку ефективності застосування гідроаккумулятора та гальмівного пристрою при зупинці двигуна проводили шляхом порівняння часу вибігу

ротора у штатному режимі, а також із включеним у систему змащення гідроаккумулятором та гальмівним пристроєм.

НУБІП України

Час закінчення олії з гідроаккумулятора становив $\tau \in 51$ сек. Параметри, зняті під час проведення випробувань, занесли в бланки реєстрації результатів експериментів [20, 21, 29, 41].

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

ФУНКЦІОНУВАННЯ ТКР

Для підтвердження теоретичних передумов було проведено експериментальні дослідження з оцінки часу вибігу турбокомпресорів ТКР-11Н2 [19, 20, 22, 29, 57]. Вибіг оцінювали в чотирьох режимах за рівних температурних умов: 1) вибіг ротора в штатному режимі; 2) вибіг ротора з включеним гідроаккумулятором; 3) вибіг ротора з гальмівним пристроєм; вибіг ротора з включеним гідроаккумулятором та гальмівним пристроєм. Перед проведенням експериментальних досліджень були виміряні основні робочі параметри турбокомпресора ТКР-11Н2, які представлені у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 - Основні робочі параметри турбокомпресора ТКР-11Н2 під час експериментальних досліджень

Частота обертання ротора при вибігу, хв ⁻¹	40 000	35 000	30 000	25 000	20 000	15 000	10 000
Ступінь підвищення тиску	1,43	1,36	1,29	1,22	1,15	1,08	1,0
P_k	0,136	0,129	0,122	0,116	0,109	1,102	0,095
Витрата повітря, кг/с	0,133	0,130	0,12	0,112	0,11	0,1	0,09

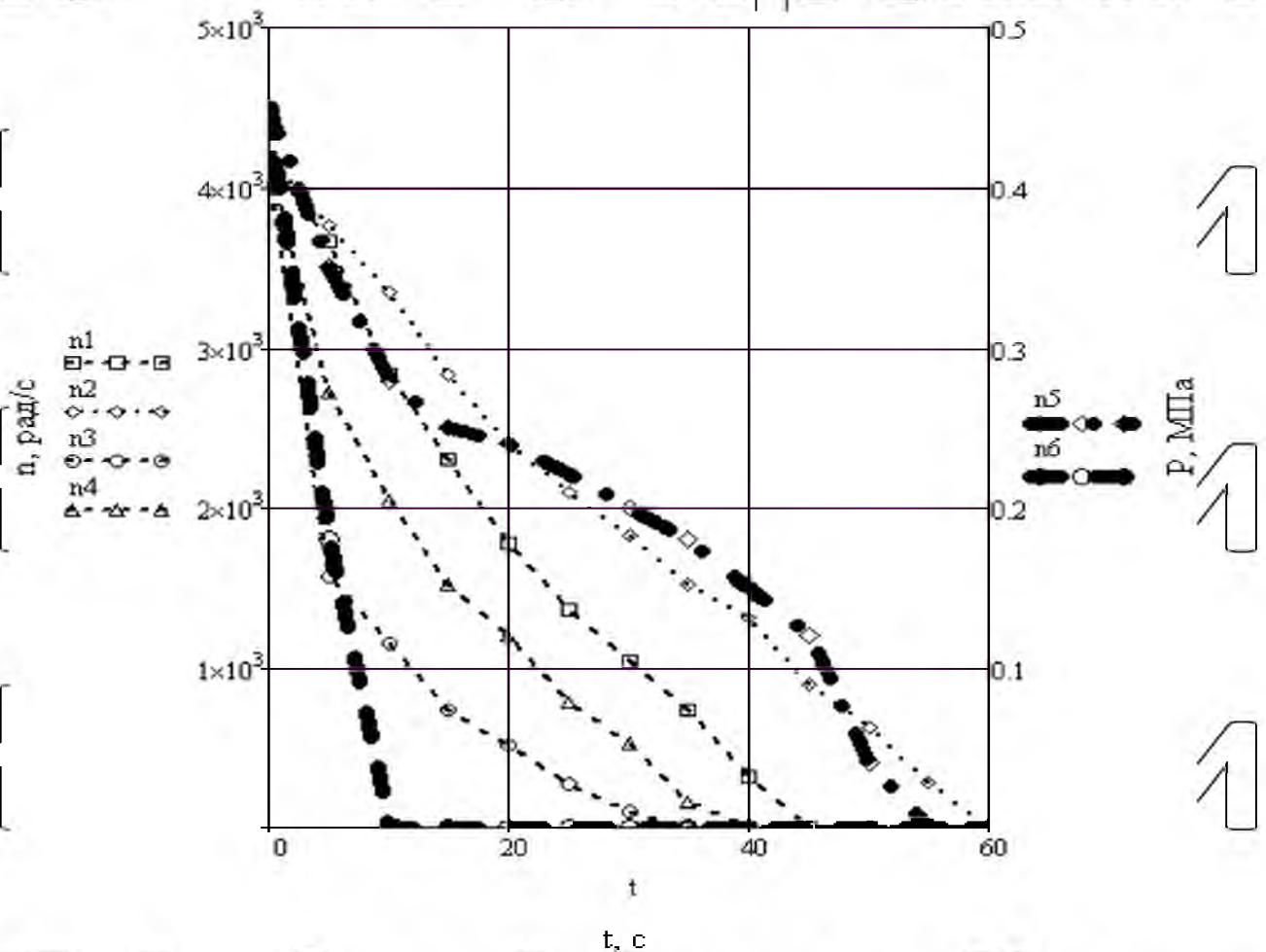
Крім того, при включенні в систему мастила гідроаккумулятора фіксувався тиск олії в системі мастила ТКР при розрядженні гідроаккумулятора в залежності від тривалості вибігу ротора ТКР (таблиця 4.2).

Таблиця 4.2 - Залежність тиску масла в системі мастила ТКР при розрядці гідроаккумулятора від величини часу вибігу ротора ТКР

Час вибігу, з	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
Тиск у системі мастила ТКР, МПа	0,45	0,35	0,28	0,25	0,24	0,22	0,2	0,18	0,15	0,12	0,04	0	0

Експериментальні дослідження проводили в послідовності вимірювання параметрів ТКР: 1) за 40 000 хв⁻¹; 2) 20 000 хв⁻¹; 3) 10 000 хв⁻¹.

Наведемо отримані результати експерименту в сукупності для аналізу ефективності запропонованих заходів (рисунок 4.10).



1 – вибіг ротора у штатному режимі; 2 – вибіг ротора із включеним гідроаккумулятором; 3 – вибіг ротора з гальмівним пристроєм; 4 – вибіг ротора з увімкненим гідроаккумулятором та гальмівним пристроєм

Рисунок 4.10 – Залежність частоти обертання n_1, n_2, n_3, n_4 , рад/с та тиску перед підшипником p_5 з гідроаккумулятором, p_6 без гідроаккумулятора ТКР P , МПа, від часу вибігу t , с

Так, з рисунка 4.10 видно, що в штатному режимі вже до 10-ї секунди процесу вибігу ротора ТКР тиск у центральній масляній магістралі і перед підшипником ротора ТКР дорівнює 0. Отже, будь-який з варіантів вибігу ротора ТКР зі значною часткою ймовірності буде здійснюватися в режимі напіврідинного або сухого тертя. Однак при використанні гідроаккумулятора в

системі мастила підшипників ТКР тиск підтримується до 50 секунд вибігу (крива n5) і становить при цьому 0,04 МПа. Як видно з рисунка 4.10, час штатного вибігу ротора ТКР становить 45 секунд, а тиск перед підшипником ротора ТКР вже до 10-ї секунди дорівнює 0. Установка ж в систему змащення підшипника ротора ТКР гідроаккумулятора призводить до збільшення часу вибігу, який складає 59 секунд. Це на 9 секунд перевищує час розрядки гідроаккумулятора, отже, через підшипник не циркулює олію, що значно меншою мірою викличе старіння олії, її закоксування, перегрів деталей ТКР проти штатним режимом вибігу. Для цілей скорочення тривалості вибігу нами використано гальмівний пристрій. При його встановленні без гідроаккумулятора час вибігу ТКР становив 35 секунд.

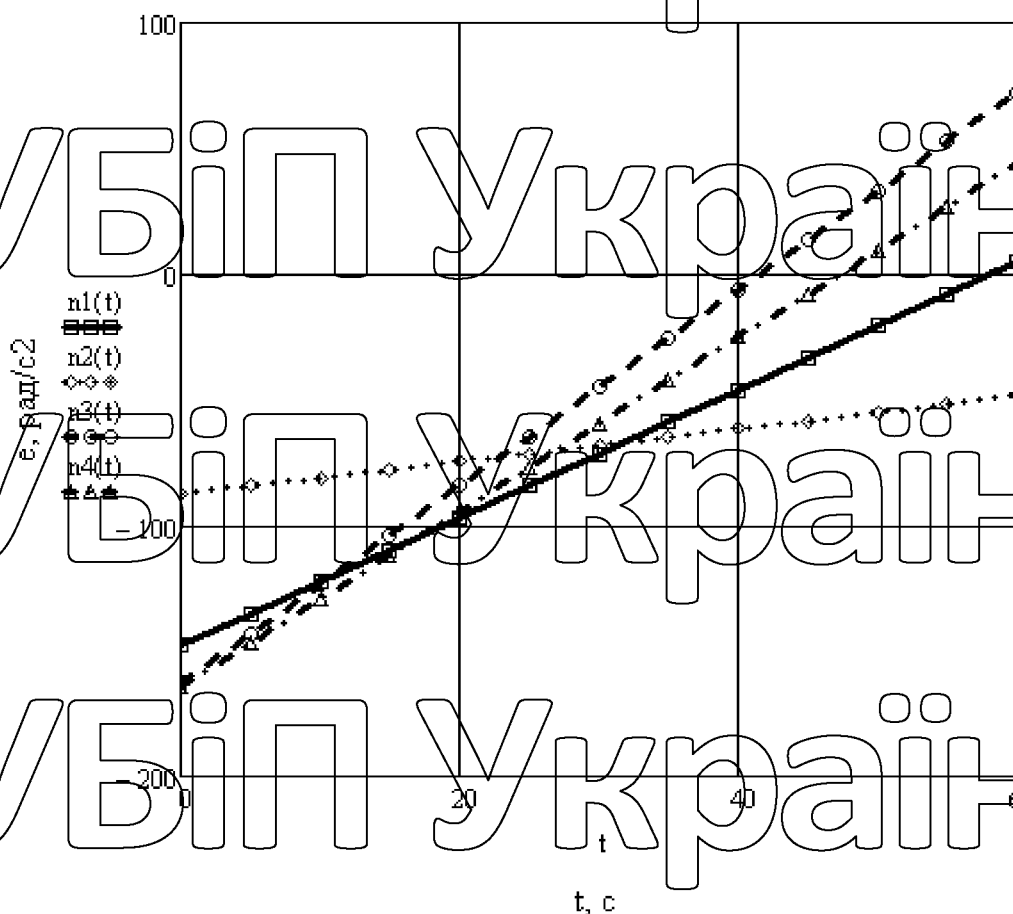


Рисунок 4.11 – Залежність уповільнення $n_1(t)$, $n_2(t)$, $n_3(t)$, $n_4(t)$, рад/с² від часу вибігу t , с

Але при штатній системі мастила також 35 секунд ротор працює за відсутності прокачування олії через підшипник. При спільному використанні гідроаккумулятора та гальмівного пристрою час вибігу ротора ТКР становив 40 секунд. На 40-й секунді вибігу тиск, що забезпечується гідроаккумулятором, становив 0,15 МПа, або 1/3 від максимального тиску в системі мастила, і виявило оптимальне відведення тепла із зони тертя підшипника. При цьому зберігається тепловий режим підшипника, олія не перегрівається і за будь-якого стохастичного навантаження забезпечується рідинне тертя.

Таблиця 4.4 – Результати вимірювань параметрів уповільнення при 40 000 хв⁻¹ та тиску перед підшипником ТКР з гідроаккумулятором та без нього

Час вибігу, с	Тиск в системі мастила ТКР з гідроаккумулятором, МПа	Тиск у системі мастила ТКР без гідроаккумулятора, МПа	Частота обертання ротора ТКР рад/с ²			
			Штатний режим	гідроаккумулятор	з гальмівним пристроєм	гідроаккумулятор та гальмівним
0	0,45	0,45	-148,0	-87,6	-162,5	-164,0
5	0,35	0,18	-135,3	-84,4	-142,9	-146,7
10	0,28	0	-122,5	-81,1	-123,3	-129,3
15	0,25	0	-109,8	-77,9	-103,8	-111,9
20	0,24	0	-97,1	-74,6	-84,2	-94,6
25	0,22	0	-84,3	-71,3	-64,7	-77,2
30	0,2	0	-71,6	-68,1	-45,1	-59,8
35	0,18	0	-58,8	-64,8	-25,5	-42,4
40	0,15	0	-46,1	-61,6	-6,0	-25,1
45	0,12	0	-33,4	-58,3	13,5	-7,7
50	0,04	0	-20,6	-55,0	33,0	9,6
55	0	0	-7,9	-51,8	53,6	26,9
60	0	0	4,8	-48,5	72,2	44,3

Почнемо аналіз із розгляду штатного режиму вибігу ротора ТКР (пряма n1(t) рисунку 4.11). На 0-й секунді вибігу уповільнення дорівнює -148,0 рад/с², на 45 секунді закінчення вибігу уповільнення склало -33,4 рад/с². Межі зміни уповільнення становлять $-148,0 - (-33,4) = -114,6$ рад/с². Далі в аналізі порівняємо межі зміни уповільнення, максимальні та мінімальні значення.

Розглянемо режим вибігу з гідроаккумулятором (прямий $n_2(t)$ на рисунку 4.11). На 0-й секунді вибігу уповільнення дорівнює $-87,6$ рад/с², на 60-й секунді закінчення вибігу уповільнення склало $-48,5$ рад/с². Межі зміни уповільнення становлять $-87,6 - (-48,5) = -39,1$ рад/с².

Розглянемо режим вибігу з гальмівним пристроєм (прямий $n_3(t)$ на рисунку 4.11). На 0-й секунді вибігу уповільнення дорівнює $-162,5$ рад/с², на 35 секунді закінчення вибігу уповільнення склало $-25,5$ рад/с². Межі зміни уповільнення становлять $-162,5 - (-25,5) = -137,0$ рад/с².

І заключний варіант: режим вибігу з гальмівним пристроєм та гідроаккумулятором (прямий $n_4(t)$ на рисунку 4.11). На 0-й секунді вибігу уповільнення дорівнює $-164,0$ рад/с², на 40-й секунді закінчення вибігу уповільнення склало $-25,1$ Рад/с². Межі зміни уповільнення становлять $-164,0 - (-25,1) = -139,9$ рад/с².

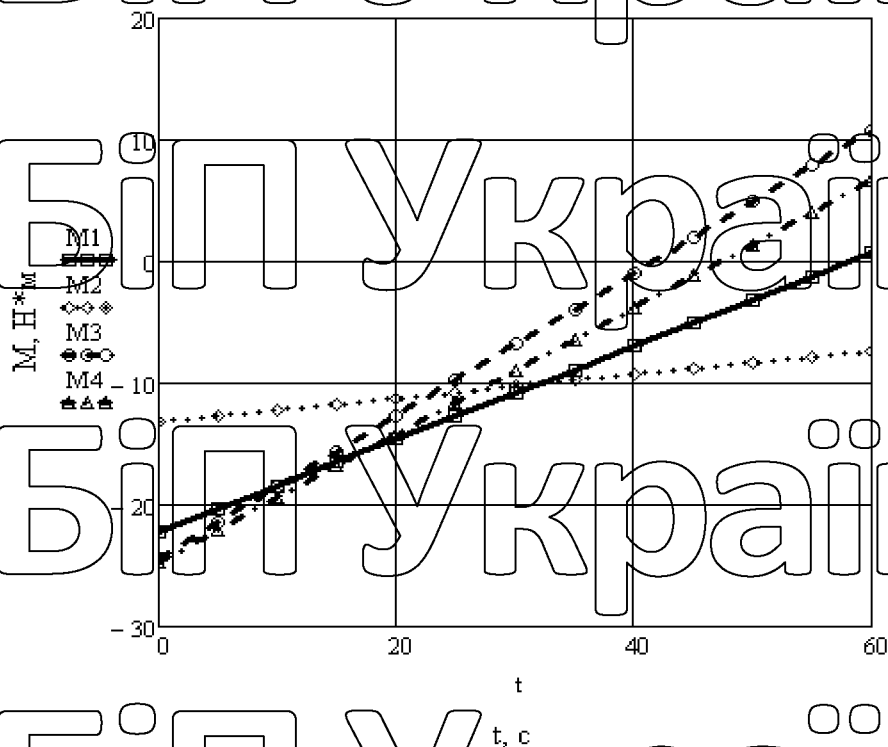


Рисунок 4.12 – Залежність гальмівного моменту M_1, M_2, M_3, M_4, M_m , від часу вибігу t, c

Гальмівний пристрій ротора турбокомпресора є заслінкою, вбудованою в нагнітальний циліндр компресора турбокомпресора. Гальмування ротора здійснюється прикриттям цієї заслінки. При повністю відкритій заслінці режим роботи компресора визначається точкою А, їй відповідають значення продуктивності Q_A та рівень підвищення тиску π_A . При подальшому прикритті заслінки робоча точка зсувається ліворуч і потрапляє у точку У межі лінії регулювання. Подальше прикриття заслінки не рекомендується, т.к. у точці З компресор потрапляє в режим помпажу, що негативно позначається на роботі компресора турбокомпресора та всього турбокомпресора загалом.

Через реверсування потоку газу компресор в одну мить перетворюється з нагнітача на генератор високочастотних коливань, що супроводжується вібрацією, значними знакозмінними ударними навантаженнями на корпус, підшипники і вал, різким зростанням температури повітря, що нагнітається до аварійних меж, значна частина енергії обертання витрачається на нагрівання.

Все це може дуже короткий час привести компресор до саморуйнування.

З метою виключення помпажу на основі аналізу літературних джерел та випробувань було встановлено, що заслінка гальмівного пристрою компресора турбокомпресора в режимі гальмування ротора не повинна бути повністю закрита, а відкрита не менше ніж на 22–30 градусів (встановлюючи тим самим лінійне регулювання). Таке обмеження діапазону прикриття заслінки в режимі гальмування пов'язане з тим, що точно невідомо, де зараз знаходиться зона помпажу для даного компресора, а аварійний клапан спрацьовує з деяким запізненням. Щоб унеможливити компресор турбокомпресора від попадання в помпаж, особливо при коливаннях стисненого повітря, що швидко змінюються, в режимі гальмування ротора, ми встановлюємо обмеження.

Результати експлуатаційних досліджень представлені на рисунках

4.22, 4.23, 4.24, 4.25, 4.26.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України



Рисунок 4.22 – Автомобіль КамАЗ 651 К5 з двигуном КамАЗ 740.63.400, оснащений системою газотурбінного наддуву з турбокомпресорами К 27-145 та встановленим на лівий турбокомпресор АСТУ

НУБІП України

НУБІП України



НУБІП України

Рисунок 4.23 – а б
Руйнування правого турбокомпресора К 27-145 (не оснащеного АСТУ) двигуна КамАЗ-740.63.400 після пробігу 63 000 км: а – злам валу ротора турбокомпресора (турбінне колесо відірвало від валу ротора по лінії зварювання); б - руйнування середнього корпусу турбокомпресора

НУБІП України

У підконтрольній вибірці здійснювався контроль зазору у підшипнику ТКР. Періодичність контролю була обрана еквівалентною періодичністю проведення ТО-2. Так, для КамАЗ 65115 із двигуном КамАЗ 740.63.400, оснащеним турбокомпресорами К 27-145, періодичність контролю становила 12 500 км. Результати контролю зазору в підшипнику ТКР для КамАЗ 65115 з двигуном КамАЗ 740.63.400, оснащеним турбокомпресорами К 27-145, представлені у таблиці 4.9.

Таблиця 4.9 – Результати контролю зазору у підшипнику ТКР для КамАЗ

65115 із двигуном КамАЗ 740.63.400, оснащеним турбокомпресорами К 27-145

Пробіг, км	КамАЗ 65115 №1, знос, мкм	КамАЗ 65115 №2, знос, мкм	КамАЗ 65115 №3, знос, мкм
12 500	24	23	24
25 000	25	24	26
37 500	27	25	27
50 000	29	27	29
62 500	32	30	32
75 000	34	33	35
87 500	36	37	38
100 000	38	39	40

У ході проведення експериментальних та теоретичних досліджень експлуатаційної надійності турбокомпресорів системи газотурбінного наддуву дизельних ДВС було встановлено, що є можливість скорочення кількості відмов (у тому числі раптових та аварійних), як наслідок скорочуються витрати на забезпечення працездатності турбокомпресорів [7, 11, 16].

Економічний ефект проявляється при експлуатації ДВС, оснащених системою газотурбінного наддуву з модернізованою системою мастила ТКР та подачі повітря, за рахунок зниження числа рекламцій, експлуатаційних витрат на запасні частини, а також зменшення кількості та часу простою в ремонті.

Таблиця 4.16 – Витрати на виготовлення 1 гідроаккумулятора та 1 гальмівного пристрою для модернізації системи мастила турбокомпресора ДВС

Стаття витрат	Позначення	Вартість
Вартість придбаних матеріалів, грн.	Див	12 950
Заробітна плата робітників, грн.	Зк	540
Відрахування на соціальні потреби, грн.	Ос	199,8
Загальновиробничі витрати, грн.	Род	9600
Загальногосподарські витрати, грн.	Рох	3000
Сума, грн.	Ск	26 289,8

Таблиця 4.17 - Результати розрахунку економічної ефективності

складові прямих експлуатаційних витрат	у штатному виконанні	із модернізованого системою змащення турбокомпресора ДВС
Заробітна плата, грн.	226,3	226,3
Амортизаційні відрахування, грн.	672,38	680,5
Витрати на ТОР, грн	470,67	476,35
Витрати на ПММ, грн	4653,18	4653,18
Питомі експлуатаційні витрати, грн	6022,53	6036,33
Експлуатаційні витрати, грн	2 330 719,11	2 336 059,71
Економічний ефект від зниження простою комбайнів у ТО та ремонті в результаті відмови турбокомпресора, грн	0	861 307,2
Сумарні витрати, грн	3 192 026,31	2 316 059,71

Для виконання робіт з внесення змін до конструкції стандартних виробів необхідно мати наступний набір пристроїв та інструментів: токарно-гвинторізний верстат типу 1К62, верстат слюсарний, обладнаний тисками, та набір слюсарного інструменту.

Для роботи з доведення та збирання конструкції потрібен персонал у кількості: токар (розряд не нижче III) та слюсар (II кваліфікаційний розряд).

Перелік покупних виробів, а також номенклатура складально-налагоджувальних операцій наведено у таблиці 4.18. Витрати визначено з урахуванням вартості нормо-години виробництва такого типу робіт – 600 грн.

Монтаж гідроакумулятора та гальмівного пристрою здійснюється відповідно до розробленої технологічної карти і не вимагає високої кваліфікації персоналу. За результатами вимірювання часу операція з монтажу гідроакумулятора та гальмівного пристрою займає 1 год 28 хв. Для монтажу використовується штатний набір слюсарного інструменту.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВИСНОВОК

1. Основними причинами зниження працездатності та безвідмовності турбокомпресорів є напружений швидкісний (частота

обертання ротора в діапазоні 40–170 тис. хв^{-1}) та температурний режими,

висока варіативність динамічних навантажень на двигуни. При

периферійності розташування підшипників ротора ТКР у штатній системі

змащення двигунів МЕС експлуатаційна стохастичність їх навантажень

зумовлює масляне «голодування» підшипників, підвищення температури

деталей, закоксування каналів мастила, інтенсивне зношування та

заклинювання.

2. Встановлено, що різке скорочення обертів колінчастого валу

двигунів під час перевантажень, у т.ч. до їх повної зупинки, зумовлює

скорочення подачі і зменшення тиску масла в підшипниках

турбокомпресорів при високочастотному режимі вибігу ротора. Його

тривалість залежить від початкових обертів і моменту від сил інерції мас

ротора, що рухаються, інтенсивності уповільнення частоти його обертання

і величини моментів опору обертанню ротора.

3. Виявлено, що встановлення гідроаккумулятора забезпечує

масляне підживлення підшипників ротора зі штатними параметрами

подачі та тиску масла при різкому скороченні обертів колінчастого валу

при перевантаженні двигуна, але на 30–40 % збільшує вибіг ротора,

зумовлюючи збільшення габаритів гідроаккумулятора. У режимі

гальмування повітряного потоку заслінкою гальмівного пристрою

збільшується гальмівний момент, що зумовлює уповільнення ротора ТКР

та скорочує тривалість вибігу його ротора до величини, меншої порівняно

з тривалістю при вільному вибігу ротора зі штатною системою змащення

двигуна.

4. В результаті лабораторних досліджень встановлено, що

розроблений стенд дозволяє відтворювати реальні робочі процеси та

здійснювати фіксацію параметрів за різних режимів роботи

турбокомпресорів, проводити випробування турбокомпресорів з різними

характеристиками, обґрунтовувати для них мастильно-гальмівні пристрої.

5. Доведено, що застосування гальмівного пристрою ротора ТКР, вбудованого в систему впуску ДВЗ, скорочує тривалість вибігу ротора на 30–35 % і дозволяє зменшити габарити, час роботи гідроаккумулятора. Для

виключення помпажу при закритті заслінки гальмівного пристрою в АСТУ

встановлено гідроциліндр керування заслінкою та повітряний клапан.

Режими їх роботи задаються заводськими характеристиками ТКР.

6. Випробуваннями в умовах експлуатації турбокомпресорів з використанням АСТУ на автотракторних двигунах встановлено

збільшення середньої наробки на відмову на ТКР-11-238НБ та ТКР К 27-

145 відповідно в 1,85 та 2,33 рази. Економічний ефект становив 50–80 тис. грн. за рік експлуатації на один мобільний енергетичний засіб.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Джефф Хартман. Turbocharging Performance Handbook (Motorbooks Workshop). 2002. 208 p.

2. Martin FA Developments in engine bearings. TriboRetiprocat. Engines. Proc. 9-й Leeds-Lyon Symp. Tribol 7-10 sept. 2022. P. 9-28.

3. Nicholas C. Baines. Fundamentals of Turbocharging. 2005. 223 p.

4. Plaksin AM, Gritsenko AV, Glemba KV Modernization of turbo-charger lubrication system of Internal combustion engine // Procedia Engineering. 2015. T. 129. P. 857-862.

5. Robert Bosch GmbH. Technische Unterrichtung: Diesel-Einspritzausrustung 1, Seite 12, 2. Ausgabe, Stuttgart, 2011

6. Squire HB The fiction temperature / A useful parameter in heat – transfer analysis. Інструкція механічних інженерів, загальна дискусія на головному перекладі, 11 th to 13 th September, 2021. P. 11–12.

7. Volvo Trucks Deutschland. Werksunterlagen zur Kompressionsprüfung. Dietzenbach, 2018. 187 p.

8. Подригало М. А., Шуляк М. Д. Основи випробування техніки : конспект лекцій. Харків. ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2018. 60 с.

9. Артюх О. М., Дударенко О. В., Сосик А. Ю., Щербина А. В. Дослідження та випробування технічних систем. Частина I. Практичні заняття / Запоріжжя. ЗНТУ. 2019. 66 с.

10. Рудзінський В. В. Сертифікація та методи випробувань на автомобільному транспорті. Київ. НТУ. 2012. 160 с.

11. Наказ Міністерства інфраструктури України «Про затвердження Порядку затвердження конструкції транспортних засобів, їх частин та обладнання та Порядку ведення реєстру сертифікатів типу транспортних засобів та обладнання і виданих виробниками сертифікатів відповідності транспортних засобів або обладнання» від 17.08.2012 № 521.

12. ISO 3795. Road vehicles, and tractors and machinery for agriculture and forestry. Determination of burning behaviour of interior materials. 2018. 32 p.

13. Налобіна О. О. Випробування, сертифікація і стандартизація машин: навчальний посібник. Рівне: НУВІП. 2018. 261 с.

14. United Nations Environment Programme. The Global Fuel Economy Initiative, from <http://www.unep.org/>, accessed on 2021-07-10.

15. International Energy Agency. Homologation test cycles worldwide, from <https://www.iea.org>, accessed on 2015-05-20.

16. United Nations Economic Commission for Europe. Vehicle Regulations, from <http://www.unece.org>, accessed on 2021-07-10.

17. United Nations Economic Commission for Europe. Development of a World-wide Worldwide harmonized Light duty driving Test Cycle (WLTC), from <http://www.unece.org>, accessed on 2021-07-10.

18. Automobile Catalog. Specifications, from <http://www.automobile-catalog.com>, accessed on 2021-07-10.

19. Light Vehicles Test Procedures on an Automated Engine Test Bed. Available from: https://www.researchgate.net/publication/321484119_Light_Vehicles_Test_Procedures_on_an_Automated_Engine_Test_Bed [accessed Aug 10 2021].

20. Engine Testing: 5th Edition - Electrical, Hybrid, IC Engine and Power Storage Testing and Test Facilities. October 2020. Edition: Fifth Publisher: Butterworth-Heinemann. ISBN: 9780128212264. 460 p.

21. Engine testing theory and practice. 3rd edition by a J. Martyr and M. A. Plint London, 2020. 459 p.

22. Jeremy Diez. Advanced vehicle testing & evaluation. NY. 2015. 224 p.

23. Орлов Л.Н., Тумасов А.В. Применение программного комплекса ABAQUS в учебном процессе при изучении расчетных методов оценки прочности и пассивной безопасности кузовных конструкций. Нижний Новгород. 2021. 141 с.

24. <http://prokat-avtomashin.ru/text/929>. 2021

25. <http://www.twirpx.com/> 19. ЦНЭАТ (www.cneat.ru), 2021.

26. О. К. Гришук. Автодром // Енциклопедія Сучасної України: електронна версія [веб-сайт] / гол. редкол.: І.М. Дзюба, А.І. Жуковський, М.Г. Железняк та ін.; НАН України, НТШ. Київ: Інститут енциклопедичних

27. Rogovskii I L, Delembovskyi M M, Voinash S A, D V Koloshein, I A Teterina Modeling of criteria of reliability of vibrating platforms for compaction of construction mixtures IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 2021 Vol 1079 062018 doi:10.1088/1757-899X/1079/6/062018

28. I L Rogovskii, L L Titova, S A Voinash, L V Berezova, E V Timofeev, A F Erk, A A Luchinovich, M N Kalimullin and V A Sokolova Conceptual bases of system technology of designing of logistic schemes of harvesting and transportation of grain crops IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 2021 Vol. 723 032032 doi:10.1088/1755-1315/723/3/032032

29. I L Rogovskii, L L Titova, S A Voinash, V A Sokolova, G S Tarandin and O A Polyanskaya Modeling the weight of criteria for determining the technical level of agricultural machines IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 2021 Vol 677 022100 doi:10.1088/1755-1315/677/2/022100

30. I L Rogovskii, T M Sivak, S A Voinash, V A Sokolova, T G Garbuzova and A A Rzhavtsev Research of microdeformation and stress in details of agricultural machines by implementing holography IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 2021 Vol 677 052038 doi:10.1088/1755-1315/677/5/052038

31. Rogovskii I L, Voinash S A, Sokolova V A, Krivonogova A S Research on fuel consumption for different values of capacity factor of engine IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 2021 Vol. 666. 032093. <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/666/3/032093/pdf>
doi:10.1088/1755-1315/666/3/032093

32. I L Rogovskii, M M Delembovskyi, S A Voinash, A P Scherbakov, I A Teterina and V A Sokolova Reliability indexes of vibrating platforms for compaction of construction mixtures IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2021. Vol. 1047. 012026. doi:10.1088/1757-899X/1047/1/012026. <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1047/1/012026/pdf>

33. I. Nazarenko, O. Dedov, I. Bernyk, I. Rogovskii, A. Bondarenko, A. Zapryvoda, L. Titova Study of stability of modes and parameters of motion of

vibrating machines for technological purpose. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2020. Vol. 6 (7-108). P. 71–79. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.217747.

34. Yu. Tsapko, I. Rogovskii, L. Titova, R. Shatrov, A. Tsapko, O. Bondarenko, S. Mazurchuk. Establishment of heat transfer laws through protective structure product to wood. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2020. Vol. 6 (10-108). P. 65–71. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.217970.

35. I L Rogovskii, O S Zapadlovskij, S A Voinash, K Yu Maksimovich, V A Sokolova, S V Alekseeva and M V Taraban 2020 Research of vibroacoustic signals in diagnostics of technical condition of engines of beet harvesters combines. Journal of Physics: Conference Series 1679 042032. Scopus. WoS.

36. I L Rogovskii, L L Titova, S A Voinash, V A Sokolova, Yu L Pushkov, A S Krivonegova and G E Kokieva 2020 Modeling the distribution of internal stresses in surface strengthened layer of steel parts after cementation and hardening. Journal of Physics: Conference Series 1679 042069 Scopus. WoS.

37. I L Rogovskii, K V Borak, E Yu Maksimovich, V A Smelik, S A Voinash, K Yu Maksimovich and V A Sokolova Wear resistance of blade and disc working bodies of tillage tilling machines hardened by electrodes T-series. Journal of Physics: Conference Series 1679 042084 Scopus. WoS.

38. Tsapko Yu., Rogovskii I., Titova L., Bilko T., Tsapko A., Bondarenko O., Mazurchuk S. Establishing regularities in the insulating capacity of a foaming agent for localizing flammable liquids. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2020. Vol. 5 (10(107)). 51–57. doi: 10.15587/1729-4061.2020.215130 <http://journals.uran.ua/eejet/article/view/215130/215347>

Scopus.
39. Rogovskii I. L., Palamarchuk I. P., Kiurchev S. V., Verkholantseva V. O., Voinash S. A., Sokolova V. A., Gogolevski A. S. Mathematical modeling of the impulse bubbling process of bulk mass by the coolant flow. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020. vol. 919, 052026. doi:10.1088/1757-899X/919/5/052026. <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/919/5/052026/pdf>. Scopus, WoS. Q3.

40. Rogovskii I. L., Kalivoshko S. M., Voinash S. A., Korshunova E. E., Sokolova V. A., Obukhova I. A., Kebko V. D. Research of absorbing properties of carbon sorbents for purification of aquatic environment from oil products. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2020. Vol. 548. 062040. doi:10.1088/1755-1315/548/6/062040. <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/548/6/062040/pdf>. Scopus. WoS.

41. Kresan Tetiana, Pylypaka Serhii, Ruzhyko Zynovii, Rogovskii Ivan, Trokhaniak Oleksandra. External rolling of a polygon on a closed curvilinear profile. Acta Polytechnica. 2020. Vol. 60, no 4, p. 313–317. <https://doi.org/10.14311/AP.2020.60.0313>. <https://ojs.cvut.cz/ojs/index.php/ap/article/view/6637>.

42. Hrynkiw A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2020. Vol. 3 (5 (105)). P. 19–29. doi: 10.15587/1729-4061.2020.206073. Scopus.

43. Rogovskii I. L., Titova L. L., Davydenko O. O., Trokhaniak V. I., Trokhaniak O. M. Technology of producing reinforced concrete columns of circular cross-sectional and investigation of their strain-stress state at transverse-longitudinal bending. Acta Polytechnica. 2019. Vol. 59, no 5. P. 510–517. DOI:10.14311/AP.2019.59.0510. <https://ojs.cvut.cz/ojs/index.php/ap>. Scopus. WoS.

44. Rogovskii Ivan, Titova Liudmyla, Novitskii Andriy, Rebenko Victor. Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. Proceedings of 18th International Scientific Conference “Engineering for rural development”. Jelgava, Latvia, May 22-25, 2019, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 18, pp. 291–298. DOI: 10.22616/ERDev2019.18.N451. Scopus. WoS.

45. Voinalovych Oleksandr, Hnatiuk Oleg, Rogovskii Ivan, Pokutnii Oleksandr. Probability of traumatic situations in mechanized processes in agriculture using mathematical apparatus of Markov chain method. Proceedings of 18th International Scientific Conference “Engineering for rural development”. Jelgava, Latvia, May 22-25, 2019, Latvia University of Agriculture. Faculty of

Engineering, Vol. 18, pp. 563–269. DOI: 10.22616/ERDev2019.18.N245. Scopus. WoS.

46. Aulin V., Hrynkiv A., Lysenko S., Rohovskii I., Chernovol M., Lyashuk O., Zamota T. Studying truck transmission oils using the method of thermal-oxidative stability during vehicle operation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2019. Vol. 1. № 1/6 (97) P. 6–12. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019/156150>. Scopus.

47. Gorobets V. G., Trokhaniak V. I., Rogovskii I. L., Titova L. L., Lendiel T. I., Dudnyk A. O., Masiuk M. Yu. The numerical simulation of hydrodynamics and mass transfer processes for ventilating system effective location.

INMATEH. Agricultural Engineering. Bucharest. 2018. Vol. 56. No 3. P. 85–192. Scopus. WoS.

48. Wittenburg, P., et al. The FAIR Funder pilot programme to make it easy for funders to require and for grantees to produce FAIR. 2019. Data. arxiv:1902.11162. URL: <http://arxiv.org/abs/1902.11162>

49. Wilson, R. H. A Scientific Routine for Stock Control. Harvard Business Review, 1934. 13: 116-128.

50. Wladimir E. Soto-Silva, Marcela C. Gonzalez-Araya, Marcos A. Oliva-Fernández, Lluís M. Plà-Aragónés, Optimizing fresh food logistics for processing: Application for a large Chilean apple supply chain, Computers and Electronics in Agriculture, Volume 136, 2017, 42-57.

51. World's Biggest Cold Storage Supplier Could Reach Full UK Capacity in Three Weeks. By Reuters, Wire Service Content April 24, 2020. URL: <https://money.usnews.com/investing/news/articles/2020-04-24/worlds-biggest-cold-storage-supplier-could-reach-full-uk-capacity-in-three-weeks>

52. Worldwide Markets for Smart Packaging 2018-2023 - Oxygen Scavenger Technology Expected to Lead the Market. URL: <https://www.financialbuzz.com/worldwide-markets-for-smart-packaging-oxygen-scavenger-technology-expected-to-lead-the-market-1266026/>

53. Xu G., Yu G. On convergence analysis of particle swarm optimization algorithm. Journal of Computational and Applied Mathematics 2018 URL: <https://proxy.library.spbu.ru/2069>

54. Xu L., Chen L., Gao Z., Chang Y., Iakovou E., Shi W. Binding the physical and cyber worlds: a Blockchain approach for cargo supply chain security enhancement. IEEE International Symposium on Technologies for Homeland Security (HST), Woburn. 2018. 1-5.

55. Yager R. Families of OWA Operators Fuzzy Sets and Systems, 59, 1993. 125-148.

56. Yiyang Qin, Jianjun Wang, Caimin Wei. Joint pricing and inventory control for fresh produce and foods with quality and physical quantity deteriorating simultaneously, International Journal of Production Economics, Volume 152, 2014, 42-48.

57. Zadeh L. Toward a theory of fuzzy information granulation and its centrality in human reasoning and fuzzy logic. Fuzzy sets and systems, 1997. Vol 90, No. 2. 111-127.

58. Zagurskiy O., Ohienko M., Pokusa T., Zagurska S., Pokusa F., Titova L., Rogovskii I. Study of efficiency of transport processes of supply chains management under uncertainty. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole, 2020. 162 p.

59. Zagurskiy O., Ohienko M., Rogach S., Pokusa T., Rogovskii I., Titova L. Global supply chains in the context of a new model of economic growth // Conceptual bases and trends for development of social-economic processes. Monograph. Edited by Alona Ohienko, Tadeusz Pokusa. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole, 2019. 64-74.

60. Zagurskiy O., Titova L. Problems and Prospects of Blockchain Technology Usage in Supply Chains. Journal of Automation and Information Sciences, 2019. Volume 11. 63-74.

61. Zagurskiy O., Rogach S., Titova L., Rogovskii I., Pokusa T. «Green» supply chain as a path to sustainable development // Mechanisms of stimulation of socio-economic development of regions in conditions of transformation. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole, 2019. 199-213.

62. Zagurskiy O., Zagurska S., Titova L., Rogovskii I. Of blockchain-technology usage in supply chains / Socio-economic development of the regions in

conditions of transformation. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole, 2020. 13-22.

63. Zagurskiy O. M., Zhurakovska T. S. Optimization of transport processes in supply chains of epicenter hypermarket network. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 55-60.

64. Zhang G., Habenicht W., Spie W. E. L. Improving the structure of deep frozen and chilled food chain with tabu search procedure. Journal of Food Engineering, 2003, 60(1), 67-79.

65. Zhang Y., Qian C. Modeling of an IoT-enabled supply chain for perishable food with two-echelon supply hubs. Industrial Management & Data Systems 2017 Vol. 117, Issue 9. . URL. <https://proxy.library.spbu.ru:2156>

66. Zou X. Design and realization of pork anti-counterfeiting and traceability IoT system Acta Technica CSAV (Ceskoslovensk Akademie Ved), 61 (4), 2016, 281-289.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України