

Міністерство освіти і науки України  
НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
АЕРОКОСМІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ  
КАФЕДРА КОМП'ЮТЕРИЗОВАНИХ ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ ТА  
ТЕХНОЛОГІЙ

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач випускової кафедри

В.П. Квасніков

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2022 р.

**ДИПЛОМНА РОБОТА**  
**(ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА)**  
**ЗДОБУВАЧА ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ «БАКАЛАВР»**  
**Тема: «Комп'ютеризована система ранньої вібродіагностики**  
**підшипникових вузлів газоперекачуючих агрегатів»**

Виконавець \_\_\_\_\_ 4 курсу, АКФ, Утвенко Богдан Сергійович  
(підпис) (студент, група, прізвище, ім'я, по батькові)

Керівник \_\_\_\_\_ Орнадський Д.П.  
(підпис) (науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ім'я, по батькові)

Нормоконтролер \_\_\_\_\_ Катаєва М.О.  
(підпис) (П.І.Б.)

Київ 2022

## РЕФЕРАТ

Тема дипломного проєкту «Комп'юторизована система ранньої вібродіагностики підшипникових вузлів газоперекачуючих агрегатів» складається з 65 сторінок основного матеріалу, містить 10 рисунків, 6 таблиць, 39 бібліографічних найменувань.

Під час виконання дипломного проєкту було досліджено високоінтелектуальні системи **GAZDETECT** та **VDS**

Було виконано аналіз функцій і можливостей цих систем.

Визначено переваги та недоліки названих інтелектуальних систем.

Було проведено розрахунки встановлення точок вібраційного контролю двигуна НК-12 СТ газоперекачуючого агрегату.

**Об'єкт дослідження** – високоінтелектуальні системи вібраційного контролю система.

**Мета роботи** – Полягає у підвищенні ефективності вібродіагностування пошкоджень елементів підшипника кочення дослідити функції та можливості зазначених систем.

**Ключові слова:** ІНТЕЛЕКТУАЛЬНА СИСТЕМА, НАДІЙНІСТЬ, ГАРАНТОВАНІСТЬ, ТОЧКИ ВІБРАЦІЙНОГО КОНТРОЛЮ.

## **СПИСОК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ**

ГПА-ГАЗОПЕРЕКАЧУЮЧИЙ АГРЕГАТ

ПЗ-ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

КЛ-КАБЕЛЬНА ЛІНІЯ

ГТД-ГАЗОТУРБІННИЙ ДВИГУН

АСУ-АВТОМАТИЗОВАНА СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ

ТО-ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. Програмні комплекси діагностики ГПА.....	6
1.1. Вимоги, що пред'являються до програмних комплексів.....	6
1.2. Функціональні можливості системи CSI 6500.....	11
1.3. Адаптивний моніторинг.....	17
РОЗДІЛ 2. Система діагностики двигуна НК-12СТ.....	26
2.1. Підшипниковий вузол двигуна НК-12СТ .....	26
2.2. Системі контролю вібрації.....	28
2.3. Точки виміру вібрацій двигуна НК-12 СТ.....	43
РОЗДІЛ 3. Високоінтелектуальні системи діагностики.....	51
3.1. Об'єкти дослідження високоінтелектуальних систем діагностики.....	51
3.2. Інтелектуальна система GAZDETECT.....	54
3.3. Діагностична система VDS.....	56
ВИСНОВКИ.....	60
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	61

## ВСТУП

В даний час виробники та експлуатуючі організації прагнуть вести експлуатацію газотурбінних двигунів (ВМД) у складі газоперекачувальних станцій за їх технічним станом. Це дозволяє знизити вартість експлуатації, збільшити міжремонтний ресурс, знизити витрати на обслуговування, своєчасну постановку на ремонт. Велике значення у зв'язку з цим набуває оснащення агрегатів сучасними комплексами, що дозволяють проводити діагностику технічного стану в процесі їх роботи, серед яких особливе місце займає вібраційна діагностика із сучасними засобами аналогової та цифрової обчислювальної техніки [1], [2].

На відміну від авіаційних двигунів, турбоагрегати газоперекачувальних станцій є об'єктом, де вібраційна діагностика може бути реалізована у всій її повноті. Це пов'язано з роботою турбоагрегатів практично на тих самих режимах протягом тривалого часу, що дозволяє організувати так званий трендовий контроль за будь-якою ознакою або їх сукупністю, що використовується з метою діагностики. Звичайно, важливий і той факт, що в умовах наземного використання розробники практично не обмежені такими характеристиками діагностичних комплексів як типи і кількість датчиків, що використовуються, вага первинної або вторинної апаратури, обсяг займаного простору, швидкодія і функціональність програмного забезпечення, обсяг накопичуваних і збережених даних і т.д. .д. Експлуатаційна статистика підтверджує високу ефективність використання методів вібродіагностики у контролі стану газотурбінних установок [3]. Повернення коштів, витрачених на придбання та експлуатацію діагностичних систем зазвичай відбувається при першому запобіганні несправності. В даний час у світі практично не існує виробників турбоагрегатів наземного застосування, які не включали б у системи контролю комплекси з моніторингу вібраційного стану, що дозволяють вести постійний контроль технічного стану об'єкта. У цій статті розглядаються загальні питання, пов'язані з використанням такого роду комплексів, їх програмного забезпечення, характеристики якого можуть істотно залежати як від первинної апаратури, так і від конструктивних

особливостей турбоагрегатів, для яких здійснюється моніторинг. Усі висновки та приклади даються на підставі результатів, отриманих протягом більш ніж трирічної та практично безперервної роботи комплексу з моніторингу вібраційного стану ВМД у складі газоперекачувального агрегату ДПА Ц-16.

## **РОЗДІЛ 1**

### **Програмні комплекси діагностики ГПА**

## **1.1. Вимоги, що пред'являються до програмних комплексів.**

Система контролю стану механічного обладнання CSI 6500 Machinery Health™ Monitor

Контроль стану обладнання в режимі реального часу

- Розширення можливостей цифрової архітектури PlantWeb® функціями захисту та контролю стану обладнання

згідно стандарту API 670

- Легка інтеграція із системами автоматизації DeltaV™ та Ovation™ – три простих кроку

- Контроль стану найбільш критичного обладнання підприємства, що обертається

- Інформація про стан обладнання в режимі реального часу, інтегрована у систему автоматизації технологічного процесу

- Дані моніторингу вібрації, перетворені на попереджувальну сигналізацію

- Підтримка прийняття рішень на основі аналізу перехідних процесів турбінного обладнання у програмному комплексі AMS Suite

- Контроль стану обладнання з використанням технології PeakVue™ для аналізу підшипників кочення та редукторів

### **Загальні відомості**

На будь-якому виробничому підприємстві є п'ять відсотків критичного обладнання, поломка якого може призвести до повної зупинки виробничого

процесу. І навіть якщо критичне обладнання на вашому підприємстві оснащено системами віброзахисту, покликаними запобігти катастрофічним руйнуванням при перевищенні допустимого рівня вібрації, чи справді ваше виробництво надійно захищено?

Чи готові ви до величезних витрат на ремонт, зриву виробничих планів, невиконання зобов'язань перед клієнтами через аварійну зупинку або, навпаки, помилкового спрацьовування захисту?

Інформація про стан обладнання, що надходить в режимі реального часу, інтегрується в систему автоматизації технологічного процесу, що дозволяє упевнено експлуатувати обладнання.

Контроль стану обладнання в режимі реального часу

.

- Розширення можливостей цифрової архітектури PlantWeb® функціями захисту та контролю стану обладнання відповідно до стандарту API 670
- Легка інтеграція із системами автоматизації DeltaV™ та Ovation™ – три простих кроки
- Контроль стану найбільш критичного обладнання підприємства, що обертається.
- Інформація про стан обладнання в режимі реального часу, інтегрована у систему автоматизації технологічного процесу
- Дані моніторингу вібрації, перетворені на попереджувальну сигналізацію
- Підтримка прийняття рішень на основі аналізу перехідних процесів турбінного обладнання у програмному комплексі AMS Suite
- Контроль стану обладнання з використанням технології PeakVue™ для аналізу підшипників кочення та редукторів

**16-канальний модуль реле**



- До 60 конфігурованих програмних виразів
- Графічна побудова логічних схем «Попередження», «Небезпека», «ОК» та «не ОК»
- Налаштування тимчасової затримки, системних реле та множення порога спрацьовування

### **Буферні виходи**

- Дані часової діаграми в аналізаторі CSI 2140

Модуль швидкості / фази

- Контроль швидкості обертання, нульової швидкості, прискорення; можливість вимірювання пікових значень та фази; можливість застосування стандартних датчиків переміщення та магнітних тахометрів (від одиничної мітки до зубчастого колеса)

Близько 50% несправностей обладнання, що призводять до вимушеного простою, пов'язані з технологічним процесом. І 90% їх є прогнозованими і навіть контрольованими.

Система контролю стану обладнання CSI 6500 Machinery Health Monitor призначена для використання у системах автоматизації технологічних процесів та у проектах з модернізації систем захисту.

Виконана на єдиному шасі система CSI 6500 поєднує в собі перевірені засоби захисту та діагностики, і є комплексним рішенням для контролю стану механічного обладнання в режимі реального часу. Компанія Emerson є світовим лідером у галузі інтегрованих технологій автоматизації технологічного процесу, а також технологій моніторингу стану при управлінні стаціонарним та обертовим обладнанням у масштабі всього підприємства.

Система CSI 6500 повністю відповідає стандарту API 670 та поєднує в собі засоби захисту, діагностики, контролю стану обладнання у режимі реального часу та автоматизації технологічного процесу.

Система CSI 6500 є частиною цифрової архітектури PlantWeb компанії Emerson та надає інформацію у масштабах всього підприємства, необхідну прийняття управлінських рішень як реального часу.

- Відповідність вимогам API 670
- Захисний та діагностичний моніторинг на єдиному шасі
- Подвійне джерело живлення із резервуванням; 24 У пост. струму, 120-240 У перем. струму, 50-60 Гц
- Підтримка архітектури PlantWeb: сумісність з АСУ ТП Ovation та DeltaV та програмним комплексом AMS Suite
- Повний комплект контрольно-вимірювальної апаратури моніторингу турбіни
  - Розширення корпусу
  - Відносне розширення
  - осьовий зсув
  - Відносна вібрація
  - Абсолютна вібрація
- Є варіант «тільки захист» у компактному шасі 3

Гнучкість під час модернізації

Ваш проект може передбачати серйозну модернізацію, включаючи оновлення системи управління та системи вібраційного контролю або поетапне вдосконалення.

Якщо на першому етапі передбачається оновити лише систему захисту, можна використовувати спеціально передбачену конфігурацію системи CSI 6500 лише захист.

Систему CSI 6500 можна також розгорнути у конфігурації «тільки діагностика», доповнивши таким чином існуючу систему захисту.

Бажаєте використовувати існуючі контрольно-вимірювальні пристрої?

Система CSI 6500 може працювати з будь-якими датчиками вібропереміщення та конвертерами сигналу з живленням мінус 24 пост. струму.

На другому етапі вашого проекту конфігурацію «тільки діагностика» або «тільки захист» будь-коли можна буде розширити до комплексної системи, просто додавши кілька модулів контролю. Система CSI 6500 – найгнучкіше і найпотужніше з наявних рішень з модернізації. Система CSI 6500 перевірена практично; вона забезпечує захист за стандартом API 670 найбільш критичного обладнання - парових і газових турбін, насосів котлів, турбокомпресорів, компресорів для хімічної промисловості, витяжних вентиляторів і нагнітачів.

Пропущений аварійний сигнал, зупинка через помилкове спрацювання або робота наосліп – на вашому підприємстві все це неприпустимо. Система CSI 6500 дозволяє уникнути пропуску аварійних сигналів, використовуючи для цього самодіагностику стану модулів, моніторинг стану контрольно-вимірювальної апаратури та зовнішнє резервоване джерело живлення з можливістю гарячої заміни. Зовнішнє джерело живлення захищає шасі від перегріву та випадкового втручання користувача. Така архітектура використовується у всіх системах автоматизації та відповідальних системах протиаварійної

Для виключення хибних спрацювань використовується логічна схема 2 з 3, що дозволяє підвищити точність прийняття рішень, а також застосування

двоканальних модулів захисту. Використання двоканальних модулів означає, що заміна модуля захисту стосується лише двох вимірювальних каналів – це вимога стандарту API 670.

Резервування каналів зв'язку дозволяє гарантувати безперервне отримання інформації про стан обладнання оператором.

### **1.2. Функціональні можливості системи CSI 6500**

Інші функціональні можливості, що демонструють гнучкість системи CSI 6500:

- Контроль осьового зсуву: двоканальний, взаємодоповнювальний (комплементарний), мінімальний/максимальний або абсолютний

положення валу, зсув діапазону вимірювань, інверсія діапазону вимірювань.

- Відносне розширення: гнучкість будь-якої конфігурації лінійної зміни.
- Ексцентриситет: максимальне значення, мінімальне значення, розмах або відстань від еталонного зазору.

CSI 6500 інтегрується в системи автоматизації технологічного процесу Ovation та DeltaV за допомогою трьох простих кроків; у своїй час інтеграції скорочується з кількох тижнів за кілька хвилин. Також автоматично створюються стратегії управління та графічні елементи, що істотно спрощує розробку графічного інтерфейсу користувача (GUI) Інтегрована система захисту та прогнозування відмов обладнання, розроблена компанією Emerson, дозволяє заощадити сотні людино-годин; вона забезпечує повну та безпомилкову інтеграцію інформації про обладнання в цифрові системи управління DeltaV та Ovation. Для інтеграції звичайних систем захисту обладнання з 24 каналами вібрації може знадобитися 2400 кроків. Зазвичай, повна інтеграція займає до 5 днів. За такої кількості кроків часто виникають проблеми в мережі, помилкові тривоги, потрібен додатковий час для проведення випробувань. Найчастіше підприємства не мають достатнього часу і персоналу для здійснення інтеграції, позбавляючи операторів можливості діагностувати стан найважливішого обладнання.

Система CSI 6500 усуває цю проблему: в результаті простої трикрокової процедури інтеграції з системою управління оператори отримують доступ до діагностики стану обладнання.

Контрольно-вимірювальна апаратура

Оскільки система CSI 6500 отримує дані від інтелектуальних польових пристроїв, точність інформації багато в чому визначається якістю контрольно-вимірювальної апаратури.

Переважним способом моніторингу обладнання з підшипниками ковзання є використання вихрострумових датчиків вібропереміщення. Ці датчики встановлюються всередині корпусу агрегату

і безпосередньо контролюють переміщення та положення валу, не вступаючи в контакт з його поверхнею.

Для контролю стану редукторів та підшипників кочення у промисловості прийнято використовувати акселерометри та вимірювачі віброшвидкості (велометри). Іноді визначення стану устаткування використовуються датчики температури, але температура – лише мала частина загальної картини стану обладнання. Якщо між валом і підшипником виникає тертя в результаті перекосу, це можна відразу відстежити за допомогою датчика переміщення. На момент, коли тертя буде настільки сильним, що спрацює сигналізація перегріву, обладнання вже буде пошкоджено. На якість вимірів первинних перетворювачів впливає як місце їх установки, і конструкція тримача.

При розгортанні нової системи, її модернізації або заміні датчиків під час технічного обслуговування доступний весь асортимент датчиків, адаптерів, кабелів, роз'ємів, перетворювачів та кріпильних пристроїв.

- осьовий зсув
- Відносна радіальна вібрація валу
- Абсолютна радіальна вібрація валу
- Відносне розширення ротор – корпус
- Вібрація корпусу підшипника
- Розширення корпусу, LVDT-сенсор
- Прогин ротора (ексцентриситет)
- Положення клапана, LVDT-сенсор
- Вимірювання швидкості обертання та фази

Таблиця 1.1. Система моніторингу та діагностики.

Модуль контролю розширення корпусу	Частота обертання ротора	Фаза	Вхідні сигнали процесу	Абсолютна вібрація вала	П'єзо датчик
■ LVDT-	■ Контроль	■ Інформація	■ Допустимі є	■ Для визначення	■ Вик

<p>датчики, встановлені на обох сторонах корпусу, вимірюють розширення щодо підстави на турбінах потужністю понад 250 МВт</p> <p>■ Важливо контролювати розширення корпусу з обох боків для виявлення вигину, який може призвести до контакту ротора та статора</p>	<p>частоти обертання: інформація про стан обладнання, накопичення трендів та запуск збору даних</p> <p>■ Нульова швидкість: сигналізує оператору про необхідність задіяти валоповоротне пристрій або про відмову цього пристрою</p> <p>■ Прискорення ротора: вказує на зміну навантаження та інформує про стан муфти</p> <p>■ Зворотне обертання</p>	<p>про зміні фази так само важлива, як і інформація про зміну амплітуди</p> <p>■ Зміна фази є основним індикатором можливої тріщини валу</p>	<p>вхідні сигнали 4-20 мА та 0-10 В</p> <p>■ Допускається пряме підключення сигналів з резистивних датчиків температури та термопар</p> <p>■ Входи температури, тиску, витрати та інших параметрів процесу</p> <p>Контроль положення клапана</p> <p>■ Положення клапана можна використовувати для відстеження зміни навантаження</p>	<p>абсолютної вібрації валу шляхом математичних розрахунків використовуються датчики відносної вібрації та сейсмічні датчики</p> <p>■ Абсолютну вібрацію рекомендується вимірювати для турбін потужністю 250-650 МВт і більше</p> <p>Сейсмічний датчик</p> <p>■ Вхідний сигнал з електродинамічного сейсмічного датчика використовується для вимірювання вібрації корпуси підшипника</p>	<p>кач</p> <p>■ Так аві под</p> <p>■ Вик для і</p>
---	--	--	--	--	--

### Надійна система контролю стану обладнання

Стійка робота турбінного обладнання критична для виробництва. І тут потрібна інформація про поточний стан у режимі реального часу, можливість запису даних, та можливість їх подальшого відтворення для поглибленого

аналізу. І ці дані потрібно збирати одночасно з усіх точок контролю на агрегаті, включаючи складні складові машини. Задоволення цієї вимоги є одним з основних завдань у галузі діагностики стану технологічного обладнання. Вирішити це завдання дозволяють польові інтелектуальні засоби

Таблиця 1.2. Інформація про поточний стан у режимі реального часу

П'єзоелектричні датчики	Двоканальний контроль осьового зсуву	Ексцентриситет	Відносне розширення
<p>■ Використовуються для підшипників кочення та редукторів</p> <p>■ Також використовуються для авіаційних турбін з підшипниками кочення</p> <p>■ Використовується технологія PeakVue для аналізу підшипників кочення та редукторів</p>	<p>■ Осьовий зсув ротора – це осьове становище біля завязаного підшипника, одне з основних вимірювань на високооборотній турбіні</p> <p>■ Рекомендується використовувати не менше двох датчиків осьового зсуву – для резервування та використання у логічній схемі захисного відключення</p> <p>■ Зношування або несправність упорного підшипника, а також різка зміна тиску пари можуть викликати швидке осьове переміщення ротора та його зіткнення зі статором</p>	<p>■ Міра прогину ротора при запуску; зазвичай контролюється на частотах від 0 до 600 об/хв</p> <p>■ Прогин ротора змінюється при зміні теплового режиму в час запуску, зупинки і навіть під час роботи</p> <p>■ Як мінімум один датчик переміщення у частині високого тиску контролює ексцентричну втулку</p>	<p>■ Відносне розширення – це вимір радіального положення ротора</p> <p>■ Датчики відносного розширення монтуються на корпусі та вимірюють положення ротора щодо корпусу</p> <p>■ Рекомендується використовувати для турбін потужністю 250 МВт і більше</p> <p>■ Монтаж на похилій поверхню або диференціальний вимір</p>

Якщо захист вже є, або не потрібний для даної категорії обладнання, система CSI 6500 може бути розгорнута для моніторингу та діагностики стану. У конфігурації із підключенням сенсорів на задній панелі Система CSI

6500 налічує до 48 вимірювальних каналів вібрації та параметрів процесу на одному шасі.

Система CSI 6500 – це унікальне технічне рішення із використанням польових інтелектуальних засобів діагностики; вона поєднує в собі систему захисту та систему контролю стану обладнання на базі одного шасі. З її допомогою можна отримати доступ до всієї необхідної інформації у масштабі підприємства та навіть у глобальному масштабі. При холодному запуску турбіни весь агрегат розширюється під впливом екстремальних температурних умов. При цьому вал швидко розширюється. Розширення корпусу відбувається повільніше. Зі зростанням кількості оборотів малі зазори ще більше скорочуються.

Проста та безпроблемна інтеграція цієї системи в існуючі системи автоматизації Ovation та DeltaV дозволяє оператору отримувати інформацію про стан обладнання в режимі реального часу що важливо для впевненого керування процесом. Це не вимагає встановлення додаткового ПК в диспетчерську або вивчення нового пакета програм. Динамічне оновлення інформації відбувається завдяки надходженню даних з шинної або Ethernet-технології, що лежить в основі.

З цифровою архітектурою PlantWeb компанії Emerson ваше підприємство забезпечене цифровими інтелектуальними засобами прогнозування, які дають вам додатковий час – час для планування, прийняття рішень, для концентрації на комерційних результатах.

Контроль стану обладнання у реальному часі для завдань техобслуговування

В ідеальному світі машинне обладнання функціонувало б так, як належить; а програмні програми прогностичного аналізу, такі як AMS Suite Machinery Health Manager автоматично визначали б для вас будь-які несправності турбіни. Однак у реальному світі для обґрунтування



та підтвердження результатів діагностики стану обладнання іноді потрібні потужні діагностичні засоби.

Система CSI 6500 розроблена для вирішення завдань у реальному світі: польові інтелектуальні засоби, одночасний безперервний збір даних по всіх каналах, відображення даних у реальному часі та можливість їх подальшого відтворення.

Представляючи результати діагностики персоналу, ви зможете відтворити запис даних зупинки або пуску турбіни, або навіть несподіваного стрибка вібрації, що стався в нічну зміну.

Жодних моментальних знімків – з опцією аналізу перехідних процесів у системі CSI 6500 ніщо не залишається непоміченим, все реєструється.

Безперервна реєстрація даних та функція їх подальшого відтворення дозволяють відповісти на будь-яке питання керівництва про стан турбінного обладнання. Миттєві знімки ненадійні.

Для відповідального високошвидкісного турбінного обладнання компанія Emerson створила виключно ефективний інструмент прогностичної діагностики.

## **Ефективне планування тех обслуговування**

### Параметри аналізу

На додаток до функцій захисту технологічного обладнання та моніторингу стану в реальному часі система CSI 6500 дає детальне уявлення розвитку дефектів для завчасного планування технічного обслуговування. У системі CSI 6500 можна встановити до 255 різних параметрів для діагностики несправностей шляхом аналізу спектра та тимчасової діаграми.

Для кожного параметра аналізу можна встановити попереджувальні та аварійні сигнали LOLO (аварійно

низький рівень), LO (низький рівень), HI (високий рівень) та HHI (аварійно високий рівень). Постійно доступні такі параметри, як амплітуда і кратна фаза 1-ої оборотної частоти, енергія в смузі від 3-ї до 8-ї оборотної частоти, що відповідає втраті жорсткості, субсинхронні частоти для вихрового руху олії, частоти кратні 0,5-ї оборотної для зачіпань, проводиться діагностика за формою сигналу. Для аналізу стану агрегатів із редукторами та підшипниками кочення використовується запатентована технологія PeakVue.

### **1.3 Адаптивний моніторинг**

Зростання вібрації не обов'язково має викликати спрацювання аварійної сигналізації. Зростання вібрації (до певної міри) може бути нормальним явищем, що з збільшенням навантаження. Система CSI 6500 має унікальну здатність адаптувати свою стратегію моніторингу до змінних умов технологічного процесу.

Це досягається завдяки польовій логіці обробки, що дозволяє вести збір даних на основі подій та здійснювати адаптивний контроль.

Система CSI 6500 адаптує стратегію моніторингу з урахуванням зміни параметрів процесу, таких як навантаження або частота обертання. Якщо раніше параметр вібрації можна було переглядати лише в одному вікні тренда, тепер можна використовувати два вікна: одне для навантаження 100%; інше – для навантаження 110%; і в кожному вікні аналіз даних та відображення параметрів попереджувальної сигналізації ведеться незалежно. Програма AMS Suite забезпечує ефективну діагностику в режимі реального часу за допомогою графічного інтерфейсу.

Інтелектуальні польові пристрої

Інтелектуальна польова логіка обробки робить можливим використання розширених діагностичних функцій системи CSI 6500. Подібно до архітектури систем автоматизації, де польовий контролер веде моніторинг і керує польовими пристроями, система CSI 6500 керує реле захисного зупину,

веде моніторинг аварійних сигналів стану обладнання і спрямовується користувачам, у будь-якій точці земної кулі, потік даних перехідних процесів із польового процесора. Інтелектуальні польові пристрої дозволяють:

- Використовуючи шинну технологію, в режимі реального часу оновлюватимуть діагностичні параметри стану обладнання в системі автоматизації.
- Вести адаптивний моніторинг на основі подій та видавати попереджувальні сигнали.
- Протягом 100+ годин вести безперервний та одночасний запис даних перехідних процесів турбінного обладнання по всіх вимірювальних каналів одночасно.
- Створювати масштабовані рішення для моніторингу на рівні підприємства

Інтегрований пакет програмних інструментів AMS Suite є пакетом найкращих у своєму класі програм прогностичної діагностики, які дозволяють керувати обладнанням всього підприємства через локальну або глобальну мережу.

Переваги використання пакета AMS Suite для керування відповідальним обладнанням:

- Прогностичний моніторинг стаціонарного та обертового обладнання
- Вражаючий набір інструментів діагностичного аналізу: відображення графіків, трендів, аналіз перехідних процесів, спектральний аналіз, технологія PeakVue, автокореляція, статистичний аналіз
- Програма перегляду архівних даних із можливістю доступу через інтернет
- Планування технічного обслуговування обладнання із завданням пріоритетів із можливістю доступу через інтернет
- Контроль робочих характеристик обладнання в режимі реального часу
- Графічний інтерфейс користувача
- Імпорт параметрів технологічного процесу AMS Suite: Asset Graphics

Програма AMS Asset Graphics дозволяє переглядати параметри технологічного процесу, параметри захисту, інформацію про стан обладнання та його робочі характеристики у наочному графічному вигляді.

Програма AMS Asset Graphics відображає дані систем захисту та діагностики, а також робочі характеристики агрегату на єдиному операторському екрані в інтуїтивно-зрозумілому графічному вигляді.

Додаток AMS Asset Graphics надає наочну інформацію для оператора, а встановлено у відділі технічного обслуговування – буде корисним інструментом для відображення стану агрегатів для механіка.

Можливості AMS Asset Graphics:

- Графічне представлення агрегату з індикацією стану у вигляді стовпчастих діаграм
- Журнал реєстрації подій/аварійних сигналів
- Побудова трендів параметрів вібрації та технологічних параметрів
- Розсилка повідомлень (електронною поштою, у вигляді текстових повідомлень)
- Може бути локальним графічним дисплеєм для шафи керування
- Підтримка технології сенсорного екрану

Відкрита архітектура дозволяє інтегрувати дані з/в існуючі програми та системи, такі як:

- Системи захисту, сумісні з ModBus
- АСУ ТП, сумісні з ModBus або OPC
- Сервери архівних даних, сумісні з OPC або SQL

AMS Suite: Machinery Health Manager

Коли Asset Graphics зафіксовано зміну поточних параметрів і є підозра на розвиток потенційної несправності, у справу вступає

AMS Machinery Manager – програмне забезпечення для точної оцінки стану та комплексного діагностичного аналізу по кожному агрегату на вашому підприємстві.

Програма AMS Machinery Manager об'єднує дані, отримані від різних технологій моніторингу, у загальній базі даних для аналізу та формування звітів.

Спеціально для турбінного обладнання в AMS Machinery Manager передбачені такі можливості:

- Сеанси відображення даних перехідних процесів у режимі реального часу
- 100+ годин реєстрації даних: контроль пуску, зупинки, штатного режиму роботи
- Відтворення будь-якого записаного інтервалу

Використовуйте функцію тривимірної анімації Live 3D Shaft Animation для перегляду руху валу навколо центральної лінії у підшипнику ковзання. Усі параметри відображення, включаючи кут спостереження та швидкість відтворення, контролюються користувачем:

- 3D-аналіз обладнання з використанням ME'Score
- Локальний графічний дисплей
- Підтримка технології сенсорного екрану
- 3D-анімація руху валу для детального аналізу
- Програма перегляду архівних даних обладнання через Інтернет
- Інструмент взаємодії для обміну знаннями кількох користувачами
- Аудіо відтворення сигналу
- Конфігуроване вікно відображення поточного стану Online Watch
- Повний спектральний аналіз, включаючи виявлення зачеплення валу за корпус підшипника
- Визначення положення центральної лінії валу у стані спокою

Сеанси відображення даних перехідних процесів у режимі реального часу.

Польові інтелектуальні пристрої дозволяють безпосередньо підключитися до серця агрегатів.

Ця унікальна архітектура дозволила включити до пакету програм AMS Suite ефективні засоби діагностики та прогнозування, недоступні у системах збору

даних на базі ПК. Тренди загальних рівнів вібрації, графіки орбіт, центральна лінія валу, діаграми Бодє та Найквіста, каскадні діаграми, часові діаграми та спектри – все це можна переглядати в динаміці, одночасно для всіх підшипників.

100+ годин – реєстрація даних параметрів роботи турбіни.

Буфер розрахований на 100 і більше годин безперервної та одночасної реєстрації часової діаграми з усіх датчиків, всіх підшипників складного складового агрегату. У разі виникнення важливої події функція автоматичного або ручного архівування зберігає безперервний зріз даних в проміжку часу, що цікавить. Цей зріз даних можна аналізувати, зберігати та повторно відтворювати з накладенням на поточні дані.

Відтворення даних роботи турбіни

Функція відтворення даних дозволяє переглядати інтервали аномальної роботи агрегату, процесу запуску або зупинки. Під час відтворення ви можете змінити фільтр графіка орбіти або тривимірне представлення каскадного графіка для тонкого налаштування критеріїв аналізу, щоб ясніше діагностувати проблему.

3D-аналіз обладнання з використанням програми ME'Score

ME'Score використовується графічна 3D-анімація для візуального представлення руху частин агрегату або конструкції повністю в процесі роботи. Ця програма дозволяє спостерігати як загальний рух, так і переміщення одного вузла щодо іншого.

Для перегляду уповільненої анімації потрібно клацнути правою кнопкою миші на часовій діаграмі перехідного процесу для виклику контекстного меню та автоматичної передачі даних до програми ME'Score. Ця програма дозволяє виявити несправності обладнання, які не вдається виявити іншими методами.

**Можливий сценарій**

## Якщо стався аварійний зупинка турбіни

Ви відпочивали вдома ввечері, коли зателефонував телефон, і вам повідомили, що стався аварійний зупинка турбіни. Відповідальність за рішення про перезапуск лежить на вас. Ви відчуваєте тягар відповідальності, але водночас і впевненість, бо маєте у своєму розпорядженні два ефективні інструменти – безперервну реєстрацію даних з можливістю відтворення та аналізу подій та режим відображення даних у реальному часі, що забезпечує зворотний зв'язок під час запуску. До ваших послуг багато годин даних, записаних до, під час і після аварійного зупинки турбіни.

На шляху до об'єкта ви відновлюєте у пам'яті факти:

1. Ви правильно настроїли параметри реєстрації даних у часовому інтервалі, що охоплює подію. Ви впевнені, що потрібні дані та аномальну подію зареєстровані.
2. Ваша система контролю стану обладнання в режимі реального часу веде безперервний запис тимчасового сигналу, щоб не допустити пропуск важливої події. У програмному забезпеченні AMS Suite зареєстровані архівні дані завжди доступні для перегляду.

Польовий процесор є безперервним реєстратором даних; він реєструє та зберігає в буфері до 100+ годин запису тимчасової діаграми з усіх підшипників. Крім того, є функція автоматичного архівування даних; за допомогою її на мережному сервері можна зберігати короткі одногодні інтервали.

3. Відображення параметрів турбіни в реальному часі допоможе прийняти правильне рішення під час запуску.

Прибувши на об'єкт, ви дізнаєтеся, що аварійний зупинка турбіни був проведений оператором вручну.

В режимі реального часу оператор отримував із системи CSI 6500 дані про вібрацію, а із системи автоматизації – діагностичну інформацію про температуру масла та тиск; ці дані вказували на те, що турбіну необхідно

зупинити. Група технічного обслуговування вже виявила засмічений маслопровід підшипника.

Залишилося вирішити такі питання: «Які збитки завдали обладнання? Чи можна перезапустити турбіну? Завдяки безперервній багатоканальній реєстрації даних ви можете переглянути вікна швидкого перегляду і виділити цікаву область для більш детального аналізу.

Ви можете переглянути дані, порівняти їх з вихідними і переконатися, що причиною вібрації був один підшипник. Графіки центральної лінії валу свідчать, що зазор у підшипнику перебуває у межах допуску. Після усунення проблеми з подачею олії ви перезапускаєте турбіну. Ви стежите за запуском у режимі реального часу, використовуючи функцію "вигляд усередині турбіни" програмного пакета AMS Suite.

Інтегрований контроль стану обладнання в режимі реального часу, що забезпечує діагностику, захист та контроль робітників. Характеристики, у поєднанні з архітектурою PlantWeb дозволили швидко отримати доступ до важливої інформації та прийняти правильне рішення.

Система CSI 6500 може бути поставлена у конфігурації "тільки захист" і змонтована на шасі 3U. Це особливо актуально за відсутності вільного місця у шафі управління.

#### Порядковий аналіз

Порядковий аналіз – унікальний інструмент для діагностики намотувальних машин та іншого обладнання з швидкістю обертання, що постійно змінюється, де зібрані дані спектрів вібрації розмиті і марні для аналізу. Цей інструмент забезпечує чітке представлення важливих даних при мінливих швидкостях.

#### **Аналіз перехідних процесів**



Аналіз перехідних процесів, розроблений для турбін, дозволяє одночасно збирати дані з багатьох каналів. Для пресів та машин, що перебувають

із системи валів (каландрів), аналіз перехідних процесів це єдиний спосіб моніторингу в умовах швидко мінливих даних.

### **Адаптивний контроль**

Адаптивний контроль став можливим завдяки використанню інтелектуальних польових пристроїв.

Збір та обробка даних вібрації ведуться у польових умовах – так само, як це робить польовий контролер системи автоматизації технологічного процесу.

В результаті стає можливим проведення розширеного та гнучкого аналізу, адаптованого до поточних параметрів процесу, та виконання необхідних розрахунків у польових умовах. При цьому скорочується обсяг даних, що передаються користувачеві.

### **Усереднення, синхронізоване за часом**

Працюючи валкового пристрою контакт вступають кілька валів; це означає, що вібрація одного валу передається всім валам у зоні контакту. За усереднення, синхронізованим за часом, датчики вібрації та тахометр на кожному валу дозволяють виявити конкретний вал, що є джерелом підвищеної вібрації, навіть якщо він перебуває у контакті з іншими валами.

Дані, зібрані портативними аналізаторами, та дані онлайн систем можна переглядати та аналізувати в єдиній базі даних одночасно, причому графіки можна вивести на один екран, наклавши один на одного. Такий підхід до аналізу зібраних даних результативніший і вимагає менше часу на навчання.

## **24 аналітичні параметри на кожен вимірювальний канал**

На кожен вимірювальний канал (сенсор вібрації) можна встановити до 24 параметрів аналізу, що значно підвищує гнучкість системи в плані автоматизованої діагностики. У вікні конфігурації вкажіть потрібні параметри по кожному каналу, а також допустимі значення (уставки) цих параметрів, та отримуйте автоматичні повідомлення про вихід значень за межі допустимих норм без потреби постійного рутинного перегляду даних. Для прийняття рішення щодо повідомлення, що спрацювало, – всі засоби аналізу та розширеної діагностики ПЗ AMS Machinery Health Manager завжди у вашому розпорядженні.

У паперовій промисловості та металообробці особливо важливими є три аспекти контролю:

- Миттєвий зворотний зв'язок по загальним рівням вібрації для контролю дефектів обладнання, що швидко прогресують.
- Надання оператору поточної інформації щодо якості продукції
- Детальна оцінка зміни стану обладнання з часом для планування робіт з технічного обслуговування

Система CSI 6500 надає у ваше розпорядження швидкі та ефективні прогностичні можливості

## Система діагностики двигуна НК-12СТ

### 2.1. Підшипниковий вузол двигуна НК-12СТ

Підшипники кочення газотурбінного двигуна НК-12СТ, що входить до складу газоперекачувального агрегату ГПА-Ц-6,3 (див. табл. 1), є одними з найбільш відповідальних вузлів, що визначають працездатність та довговічність двигуна. Результати аналізу надійності роботи двигунів НК-12СТ за кілька років показують, що значна частка виходів їх з ладу (від 40 до 50%) відбувається через руйнування підшипників кочення, при цьому двигун у середньому виробляє не більше 2000 годин, що становить 50% гарантійного та 18,2% міжремонтного ресурсу двигуна.

У той же час, в окремих випадках, за сприятливих умов, коли якісно виконано складання двигуна та дотримуються правил технічної експлуатації, підшипникові вузли повністю виробляють не тільки гарантійний та міжремонтний ресурс, але навіть і загальний розрахунковий ресурс двигуна, що дорівнює 33000 год.

Результатом руйнування підшипників є знімання двигуна з експлуатації та його заміна, яка є найбільш дорогою операцією для газотранспортних підприємств, що експлуатують. Двигуни, що вийшли з ладу, відновлюються і ремонтуються заводом-виробником.

Особливістю руйнування підшипників двигуна НК-12СТ є те, що воно відбувається раптово, без появи суттєвих ознак, що передують руйнуванню, що тягне за собою втрати газу, що перекачується, не заплановані трудовитрати, пов'язані з аварійними зупинками, збої в роботі компресорних станцій, високу вартість ремонту. Зазначена особливість, а також її наслідки зумовлюють актуальність проблеми раннього діагностування стану підшипників двигуна НК-12СТ методами безрозбірної (у тому числі вібраційної) діагностики.

Крім того, вирішення проблеми раннього діагностування підшипників двигуна НК-12СТ дозволить вирішити задачу обґрунтованого прогнозування термінів безвідмовної роботи двигунів та призначення їх гарантійного ресурсу під час випуску відповідно до фактичного стану підшипникових вузлів.

Таблиця 2.1. Підшипникові вузли двигуна НК-12СТ

Вузлы двигуна	№№ підшипників	Наименование підшипників	Обозначение по ГОСТ
Осевий компресор	1	Передній роликівий радіальний	5А-932-125-Д1Т1 АВ-116-222-Б1Т2
	2	Задній кульковий радіально-упорний	
Турбина компресора (ТВД)	3	Передній роликівий радіальний	АВ-321-32-Р6 5Б-672-518-Д2Т2
	4	Задній роликівий радіальний	
Вільна турбина (СТ)	5	Передній роликівий радіальний	АВ-321-32-Р6 55-321-30-БТ2 А-176-130-Р2
	6	Задній кульковий радіально-упорний	
	7	Задній кульковий радіально-упорний	

## 2.2. Системі контролю вібрації.

У процесі роботи стан підшипників двигуна НК-12СТ оцінюється за непрямыми параметрами за допомогою штатної системи контролю наявності металевої стружки в маслосистемі двигуна, зміни температури масла на виході з двигуна, а також зміни вібрації в штатних точках (по одній на силовому корпусі турбокомпресора і вільної турбіни) у діапазоні роторних частот (від 45 до 150 Гц). Вібрація вимірюється у вертикальному напрямку.

Штатна система контролю призначена в основному для захисту двигуна від глобальних пошкоджень та його зупинки у разі виникнення аварійних ситуацій, але за допомогою цієї системи неможливо з достатньою достовірністю оцінити стан підшипників на ранніх стадіях розвитку несправностей, що передують руйнуванням.

Для вирішення завдання раннього виявлення несправностей підшипників кочення в даній роботі розглядаються методи вібраційної діагностики, що оперують деякими характеристиками вібраційних процесів, що супроводжують роботу двигуна НК-12СТ.

У процесі роботи у складі роторних машин підшипники кочення генерують так звані «підшипникові» вібрації в досить широкому діапазоні частот [2]. Ці вібрації обумовлені такими причинами:

- наявністю в підшипниках кількох елементів, що здійснюють складний рух із різними кутовими швидкостями;
- недосконалістю підшипників кочення, що утворилися на стадії виготовлення – хвилястістю, овальністю, гранністю доріжок та тіл кочення, наявністю радіального зазору, дисперсією діаметрів тіл кочення тощо;
- недосконалості, що виникають при складанні роторної машини-перекосами кілець, недотриманням допусків на посадки кілець на вал і корпус і т.д.;
- недосконалості, що виникають при експлуатації машини-зносом, забрудненням мастила, збільшенням радіального зазору тощо. Зазначені

причини призводять до складного характеру руху центру валу під впливом сил взаємодії контактуючих деталей.

Створювані підшипниками кочення збудження відносяться до розряду кінематичних, коли вихідними є не навантаження, а взаємні переміщення зовнішнього та внутрішнього кілець підшипників. При розвитку несправностей, вібраційні характеристики кінематичних збуджень змінюються, що дозволяє виявляти несправності підшипників зі зміни вібрації.

В даний час відомі багато методів вібродіагностики, що використовують різні інформативні характеристики вібраційних сигналів для виявлення різних несправностей підшипників.

Створення методів вібродіагностики передбачає первісне побудова фізичної моделі, тобто. описи зв'язків динамічних, кінематичних та інших параметрів підшипника з його технічним станом Далі будується діагностична модель, яка дозволяє описати ці параметри за допомогою певних характеристик вібраційних процесів (діагностичних ознак).

При побудові діагностичної моделі використовуються детерміністські та ймовірні підходи.

Типовий приклад застосування детерміністського підходу наведено в роботі [2], де кожній несправності відповідає коливання з частотою, кратною частотою обертання ротора, де коефіцієнти кратності розраховуються виходячи з кінематичних співвідношень переміщення окремих елементів підшипника, що мають дану несправність (табл. 2.2).

Таблиця 2.2. Частоти «підшипникових» вібрацій..

№	Частота	Причина
1	$\omega$	Неврівноваженість, різниця та перекіс внутрішнього кільця
2	$2\omega$	Овальність внутрішнього кільця
3	$K\omega$ ( $K=3,4,5\dots$ )	Некруглість доріжки кочення внутрішнього кільця
4	$\omega_c=K_1\omega$	Неврівноваженість сепаратора
5	$Z\omega_c$	Періодична зміна жорсткості при груповому обертання тіл кочення.
6	$K_2\omega Z$	Поодинокі дефекти на доріжках кочення внутрішнього кільця
7	$K_1\omega Z$	Поодинокі дефекти на доріжках зовнішнього кільця
8	$K_2\omega Z n$	Хвилястість n-го порядку доріжки кочення внутрішнього кільця.
9	$K_1\omega Z$	Гранність n-го порядку тіл качання
10	$\omega_{ш} Z n$	Хвилястість n-го порядку доріжки кочення зовнішнього кільця.

де: - частота обертання ротора;

c - частота обертання сепаратора;

$\omega_{ш}$  - частота обертання тіла кочення;

Z – кількість тіл кочення;

n - кількість хвиль, що укладаються по довжині кола доріжки кочення;

$$K_{12} = 1/2 \left( 1 \mp \frac{D_T}{D_0} \cos \beta \right) \quad (1)$$

де:  $D_T$  – діаметр тіла кочення;  $D_0$  – середній діаметр підшипника;  $\beta$  – кут контакту.

У моделі амплітуди коливань на зазначених у табл. 2.3. частоти характеризують ступінь розвитку відповідних цим коливань несправностей.

У роботі [3] окремі несправності підшипників кочення не розглядаються, і діагностична модель є зв'язком між станом підшипника та деякою статистичною характеристикою «фактором Куртозиса» (ФК), що визначається виразом:

$$\text{ФК} = \frac{\int_{-\infty}^{+\infty} (x - \bar{x})^4 P(x) dx}{\sigma^4} \quad (2)$$

де:  $X$  – амплітуда сигналу з датчика вібрації;

- Середнє значення сигналу;

$P(x)$  – ймовірність появи величини;

$\sigma$  - середньоквадратичне відхилення для середнього нульового сигналу.

ФК розраховується за сигналом віброприскорення у п'яти смугах частот: 2,5-5 кГц, 5-10 кГц, 10-20 кГц, 20-40 кГц, 40-80 кГц. Якщо підшипник справний, значення ФК залишається приблизно постійним (близько трьох) і не залежить від частотного діапазону вимірювання. Якщо ж у якомусь діапазоні частот значення ФК істотно відрізняється від трьох (більше чи менше), то здійснюються додаткові виміри у цих діапазонах виявлення конкретних дефектів. Як стверджують автори, ФК дуже чутливий до ступеня



пошкодження підшипника і залежить від типу машин, де вони встановлені. Для вимірювання ФК фірмою Environment Equipment LTD розроблений спеціальний прилад, можлива також комп'ютерна реалізація даного методу.

Фірма IRD Mechanalysis пропонує свій метод діагностування технічного стану підшипників кочення [1] за допомогою вимірювання параметра Spike Energy (енергія сплесків - SE).

Цей параметр складається із двох частин::

$$SE=q_1+q_2 \quad (3)$$

де  $q_1$  – енергія детермінованих частотних складових у діапазоні 5-10 кГц, описаних у роботі [2];

$q_2$  – енергія зіткнень (імпульсів) тіл кочення з доріжками кочення в діапазоні частот 30-50 кГц.

Для поділу станів підшипників залежно від ступеня їх пошкодження фірма IRD Mechanalysis пропонує таблиці значень параметра SE для конкретних типів обладнання. Для вимірювання параметра SE фірмою IRD Mechanalysis випущені портативний віброметр типу 810 і аналізатор швидкої дії типу 820.

Розглянуті вище методи досить добре працюють, коли є можливість установки датчиків вібрації безпосередньо на корпус підшипника і коли при вимірі в одній точці діагностується лише один підшипник, у всіх інших випадках застосування цих методів проблематична.

Особливостями конструкції газотурбінних двигунів, що входять до складу газоперекачувальних агрегатів, що обмежують застосування розглянутих вище методів, є те, що неможливо встановити датчики вібрації безпосередньо на підшипник, датчики встановлюються на досить податливі

зовнішні силові корпуси, в результаті чого виникають спотворення сигналів від підшипників з- за безлічі резонансів та переходів «зазор-натяг». Крім того, підшипники розташовані близько один від одного, що не дозволяє розділити сигнали від різних (однотипних) підшипників.

Основою методології, викладеної у цій роботі, є облік фактичного радіального зазору в підшипнику кочення, як параметра, що визначає його працездатність, реальну довговічність та фактичний термін служби.

У довідковій літературі з підшипників кочення [4] наводиться докладна методика розрахунку робочого радіального зазору. Аналіз різних факторів, що впливають на його величину, показує, що різні поєднання допусків на посадку підшипника в корпус, на вал, допуски на перекіс кілець, допуски на температурні розширення та пружні деформації можуть призвести до відхилень величини реального зазору від розрахункового вже на етапі збирання двигуна.

У роботі [5] розглянуто рух центру тяжкості шийки ротора у підшипнику кочення з позитивним радіальним зазором. Траєкторію руху центру тяжкості шийки ротора можна у вигляді зворотної синусоїди::

$$y = \Delta \left| \sin \frac{\pi x}{x} \right|$$

$$x = \frac{\omega_D}{2} \left( 1 - \frac{D_T}{D_D} \cos \beta \right) \frac{D_D t}{2}$$

(4)

шлях, що проходить тіла качання;

$\lambda = \frac{\pi D_D}{Z}$  - відстань між тілами кочення;

$\omega_D$  – кругова частота обертання ротора;

$D_T$  – діаметр тіла кочення;

$D_0$  – середній діаметр підшипника;

$t$  – час;

$Z$  – кількість тіл кочення;

$\beta$  – кут контакту.

Підставляючи  $X$  і  $\lambda$  (4), отримаємо

$$y = \Delta \left| \sin \left[ \frac{\omega_0}{2} \left( 1 - \frac{D_1}{D_0} \cos \beta \right) Z \right]^{\frac{t}{Z}} \right| \quad (5)$$

Або

$$y = \Delta \left| \sin \frac{\omega_3 t}{2} \right| \quad (6)$$

де  $\Delta$  - розмах коливань з частотою ( $\omega_{3\text{аз}}$ ) перекочування ротора через тіла качання;

$$\omega_{3\text{аз}} = \frac{\omega_0}{2} \left( 1 - \frac{D_1}{D_0} \cos \beta \right) Z \quad (7)$$

Розмах коливань ротора на частоті  $\omega_3$  з урахуванням піддатливості тіл і доріжок качання определяется к

$$\Delta = a - (\delta_i - \delta_j)$$

(8)

де  $a$  - величина просідання ротора між двома сусідніми тілами кочення при абсолютно жорстких кільцях та тілах кочення;

$\delta_i$  - величина зближення кілець у напрямку навантаження, коли ротор знаходиться на одному, трьох, п'яти і т.д. тілах кочення,  $i=1,3,5,\dots$ ;

$\delta_j$  - величина зближення кілець у напрямку навантаження, коли ротор знаходиться на двох, чотирьох, шести і т.д. тілах кочення,  $j=2,4,6,\dots$

$$C_y = \sum_{k=1}^n C_k \cos k \left[ \frac{\omega_D}{2} \left( 1 - \frac{D_1}{D_0} \cos \beta \right) Z \right]^2 t \quad (10)$$

$$a = \frac{e}{2} \left( \frac{1}{\cos \frac{\varphi}{2}} - 1 \right) \quad (9)$$

де  $e$  – робочий радіальний зазор у підшипнику кочення;  $\varphi$  – кут між тілами кочення.

Таким чином, рух шийки ротора в підшипнику кочення визначається величиною робочого радіального зазору в підшипнику ( $e$ ) та частотою перекочування шийки ротора через тіла кочення ( $\omega_{зз}$ ).

При цьому виникає періодична обурювальна сила  $C_y$ , яка передається на статор машини і збуджує коливання з частотами, кратними частоті перекочування шийки ротора через тіла кочення,

де  $k=1,2,3,\dots, n$  - номер гармоніки;  $C_k$  - амплітуда гармоніки.

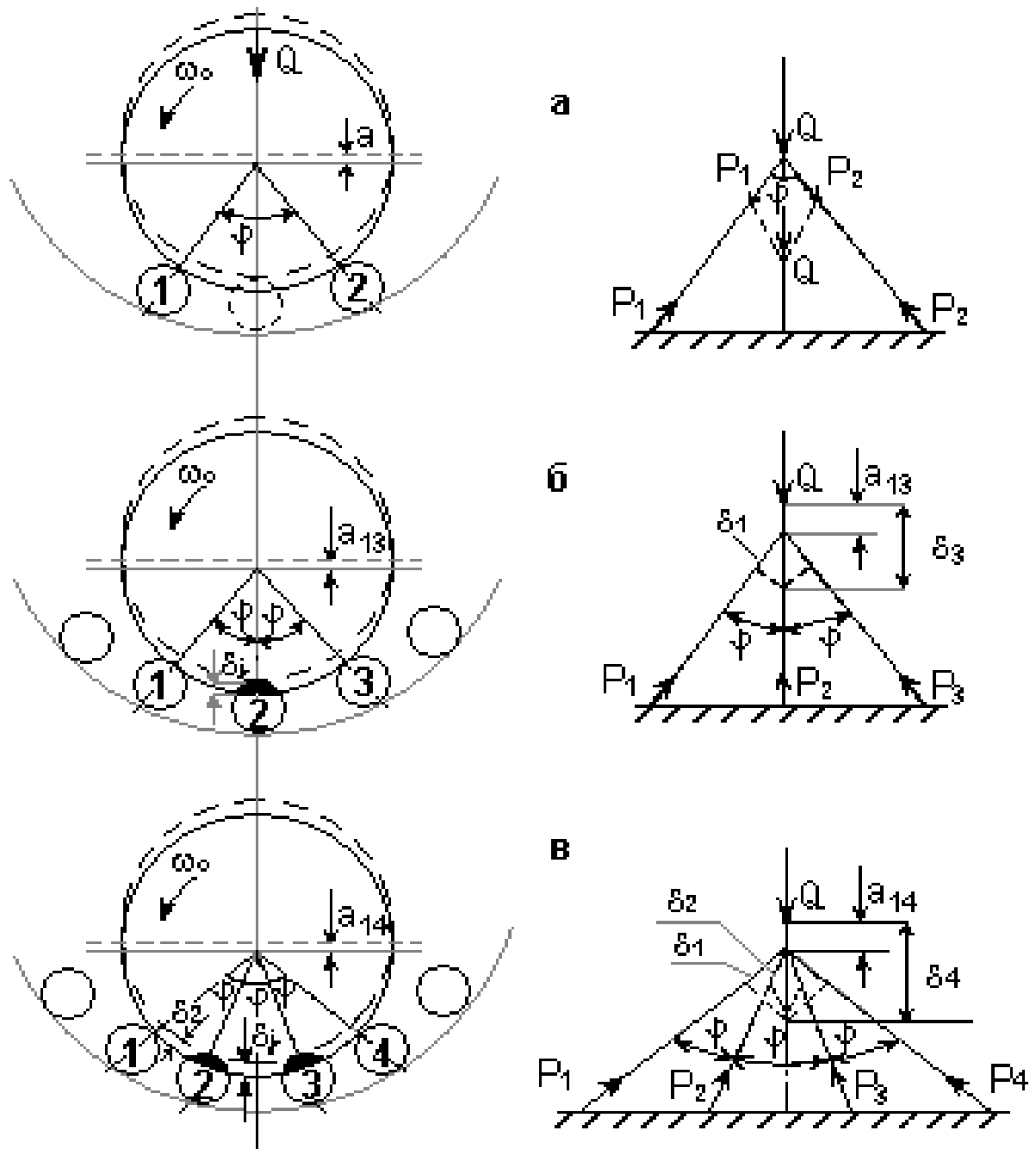


Рис. 2.1. Розрахункові схеми взаємодії кілець підшипників кочення

а - просідання ротора між тілами кочення при абсолютно жорстких тілах та доріжках кочення;

б - зближення кілець при положенні ротора однією, трьох, п'яти тощо. тілах кочення;

в - зближення кілець у разі ротора на двох, чотирьох, шести тощо. тілах кочення;

$a_{1s}$  - величина, яку ротор повинен стиснути тіла кочення №2 - (S-1), щоб у контакт з тілами кочення №1, S.

Коливання з частотами  $k\omega_{аз}$ , що є показником робочого радіального зазору в підшипнику кочення, сприймаються вібродатчиком, встановленим на корпусі двигуна, і є відповідно до прийнятої фізичної моделі, необхідної діагностичною інформацією про технічний стан підшипника кочення.

Розрахункові схеми взаємодії кілець підшипника та тілами кочення наведено на рис. 6 схема розташування підшипників кочення двигуна НК-12СТ - на рис. 2.

З теорії пружності:

$$\delta = t \sqrt{\frac{Q}{F}} \quad (11)$$

для шарикопідшипників:

$$F_{ш} = 1,115 \cdot 10^6 \sqrt{D_1}, \quad t = 3/2 \quad (12)$$

для роликотпідшипників:

$$F_{р} = 0,178 \cdot 10^6 I_p, \quad t = 1$$

де  $F$  - контактна жорсткість вузла кільця-тіла кочення;

$Q$  – радіальне навантаження на підшипник (для радіально-упорних підшипників – навантаження у напрямку кута контакту або геометрична сума повного радіального навантаження та осьової сили, рівномірно розподіленої по тілах кочення).

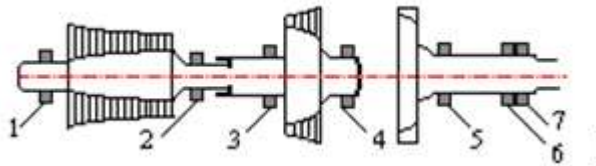


Рис. 2.2 Схема розташування підшипників кочення двигуна НК-12СТ.

1-7 – номери підшипників (див. табл. 1)

Радіальне навантаження  $Q=Q_{СТ}+Q_{д}$  (12),

де  $Q_{СТ}$  - статичне радіальне навантаження, визначається за умови розподілу маси роторів по опорах;

$Q_{д} = D\omega_0^2$  - динамічне навантаження;

$D$  – максимально-допустимий залишковий баланс роторів (30 гсм-ТК, 40 гсм – СТ);

$\omega_0$  – кутова швидкість обертання валу.

$$Q_{\text{рад.ук}} = \sqrt{Q_{\text{рад}}^2 + \left(\frac{Q_{\text{ос}}}{Z}\right)^2} \quad (14)$$

де  $Q_{ос}$  - осьове навантаження на радіально-упорний підшипник.

Величини зближення кілець та просідань ротора визначалися за такими формулами. У положенні валу на одному тілі кочення

В положенні валу на двох тілах качення

$$\delta_2 = t \sqrt{\frac{P_2}{F}} \quad (15)$$

В положенні вала на трьох тілах качання

$$\delta_3 = \sqrt[3]{\frac{P_2}{F}} \quad (16)$$

Значення  $P_2$  знаходять з системи рівнянь

$$\begin{cases} Q = P_2 + 2P_{13} \cos \varphi \\ \sqrt[3]{\frac{P_{13}}{F} / \cos \varphi} + a_{13} = \sqrt[3]{\frac{P_2}{F}} \end{cases}, \text{ где } \begin{cases} P_{13} = P_1 = P_3 = \frac{Q}{2 \cos \varphi} \\ a_{13} = \frac{e}{2} \left( \frac{1}{\cos \varphi} - 1 \right) \end{cases} \quad (17)$$

В положенні вала на чотирьох точках качання

$$\delta_3 = \sqrt[3]{\frac{P_2}{F}} \quad (18)$$

Значення  $P_2=P_3=P_{23}$  знаходять з системи рівнянь

$$\begin{cases} Q = 2P_{23} \cos \frac{\varphi}{2} + 2P_{14} \cos \frac{3\varphi}{2} \\ \sqrt[3]{\frac{P_{14}}{F} / \cos \frac{3\varphi}{2}} + a_{14} = \sqrt[3]{\frac{P_{23}}{F} / \cos \frac{\varphi}{2}} \end{cases}, \quad (19)$$

$$\text{где } \begin{cases} P_{14} = P_1 = P_4 = \frac{Q}{2 \cos \frac{3\varphi}{2}} \\ a_{14} = \frac{e}{2} \left( \frac{1}{\cos \frac{3\varphi}{2}} - 1 \right) \end{cases}$$

Граничні величини радіального зазору при переході ротора з положення на одному-двох тілах качання в положення двох-трьох, трьох-чотирьох, чотирьох-п'яти тілах качання визначені з умов  $e_1 \implies a_{13} = \delta_1$ ;  $e_2 \implies a_{14} = \delta_2$ ;  $e_3 \implies a_{15} = \delta_3$ ;  $e_4 \implies a_{16} = \delta_4$  відповідно.

Результати розрахунку наведено у табл. 3 та наочно ілюструються на рис. 3, з яких можна помітити:



робочий радіальний зазор у підшипниках кочення двигуна НК-12СТ, при якому ротор переходить у положення на одному-двох тілах кочення становить для роликів підшипників 1,12-3,86 мкм, для кулькових - 21,9-25,9 мкм;

відмінності між кульковими та роликівими підшипниками пояснюються меншою зоною контакту кульок з доріжкою кочення порівняно з роликами та відповідно великими напруженнями та деформаціями тіл та доріжок кочення;

при  $\epsilon < \epsilon_0$  коливання ротора з частотою  $\omega$  все більше визначатиметься величиною самого зазору, а не податливістю вузла «кільця тіла кочення»;

при  $\omega > \omega_0$  рівень віброшвидкості коливання із частотою не перевищує 0,25 мм/с для всіх підшипників двигуна;

враховуючи, що робочий радіальний зазор у підшипнику не повинен бути як збільшеним, так і зменшеним, можна з умови мінімуму коливального навантаження на доріжки та тіла кочення прийняти за номінальну величину робочого радіального зазору значення  $\epsilon_n = \epsilon_0$ , яке для роликів підшипників двигуна №№ 1, 3, 4, 5, становитиме відповідно 5,8; 5,8; 2,7; 4,3; 1,8 мкм;

беручи до уваги той факт, що для кулькових радіально-упорних підшипників двигуна положення ротора на одній-двох кулях неприпустимо через великі величини деформації вузла «кільце-кулі», як номінальне значення робочого радіального зазору доцільно взяти величину, яка для підшипників № 2 та № 7 складе відповідно 3,5 та 4,5 мкм;

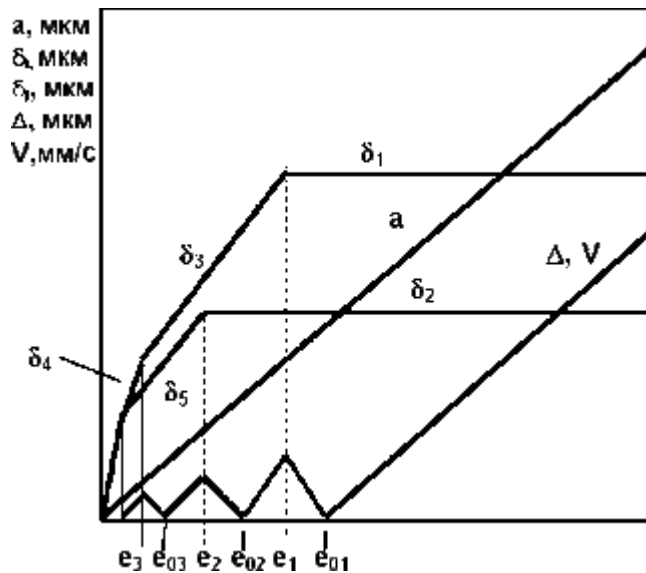


Рис. 2.3. Залежності  $a$ ,  $\delta_i$ ,  $\delta_j$ ,  $\Delta$  і  $V$  від  $e$ ;  $e_{01}$ ,  $e_{02}$ ,  $e_{03}$  - величини робочого радіального зазору при  $\Delta=0$  всім підшипників двигуна

Таблиця 2.3. Величини зміщення ротора при абсолютно жорстких кільцях і тілах кочення, величини пружних деформацій кілець і тіл кочення, граничні величини робочого радіального зазору, значення амплітуди віброшвидкості на частоті  $\omega_{az}$ , значення коефіцієнтів кратності частоти  $\omega_{az}$  до частоти обертання для кожного підшипника двигуна НК-12СТ.

Розрахунок кова величина	Номер підшипника						
	1	2	3	4	5	6	7
$a/e$	0,005	0,014	0,005	0,010	0,005	0,005	0,006
$\delta_1$ , МКМ	0,059	1,205	0,058	0,053	0,038	0,018	0,544
$\delta_2$ , МКМ	0,030	0,772	0,030	0,027	0,018	0,010	0,351
$\delta_3$ , МКМ	0,012e+0, 013	0,022e+ 0,7	0,01e+0,0 2	0,026e+0, 02	0,01e+0, 013	0,01e+0,0 06	0,01e+0, 03
$\delta_4$ , МКМ	0,019e+0, 014	0,063e+ 0,4	0,017e+0, 016	0,042e+0, 016	0,017e+ 0,01	0,017e+0, 005	0,028e+ 0,15

$l_1$ , мкм	3,28	21,9	3,86	1,29	2,53	1,12	25,9
$l_2$ , мкм	0,73	5,48	0,86	0,27	0,51	0,28	7,16
$l_3$ , мкм	0,27	2,10	0,36	0,11	0,24	0,11	2,80
$l_4$ , мкм	0,13	1,00	0,17	0,05	0,11	0,05	1,30
$k=\omega_{\text{заз}}/\omega_0$	10,68	5,92	11,70	6,93	11,70	10,79	9,80
$V^*$ , мм/с	4,58	2,54	5,02	2,97	5,02	4,63	4,20

Примітка:  $V \cong \pi f_{\text{заз}} \Delta \times 10^{-3}$  - амплітуда (мм/с) віброшвидкість на частоті  $f_{\text{заз}}$ ;  $f_{\text{заз}} = \omega_{\text{заз}}/2\pi$  [Гц];  $[\Delta]$  – розмах, мкм.

Номинальний робочий радіальний проміжок для підшипників двигуна НК-12СТ знаходиться в межах від 2 до 6 мкм. Враховуючи вплив різних факторів на його величину, неважко переконатися, що забезпечити такий жорсткий допуск на його величину (2-6 мкм) в умовах виробництва двигунів НК-12СТ, а тим більше зберегти цю величину в умовах експлуатації досить важко. Віброобстеження двигунів НК-12СТ проведені в процесі експлуатації показали, що значні відхилення величини робочого радіального зазору від номінального значення є основним фактором, що впливає на надійність і довговічність підшипникових вузлів.

Для порівняння на рис. 5в, 5г наведено спектри «бездефектних» (станом підшипників кочення) агрегатів.

### 2.3. Точки виміру вібрацій двигуна НК-12 СТ

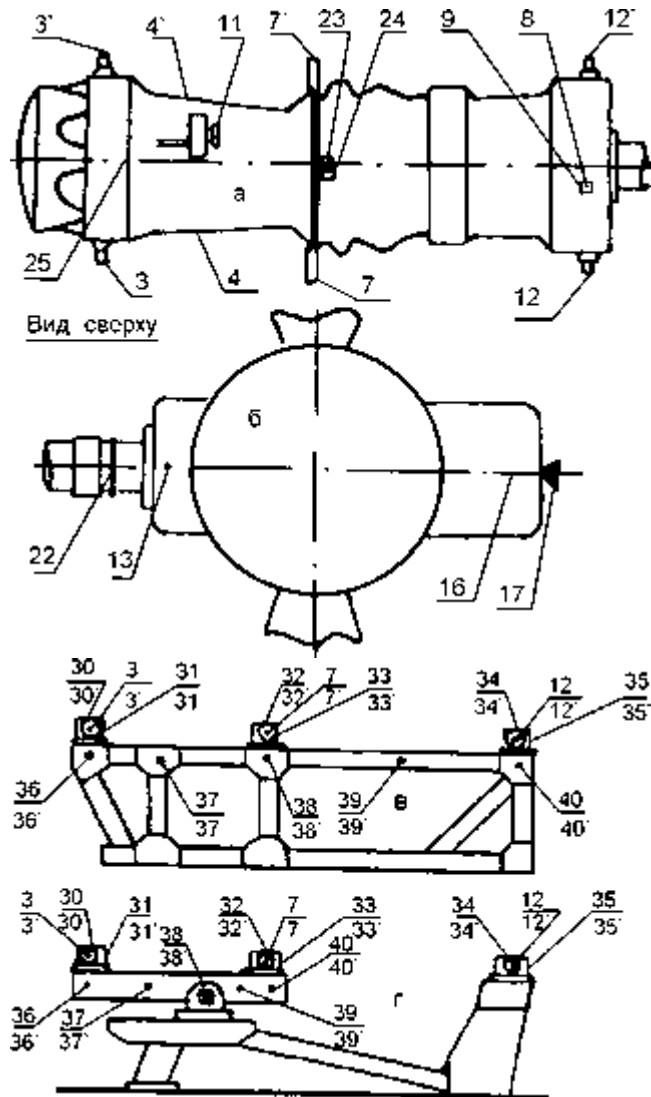


Рис. 2.4. Схема розташування точок виміру вібрації НК-12 СТ:

а) на двигуні; б) на нагнітачі; в) на модернізованій рамі; г) на лафетній рамі.  
1-40: номери точок вимірювання вібрації.

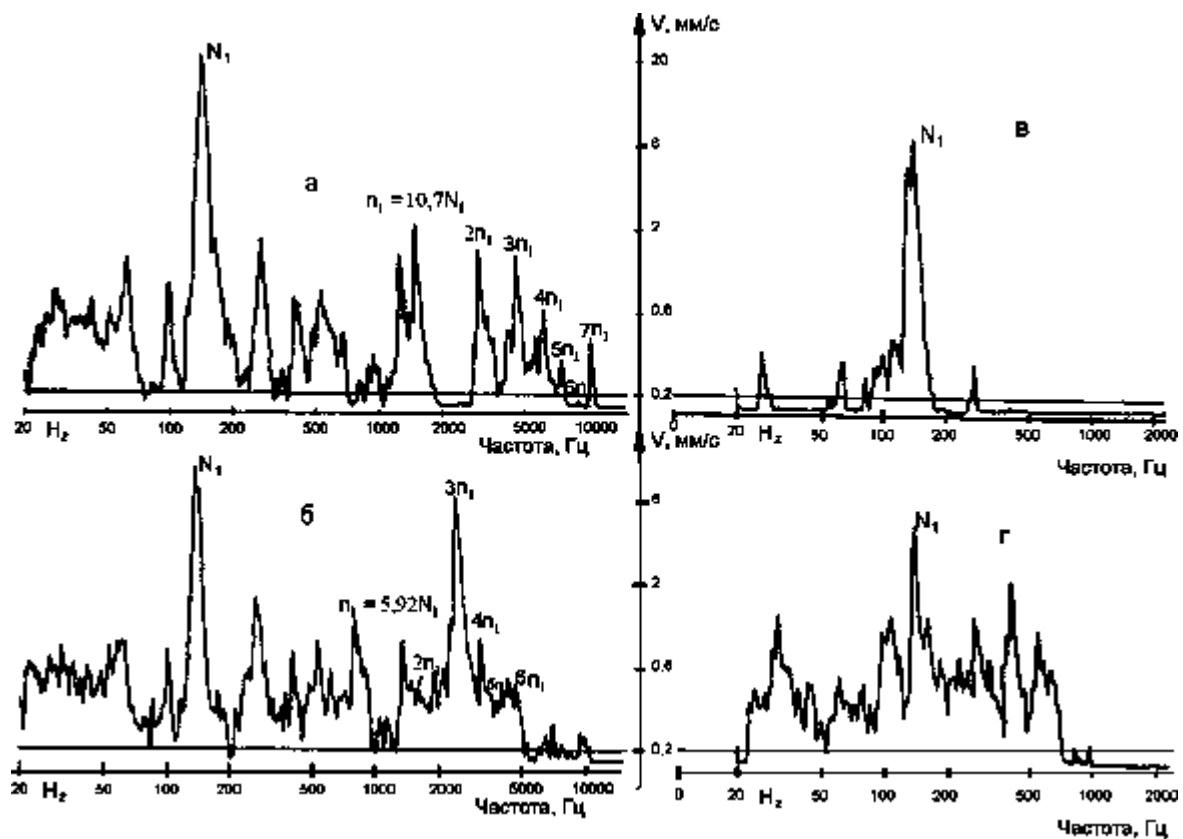


Рис. 2.5. Характерні спектри вібрації у штатних точках двигуна:

а) агрегат N 6 КС, т. 8; б) агрегат N 3 КС, т. 23; в) агрегат N 8 КС, т. 8; г) агрегат N 8 КС, т. 23;

$N_1$  – частота обертання ротора,  $n_1, 2n_1, 3n_1$  – частоти перемотування ротора через тіла кочення та її гармоніки.

При нормальному стані середні значення вібраційних ознак стану підшипників (гармоніки з кратними частотами  $f_{зас}$ ) не перевищують 0,2 - 0,3 мм/с, що добре узгоджується з розрахунковими даними. Для номінальних значень робочого радіального зазору в підшипниках рівні ознак будуть близькими до нуля. Зазначимо, що амплітуда коливання з частотою  $f_{зас}$  і її гармонік не завжди однозначно визначає величину робочого радіального зазору в підшипнику, так як на цих частотах можуть проявлятися поодинокі дефекти доріжки кочення зовнішнього кільця. У зв'язку з цим необхідно обумовити умови, пов'язані з розподілом даних несправностей. Причиною

виникнення одиничних дефектів на доріжках кочення зовнішнього кільця в більшості випадків є втомне поверхнєве викришування доріжок кочення, яке може виникнути при транспортуванні або установці двигуна.

Порушення інтенсивних гармонік через дефекти доріжки кочення зовнішнього кільця на ранніх стадіях розвитку дефекту малоімовірно, тому що для цього необхідна наявність численних дефектів на доріжці кочення, а це супроводжується розшаруванням матеріалу доріжок кочення і появою металевої стружки в маслосистемі двигуна, що є вже аварійним. та для ранньої діагностики стану підшипників значення не має.

Поява гармонійного ряду кратного  $f_{\text{зв}}$  в спектрах вібрації при відсутності дефектів доріжок кочення пов'язано зі збільшенням радіального зазору в підшипнику, так як кінематичні умови збудження гармонік (хвилястість, биття доріжок кочення) проявляються в більшій мірі зі зростанням зазору і зменшенням кількості тіл.

Слід зазначити деякі особливості вібраційної інформації, що знімається з корпусу двигуна НК-12СТ:

-спектри абсолютної вібрації корпусу містять велику кількість частотних складових, збудження яких зумовлено резонансами численних деталей конструкції агрегату;

-достовірно визначення вкладу резонансу значення кожної складової з ряду  $f_{\text{зв}}$  не представляється можливим;

-практика спектрального аналізу вібраційного процесу, що супроводжує роботу двигуна НК-12СТ, показала, що для «бездефектного» (станом підшипників) двигуна рівні резонансів у районі підшипникових частот не вище за рівень вібраційного шуму і можуть вплинути лише на величину середнього «бездефектного» рівня даної ознаки, який, мабуть, виходить дещо завищеним;

і навпаки, рівні підшипникових складових (в даному випадку - коливань із частотою  $f_{\text{зз}}$  та його гармонік) для двигунів зі збільшеним зазором дозволяють з достатньою достовірністю проводити поділ станів підшипників.

Як впливає з вищесказаного, ідентифікація збільшеного робочого радіального зазору здійснюється за допомогою ряду складових складових з частотами, кратними  $f_{\text{зз}}$ .

Для розробки кількісних критеріїв оцінки стану підшипників цей ряд зручно подати у вигляді узагальненого діагностичного параметра

$$Q = \sum_{k=1}^n \frac{1}{k} A_k \quad (21)$$

де  $A_k$  - рівень віброшвидкості спектральної складової з частотою  $k f_{\text{зз}}$ ;

$k$  – номер гармоніки.

У формулі (21) величина  $1/k$  є ваговим коефіцієнтом кожної гармоніки. Він підкреслює першорядну важливість нижчих гармонік у розподілі стану підшипників, а також дозволяє компенсувати можливі високочастотні резонанси.

Даний узагальнений діагностичний параметр у вигляді (21) є діагностичною моделлю для кожного підшипника, він дозволяє пов'язати вібраційні параметри підшипників з параметрами їхньої надійності та довговічності роботи.

Враховуючи специфіку експлуатації двигунів НК-12СТ, коли двигуни знімаються з експлуатації під час руйнування підшипників, введення експлуатаційних нормувальних оцінок за діагностичним параметром для різних станів підшипників не має сенсу. Для експлуатаційного персоналу компресорних станцій значно важливіше знати, скільки часу після обстеження пропрацює повністю кожен з діагностованих підшипників.

Для отримання такого прогнозу застосовуються принципи прогнозування залишкового ресурсу, викладені нижче. У разі фізичний сенс коефіцієнта залишкового ресурсу ( $\eta$ ) той самий, як і функції надійності, тобто. він відображає ймовірність безвідмовної роботи підшипника протягом усього розрахункового періоду (розрахункового напрацювання до відмови -  $TR$ ).

Функція  $S(t)$  надійності виражається через функцію розподілу  $F(t)$ ):

$$S(t) = 1 - F(t) \quad (22)$$

де  $t$  – час роботи підшипника.

Функція розподілу при спільній дії раптовою та викликаних зношуванням відмов найкраще описується розподілом Вейбулла:

$$f(t) = 1 - e^{-\Theta'} \quad (23)$$

де  $\Theta'$  - узагальнений параметр зношування, що залежить від часу, в даному випадку - аналог узагальненого вібродіагностичного параметра ( $\Theta$ ). З (22) та (23) маємо:

$$S(t) = e^{-\Theta'} \text{ или } \eta = e^{-\Theta'} \quad (24)$$

Залежність  $\eta = f(\Theta)$  можна також визначити експериментально, використовуючи статистичні дані з двигунів, що вийшли з ладу, за підшипниками кочення і пройшли віброобстеження в період роботи на КС. В цьому випадку

$$\eta = \frac{T_{Ci} - T_{Bi}}{P - T_{Bi}} \quad (25)$$

де  $T_{Ci}$  - напрацювання двигуна при зніманні з руйнування підшипників;

$T_{Bi}$  – напрацювання  $i$ -го двигуна на момент віброобстеження;



$P$  – розрахунковий ресурс досліджуваного підшипника.

Тут необхідно відзначити, що під величиною  $P$  розуміється деякий ідеалізований ресурс підшипника, який він може відпрацювати у складі агрегату ГПА-Ц-6,3, будучи встановленим двигуном НК-12СТ. У цій роботі, враховуючи близькі значення номінального радіального зазору для всіх підшипників двигуна, у першому наближенні прийнята та сама величина розрахункового ресурсу  $P = 30000$  год.

Експериментальна та теоретична залежності  $\eta = F(\Theta)$  наведено на рис. 6, з якого видно, що прогнозуюча залежність  $\eta = e^{-\Theta}$  досить добре описує експериментальні дані.

Параметри діагностування підшипників кочення для двигунів з різним напрацюванням та різними величинами  $\Theta$  наведено в табл. 4.

Похибка визначення напрацювання до знімання двигунів за станом підшипників становила:

для  $\Theta = 1,0 - 3,0$  мм/с - 1-5%;

для  $\Theta < 1,0$  мм/с та  $\Theta > 3,0$  мм/с - 10-20%.

При значенні фактичного залишкового ресурсу менше 200 год стан двигуна визнавалося аварійним і він підлягав оренду в ремонт.

Проведені дослідження показали:

- при одному і тому ж радіальному навантаженні на підшипник кочення його стан і ресурс багато в чому визначаються інтенсивністю роторних коливань при перекочуванні шийки ротора через тіла кочення, які описуються величиною узагальненого діагностичного параметра

$$\Theta = \sum_{k=1}^n \frac{1}{K} A_k \quad (25)$$

при цьому величина робочого радіального зазору в підшипнику вже з початку експлуатації визначає його фактичний експлуатаційний ресурс ( $\eta = e^{-\alpha\theta}$ ), що дає можливість визначати фактичну довговічність підшипникових вузлів відразу після складання двигуна на заводі-виробнику і встановлювати гарантійний ресурс двигуна за станом підшипників кочення;

- побудована діагностична модель підшипників кочення отримана на базі експериментальних даних віброобстежень двигунів НК-12СТ у складі агрегатів ГПА-Ц-6,3 є наближеною, хоча досить добре узгоджується з експериментальними даними;

- вдосконалення технології складання двигунів та забезпечення номінального робочого радіального зазору з можливо меншими відхиленнями є значним резервом збільшення надійності та довговічності роботи підшипникових вузлів та двигуна НК-12СТ в цілому.

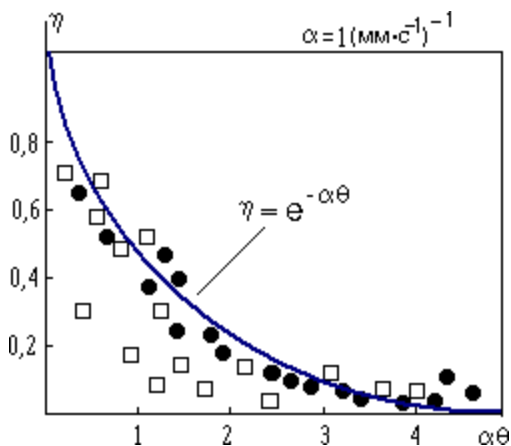


Рис. 2.6. Залежність коефіцієнта залишкового ресурсу від узагальненого діагностичного параметра:

- двигуни, що вийшли з ладу через руйнування підшипників кочення;
- Двигуни, що вийшли з ладу з інших причин або продовжують експлуатуватися на КС.

Таблиця 2.4. Діагностичні параметри підшипників кочення двигунів НК-12СТ

№ двигателя	79201 СТ058	76201 СТ033	80201 СТ049	78001 СТ078
Θ, мм/с	1,55	2,20	4,30	5,00
η	0,235	0,112	0,014	0,006
P, час	30000	30000	30000	30000
T <sub>в</sub> , час	4785	11120	2306	275
T <sub>р</sub> , час	25215	11880	27695	29725
T <sub>ф</sub> , час	5930	2115	360	180
T <sub>с</sub> , расч. час	10715	13235	2665	455
T <sub>с</sub> , факт. час	10476	13279	2400	354

$T_f = P - T_r$  - фактичний доробок до відмови в момент обстеження.

Під швидкодією розумітимемо кількість рішень, що даються системою за одиницю часу. Вибір оптимального способу представлення знань в інтелектуальній системі, механізмів прийняття рішень та програмно-апаратної реалізації дозволяє задовольнити вимоги до швидкодії системи діагностики.

Таким чином, використання методів II у розробці програмного комплексу діагностики несправностей ДПА дозволить у необхідній мірі задовольнити основним вимогам до діагностики та створити платформу, що розширюється, для подальшого доопрацювання та модифікації.

## РОЗДІЛ 3. Високоінтелектуальні системи діагностики.

### 3.1. Об'єкти дослідження високоінтелектуальних систем діагностики

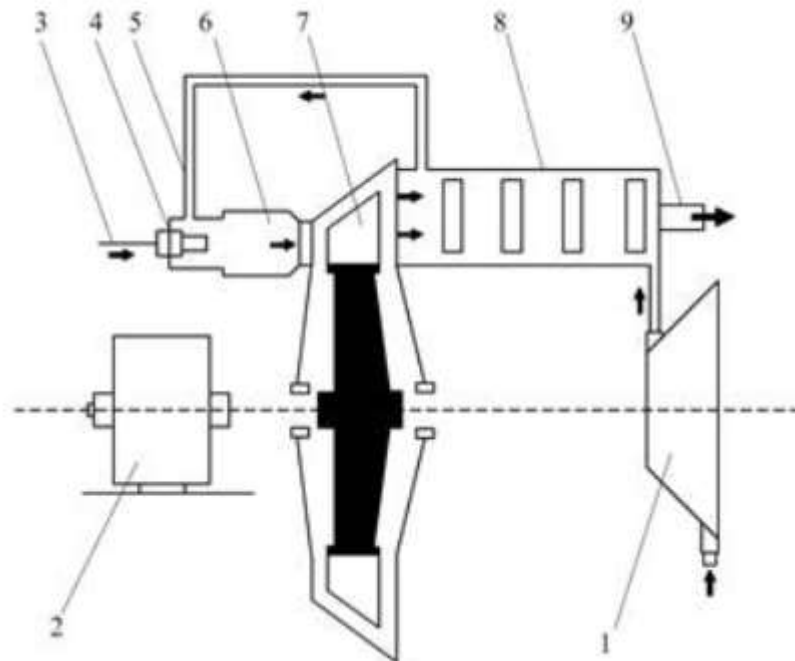


Рисунок 3.1. Принципова схема газоперекачувального агрегату із газотурбінним приводом,

Як об'єкт дослідження розглядається газоперекачувальний агрегат із газотурбінним приводом, принципова схема якого наведена на рис.3.1.

Рисунок 1. Принципова схема газотурбінної установки з регенерацією (1 – компресор, 2 – споживач, 3 – паливний трубопровід, 4 – форсунка, 5 – повітряний трубопровід, 6 – камера згоряння, 7 – лопатки турбіни, 8 – теплообмінник, 9 – патрубок)

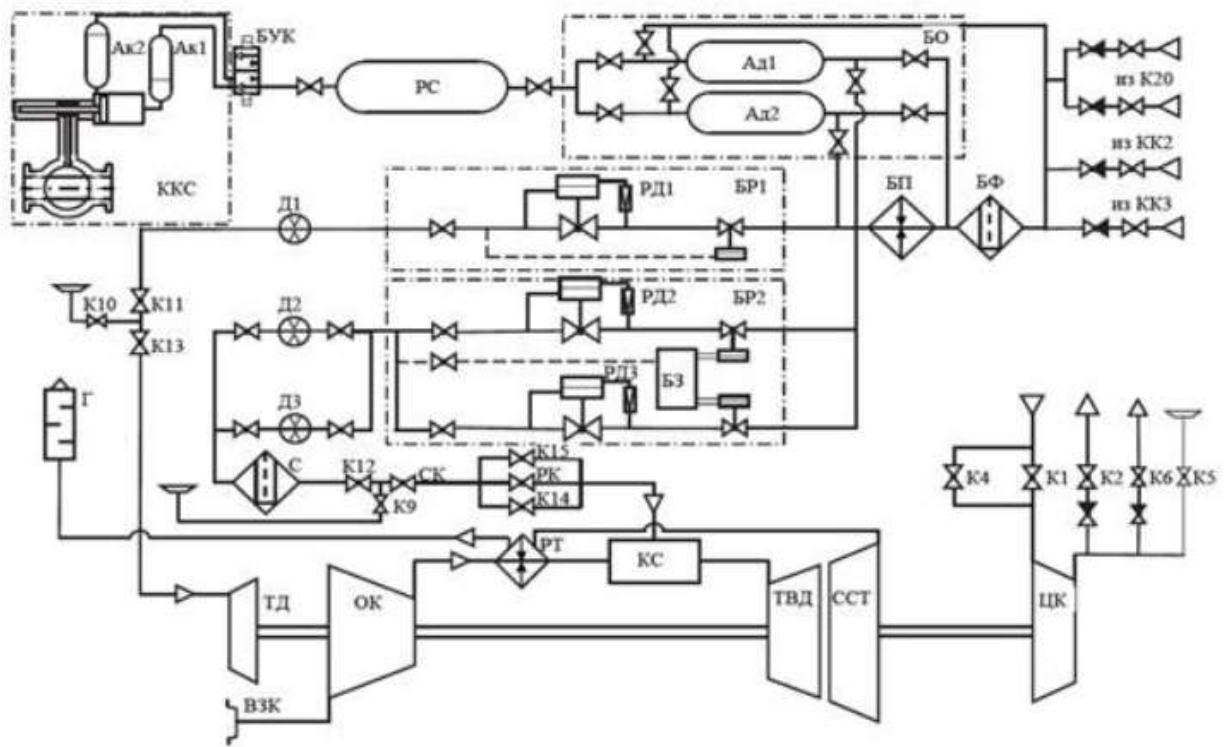


Рисунок 3.2. Технологічна схема ГПА та обв'язування з газотурбінним приводом

Умовні позначення: Ад1 та Ад2 – адсорбери; БЗ – блок захисту; БО - блок осушення; БП – блок підігрівачів; БР1, БР2 – блоки редукування; БУК – блок керування крана; БФ – блок фільтрів; ВЗК – повітрязабірна камера; Д1, Д2, Д3 – датчики; К1-К20 – крани; КС – камера згоряння; ОК – осьовий компресор; РК - регулюючий клапан; РС – ресивер; РТ – регенеративний теплообмінник; РД1, РД2, РД3 – регулятори тиску; С – сепаратор; ССТ - вільна силова турбіна (ТНД); ТВД – турбіна високого тиску; ТД - турбодетандер (пусковий); ЦК – відцентровий компресор.

Для аналізу зв'язку параметрів ДПА, несправностей та їх причин було сформовано безліч  $Y = \{y_1, \dots, y_{18}\}$ , де кожному елементу поставлено у відповідність ступінь впевненості у наявності певної несправності:  $y_1$  – зміна прохідної площі соплового апарату турбіни високого тиску (ТВД);  $y_2$  –

збільшення радіальних зазорів осевого компресора (ОК);  $y_3$  – збільшення радіальних зазорів турбіни;  $y_4$  – збільшення зазорів у кінцевих ущільнювачах;  $y_5$  – негерметичність повітряного тракту регенератора;  $y_6$  – шкідливий підігрів на вході компресора;  $y_7$  – збільшення опору вхідного тракту ГТУ;  $y_8$  – збільшення опору тракту високого тиску;  $y_9$  – збільшення опору вихідного тракту ГТУ;  $y_{10}$  – забруднення проточної частини компресора;  $y_{11}$  – ерозія елементів проточної частини відцентрового нагнітача (ЦН);  $y_{12}$  – збільшення зазору в ущільненнях ЦН;  $y_{13}$  – зменшення запасу стійкої роботи ОК (передпомпаж);  $y_{14}$  – зменшення запасу стійкої роботи ЦН;  $y_{15}$  – вигоряння елементів камери згоряння (КС);  $y_{16}$  – короблення, занесення, обрив лопатевого апарату турбіни високого тиску (турбіни низького тиску);  $y_{17}$  – негерметичність проточної частини газотурбінного двигуна (ВМД);  $y_{18}$  – занесення фільтруючих елементів повітрязбірної камери (ВЗК). У результаті аналізу предметної області було сформовано безліч  $X = \{x_1, x_2, \dots, x_{26}\}$ , кожному елементу якого поставлено відповідність значення параметрів ДПА:  $x_1$  – барометричний тиск;  $x_2$  – температура зовнішнього повітря;  $x_3$  – розрідження перед ОК;  $x_4$  – температура перед ОК;  $x_5$  – тиск за ОК;  $x_6$  – температура за ОК;  $x_7$  – тиск за регенератором;  $x_8$  – температура за регенератором;  $x_9$  – температура перед ТВД;  $x_{10}$  – тиск за ТНД №1;  $x_{11}$  – тиск за ТНД №2;  $x_{12}$  – температура за ТНД;  $x_{13}$  – обороти ротора ТВД;  $x_{14}$  – обороти ротора ТНД;  $x_{15}$  – тиск газу перед нагнітачем;  $x_{16}$  – тиск газу за нагнітачем;  $x_{17}$  – температура газу за нагнітачем;  $x_{18}$  – температура газу перед нагнітачем;  $x_{19}$  – різниця температур газу на вході та виході ОК;  $x_{20}$  – витрата повітря через ОК;  $x_{21}$  – ефективний ККД;  $x_{22}$  – ККД нагнітача;  $x_{23}$  – ступінь стиснення;  $x_{24}$  – частота обертання ротора силової турбіни (ССТ або ТНД);  $x_{25}$  – рівень вібрації;  $x_{26}$  – рівень шуму. Крім того, кожна несправність може бути спричинена однією або декількома експлуатаційними чи іншими причинами. Було сформовано безліч  $Z = \{z_1, z_2, \dots, z_{26}\}$ , кожному елементу якого поставлено у відповідність ступінь упевненості у наявності певної причини

несправностей: z1 - викривлення обойми; z2 - деформація, урвищем лопаток; z3 – вібрація ротора; z4 - перекіс, розцентрування ротора; z5 – дефекти підшипників; z6 - температурні деформації при пусках та зупинках ДПА; z7 - відсутність ізоляції на регенераторах та газоходах; z8 - неправильне компонування ДПА на КС; z9 - нещільність запірних клапанів систем антизледеніння, тяги регенератора; z10 - зледеніння вхідного тракту; z11 - пилові відкладення у вхідному тракті; z12 - ерозія (знос) вхідного тракту ГТУ; z13 - пилові відкладення у тракті високого тиску; z14 - ерозія (знос) тракту високого тиску; z15 – деформація вихідного тракту ГТУ; z16 - зростання відкладень у вихідному тракті ГТУ; z17 – зменшення ефективності очищення повітря, невиконання періодичних чисток; z18 - зменшення ефективності очищення технологічного газу (пиловловлювачі); z19 - вібрація, осьовий зсув ЦН; z20 – зменшення прохідної площі ТВД; z21 – збільшення опору вхідного тракту; z22 – прискорений запуск; z23 - знос лопаток; z24 – зменшення масової витрати повітря; z25 - збільшення стиснення за постійної частоти обертання ротора ( $n_{ст} = const$ ); z26 – підріз робочого колеса.

Крім причинно-наслідкових зв'язків між параметрами системи та несправностями, а також несправностями та їх експлуатаційними системами, існують також зв'язки між самими параметрами, між несправностями та між їх причинами. Наявність складних транзитивних залежностей зумовлює структуру інтелектуальної системи, що розробляється.

### **3.2. Інтелектуальна система GAZDETECT.**

В даний час все більшого значення набувають гібридні інтелектуальні системи прийняття рішення, що комбінують різні моделі уявлення знань [3]. Розв'язаний програмний комплекс GAZDETECT для діагностики несправностей ДПА заснований на гібридній інтелектуальній системі,

структура якої наведена на рис. 3. Основними компонентами системи є штучна нейронна мережа (ІНС) та підсистема нечіткого виведення.

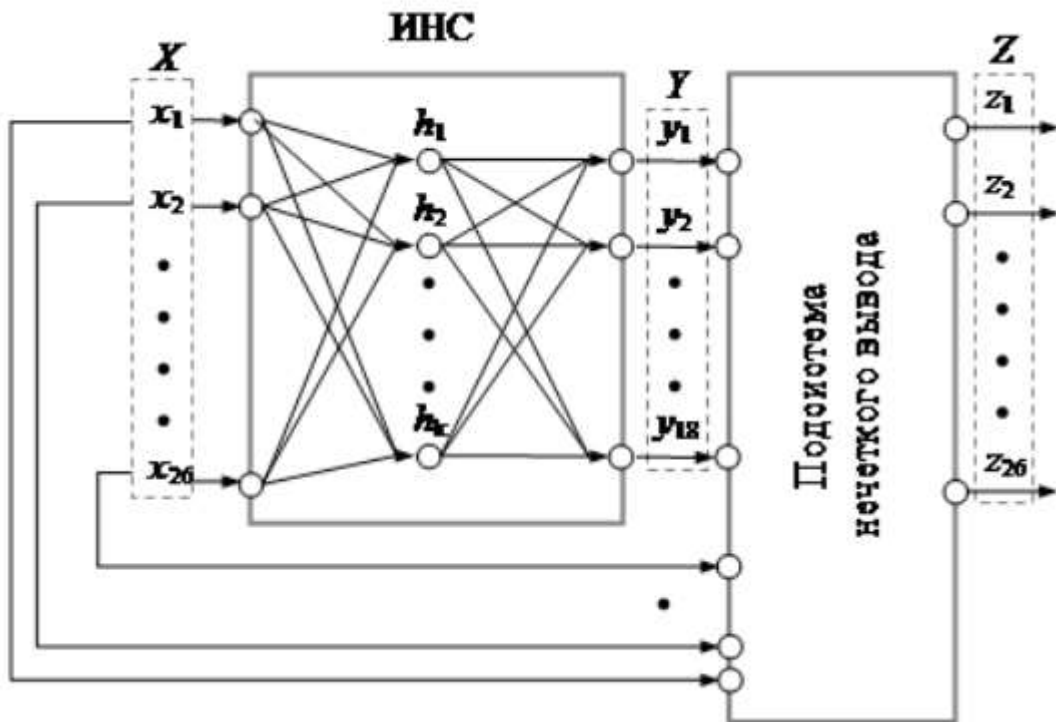


Рисунок 3.3. Структурна схема інтелектуальної системи прийняття рішення щодо діагностики несправностей ДПА

$X = \{x_1, x_2, \dots, x_{26}\}$  – вхідний вектор системи, що містить числові значення параметрів ДПА;

$h_1, \dots, h_n$  – нейрони прихованого шару ІНС;

$Y = \{y_1, \dots, y_{18}\}$  – вихідний вектор ІНС та вхідний вектор підсистеми нечіткого виведення, що містить ступеня впевненості у наявності характерних несправностей;

$R$  – основа нечітких правил;



$Z = \{z_1, z_2, \dots, z_{26}\}$  – вихідний вектор системи, що містить ступеня впевненості у наявності причин несправностей.

Ступені впевненості у наявності несправностей та його причин лежать на інтервалі  $[0;1]$ , де 0 – найнижчий ступінь впевненості, 1 – найвища.

ІНС служить виявлення несправностей з урахуванням значень і динаміки зміни параметрів ДПА. Отримані ступеня впевненості у сукупності з вже поданими на вхід ІНС параметрами використовуються підсистемою нечіткого висновку виявлення можливих причин виникнення несправностей.

ІНС має структуру тришарового персептрона, навченого алгоритмом зворотного розповсюдження помилки. Навчальна вибірка була складена на основі норм технологічного проектування магістральних газопроводів [2, 4] та думок експертів – фахівців з технічного обслуговування ДПА [1].

### **3.3. Діагностична система VDS.**

Система VDS дозволяє здійснювати проекти, розроблені під індивідуальні вимоги замовника з огляду на всі можливі конфігурації та види обладнання. Проводити віддалений контроль параметрів, супровід, обслуговування та діагностування стану агрегатів за допомогою модуля GSM.

Система VDS реалізує постійне спостереження та фіксацію всіх параметрів (включаючи спектральний склад вібраційного сигналу), формування архіву станів та процесів. VDS дозволяє виконувати не лише оцінку технічного стану машин, а й діагностику дефектів на стадії зародження, прогноз їхнього подальшого розвитку, розрахунок залишкового ресурсу вузлів та деталей.

Система складається з первинних перетворювачів (датчиків), модуля VDS та верхнього рівня (комп'ютер із програмним забезпеченням).

Використання системи спостереження вібраційних параметрів не вносить жодних конструктивних змін. Реєстрацію необхідних характеристик роблять датчики відносної вібрації (безконтактні) у стандартних місцях установки. Можливе також виконання за допомогою корпусних акселерометрів, з кріпленням їх на шпильку або магніт. Або обидва варіанти одночасно.

#### Підключення датчиків системи моніторингу VDS

До модуля VDS підключається до 8 швидких каналів (датчиків віброприскорення, оборотів тощо) та не більше 8 повільних (температури тощо). Один комп'ютер верхнього рівня може обслуговувати вісім модулів VDS за допомогою комунікаційного інтерфейсу RS485.

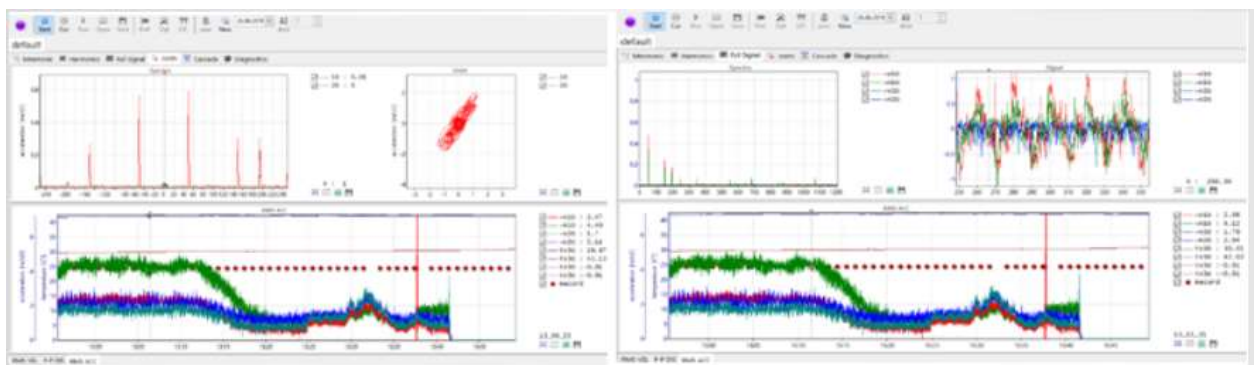


Рисунок 3.4. Комп'ютерна діагностика контролю вібраційних процесів.

Верхній рівень приймає, обробляє, відображає та архівує інформацію. Має зручні інструменти для вивчення та аналізу отриманих характеристик (тимчасові осцилограми, спектри вібрації, орбіти руху ротора, каскадні графіки, амплітудно-частотні характеристики та ін.)

У модулі VDS реалізовано запис значних змін на карту пам'яті в автономному режимі (без верхнього рівня), що забезпечує високоінформативними даними розслідування причин відмови обладнання при позаштатних ситуаціях на агрегаті.

### **Функції та можливості**

- безперервний вимір температури, тиску та параметри вібрації відповідно до DIN ISO 10816;
- обчислення та побудова спектральних складових у реальному часі;
- візуалізація трендів вимірюваних та обчислюваних фізичних величин (орбіти, спектри, каскади, тимчасові);
- порівняння виміряних та обчислених параметрів з пороговими величинами (попереджувальними та аварійними уставками);
- віддалений доступ до архівів верхнього рівня;
- безперервний моніторинг всіх параметрів із наступним записом на SD карту модуля;
- рання діагностика несправностей, оцінка та прогнозування залишкового ресурсу вузлів та деталей;
- запис значних змін на картку пам'яті в автономному режимі (без верхнього рівня).

### **Переваги системи:**

- безперервний моніторинг параметрів
- діагностика несправностей

- прогнозування та оцінка залишкового ресурсу.
- автономна робота модуля VDS (без верхнього рівня)
- запис на SD карту модуля (сигнали, тренди, дані)
- на один комп'ютер верхнього рівня можна підключити до 64 датчиків вібрації та до 64 датчиків температури (8 модулів по 16 каналів).
- зручний та інтуїтивно зрозумілий інтерфейс програмного забезпечення
- діапазони вимірювань відповідно до DIN ISO 10816
- можливість віддаленого доступу до архівів верхнього рівня
- опціонально наявність WiFi

Зниження експлуатаційних витрат та втрат від простоїв обладнання за рахунок:

- зниження ймовірності раптових відмов
- технічного обслуговування за фактичним станом
- ранньої діагностики та прогнозування розвитку дефектів
- оцінки залишкового ресурсу вузлів, деталей та агрегатів загалом
- детального аналізу запису аварій
- віддаленого контролю параметрів, супроводу, обслуговування та діагностування стану обладнання за допомогою GSM модуля

## ВИСНОВКИ

Таким чином, використання високоякісного програмного забезпечення та сучасних технологій у розробці програмного комплексу діагностики несправностей ГПА дозволить у необхідній мірі задовольнити основним вимогам до діагностики та створити платформу, що розширюється, для подальшого доопрацювання та модифікації. Розглянутий метод діагностування та прогнозування ресурсу підшипників може бути реалізований за допомогою комп'ютерної діагностичної системи **CSI 6500** та іншою діагностичною апаратурою, що реалізує постачання інформації про стан підшипникових вузлів в режимі реального часу та дозволяє прогнозувати ресурс роботи підшипників та завдяки великій кількості зчитуваних показників всіх вузлів ГПА.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Lagerschaden - fruherkennung mit der Kurtoses-Metode, Nojak, «Elektronik», 1981, №17, p. 55-58.
2. Техніка контролю та аналізу для планово-попереджувального обслуговування машин, що обертаються. Препрінт ІРД Механаліз, 1979.
3. Діментберг Ф. М., Колесніков К. С. Вібрації у техніці. Довідник М: Машинобудування, 1980, т. 3, 544 с.
4. Чуб Є. Ф. Реконструкція та експлуатація опор з підшипниками кочення. Довідник М: Машинобудування, 1981, 423 с.
5. Крючков Ю. С. Вплив зазору на вібрацію та шум підшипників кочення. Вісник машинобудування, 1959 №8, с. 30-33.
6. В.А.Карасев, И.П.Максимов, М.К.Сидоренко. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей – М., Машиностроение, 1978. с. 132.
7. L. Enochson, G.Smith. Examples of Digital Data Analysis for Rotating Machinery. Presented at National Conference on Power Transmission. Philadelphia, Pennsylvania. 1978. GenRad, Application Note 13, pp. 7.
8. А.Ширман, А.Соловьев. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования. Москва, 1996.
9. А.В. Иванов, А.А. Дегтярев, Повышение точности измерения вибраций авиационных газотурбинных двигателей. Вестник Московского авиационного института, Т.6. №1. 1999, с. 32-36.
10. Zamikhovskiy L., Ivanyuk N., Mirzoieva O., Pavlik V. A COMPLEX APPROACH TO THE DEVELOPMENT OF METHODS OF CONTROL AND DIAGNOSIS OF THE TECHNICAL CONDITION OF GAS PUMPING UNITS. *“Dynamics of the development of world science”*: The 10th International scientific and practical conference (Vancouver, Canada, 10-12 June, 2020) Perfect Publishing. Vancouver, Canada, 2020. p. 215-224. ISBN 978-1-4879-3791-1.
11. Zamikhovsky L., Zikratyi S., Ivanyuk N., Pavlyk V. ESTIMATION OF THE READINESS INDICATOR OF THE DIAGNOSTIC SYSTEM OF GAS-PUMPING UNITS. *Science and education: problems, prospects and innovations. Abstracts of the 3rd International scientific and practical conference*: CPN Publishing Group. (Kyoto, Japan. 2020). Pp. 134-139. [URL: http://sci-conf.com.ua/iii-mezhdunarodnaya-](http://sci-conf.com.ua/iii-mezhdunarodnaya-)

12. Заміховський Л.М., Іванюк Н.І., Гуріненко В.М. Забезпечення надійності роботи систем антипомпажного захисту двох компресорних станцій при їх послідовній роботі. *Контроль і управління в складних системах КУСС-2018: XIV Міжнародна конференція. Тези доповідей.* (Вінниця, 15-17 жовт. 2018). Вінниця, ВНТУ, 2018. С. 165.

13. Zamikhovskiy L. Ivanuyk N. Vibration Monitoring of the Technical Condition of the Blade Unit of the Gas Pumping Unit Gpa-Ts-16S. *OPEN CONFERENCE SYSTEMS, INNOVATIVE IDEAS IN SCIENCE 2018.* URL: <http://conf.cunbm.utcluj.ro/index.php/iis/iis2018/author/submission/254>.

14. Заміховський Л. М., Іванюк Н.І., Татарин Т.М. Розробка апаратно-програмного забезпечення системи діагностування перед помпажних ситуацій на ГПА. *Методи і засоби діагностики в техніці і соціумі МіЗД ТС-2018: матеріали VI(XXX) Міжн. міжвуз. школи-семінару.* (Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 17-18 груд. 2018) С. 49-62. ISBN 978-966-694-327-2.

15. Заміховський Л. М., Іванюк Н.І. Параметрування програмних блоків модуля SM1281 для побудови системи діагностування ГПА. *Summer InfoCom 2017: Матеріали IV Міжнародної науково-практичної конференції.* (Київ, 1-2 черв. 2017). К.: Вид-во ТОВ «Інжиніринг», 2017. С. 30-31.

16. Заміховський Л.М., Іванюк Н.І. Використання програмного середовища TIA PORTAL для обробки вібродіагностичної інформації на базі модуля SM 1281 SIEMENS. *Вимірюв., контроль та діагност. в техн. системах: IV Міжнар. наук. конф.*(Вінниця, 31 жовт. – 02 лист. 2017). С.264-265.

17. Заміховський Л.М., Іванюк Н.І., Павлик В.В. Використання вейвлет-перетворення для визначення технічного стану газоперекачувальних агрегатів. *Сучасні прилади, матеріали і технології для неруїн. контролю і техн. діагност. машинобуд. і нафтогазопром. обладн.: VIII Міжнар. наук.-техн. конф.* (Івано-Франківськ, 14-16 лист. 2017). С.132-133.

18. Zamikhovskiy L., Ivanuyk N. Control system of operation of gas pumping unit taking into account its technical condition. *PEN CONFERENCE SYSTEMS, INNOVATIVE IDEAS IN SCIENCE 2017.* O 2017. URL:

<http://conf.cunbm.utcluj.ro/index.php/iis/iis2017/paper/view/230>.

19. Заміховський Л.М., Іванюк Н. І. Управління роботою газоперекачувальних агрегатів з врахуванням їх технічного стану. *Нафтогазова енергетика-2017*: Міжн. наук.-техн. конференція. (Івано-Франківськ, 15-19 трав. 2017). С. 318-319.
20. Заміховський Л.М., Іванюк Н.І. Система діагностування лопатевого апарату газоперекачувальних агрегатів. *Інтелект. продукт вчених і винахід. Прикарпаття – 2016*: Щорічний каталог найвагом. винах., корисн. моделей, пром. зразків і рац. пропозицій Галицьких кмітливців. (Івано-Франківськ, 2016). С.116-120.
21. Заміховський Л.М., Іванюк Н.І. Результати дослідження вібраційного стану лопатевого апарату ГПА-Ц-16С. *Вимірювання, контроль та діагностика в технічних системах*: III Міжн. наук. конференція. (Вінниця, 27-29 жовт. 2015). С.147-148.
22. Заміховський Л.М., Іванюк Н.І. Експериментальні дослідження вібраційного стану ГПА-Ц-16С. *Інформ. технол. в освіті, техніці та промисл.* II Всеукр. наук.-практ. конф. молодих учених і студентів. (Івано-Франківськ, 6-9 жовт. 2015). С. 250-251.
23. Заміховський Л.М., Іванюк Н.І.. Методика контролю технічного стану лопатевого апарату газоперекачувальних агрегатів в процесі експлуатації. *Інтелект. продукт вчених і винахід. Прикарпаття – 2013*: Щорічний каталог найваг. винах., корисн. моделей, пром. зразків і рац. пропозицій Галицьких кмітливців. (Івано-Франківськ, 2014). С. 24-28.
24. Заміховський Л.М., Н.І. Іванюк. Методика дослідження вібраційного стану газоперекачувального агрегату ГПА-Ц-16С. *Сучасні прилади, матеріали і технології для нейрунівного контролю і технічної діагностики машинобудівного і нафтогазового обладнання*: 7-ма Міжн. науково-технічна конференція і виставка (Івано-Франківськ, 25-28 лист. 2014). С. 299-302.
25. Заміховський Л.М., Іванюк Н.І. Моделювання вібраційного стану лопатевого апарату газоперекачувальних агрегатів. *Нафтогазова енергетика-2013*: Міжн. наук.-техн. конференція. (Івано-Франківськ, 7-11 жовт. 2013). С. 198-200.
26. Заміховський Л.М., Іванюк Н.І. Метод контролю технічного стану лопатевого апарату газоперекачувальних агрегатів. *Вимірювання, контроль та діагностика*



в технічних системах: II-а Міжнародна наукова конференція, (Вінниця, 29-31 жовт. 2013). С.153-154.

27. Заміховський Л.М., Іванюк Н.І. Контроль аеродинамічних характеристик лопатей лопатевого апарату газоперекачувального агрегату з урахуванням зміни їх конфігурації. *Интеллект. продукт вчених і винахід. Прикарпаття-2012: Щорічний каталог найвагом. винах., корисн. моделей, пром. зразків і рац. пропозицій Галицьких кмітливців.* (Івано-Франківськ, 2013). С. 41-43.

28. Заміховський Л.М., Іванюк Н.І. Математичне моделювання деформацій лопаток газоперекачувального агрегату та його впливу на параметри коливальних процесів. *Контроль і управління в складних системах(КУСС-2012): XI Міжнародна конференція, ВНТУ, тези доповідей* (Вінниця, 9-11 жовт. 2012). Вінниця, 2012. С. 187.

29. Заміховський Л.М., Іванюк Н.І., Павлик В.В. Діагностування технічного стану газоперекачувальних агрегатів в процесі експлуатації. *Вчені Прикарпаття-сталому розвитку краю: обласна наук.-практ. конф., збірник тез доповідей* (Упорядкування і загальна редакція д. е. н., проф. Петренка В.П.) Івано-Франківськ, ПП Курилюк, 2012. С. 81-84.

30. Іванюк Н.І. Розробка методики оцінки технічних характеристик лопаток газоперекачувального агрегату методами математичного моделювання. *Сучасні тенденції розвитку інформаційних технологій в науці, світі та економіці: VI Всеукр. наук.-практ. конф.* (Луганськ, 31 трав.-1 черв. 2012). Луганськ, Phoenix, 2012. С. 42-44.

31. Іванюк Н.І. Діагностування стану лопатевого апарату ГПА на основі аеродинамічної взаємодії робочих і направляючих лопатей. *Сучасні прилади, матеріали і технології для неруйнівного контролю і технічної діагностики машинобудівного і нафтогазопромислового обладнання: VI Міжнар. наук.-техн. виставка. Тези доповідей.* (Івано-Франківськ, 29 лист. – 2 груд. 2011). Івано-Франківськ, 2011. С.205-209.

1. Zamikhovsky, L., Zamikhovska, O., Ivanyuk, N. (2021). Trends in the development of methods for diagnostics of the technical state of the blades of gas-pumping units, *ScienceRise.* - 1(72). – P. 33-40. DOI:10.21303/2313-8416.2021.001678 (*Index Copernicus*)

32. Заміховський Л.М., Заміховська О.Л., Іванюк Н.І., Павлик В.В. Удосконалення системи автоматичного управління

газоперекачувальними агрегатами з врахуванням їх технічного стану. *Нафтогазова енергетика*. 2020. № 2(34). С. 104-113. (**Фахове видання**).

33. Замиховский Л.М., Иванюк Н.И. Методика экспериментальных исследований вибрационного состояния газоперекачивающего агрегата ГПА-Ц-16С. *Молодой ученый*. 2015. №2(82). С. 150-154. (**Index Copernicus**).

34. Zamikhovskyi Leonid, Ivanyuk Nataliya. Developing new approach in diagnostics method of technical state of propeller of gas pumping unit. *AGH Drillig, Oil, Gas: GH University of Science and Technology*. Krakow. 2013. Vol.30. P. 345-353. (**Index Copernicus**)

35. Замиховський Л.М., Иванюк Н.І., Криштопа В.С. Дослідження впливу зміни профіля лопатей газоперекачувальних агрегатів на характер коливних процесів, що генеруються ними. *Проблеми машиностроєння*. Харків, 2013. т.16. №4. С. 23-30. (**Фахове видання**).

36. Замиховський Л.М., Иванюк Н.І.. Контроль аеродинамічних характеристик елементів лопатевого апарату газоперекачувального агрегату з урахуванням зміни їх конфігурації. *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*. Київ, 2012. №80. С. 92-97. (**Фахове видання**).

37. Иванюк Н.І. Аналітичні дослідження впливу зміни геометрії лопатей газоперекачувального агрегату на параметри їх коливань та аеродинамічні властивості. *Методи та прилади контролю якості*. 2012. № 28. С. 154 -161. (**Фахове видання**).

38. Замиховський Л.М., Иванюк Н.І. Причини і фактори, що обумовлюють виникнення дефектів і відмов лопатевого апарату газоперекачувальних агрегатів. *Наукові вісті Галицької академії*. №1(21). Івано-Франківськ. 2012. С. 57-63.

39. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №52020 520. Методика контролю технічного стану лопатевого апарату газоперекачувальних агрегатів в процесі експлуатації / Л.М. Замиховський, Н.І. Иванюк. №52349; заявл. 04.09.2013; опубл. 04.11.2013.