

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Сумський державний університет**  
**Факультет технічних систем та енергоефективних технологій**  
**Кафедра комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського**

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Андрій ЗАГОРУЛЬКО  
(підпис)

\_\_\_\_\_ 2023 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
**на здобуття освітнього ступеня магістр**

зі спеціальності 131 Прикладна механіка, освітньо-професійної програми «Комп'ютерна механіка», на тему: Прогнозування ресурсу підшипників кочення роторних машин за результатами аналізу їх вібраційного стану.

Здобувача групи КМ.м-21 СЪОМОЧКІНА Андрія Олеговича.

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

\_\_\_\_\_ Андрій СЪОМОЧКІН  
(підпис)

Керівник: доцент, к.т.н., доцент Євген САВЧЕНКО \_\_\_\_\_  
(підпис)

## РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра: 51с., 21 рис., 12 табл., 4 дж., 1 додаток.

Мета досліджень: демонстрація можливості методики вібродіагностування технічного стану турбонасосного агрегата за результатами вимірювання вібрацій його корпусу та визначення ресурсу і ступеня критичності технічного стану його шарикопідшипникових опор.

Об'єкт дослідження – технічний стан та ресурс шарикопідшипникових опор ротора турбонасосного агрегата.

Предмет дослідження – шарикопідшипникові опори ротора турбонасосного агрегата.

Методи дослідження – чисельне моделювання.

Здійснено прогноз ресурсу та дано оцінку ступеня критичності технічного стану шарикопідшипникових опор турбонасосного агрегата рідинного ракетного двигуна. Прогноз проведений за результатами комп'ютерного аналізу записів вібрацій, зареєстрованих на корпусі насосів пального та окислювача при їх стендових випробуваннях. Досліджено особливості зміни прогнозу ресурсу та оцінки ступеня критичності технічного стану підшипників у процесі їх стендових випробувань.

ТУРБОНАСОСНИЙ АГРЕГАТ, НАСОС ОКИСЛЮВАЧА, НАСОС ПАЛЬНОГО, РОТОР, ШАРИКОПІДШИПНИК, ПРОГНОЗУВАННЯ, РЕСУРС, ТЕХНІЧНА ДІАГНОСТИКА, ДЕФЕКТИ ШАРИКОПІДШИПНИКА.

## ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. МЕТА, ПРЕДМЕТ І МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ.....	6
1.1 Мета досліджень .....	6
1.2 Предмет та об'єкт досліджень .....	6
1.3 Методика досліджень.....	7
1.3.1 Умови реєстрації вібросигналів	7
1.3.2 Попереднє оброблення вихідної інформації	9
1.3.3 Аналіз результатів попередньої обробки та прогнозування ресурсу	13
1.3.4 Оцінка ступеня критичності технічного стану опор ротора	14
1.3.5 Зміст протоколів комп'ютерного аналізу	16
2. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ .....	19
2.1 Випробування шарикопідшипникових опор у складі турбонасосного агрегата.....	19
2.1.1 Ресурсні характеристики шарикопідшипникових опор насоса пального.....	19
2.1.2 Ресурсні характеристики шарикопідшипникових опор насоса окислювача.....	24
2.2 Ресурсні характеристики шарикопідшипникових опор при автономних випробуваннях насоса пального .....	35
ВИСНОВКИ.....	43
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	45
ДОДАТОК А.....	46

## ВСТУП

Достовірна оцінка ступеня критичності технічного стану та прогнозування ресурсу різноманітних за конструкцією та призначенням механічних систем є важливою і до кінця не вирішеною до теперішнього часу проблемою. Так само це стосується і одного зі специфічних представників великого класу роторних машин – турбонасосного агрегата (ТНА) рідинних ракетних двигунів (РРД).

Ступінь критичності динамічного стану роторних машин загальнопромислового призначення визначається за результатами порівняння рівня вібрації машини, зареєстрованого в даний момент часу, з його гранично допустимим за «Нормами віброактивності» значенням. Прогнозування ресурсу при цьому здійснюється методом екстраполяції часового ряду (тренда), складеного з вібропараметрів, що реєструються, до моменту перетину тренда з гранично допустимим за «Нормами...» рівнем вібрації. Однак для машин, у тому числі і для ТНА, у яких подібні «Норми...» відсутні, застосування екстраполяційних методів прогнозування неможливе.

Разом з тим, великий досвід вібродіагностики показав, що тренд-поведінка відображає якість виготовлення та особливості навантаження в заданих умовах експлуатації, які характерні тільки для аналізованого зразка машини і повністю визначають момент досягнення машиною гранично допустимого стану (виходу з ладу). Тому вивчення характеру поведінки тренду в процесі експлуатації машини, для якої відсутній "критерій віброактивності", відкриває шлях до вирішення проблеми прогнозування ресурсу машини, що дозволяє проводити достовірну вібродіагностику її технічного стану.

Ця ідея прогнозування була покладена в основу розробленої методики вібродіагностування технічного стану турбонасосного агрегата за результатами вимірювання вібрацій його корпусу. У роботі продемонстровані можливості даної методики щодо ресурсних характеристик шарикопідшипникових опор ротора ТНА за результатами аналізу записів вібрацій корпусу ТНА, отриманих у процесі його стендових випробувань.

# 1 МЕТА, ПРЕДМЕТ, ОБ'ЄКТ ТА МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

## 1.1 Мета досліджень

Метою даного дослідження є демонстрація можливості методу вібраційної діагностики технічного стану турбонасосного агрегату за результатами вимірювання вібрації його корпусу та визначення походження та критичності технічного стану шарикопідшипникових опор.

## 1.2. Предмет та об'єкт досліджень

Об'єкт дослідження – технічний стан та ресурс шарикопідшипникових опор ротора турбонасосного агрегата.

Предметом досліджень були чотири типи шарикопідшипників (табл. 1.1), що використовуються у шарикопідшипникових опорах ротора турбонасосного агрегата (рис. 1.1).

Таблиця 1.1 - Місце установки, типи та геометричні параметри шарикопідшипників, що піддавалися дослідженням

Геометричні параметри підшипників	Місце установки підшипників і їх позначення			
	Насос окислювача		Насос пального	
	35-200Ю9П	35-203Ю5П	45-205Ю10П	35-276207Ю1
$D_n, мм$	30	40	52	72
$D_{вн}, мм$	10	17	25	35
$Z_{тк}, шт$	6	7	9	11
$d_{ш}, мм$	5.953	7.144	7.938	11.113

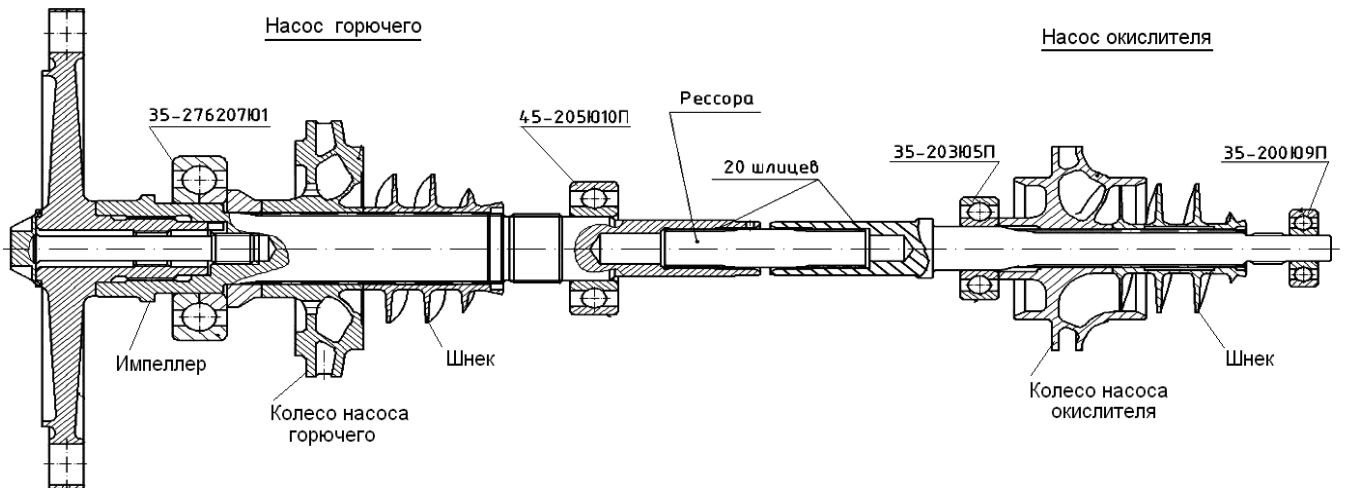


Рисунок 1.1 – Конструктивна схема ротора ТНА з опорами

### 1.3. Методика досліджень

#### 1.3.1 Умови реєстрації вібросигналів

Шляхом комп'ютерного дослідження експериментальних даних, отриманих під час випробувань шарикопідшипникових опор ротора ТНА, спрогнозовано ресурс шарикопідшипникових опор та оцінено критичність їх технічного стану. Дослідження проводилося за допомогою програмних продуктів, розроблених спеціально для цієї мети, включаючи попередню обробку записів і подальший детальний аналіз отриманої інформації.

Записи вібрації, зафіксовані під час обох видів стендових випробувань, піддавалися попередній комп'ютерній обробці. У першому випадку ТНА піддавався навантаженням в рамках повномасштабного RRD під час вогневих стендових випробувань двигуна та умов польоту, що моделюють його роботу. Агрегат працює з номінальною частотою обертання ротора 34 000 об/хв у стандартних умовах експлуатації. Ротор ТНА (рис. 1.1) включав вузли і конструктивні елементи, зазначені в табл. 1.2.

Таблиця 1.2–Перелік основних вузлів та конструктивних елементів ротора ТНА, динамічна поведінка яких контролювалася

Вузол ТНА	Кратність К
Ресора	2
Шліці	20
Шнек	3
Колесо окислювача	6+6
Колесо пального	9
Імпеллер	18
«Інші» вузли	*)

\*) Як параметр вібросигналу, що реагує на ступінь критичності технічного стану «інших» вузлів, розглядалася частина вібросигналу, що діє у смузі частот 13 000 -32 000 Гц.

Інша установка (рис. 1.2) являла собою гідравлічний стенд, призначений для автономних випробувань насосів. У роботі наведено результати аналізу даних, отриманих під час автономних випробувань насоса пального без газової турбіни. Як робоче середовище при цьому використовувалася вода, а частота обертання ротора дорівнювала 29 000 об/хв.

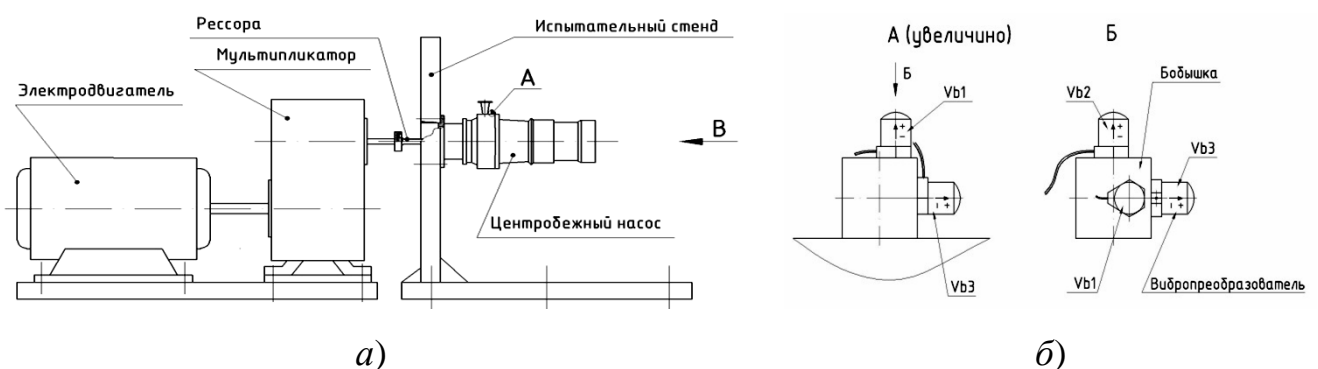


Рисунок 1.2 – Гідравлічний стенд (а) і схема розміщення на ньому вібродатчиків (б)

Вібрації в процесі стендових випробувань реєструвалися за допомогою вібродатчиків, встановлених на корпусі об'єкта випробувань. У першому випадку

при випробуваннях ТНА у складі двигуна вібрація вимірювалася сімома датчиками, чотири з яких (VTNP, VNGP2, VNGP3 і VNGP4, рис. 1.3) реєстрували вібрацію насоса пального і розміщувалися в площині установки підшипника типу 207 (рис. 1.1).

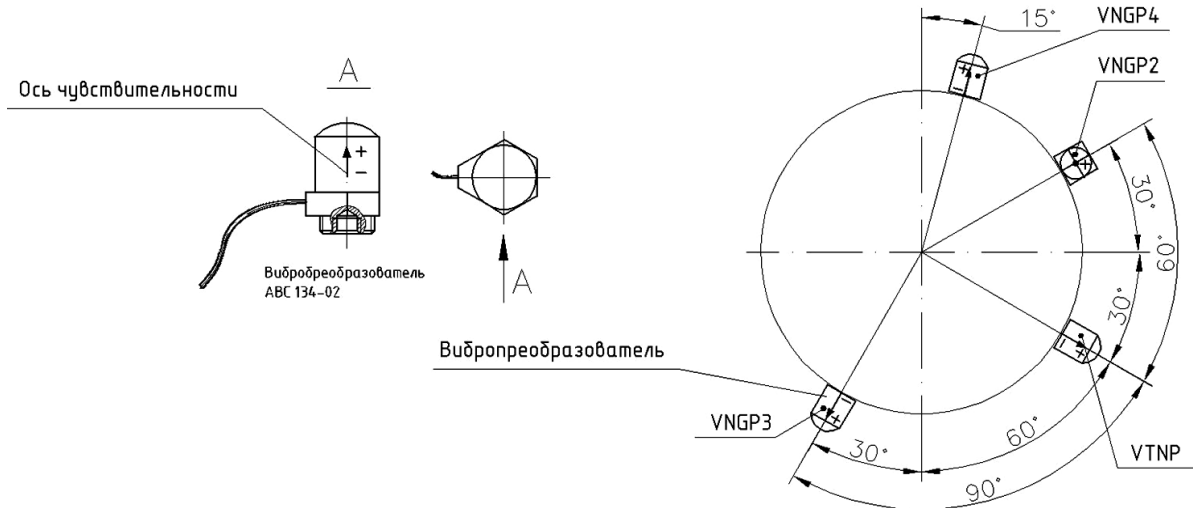


Рисунок 1.3 – Схема розміщення вібродатчиків на корпусі насоса пального при випробуваннях його у складі двигуна

Вібрація насоса окислювача реєструвалася трьома датчиками (VNOO, VNOP1 і VNOP2), розміщеними у площині робочого колеса.

Вібрації при автономних гідравлічних випробуваннях насоса пального реєструвалися трьома датчиками (Vb1, Vb2 і Vb3), встановленими на бобищі і орієнтованими у напрямку трьох взаємно перпендикулярних осей симетрії насоса: X, Y і Z (рис. 1.2 б).

### 1.3.2 Попереднє оброблення вихідної інформації

Завдання попередньої обробки складаються з вилучення інформації з вібраційного сигналу, амплітуди гармонік і визначення їх трендів. Інформаційні гармоніки поділяються на гармоніки підшипників і гармоніки ротора, де до першої гармоніки відносяться частотні складові коливань, створюваних кронштейнами шарикопідшипників під час обертання ротора, а до другої гармоніки, створювані вузлами і елементами конструкції ротора ( колеса) частотні складові, гвинти тощо), як показано в таблиці 1.2. При цьому через короткочасність роботи ТНА динамічна



поведінка цих вузлів значною мірою визначається не критичністю їх власне технічного стану, а ступенем фізичного зносу опор ротора.

Тому роторні гармоніки рекомендується використовувати для контролю технічного стану не самих вузлів ротора, а більшою мірою як індикатор критичності стану шарикопідшипників, як слабких конструктивних елементів ротора. Справа в тому, що амплітуди роторних гармонік суттєво перевищують амплітуди підшипникових і тому стійко ідентифікуються при вібродіагностуванні, що значно підвищує точність прогнозування ресурсу опор, що лімітують, будучи слабкими елементами, ресурс ротора, а отже, і ТНА в цілому.

При цьому контроль підшипникових гармонік так само необхідний, оскільки дозволяє деталізувати причину, що обмежує ресурс підшипника. Так само контроль роторних гармонік має самостійне значення, оскільки дозволяє діагностувати, наприклад, можливе порушення у процесі стендових випробувань складального стану ротора.

При попередній обробці комп'ютерного аналізу піддавалися запису вібрації, зареєстровані в процесі 10 включень при випробуваннях ТНА у складі двигуна, і 6 включень - при гідравлічних випробуваннях. Тривалість безперервного запису вібросигналів у різних включеннях, становлячи переважно 30 секунд, варіювалася від 4 секунд до 7 хвилин. Частота дискретизації вібросигналу забезпечувала його реєстрацію в смузі частот до 64 000 Гц.

Алгоритм попередньої обробки полягав у наступному:

- покроково зчитувалося  $N_{ТЧК}$  штук точок вихідного вібросигналу

$$N_{ТЧК} = T_{ЗАП} \cdot f_{д}, \quad (1.1)$$

де  $T_{ЗАП}$  - тривалість запису вібросигналу, с;

- незалежно від тривалості  $T_{ЗАП}$  оброблюваного вібросигналу число кроків  $K_{ШАГ}$ , дорівнювало 25, що пояснюється обмеженнями, що накладаються на обсяг оперативної пам'яті використовуваного обчислювального пристрою;

- на кожному кроці аналізувався «пакет точок», що складається з  $N_{ПАК}$  штук точок;

$$N_{\text{ПАК}} = \frac{N_{\text{ТЧК}}}{K_{\text{ШАГ}}} ; \quad (1.2)$$

– «пакет точок» піддавався Фур'є – аналізу, у якому послідовно до вичерпання пакета використовувалася частина точок «пакета» у кількості  $N_{\phi}$ , шт

$$N_{\phi} = 2^n, \quad (1.3)$$

де  $n$  – показник ступеня ( $n = 12$ ,  $N_{\phi} = 4096$  шт.);

– кількість  $N_C$ , шт повторно визначених спектрів  $S_i$  варіювалося залежно від кількості точок, що склали «пакет»  $N_{\text{ПАК}}$

$$N_C = \frac{N_{\text{ПАК}}}{N_{\phi}}, \quad (1.4)$$

при цьому кількість повторно визначених спектрів  $S_i$  залежало від тривалості запису  $T_{\text{ЗАП}}$  вібросигналу  $i$ , наприклад, становило з урахуванням округлення в меншу сторону:

– при  $T_{\text{ЗАП}} = 4$  с – 2 шт;

– при  $T_{\text{ЗАП}} = 30$  с – 18 шт;

– при  $T_{\text{ЗАП}} = 7$  хв – 279 шт;

– на кожному кроці визначався результуючий спектр  $S_P$ , як середнє арифметичне повторно визначених спектрів  $S_i$

$$S_P = \frac{\sum_{i=1}^{N_C} S_i}{N_C}; \quad (1.5)$$

– у результуючому спектрі  $S_P$  виділялися інформаційні гармоніки, частоти яких  $f_{iГ}$ , Гц, пов'язані з частотою обертів ротора ТНА  $f_{OB}$ , Гц, наступною залежністю:

$$f_{iГ} = f_{OB} \cdot K_{iГ}, \quad (1.6)$$

де  $K_{iГ}$  - множник, що відображає геометричні особливості вузлів та підшипникових опор ротора (табл. 1.2, 1.3);

- визначався крок за частотою  $\Delta f$ , Гц

$$\Delta f = \frac{f_D}{N_{\phi}}, \quad (1.7)$$

величина якого дорівнювала 15,6 Гц;

Таблиця 1.3 - Розрахункові залежності з визначення частот шарикопідшипникових інформаційних гармонік  $f, Гц$

Вид дефекта	Формула	Тип підшипника			
		200	203	205	207
Дефект зовнішньої доріжки підшипника	$K_{no} = Z_{mk} / 2 \times (1 - d_{ui} / D_c \times \cos j)$	1162	1446	2026	2471
Дефект внутрішньої доріжки підшипника	$K_{vo} = Z_{mk} / 2 \times (1 + d_{ui} / D_c \times \cos j)$	2142	2409	3073	3761
Дефект сепаратора	$K_{sp} = 1 / 2 \times (1 - d_{ui} / D_c \times \cos j)$	194	206	225	224
Дефект тіл кочення	$K_{tk} = 1 / 2 \times d_{ui} / D_c \times (1 - d_{ui}^2 / D_c^2 \times \cos^2 j)$	844	1030	1316	1305

**Примітка:**  $Z_{тк}$  - кількість тіл кочення в одному ряді підшипника, шт;  $d_{ui}$  - діаметр тіла кочення, мм;  $D_c$  - середній діаметр сепаратора ( $D_c = (D_n + D_{вн}) / 2$ ), мм;  $j$  - кут контакту тіла кочення з обіймою ( $j = 5^\circ$ ),

– визначалась амплітуда інформаційної гармоніки  $A_{iГ}$

$$A_{iГ} = \sqrt{A^2(f_{iГ} - \Delta f) + A^2(f_{iГ}) + A^2(f_{iГ} + \Delta f)}, \quad (1.8)$$

де  $A(f_{iГ})$  – рівень частотної складової, ум. од., зафіксований на частоті інформаційної гармоніки  $f_{iГ}, Гц$ ;

$A(f_{iГ} \pm \Delta f)$  – рівні частотних складових, ум. од., зафіксованих на частотах, що знаходяться від частоти інформаційної гармоніки  $f_{iГ}, Гц$  на крок по частоті  $\Delta f, Гц$ , відповідно, в більшу і меншу сторони;

– визначалась часова координата  $T_{jiГ}, с$ , що відповідає  $j$  - тому рівню  $i$  – тої інформаційної гармоніки  $A_j(f_{iГ})$

$$T_{jiГ} = \frac{T_{зап}}{K_{ш}} \cdot j, \quad j = 1, 2, \dots, K_{ш}. \quad (1.9)$$

Поєднання амплітуд  $A_j(f_{iГ})$  і відповідних їм часових координат  $T_{jiГ}$  утворювали тренди, що описують зміну в процесі стендових випробувань амплітуд роторних і підшипникових гармонік, що стали вихідним матеріалом для наступного детального їх аналізу.

### 1.3.3 Аналіз результатів попереднього оброблення та прогнозування ресурсу

Результати попередньої обробки, тобто тренди інформаційних гармонійних амплітуд, були піддані подальшому комп'ютерному аналізу для прогнозування ресурсів та оцінки критичності технічного стану опор шарикопідшипників ротора ТНА.

Прогнозування ресурсу опор ротора ТНА здійснювалося за допомогою математичного апарату, званого «методом відновлення функції за експериментальними даними» [1]. Роль функції відігравала математична модель тренда, відновлення значень якої здійснювалося шляхом її параметричної ідентифікації на основі експериментальних даних – трендів амплітуд роторних та підшипникових інформаційних гармонік. Ідентифікація проводилася шляхом ітеративного перебору параметрів моделі для мінімізації відхилення графіка моделі від тренда (мінімізації значення функціоналу):

$$U = \sum_{j=1}^{K_{ш}} [A_j(f_{ir}) - A_j^p(f_{ir})]^2, \quad (1.10)$$

де  $A_j^p(f_{ir})$  розрахункове значення  $j$ -ої амплітуди  $i$ -ої інформаційної гармоніки.

Особливістю моделі стало те, що в її математичну структуру було включено параметр  $T_{ПРi}$ , чисельно рівний шуканому ресурсу шарикопідшипникових опор ротора [2]. Визначення даного параметра і було метою ідентифікації. При цьому в якості ресурсу  $T_{РЕС}$  ротора приймалась найменша величина  $T_{ПРi}^{\min}$  із ряду параметрів  $T_{ПРi}$ , які визначались при розгляді кожного з трендів.

Мінімум функціоналу (1.10) визначався методом випадкового пошуку. При цьому пошук параметра  $T_{ПРi}$  проводився в упреджуючому часовому інтервалі  $\Delta t_{УПР}$ , нижня границя якого дорівнювала поточній на момент ідентифікації тривалості випробувань  $t_{ТЕК}$ , а верхня – збільшеній у п'ять разів величині бажаного напрацювання ТНА  $T_{ТРЕБ} = 1450$  сек ( $\Delta t_{УПР} = t_{ТЕК} \dots 5 \times T_{ТРЕБ}$ ). Число ітерацій при випадковому пошуку дорівнювало 30 000.

### 1.3.4 Оцінка ступеня критичності технічного стану опор ротора

При оцінці технічного стану підшипників роторів турбін було використано ряд положень теорії "нечітких множин" [3], згідно з якою ступінь прогресування окремих дефектів в підшипнику і ступінь тяжкості його стану в цілому оцінювалися шляхом аналізу значень двох лінгвістичних змінних.

Перша змінна  $a_{ДЕФ}$  називалася "ступінь розвитку дефектів опор ротора ТНА" і мала ряд значень, званих "термами". «Терми» - набір вербальних величин, що описують поступово зростаючий рівень розвитку дефекту (табл. 1.2).

Таблиця 1.2 - Базова шкала лінгвістичної змінної - «ступінь розвитку дефектів опор ротора ТНА»  $a_{ДЕФ}$

Вербальне значення «термів»			
«нижче середньої»	«середня»	«вище середньої»	«недопустима»
$0 < a_{ДЕФ} \leq 0,41$	$0,41 < a_{ДЕФ} \leq 0,63$	$0,63 < a_{ДЕФ} < 1,0$	$a_{ДЕФ} \geq 1,0$

Степінь критичності стану опор ротора в цілому оцінювалося за допомогою аналізу значень лінгвістичної змінної  $a_{ОПОР}$  під назвою «показник стану опор». Терми цієї змінної, що описують діагноз стану опор, що поступово погіршується, наведені в табл. 1.3.

Процедура діагностики полягала в порівнянні фактичних значень лінгвістичних змінних зі стандартними інтервальними значеннями, наведеними в таблиці нижче.

Таблиця 1.3 - Базова шкала лінгвістичної змінної - «показник стану опор»  $a_{ОПОР}$

Вербальне значення «термів»				
«хороший стан»	«задовільний стан»	«потрібне покращення»	«передаварійний стан»	«аварійний стан»
$0 < a_{ОПОР} \leq 0,41$	$0,41 < a_{ОПОР} \leq 0,63$	$0,63 < a_{ОПОР} < 0,9$	$0,9 \leq a_{ОПОР} < 1,0$	$a_{ОПОР} \geq 1,0$

Залежно від стандартного інтервалу, в якому існують поточні фактичні значення мовних змінних, проводиться певна оцінка прогресу дефекту опор та ставиться діагноз про серйозність технічного стану. Межі інтервалів становлять нормалізований ряд бажаних чисел R5, що є геометричною прогресією з коренем  $q = \sqrt[5]{10} \approx 1,56$  [4].

Розрахунок фактичних значень лінгвістичної змінної  $a_{ДЕФ}$  здійснювався за допомогою наступної «функції належності», яка, як відомо [2], трансформує вихідні фізичні значення вхідних змінних на значення лінгвістичних змінних «термів»:

$$a_{ДЕФ} = \frac{D_{\phi}}{D_{ТР}} \cdot \frac{t}{T_{ПРi}}, \quad (1.11)$$

де  $D_{\phi} = \frac{t}{T_{ПРi}}$  – фактична пошкодженість опори ротора, визначена за результатами аналізу динаміки  $i$ -го вузла і конструктивного елемента ротора;

$D_{ТР} = \frac{t}{T_{ТРЕБ}}$  – допустима за нормами розробника пошкодженість опори;

$T_{ТРЕБ}$  – необхідне за нормами напрацювання опор ротора до відмови (потрібний ресурс);

$t$  – поточна тривалість дослідження.

При підстановці виразів для функції пошкодженості  $D$  в (1.11) отримуємо наступну «робочу» формулу, яка безпосередньо використовується в розрахунках:

$$a_{ДЕФ} = \frac{T_{ТРЕБ}}{T_{ПРi}^2} \cdot t. \quad (1.12)$$

«Функція належності», за допомогою якої розраховувалася лінгвістична змінна  $a_{ОПОР}$ , мала наступний вигляд:

$$a_{ОПОР} = 1 - \frac{D_{ТР}}{D_{\phi}}. \quad (1.13)$$

«Робоча» формула для виразу (1.13), мала наступний вигляд:

$$a_{ОПОР} = 1 - \frac{T_{ПРi}}{T_{ТРЕБ}}. \quad (1.14)$$

Алгоритм розрахунків по формулі (1.14) був побудований таким чином, що у випадку перевищення параметром  $T_{ПРi}$  потрібної величини ресурсу опори

( $T_{ПРi} > T_{ТРЕБ}$ ), параметр  $a_{ОПОР}$  прирівнювався до нуля. Одночасно обидві лінгвістичні змінні були обмежені зверху значенням, рівним одиниці. Дана обставина дозволила розглядати ці змінні як параметри подібності, зводячи різноманітні умови навантаження опор ротора до ряду типових (табл. 1.2 і 1.3).

Додатково для кожного з вузлів і елементів ротора розраховувався також запас по ресурсу  $K_{РЕСi}$

$$K_{РЕСi} = \frac{T_{ПРi}}{T_{ТРЕБ}}. \quad (1.15)$$

### 1.3.5 Зміст протоколів комп'ютерного аналізу

Протокол результатів комп'ютерного аналізу розроблявся окремо для кожного стендового випробування.

Протоколи, будучи безпосереднім результатом роботи програмного продукту, містять результати обробки інформації, отриманої по кожному з 7-ми датчиків у 10-ти включеннях при випробуваннях ТНА у складі двигуна і по кожному з 3-х – у 6-ти включеннях, реалізованих при гідравлічних випробування насоса пального. Протокол заповнювався покроково із зазначенням у підзаголовку: датчика, яким проводилися вимірювання та часу запису вібросигналу, що припадає цей крок.

Результати покрокового аналізу містять такі дані:

- ймовірність відмови  $Q_i$  опори;
- прогноз ресурсу опор;
- довірчі межі, у яких із довірчою ймовірністю  $P = 0,95$  змінюється прогноз;
- величину запасу за ресурсом  $K_{РЕСi}$ ;
- оцінку в термінах лінгвістичної змінної ступеня розвитку дефектів опор;
- оцінку в термінах лінгвістичної змінної  $a_{ДЕФ}$  ступеня критичності технічного стану вузла або конструктивного елемента ротора ТНА;
- повідомлення про мінімальну величину прогнозу ресурсу опор ротора із зазначенням його вузла чи конструктивного елемента, відстеження динаміки якого дозволило цей прогноз здійснити;

– підсумкове повідомлення на момент закінчення чергового включення про мінімальну величину прогнозу ресурсу опор ротора та ступеня їх критичного стану із зазначенням датчика, за допомогою якого зафіксовано вібросигнал, що дозволив отримати цю інформацію;

– коротке підсумкове повідомлення (резюме) на момент закінчення чергового включення про потенційні ресурсні характеристики опор ротора ТНА, що видається за результатами зіставлення прогнозу ресурсу та його необхідної величини, та відповідну цьому прогнозу оцінку ступеня розвитку дефекту опор ротора із зазначенням вузла або конструктивних елементів ротора, динаміки яких дозволив отримати цей прогноз, а також датчика, за допомогою якого зафіксований вібросигнал, що послужив джерелом зазначеної інформації.

Протокол оформлявся у вигляді таблиці і зберігався у комп'ютерному середовищі як текстовий файл.

Крім цього також визначався і зберігався в комп'ютерному середовищі:

- спектр вібрації із зазначенням на ньому інформаційних гармонік;
- тренди амплітуд інформаційних гармонік;
- графік зміни за час випробувань (включень) прогнозу ресурсу, опор ротора, здійсненого за результатами аналізу динаміки його основних вузлів та конструктивних елементів.

Для позначення графіків введена аббревіатура, складена зі штатного позначення датчика та доповнена двома розширеннями, перше з яких свідчить про номер досліду, а друге – номер рисунка, наприклад: VNGP21P1. Ця аббревіатура позначає, що вихідна інформація отримана за датчиком VNGP2 у досліді №1, а результати аналізу цієї інформації у графічному вигляді наведено на рис. 1. Відповідність номера рисунка та поданої на ньому інформації для всіх розглянутих у звіті випробувань така:

- P1 - спектр вібрації із зазначенням інформаційних гармонік, що реагують на динамічну поведінку ротора ТНА;

- P2 і P3 - тренди рівнів інформаційних гармонік, що реагують на динамічну поведінку ротора ТНА;



- P4 і P5 - зміна під час проведення досвіду прогнозу ресурсу;
- P6 - заключний фрагмент діаграми, що наочно відображає в режимі «on line» протягом роботи програмного забезпечення характер зміни ступеня критичності технічного стану ротора ТНА

## 2 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 2.1 Результати стендових випробувань турбонасосного агрегата у складі двигуна

#### 2.1.1 Ресурсні характеристики опор ротора насоса пального

У роботі наведено основні результати досліджень, що дозволяють оцінити ресурсний потенціал опор ротора за результатами аналізу трендів як роторних, так і підшипникових інформаційних гармонік. Ці результати представлені окремо для кожного із випадків стендових випробувань ТНА.

Результати дослідження ресурсу опор ротора насоса пального наведено на рис. 2.1 – 2.6 та у табл. 2.1 та 2.2. На цих та наступних рисунках умовними позначеннями відзначені роторні (рис. 2.1) та підшипникові (рис. 2.2) інформаційні гармоніки, що реагують у першому випадку на дисбаланс ротора (dis.), а також на динамічну поведінку його наступних вузлів та конструктивних елементів:

- ресори (res.);
- шнека (shn.);
- колеса насоса окислювача (kol. ok.);
- колеса насоса пального (kol. gor.);
- імPELLера (imp.);
- шліців (shl.),

а, у другому випадку – на розвиток дефекту:

- сепаратора (sp.);
- тіл кочення (tk.);
- зовнішньої обойми (п.о.);
- внутрішньої обойми (в.о.).

Цифри в умовних позначеннях вказують на тип підшипника. В даному випадку це підшипники типу 205 та 207, що застосовуються в опорах ротора насоса пального.

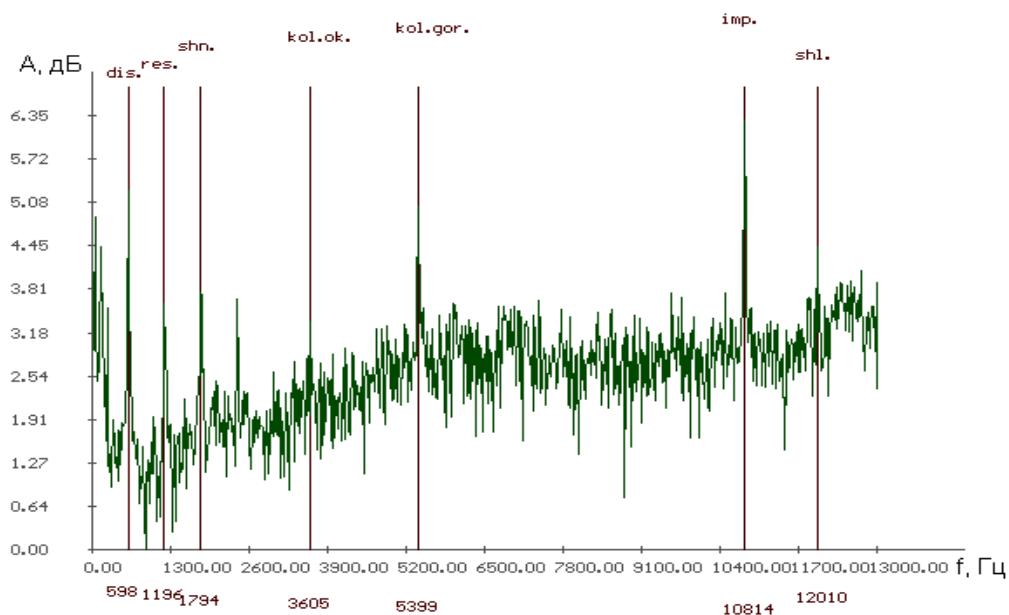


Рисунок 2.1 – Спектр вібрації, зафіксований по датчику VTNP, з позначенням роторних інформаційних гармонік

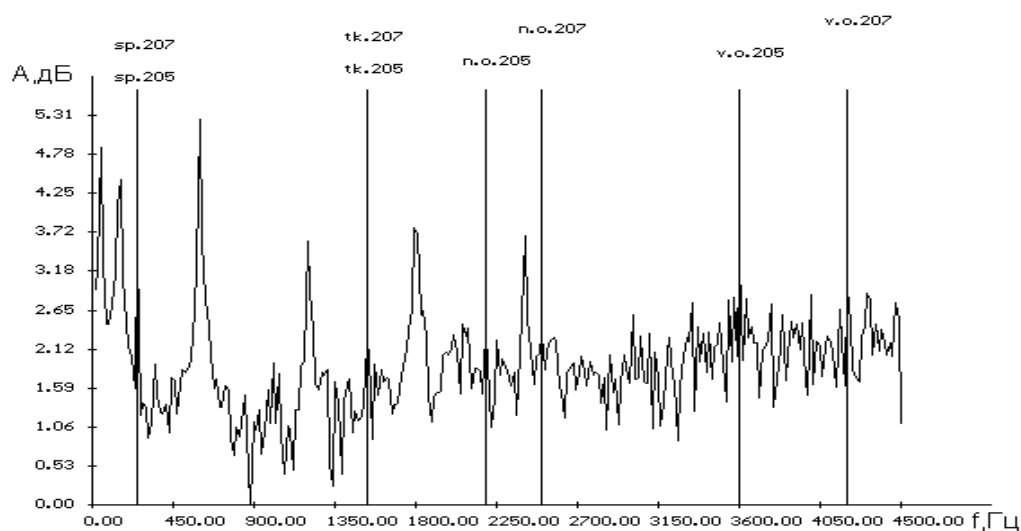
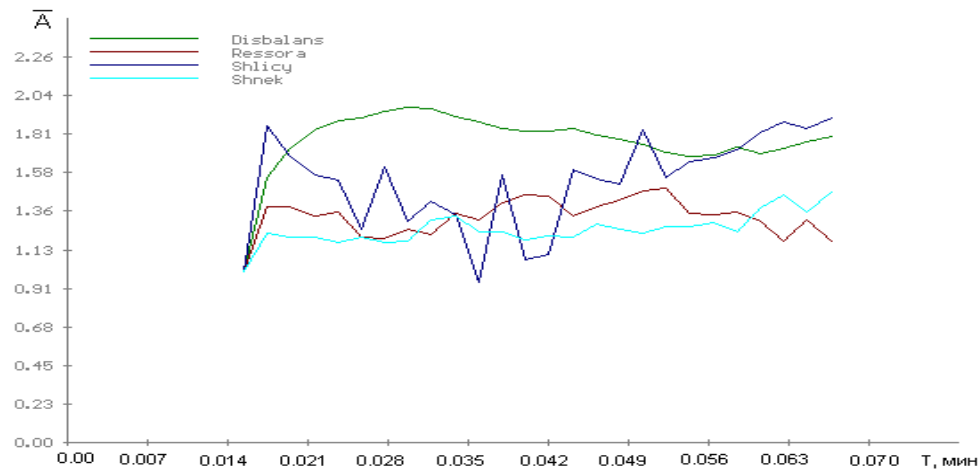
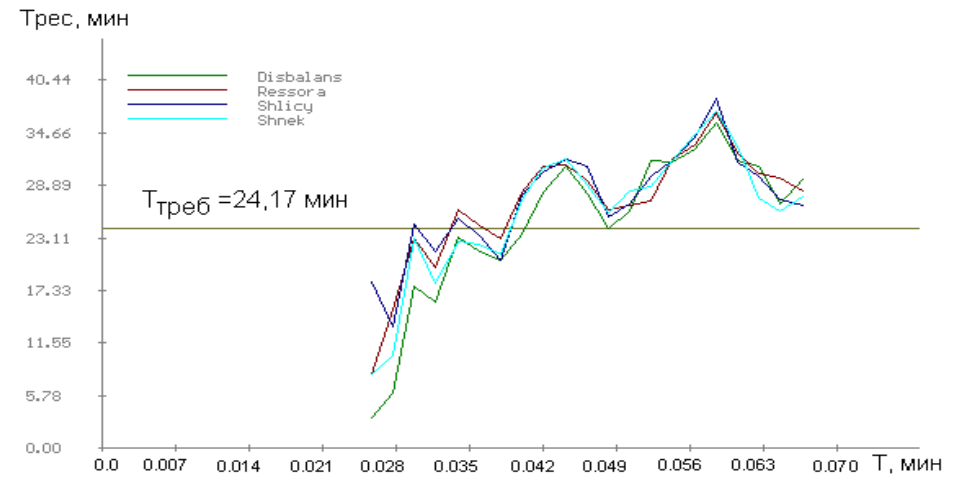


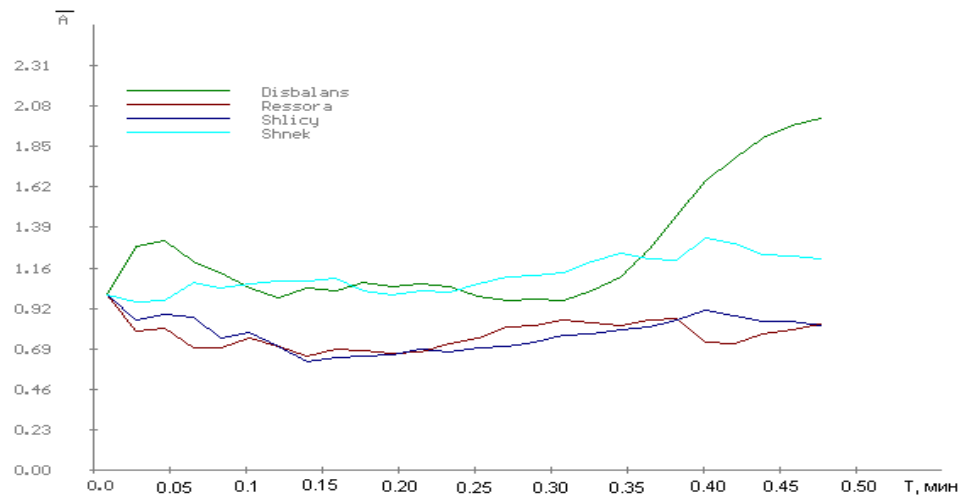
Рисунок 2.2 – Спектр вібрації, зафіксований по датчику VTNP, с позначенням підшипникових інформаційних гармонік



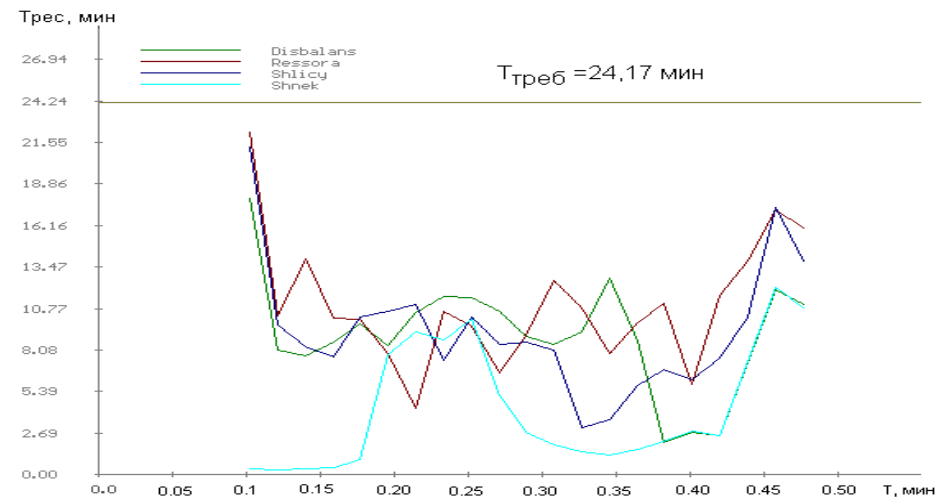
a)



b)

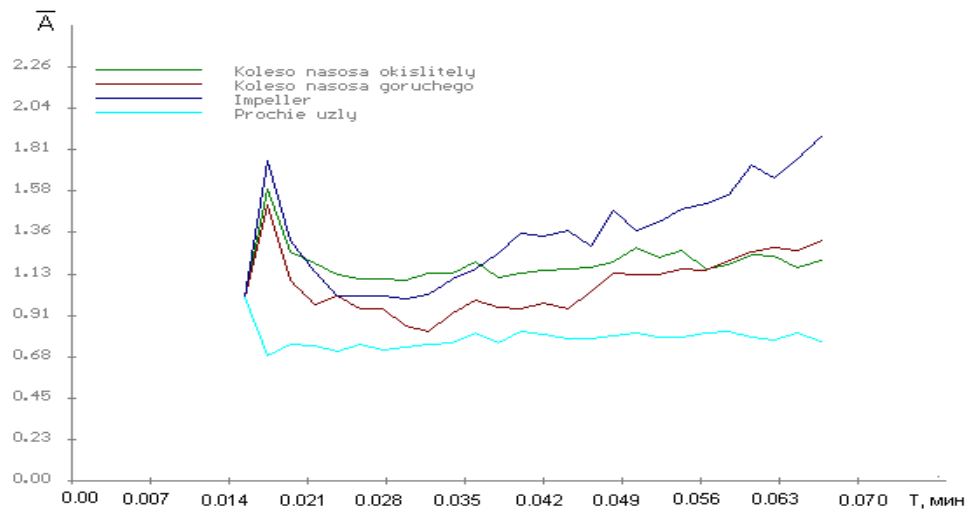


c)

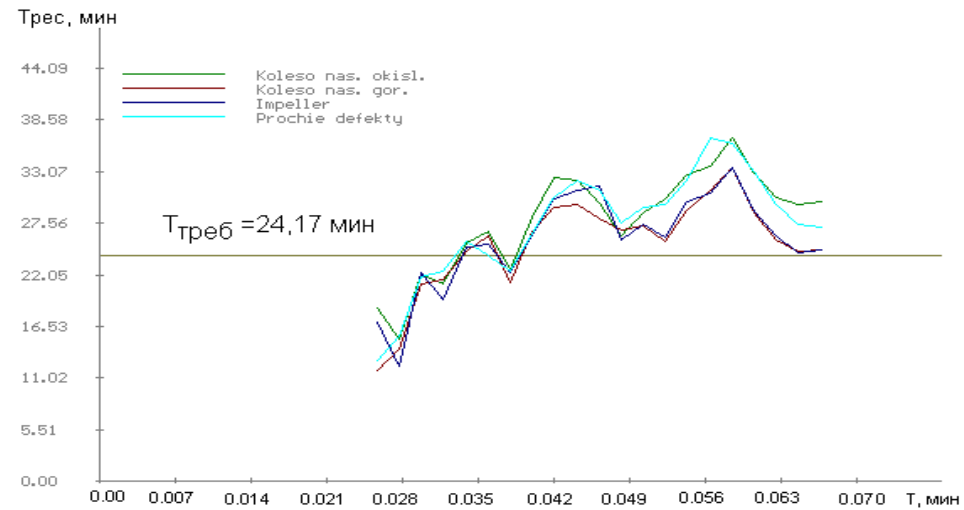


d)

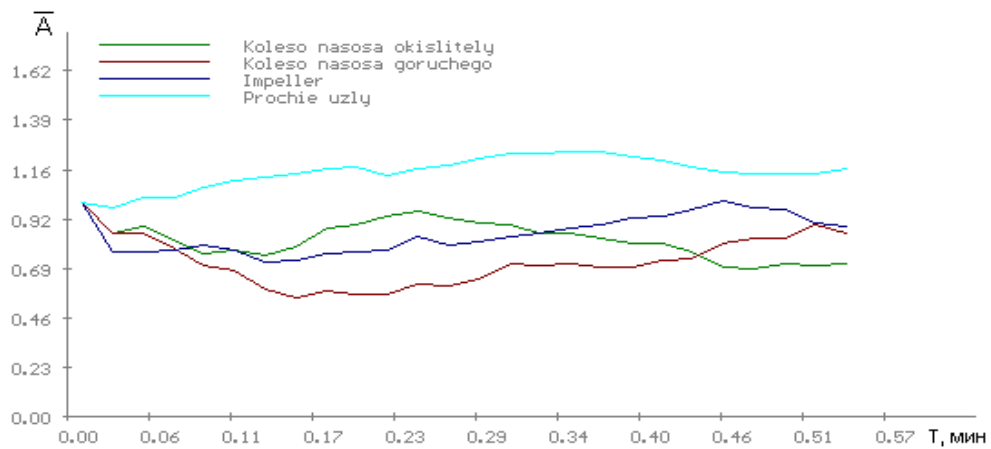
Рисунок 2.3 – Тренди рівнів роторних гармонік, що генеруються дисбалансом ротора і його вузлами: ресорою, шліцами і шнеками при першому (a) і десятому (c) включеннях та зміна прогнозів ресурсу, визначених за результатами аналізу цих трендів у першому (b) і десятому (d) включеннях (датчик VTNP)



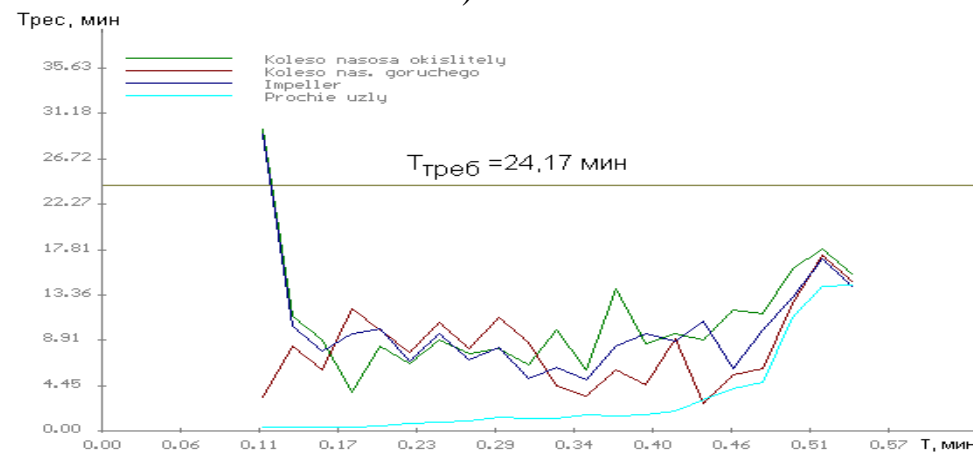
a)



b)

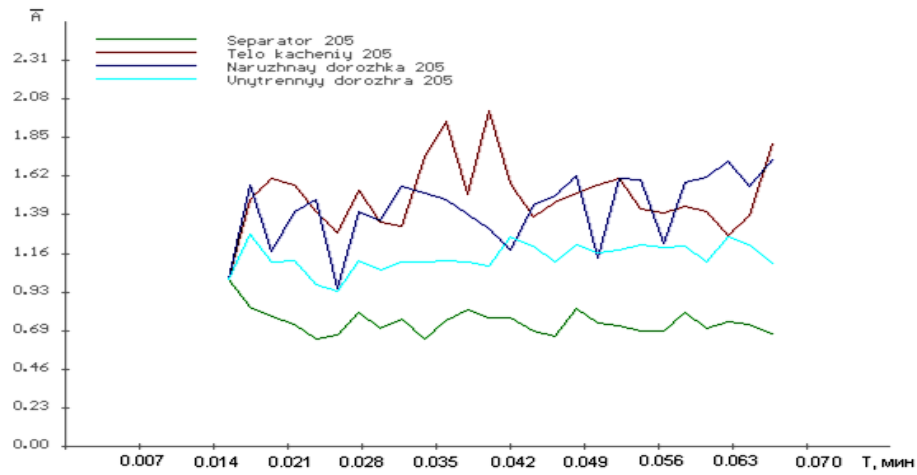


c)

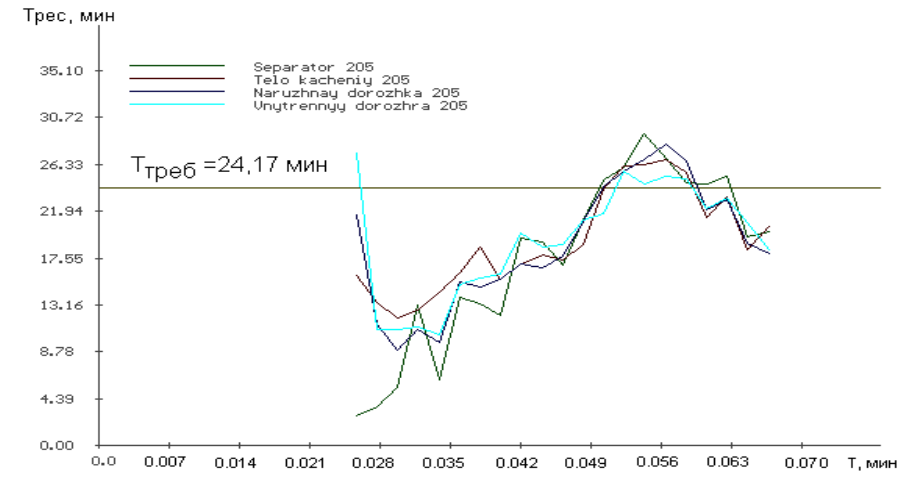


d)

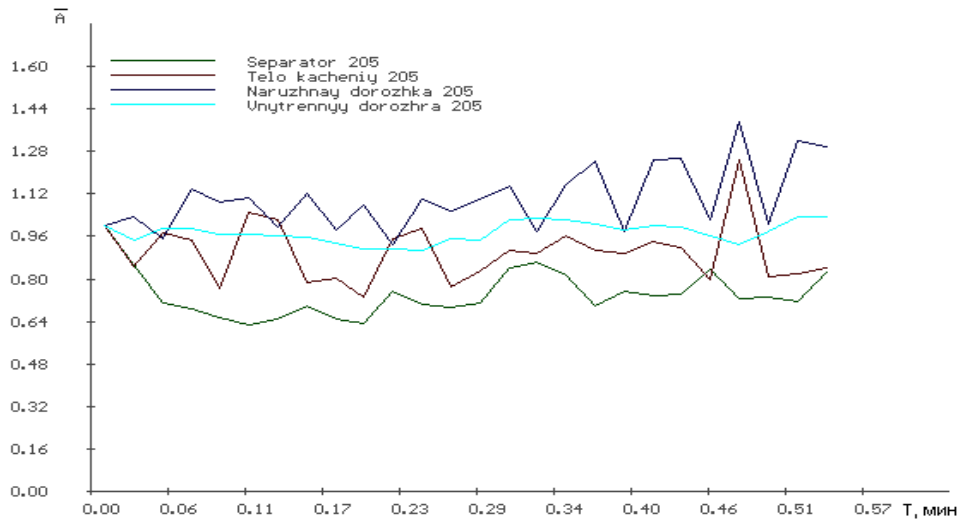
Рисунок 2.4 – Тренди рівнів роторних гармонік, що генеруються: колесами насосів пального і окислювача, імпеллером та «іншими» вузлами при першому (a) і десятому (c) включеннях та зміна прогнозів ресурсу, визначених за результатами аналізу цих трендів у першому (b) і десятому (d) включеннях (датчик VTNP)



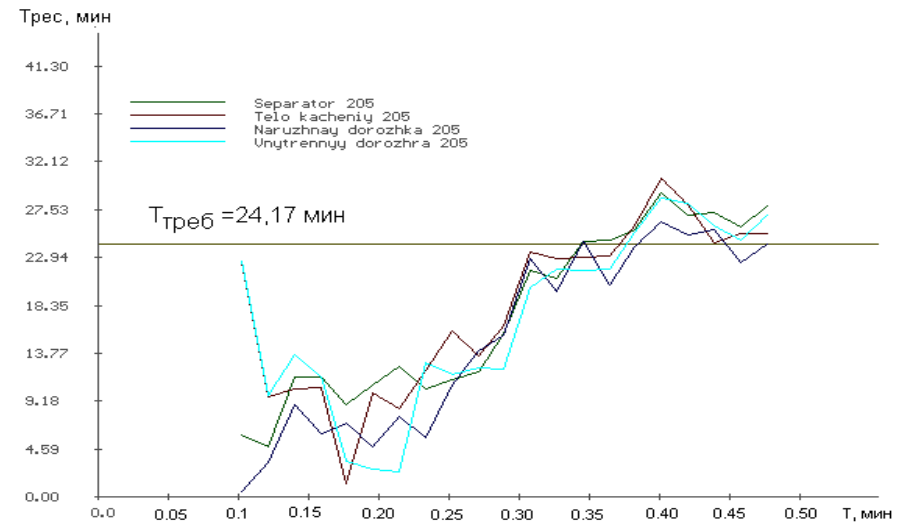
a)



б)

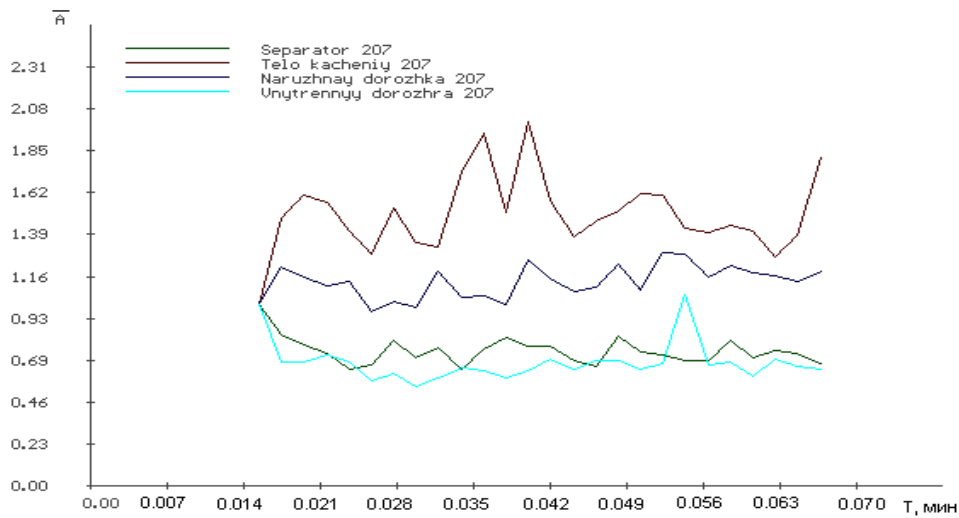


с)

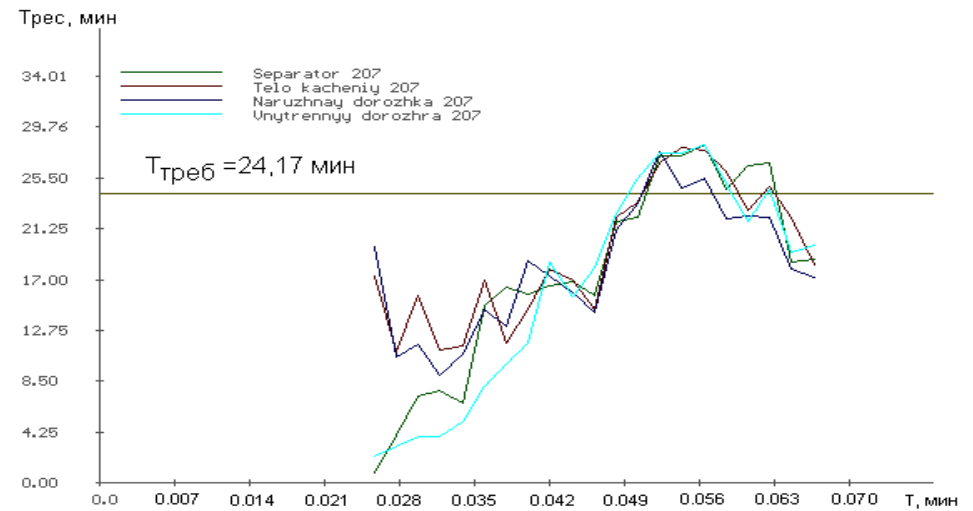


д)

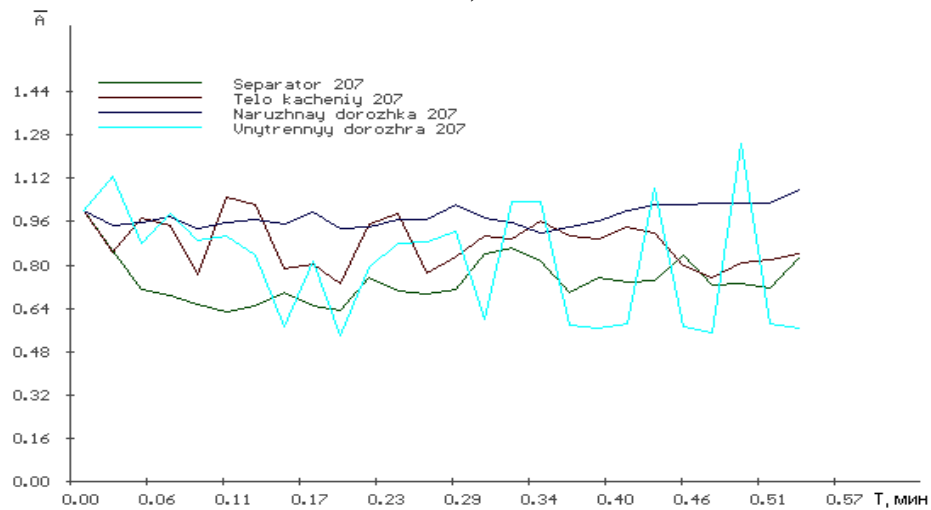
Рисунок 2.5 – Результати обробки вібросигналу, згенерованого підшипником типу 205 та зареєстрованого по датчику VTNP: тренди рівнів підшипникових гармонік (a) та зміна прогнозів ресурсу (б), визначені в першому включенні; тренди рівнів підшипникових гармонік (c) та зміна прогнозів ресурсу (d), визначені в десятому включенні



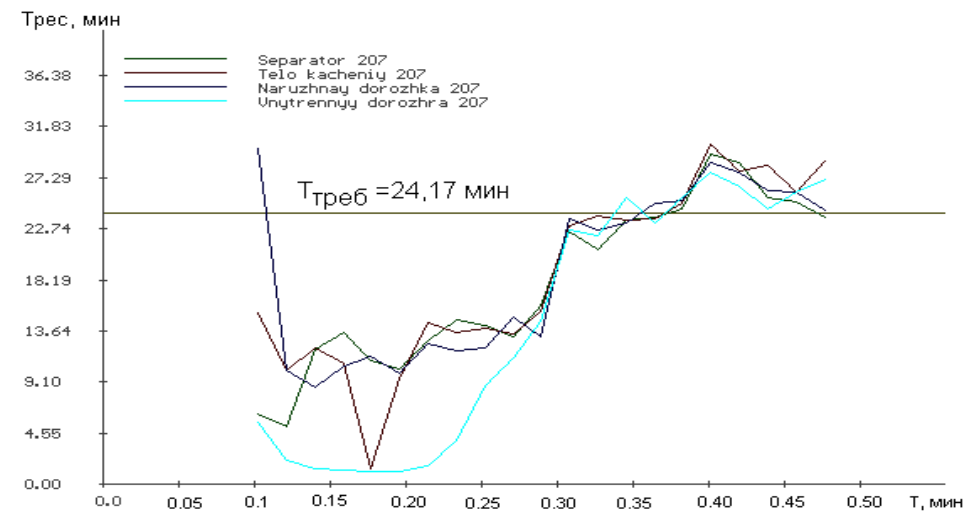
a)



б)



с)



д)

Рисунок 2.6 – Результати обробки вібросигналу, згенерованого підшипником типу 207 та зареєстрованого по датчику VTNP: тренди підшипникових гармонік (а) та зміна прогнозів ресурсу (б), визначені в першому включенні; тренди рівнів підшипникових гармонік (с) та зміни прогнозів ресурсу (д), визначені в десятому включенні

Таблиця 2.1 – Мінімальні прогнозні значення ресурсу опор ротора насоса пального, визначені при випробуваннях ТНА в складі двигуна, і датчики, за якими отримана вихідна для прогнозу інформація

Датчик і отримувана інформація		Номер включення									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
VTNP	вузол насоса	–	–	–	–	–	інші вузли	–	–	–	–
	ресурс вузла, $T_{PEC}$ , хв.	–	–	–	–	–	7,8	–	–	–	–
VNGP2	вузол насоса	–	–	–	штатний стан	–	–	–	–	штатний стан	–
	ресурс вузла, $T_{PEC}$ , хв.	–	–	–	20,7	–	–	–	–	21,0	–
VNGP3	вузол насоса	–	шліці	штатний стан	–	–	–	шліці	–	–	імпеллер
	ресурс вузла, $T_{PEC}$ , хв.	–	13,7	21,1	–	–	–	5,6	–	–	4,0
VNGP4	вузол насоса	штатний стан	–	–	–	штатний стан	–	–	штатний стан	–	–
	ресурс вузла, $T_{PEC}$ , хв.	10,6	–	–	–	21,1	–	–	20,0	–	–



Таблиця 2.2 – Мінімальні прогнозні значення ресурсу шарикопідшипників в опорах ротора насоса пального, визначені при дослідженнях ТНА в складі двигуна, і датчики, за якими була отримана вихідна для аналізу інформація

Датчик і отримувана інформація		Номер включення									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
VTNP	елемент підшипника	–	–	штатний стан	штатний стан	–	сепаратор підшипника 205	внутрішня доріжка підшипника 205	штатний стан	–	–
	ресурс елемента, $T_{PEC}$ , хв.	–	–	20,6	16,3	–	9,4	16,6	23,9	–	–
VNGP2	елемент підшипника	–	тіла кочення підшипника 207	–	–	–	–	–	–	–	зовнішня доріжка підшипника 207
	ресурс елемента, $T_{PEC}$ , хв.	–	16,2	–	–	–	–	–	–	–	4,4
VNGP3	елемент підшипника	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	ресурс елемента, $T_{PEC}$ , хв.	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
VNGP4	елемент підшипника	зовнішня доріжка підшипника 205	–	–	–	внутрішня доріжка підшипника 207	–	–	–	сепаратор підшипника 207	–
	ресурс елемента, $T_{PEC}$ , хв.	16,6	–	–	–	12,5	–	–	–	18,0	–

Інформація, подана на рис. 2.3 б, 2.4 д, 2.5 б і 2.6 д, свідчить про те, що ресурси опор ротора в 1-му та 10-му включеннях істотно відрізняються. Причому, як впливає з інформації, наведеної в таблиці. 2.1 і 2.2 інформація, отримана за результатами аналізу трендів роторних (табл. 2.1) і підшипникових (табл. 2.2) гармонік, практично збігається і показує, що в обох випадках мінімальне значення прогнозу ресурсу опор у першому включенні становило 10,6 ... 16, 6 хв, а 10-му – 4 ... 4,4 хв.

При цьому аналіз показав, що з 2-го по 9-те включення прогноз ресурсу, визначений за результатами аналізу роторних гармонік, становив 7,8 – 21,1 хв., в той час, як прогноз ресурсу опор, отриманий у тих самих включеннях за результатами аналізу підшипникових гармонік, змінювався від 9,4 до 23,9 хв.

Зразки «Протоколів...» та їхніх «Резюме..», що містять результати аналізу інформації, отриманої в досліджах, наведені у додатку А.

### 2.1.2 Ресурсні характеристики опор ротора насоса окислювача

Результати дослідження ресурсу опор ротора насоса окислювача наведено на рис. 2.7 – 2.12 та у табл. 2.3 та 2.4.

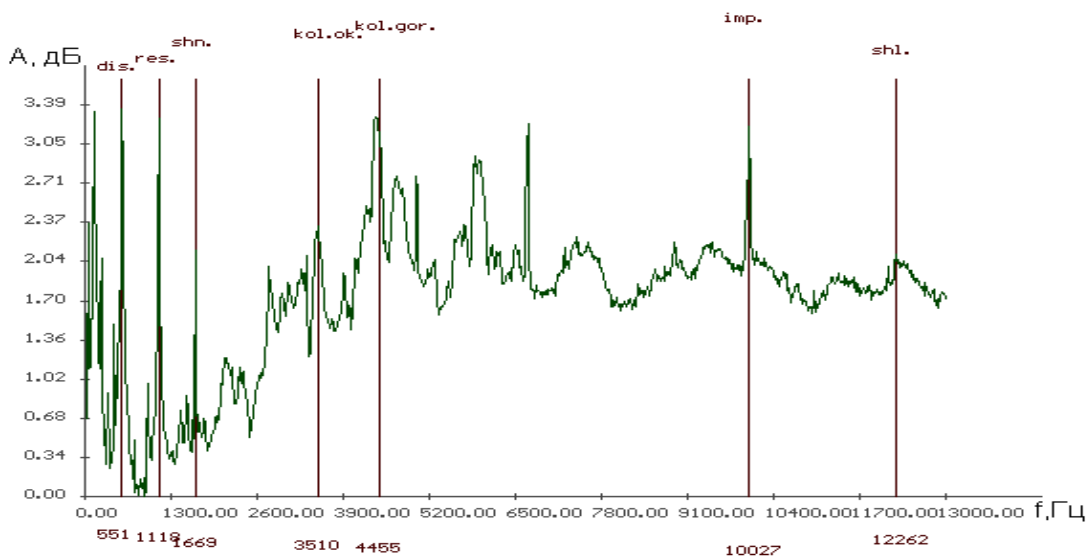


Рисунок 2.7 – Спектр вібрації, зафіксований по датчику VNOO, с позначенням роторних інформаційних гармонік

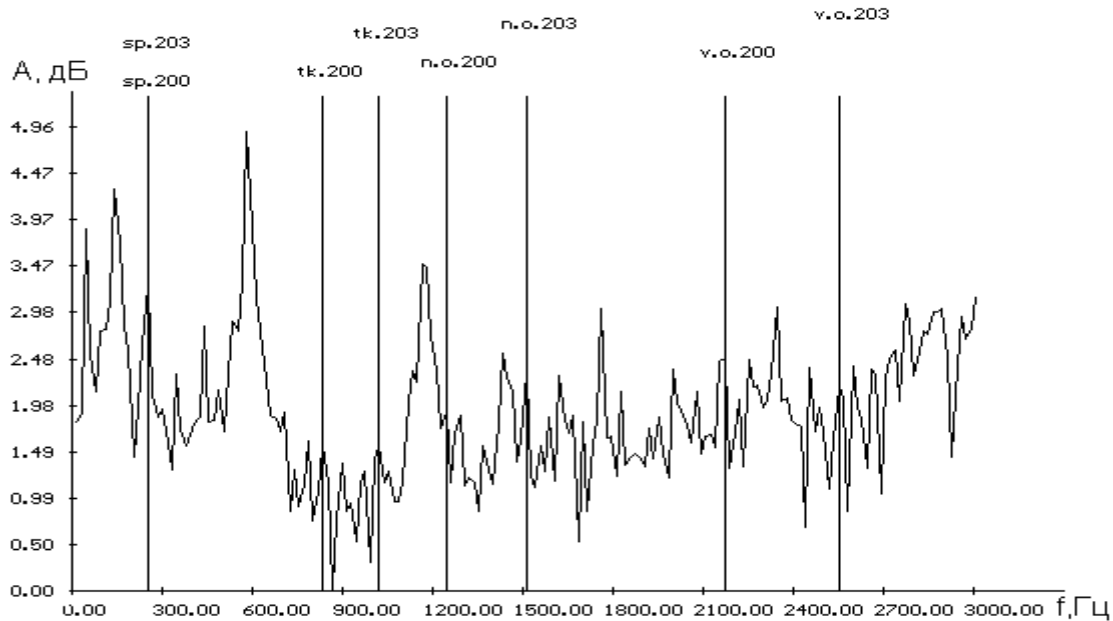
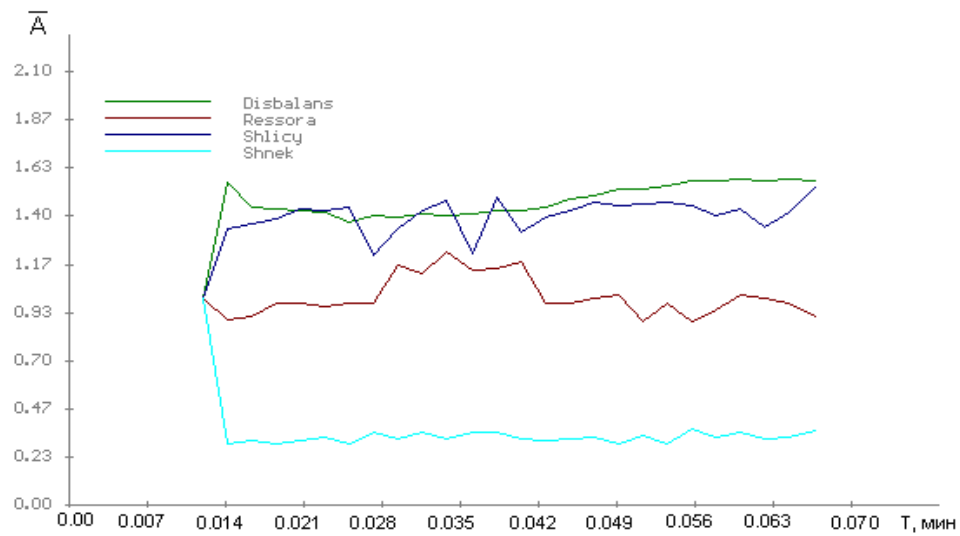


Рисунок 2.8 – Спектр вібрації, зафіксований по датчику VNOO,  
З позначенням підшипникових інформаційних гармонік

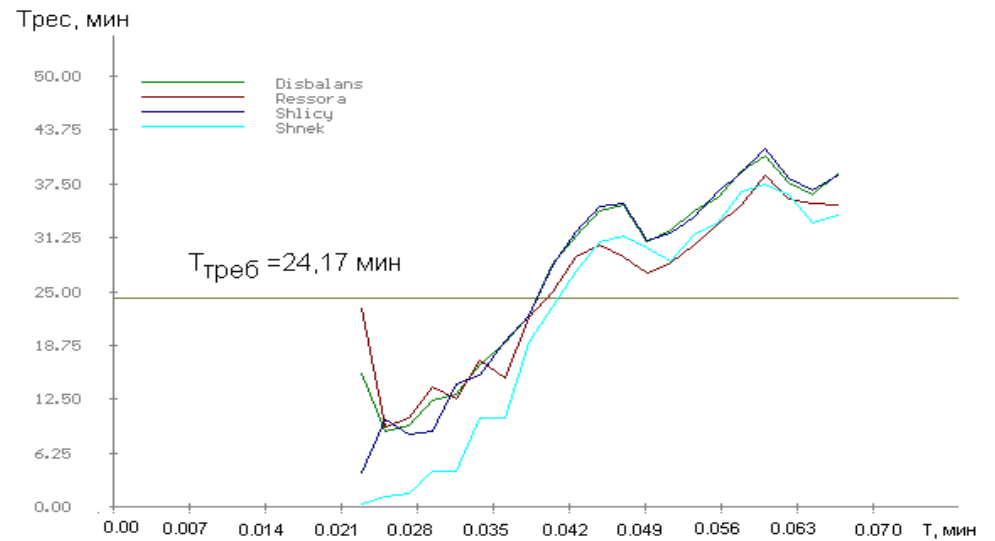
З рис. 2.12 с) випливає, що в 10-му досліді спостерігається позитивний градієнт трендів рівнів підшипникових інформаційних гармонік, що реагують на дефекти тіл кочення та обох доріжок підшипника типу 203.

З рис. 2.9 та 2.10 випливає, що істотної різниці в прогнозах ресурсу опор, отриманих за результатами аналізу трендів амплітуд роторних гармонік, зафіксованих у першому та десятому включеннях, немає. При цьому в усіх 10 включеннях прогнози, отримані в результаті аналізу роторних і підшипникових гармонік, практично збігаються і складають, відповідно, 16,1 ... 25,8 хв. (табл. 2.3) і 13,6 ... 26,8 хв. (табл. 2.4).

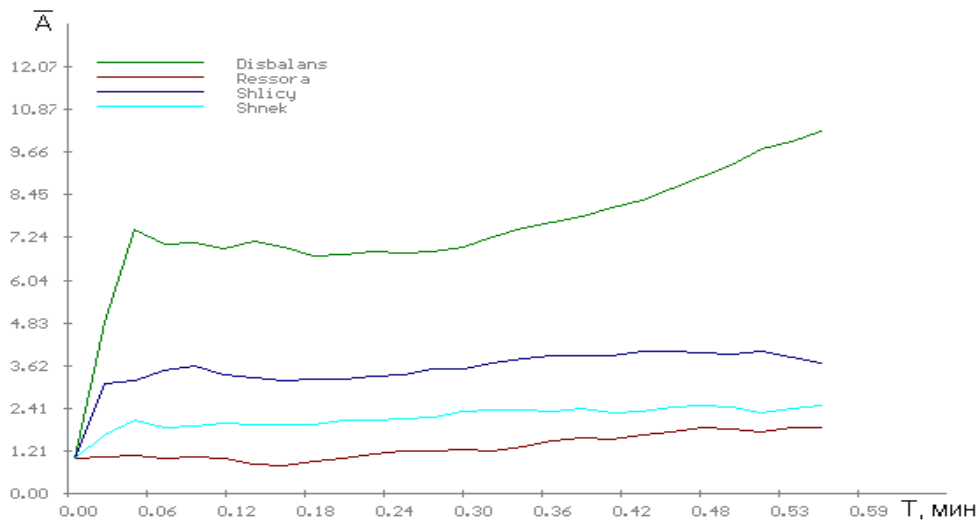
Привертає увагу прогноз, на рівні 3,3 хв., отриманий у першому включенні, за результатами аналізу динаміки «інших» вузлів. Як вже згадувалося вище (табл. 1.2), до «інших» вузлів віднесені джерела, що генерують вібрації з частотами, розташованими в смузі 13 000 ... 32 000 Гц. Причиною даних високочастотних вібрацій більшою мірою є газодинамічні процеси, що відбуваються в насосі, а не стан опор ротора, як таких.



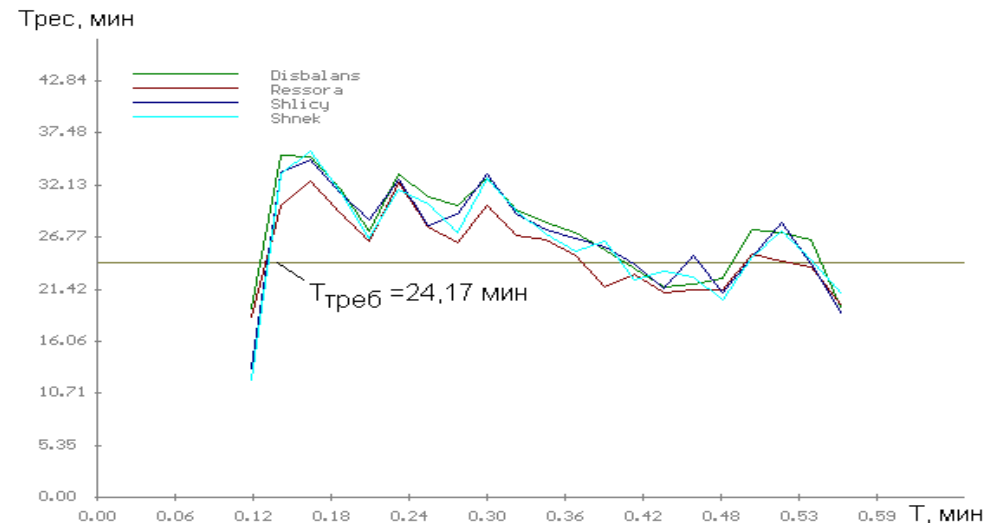
a)



b)

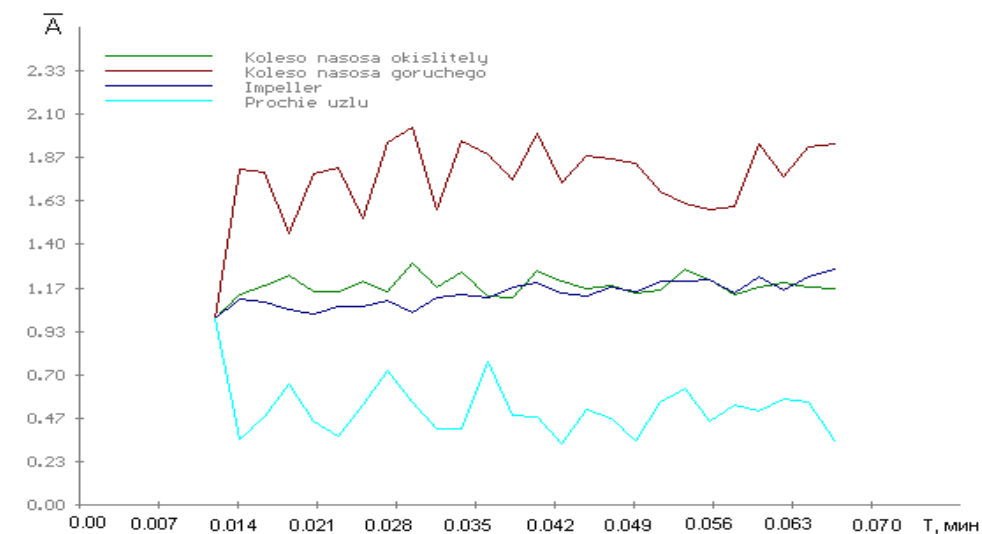


c)

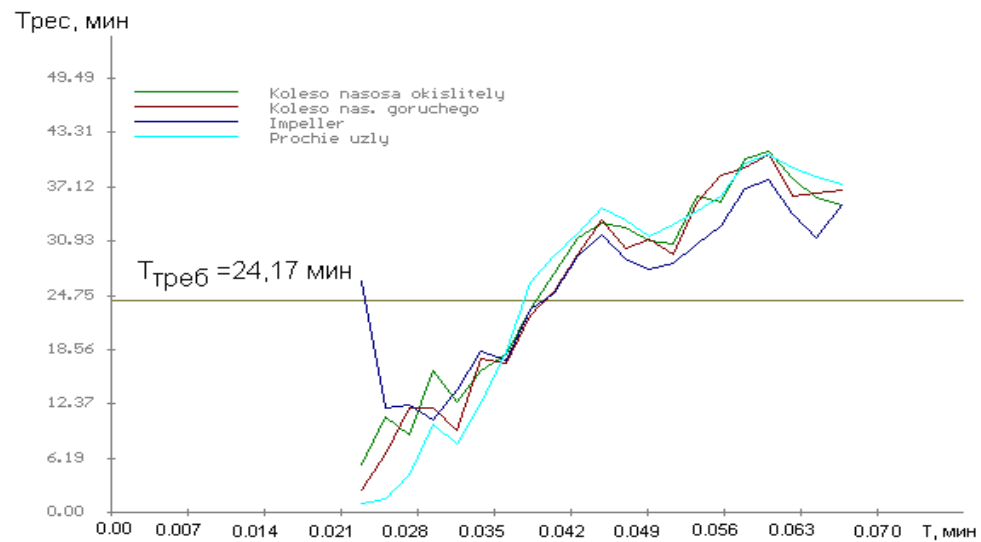


d)

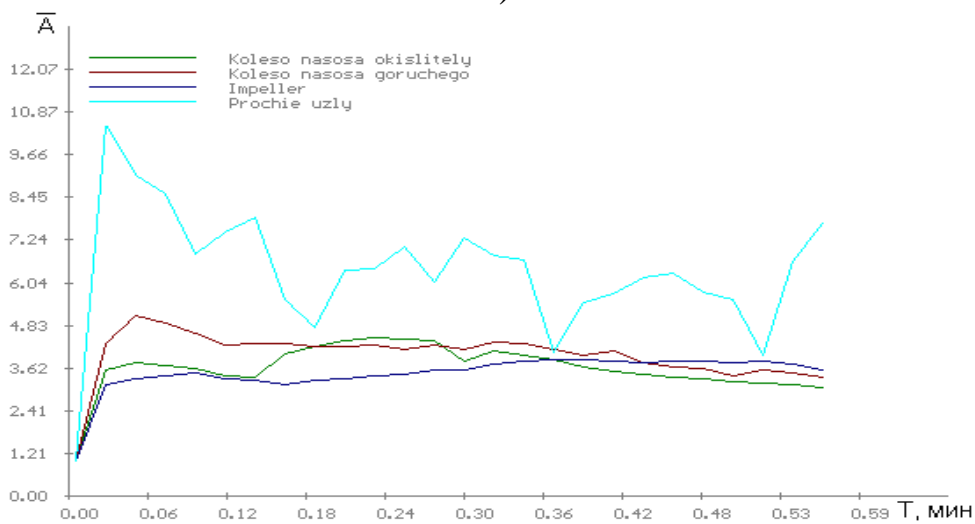
Рисунок 2.9 – Тренди рівнів роторних гармонік, згенерованих дисбалансом ротора і його вузлами: ресорою, шліцами і шнеками при першому (а) і десятому (с) включеннях та зміна прогнозів ресурсу, визначених за результатами аналізу цих трендів у першому (б) та десятому (д) включеннях (датчик VNOO)



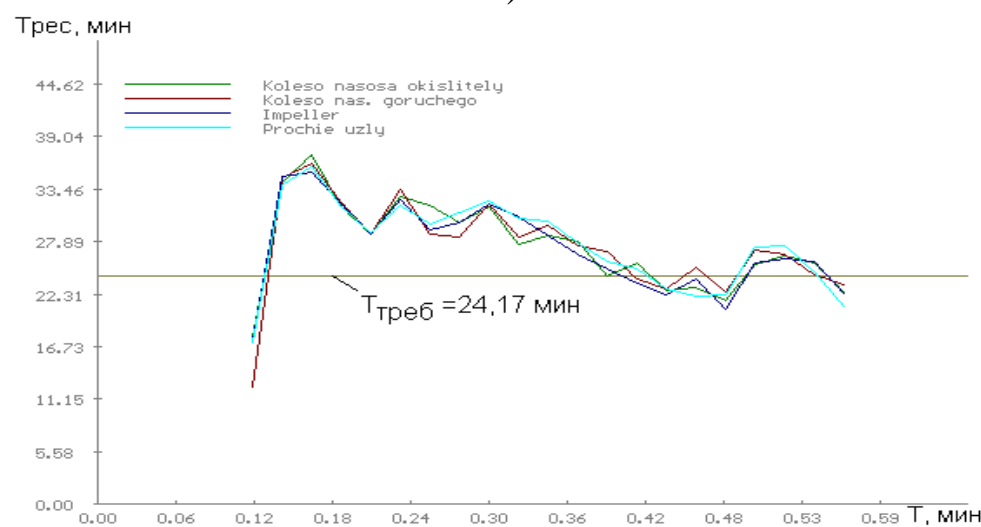
a)



b)

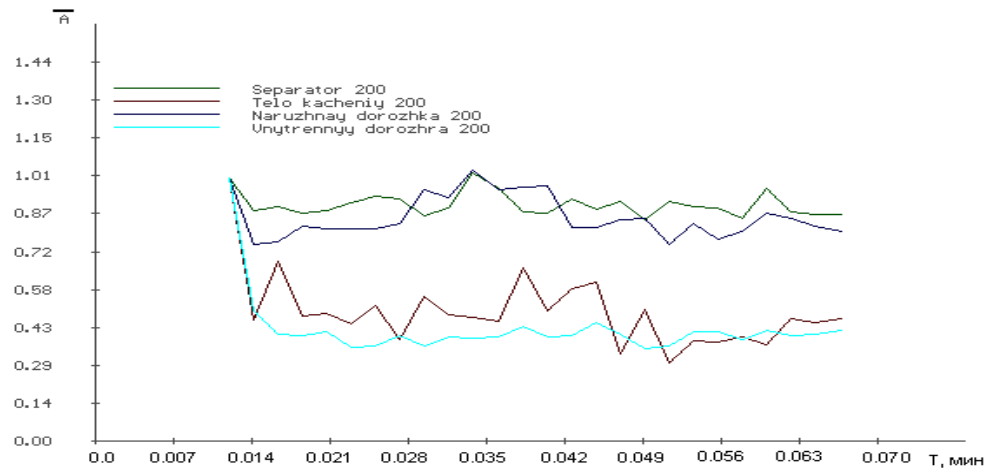


c)

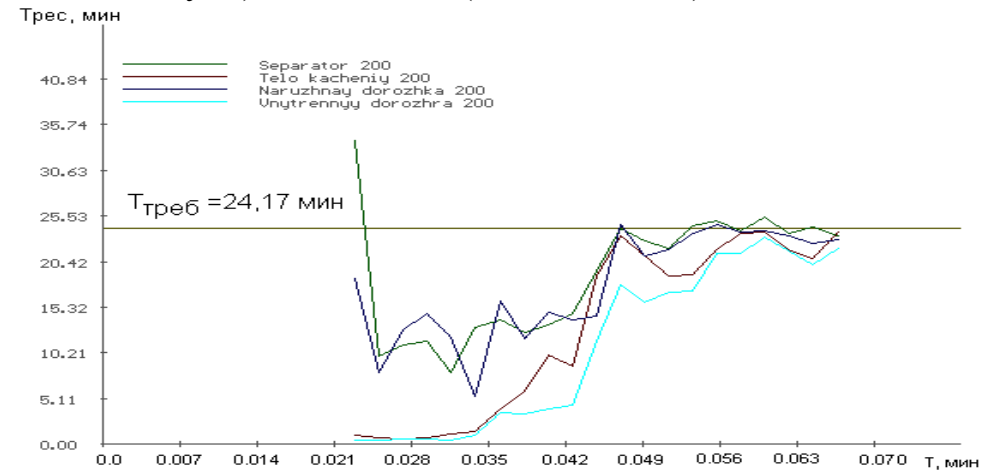


d)

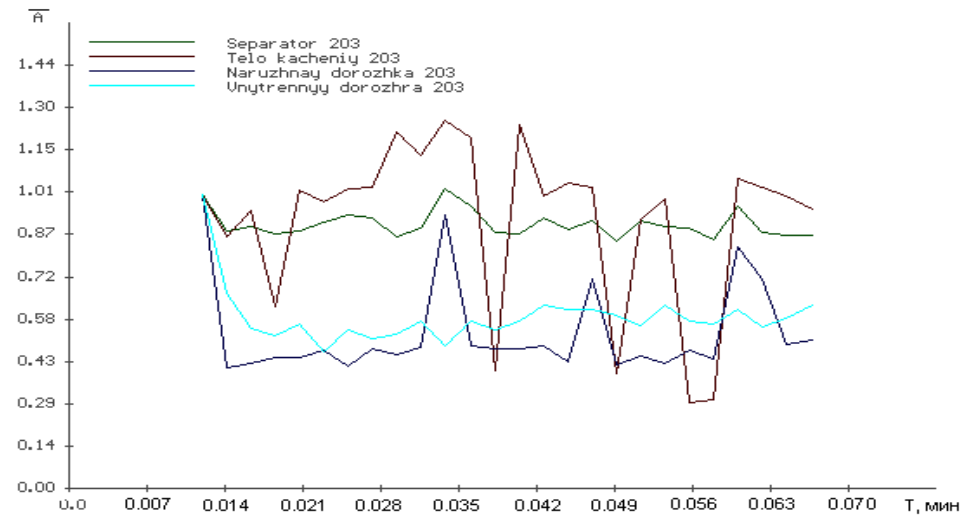
Рисунок 2.10 – Тренди рівнів роторних гармонік, згенерованих вузлами ротора: колесами насосів пального і окислювача, імпеллером та «іншими» вузлами при першому (а) і десятому (с) включеннях та зміна прогнозів ресурсу, визначених за результатами аналізу цих трендів у першому (б) та десятому (д) включеннях (датчик VNOO)



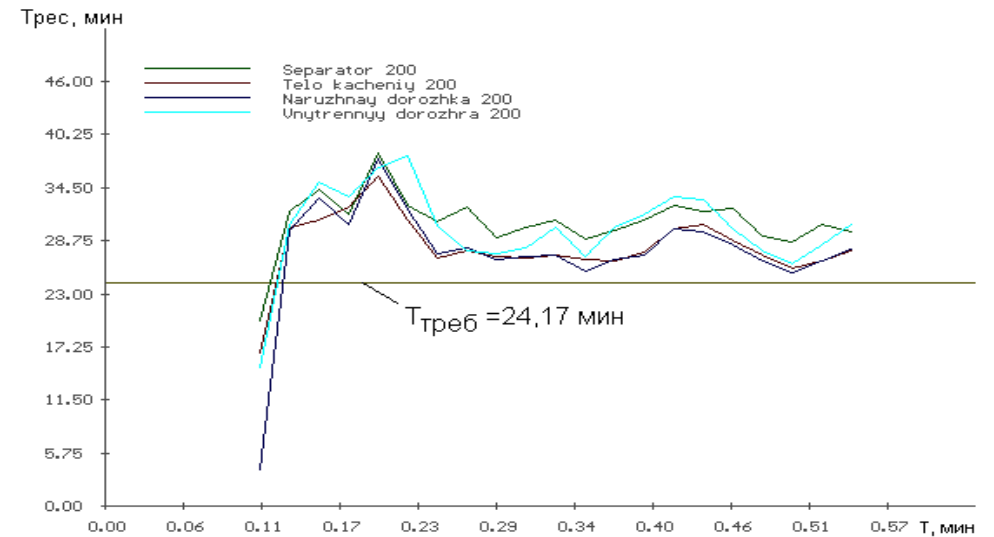
а)



б)

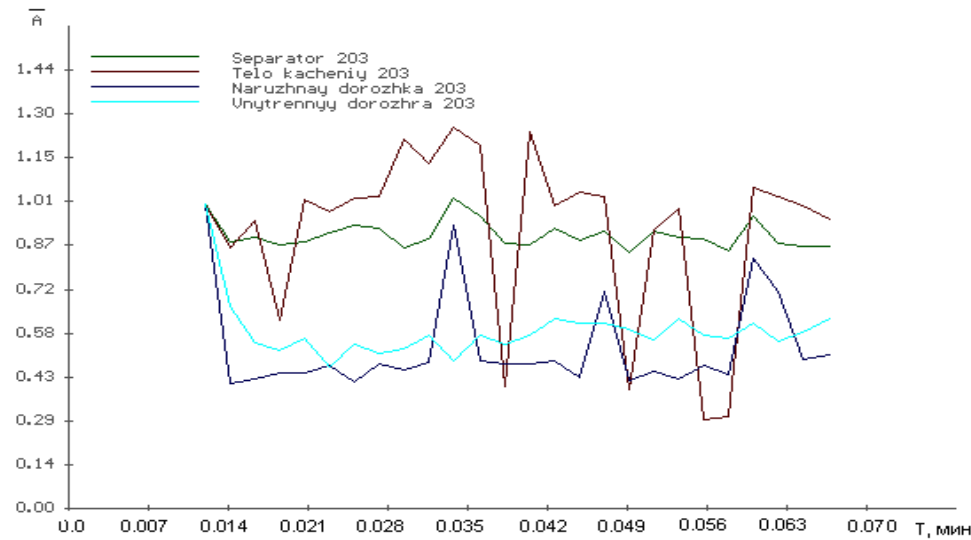


с)

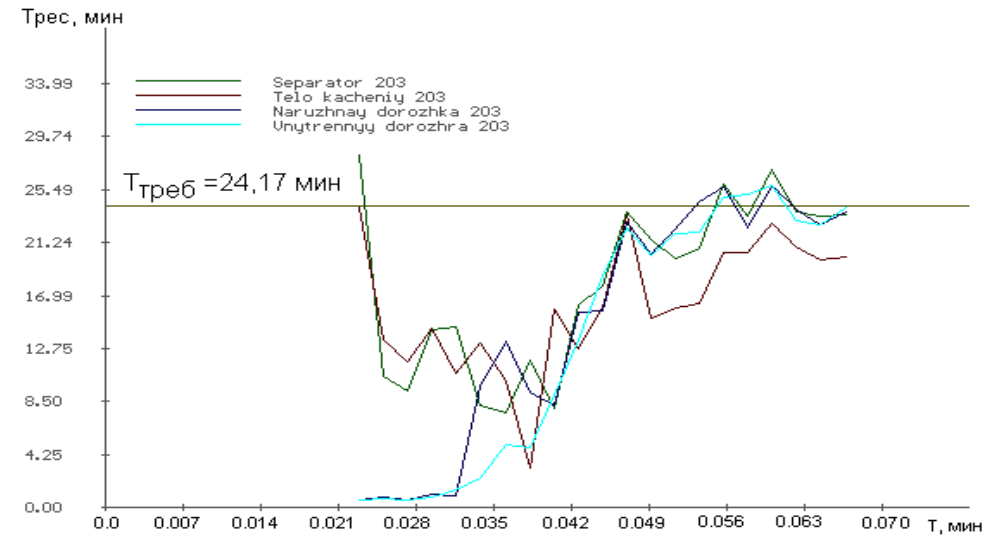


д)

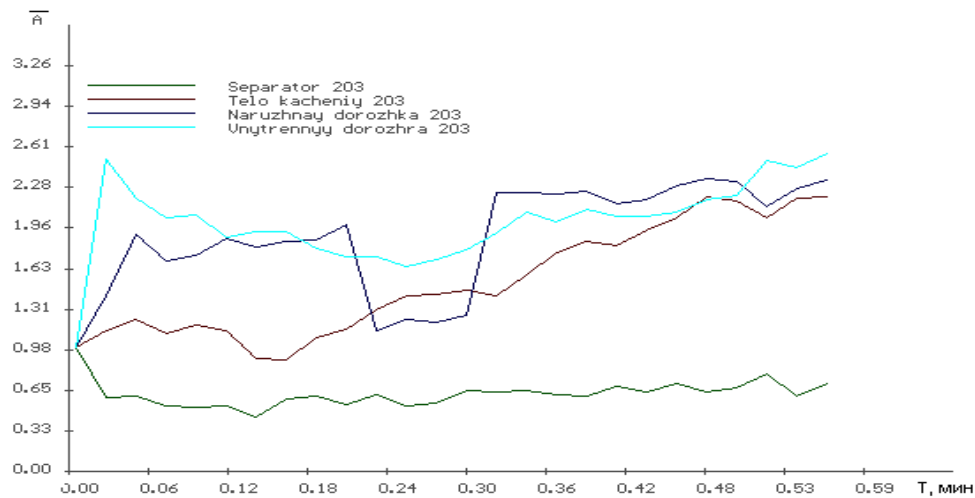
Рисунок 2.11 – Результати обробки вібросигналу, згенерованого підшипником типу 200, зареєстрованого по датчику VNOO: тренди рівнів підшипникових гармонік (а) та зміна прогнозів ресурсу (б), визначених у першому включенні; тренди рівнів підшипникових гармонік (с) та зміна прогнозів ресурсу (д), визначених у десятому включенні



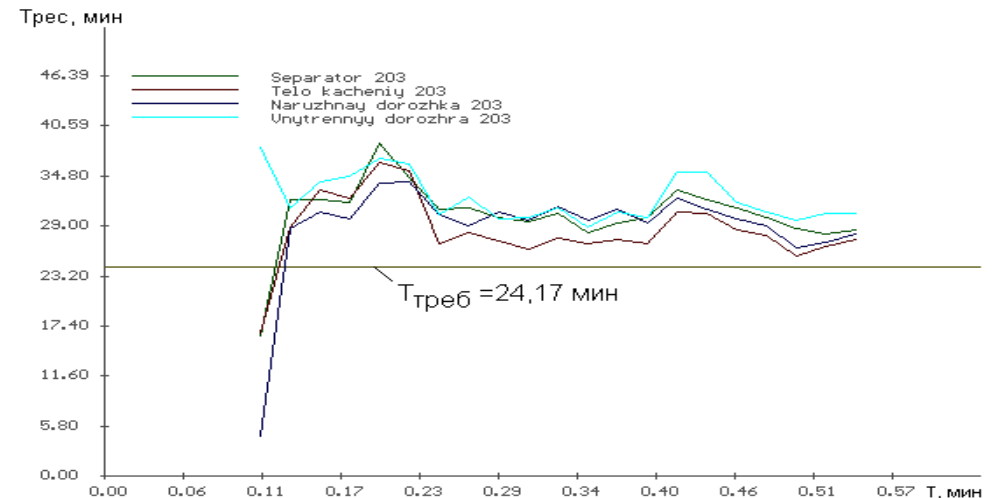
а)



б)



с)



д)

Рисунок 2.12 – Результати обробки вібросигналу, згенерованого підшипником типу 203, зареєстрованого по датчику VNOO: тренди рівнів підшипникових гармонік (а) та зміна прогнозів ресурсу (б), визначених у першому включенні; тренди рівнів підшипникових гармонік (с) та зміна прогнозів ресурсу (д), визначених у десятому включенні

Датчик і отримувана інформація		Номер включення									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
VNOO	вузол ротора	–	штатний стан	–	–	–	–	штатний стан	–	–	–
	ресурс вузла, $T_{PEC}$ , хв.	–	22,3	–	–	–	–	23,1	–	–	–
VNOPI	вузол ротора	інші вузли	–	штатний стан	–	штатний стан	–	–	штатний стан	–	штатний стан
	ресурс вузла, $T_{PEC}$ , хв.	3,3	–	21,9	–	18,0	–	–	25,8	–	18,7
VNOP <sub>2</sub>	вузол ротора	–	–	–	шнек	–	ресора	–	–	штатний стан	–



	ресурс вузла, $T_{PEC}$ , хв.	–	–	–	16,1	–	16,3	–	–	23,8	–
--	-------------------------------------	---	---	---	------	---	------	---	---	------	---

Таблиця 2.3 – Мінімальні прогностні значення ресурсу опор ротора насоса окислювача, визначені при випробуваннях ТНА в складі двигуна за результатами аналізу роторних гармонік, і датчики, за якими отримана вихідна для прогнозу інформація

Таблиця 2.4 – Мінімальні прогностичні значення ресурсу підшипників в опорах ротора насоса окислювача, визначені при випробуваннях ТНА в складі двигуна за результатами аналізу підшипникових гармонік і датчики, за якими отримана вихідна для прогнозу інформація

Датчик і отримувана інформація		Номер включення									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
VNOO	елемент підшипника	–	–	–	тіла кочення підшипника <b>200</b>	сепаратор підшипника <b>203</b>	штатний стан	–	–	штатний стан	–
	ресурс елемента, $T_{PEC}$ , хв.	–	–	–	13,6	15,7	21,5	–	–	23,8	–
VNOPI	елемент підшипника	зовнішня доріжка підшипника <b>203</b>	внутрішня доріжка підшипника <b>203</b>	–	–	–	–	–	–	–	штатний стан
	ресурс елемента, $T_{PEC}$ , хв.	16,1	15,1	–	–	–	–	–	–	–	26,8
VNOP2	елемент підшипника	–	–	штатний стан	–	–	–	штатний стан	штатний стан	–	–
	ресурс елемента, $T_{PEC}$ , хв.	–	–	20,4	–	–	–	26,0	23,3	–	–

## 2.2 Ресурсні характеристики опор ротора насоса пального, визначені за результатами його гідравлічних випробувань

Результати дослідження ресурсу опор ротора, отриманів результаті гідравлічних випробувань паливного насоса, наведені на рисунках 2.13-2.18 і в таблицях 2.6 і 2.7.

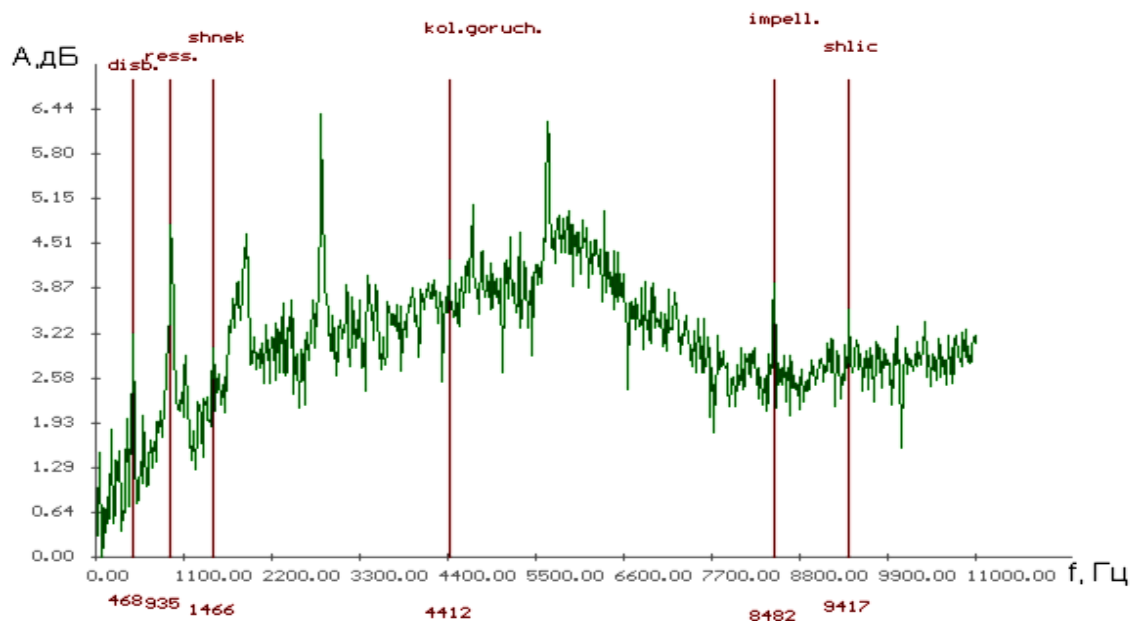


Рисунок 2.13 – Спектр вібрації, зафіксований по датчику Vb2, з позначенням роторних інформаційних гармонік

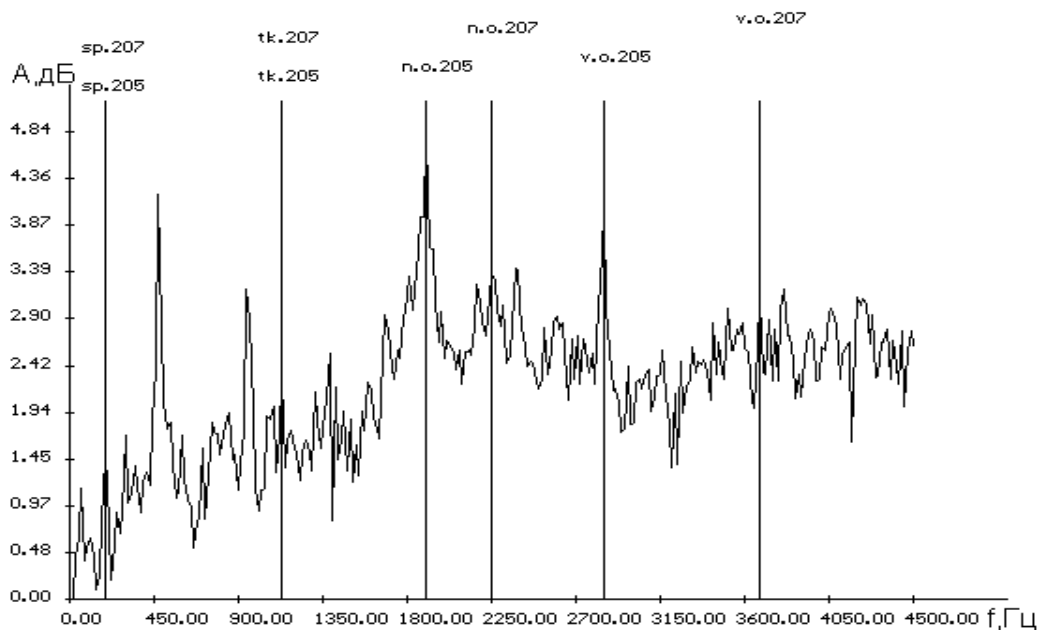


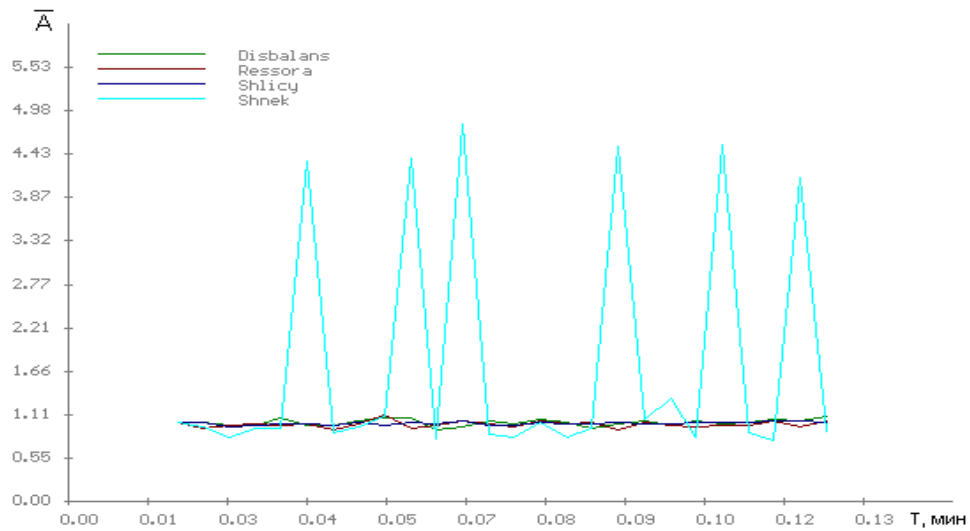
Рисунок 2.14 – Спектр вібрації, зафіксований по датчику Vb2, з позначенням підшипникових інформаційних гармонік

Прогнозування показало, що прогнози, отримані у всіх включеннях за результатами аналізу трендів амплітуд, як роторних, так і підшипникових гармонік, на момент закінчення дослідів практично збігаються і становлять відповідно 13,0 ... 25,3 хв. (табл. 2.6) та 7,2 ... 26,5 хв. (табл. 2.7).

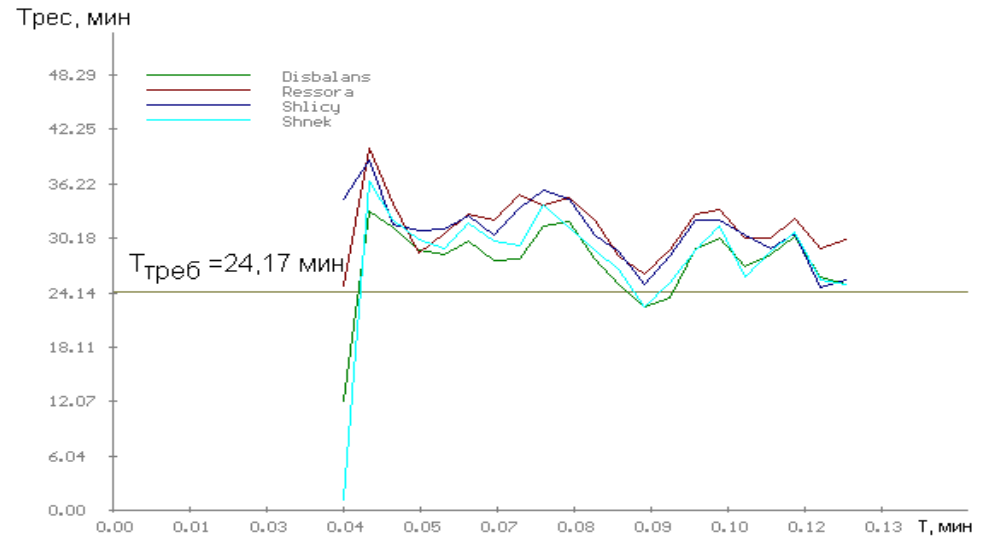
Для скороченого позначення інформації (не більше 8 символів) введені аббревіатури, співвідношення між якими і штатним позначенням файлів, що містять вихідну інформацію, записану за допомогою датчиків Vb1, Vb2 і Vb3, наведено в табл. 2.5. Там же показаний принцип розбивки зареєстрованої інформації на 6 дослідів.

Таблиця 2.5 – Співвідношення між штатним позначенням файлів, що містять вихідну для аналізу інформацію та введеними під час аналізу аббревіатурами

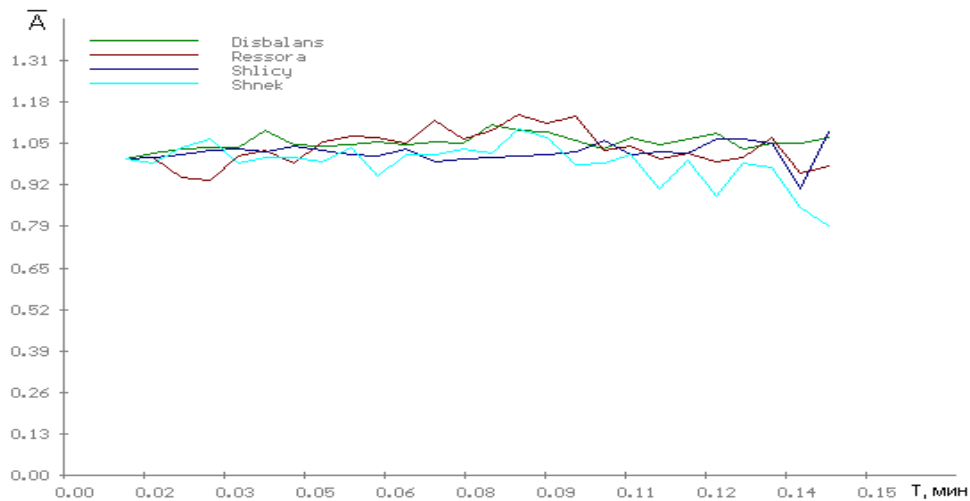
№ дослідів	Штатна назва файлів, з вихідною для аналізу інформацією	Абревіатура
1	3 nas_g005_Vb_1	VB135
	3 nas_g005_Vb_2	VB235
	3 nas_g005_Vb_3	VB335
2	3 nas_g013_Vb_1	VB1313
	3 nas_g013_Vb_2	VB2313
	3 nas_g013_Vb_3	VB3313
3	4 nas_g014_Vb_1	VB1414
	4 nas_g014_Vb_2	VB2414
	4 nas_g014_Vb_3	VB3414
4	5 nas_g014_Vb_1	VB1514
	5 nas_g014_Vb_2	VB2514
	5 nas_g014_Vb_3	VB3514
5	6 nas_g013_Vb_1	VB1613
	6 nas_g013_Vb_2	VB2613
	6 nas_g013_Vb_3	VB3613
6	nasos_g9_Vb_1	VB19
	nasos_g9_Vb_2	VB29
	nasos_g9_Vb_3	VB39



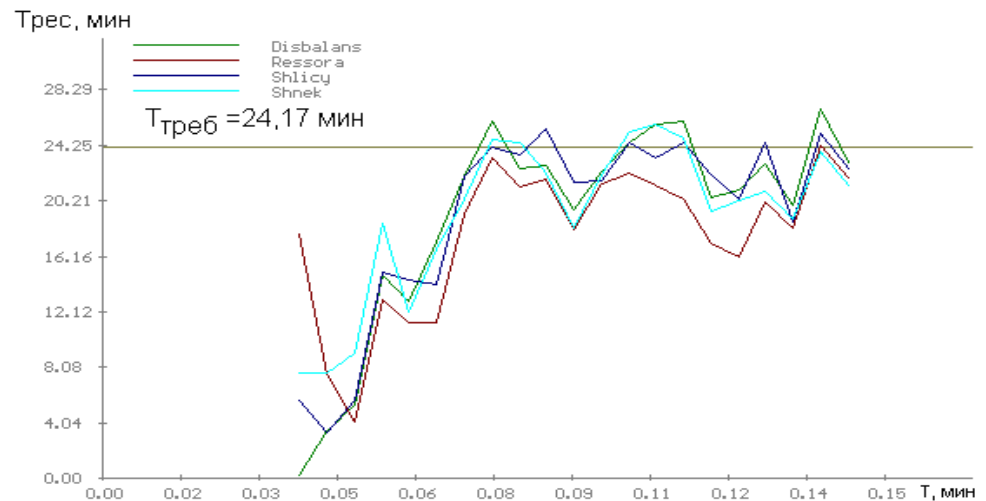
a)



b)

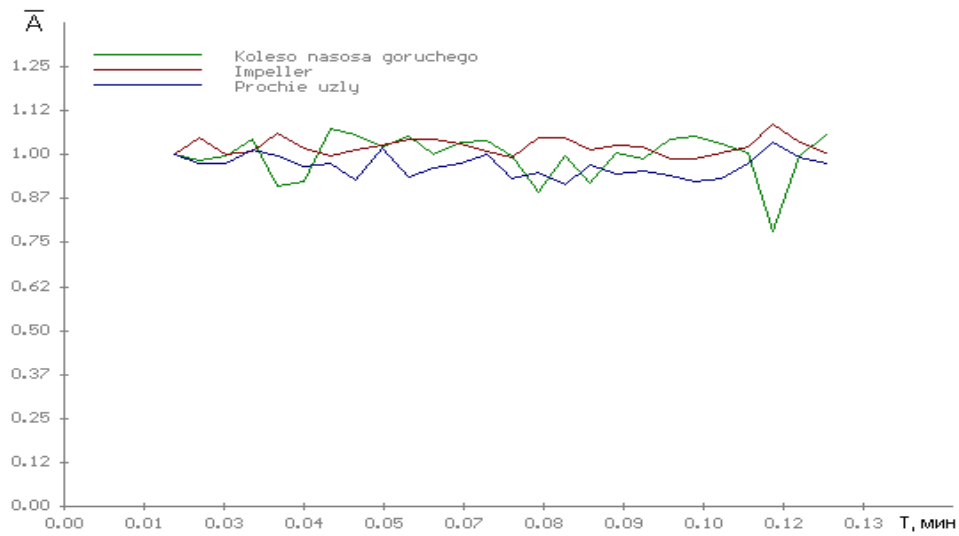


c)

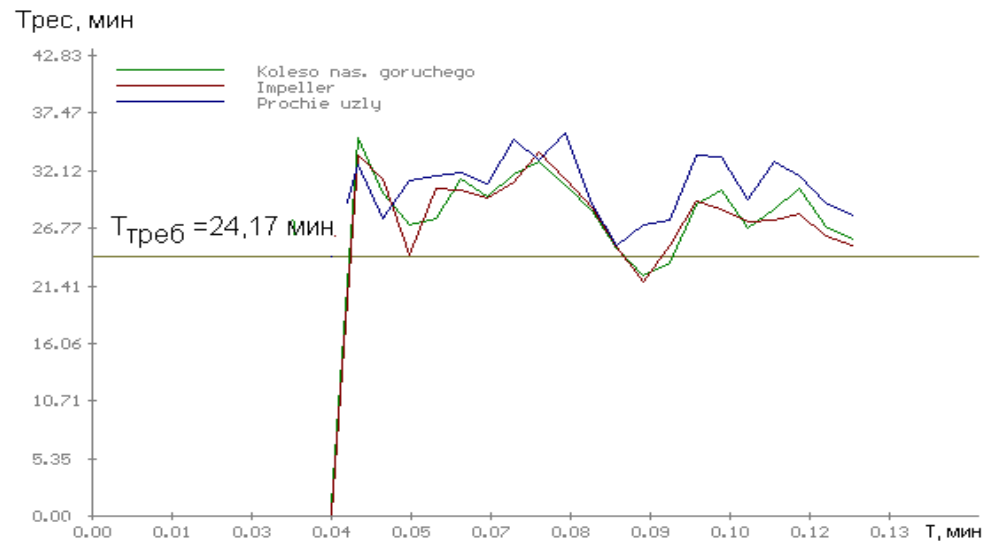


d)

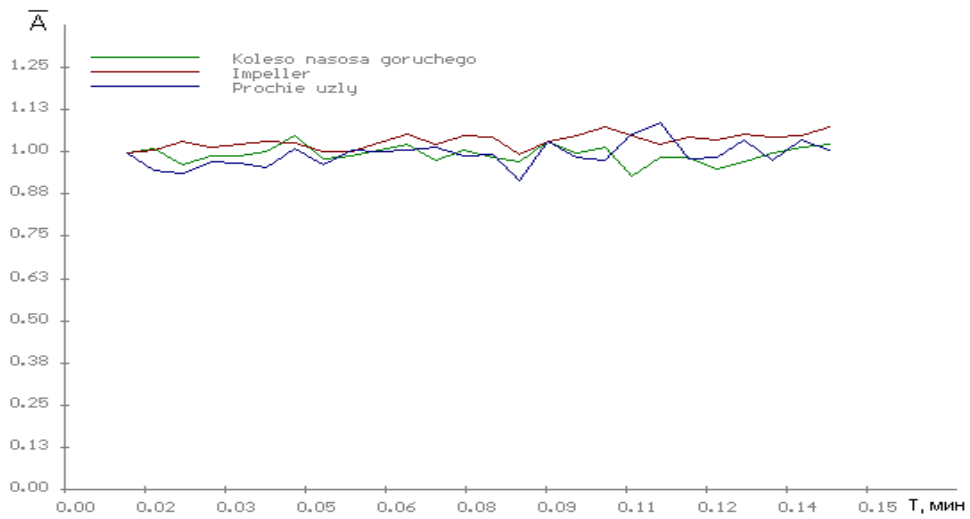
Рисунок 2.15 – Тренди рівнів роторних гармонік, згенерованих дисбалансом ротора і його вузлами: ресорою, шліцами і шнеками при першому (a) і десятому (c) включеннях та зміна прогнозів ресурсу, визначених за результатами аналізу цих трендів у першому (b) і десятому (d) включеннях (датчик Vb2)



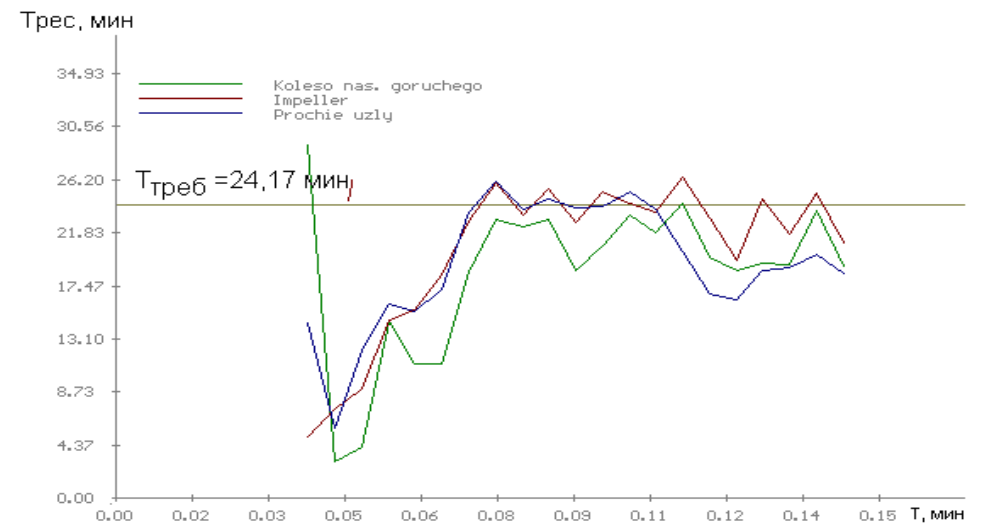
a)



b)

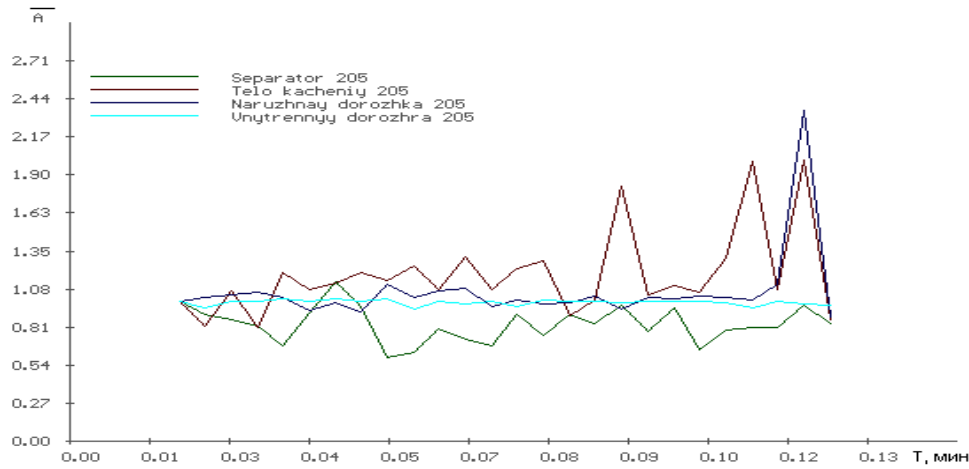


c)

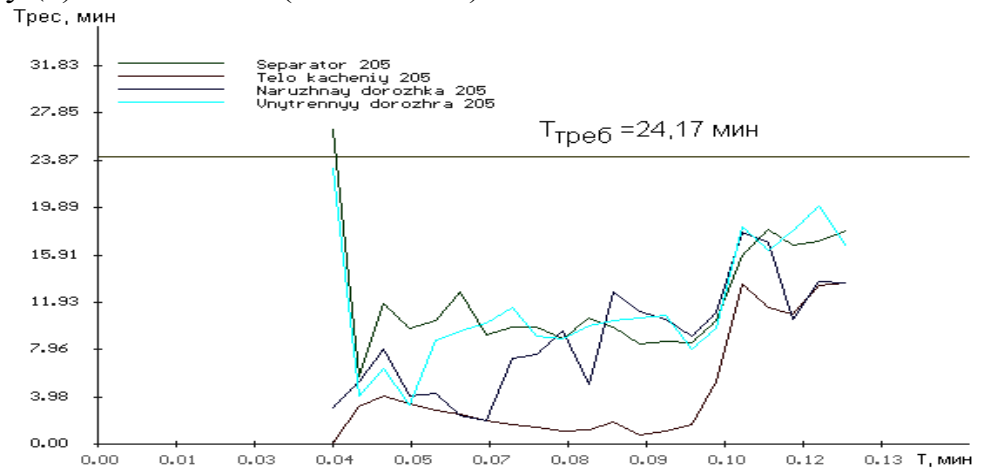


d)

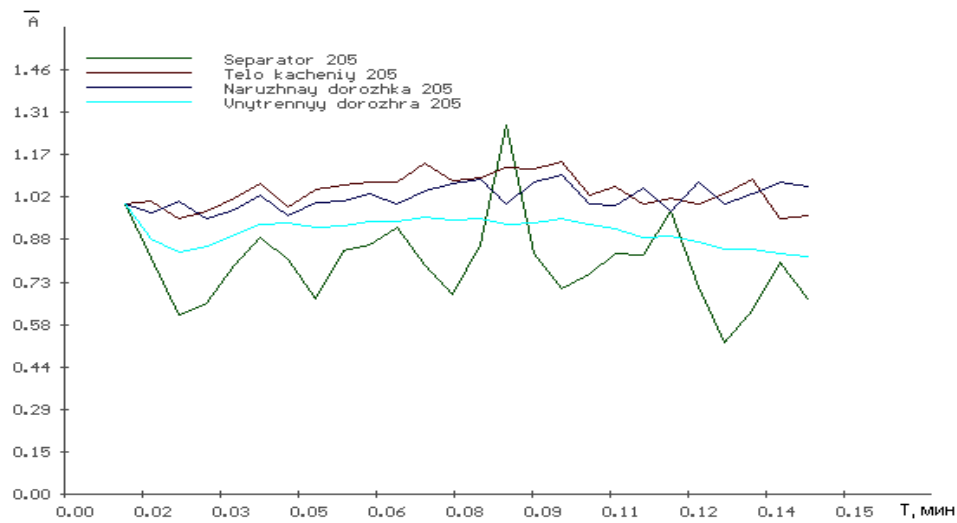
Рисунок 2.16 – Тренди рівнів роторних гармонік, згенерованих вузлами ротора: колесом насоса, імPELLером та «іншими» вузлами при першому (а) і десятому (с) включеннях та зміна прогнозів ресурсу, визначених за результатами аналізу цих трендів у першому (б) і десятому (д) включеннях (датчик Vb2)



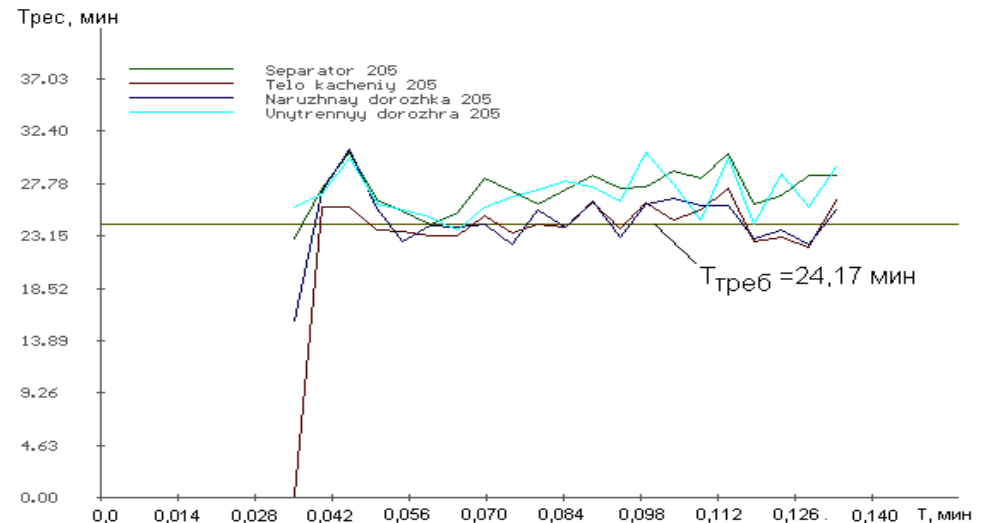
а)



б)



с)



д)

Рисунок 2.17 – Результати обробки вібросигналу, згенерованого підшипником типу 205, зареєстрованого по датчику Vb2: тренди рівнів підшипникових гармонік (а) та зміна прогнозу ресурсу (б), визначені у першому включенні; тренди рівнів підшипникових гармонік (с) та зміна прогнозу ресурсу (д), визначені в десятому включенні

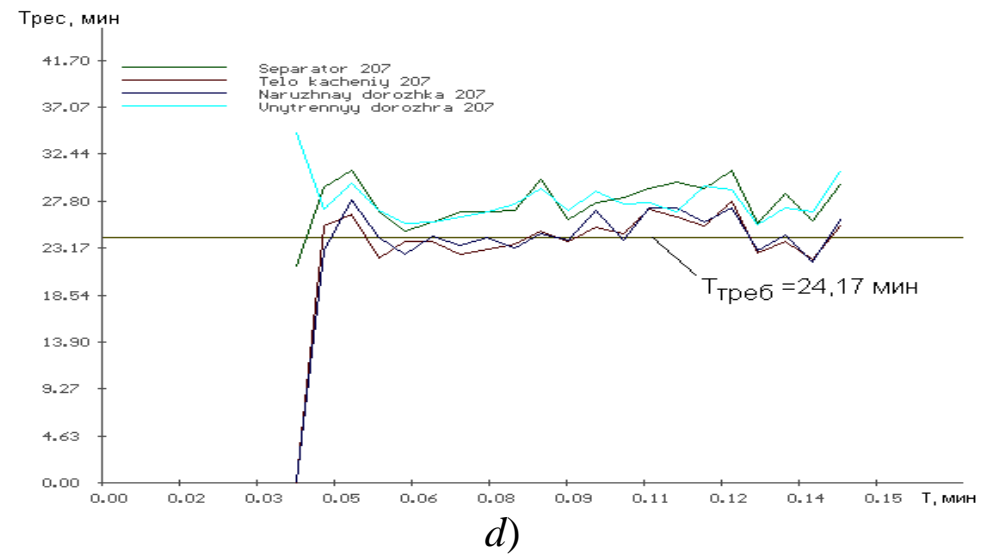
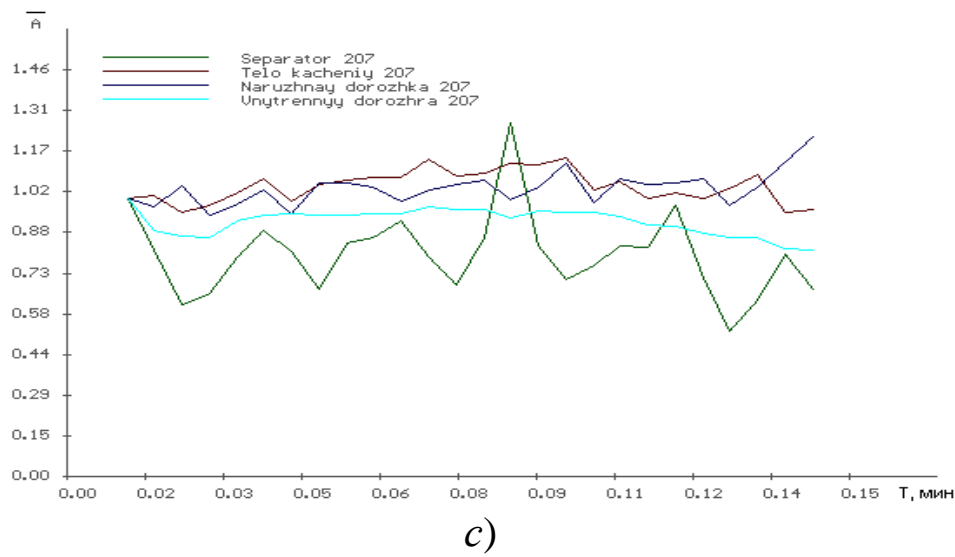
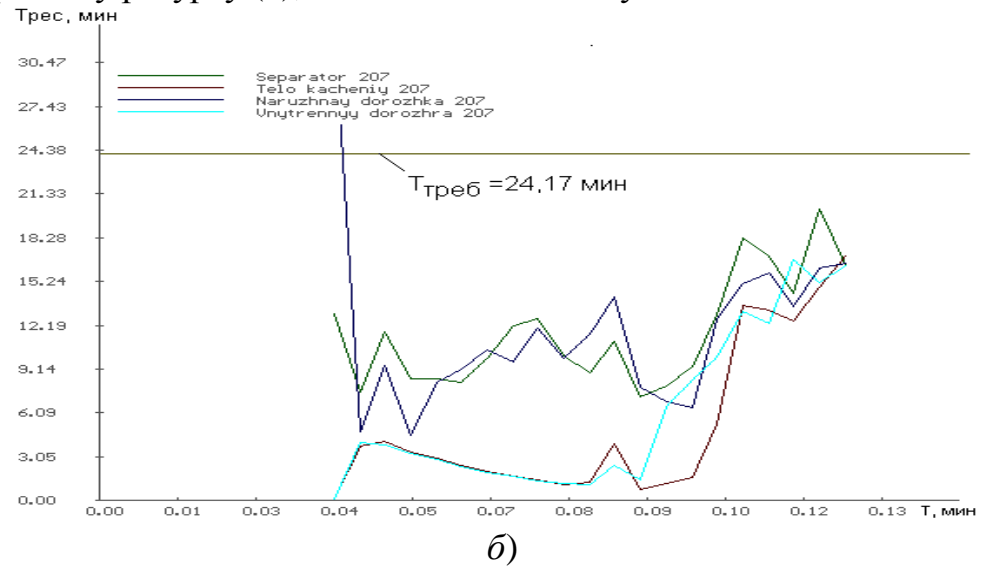
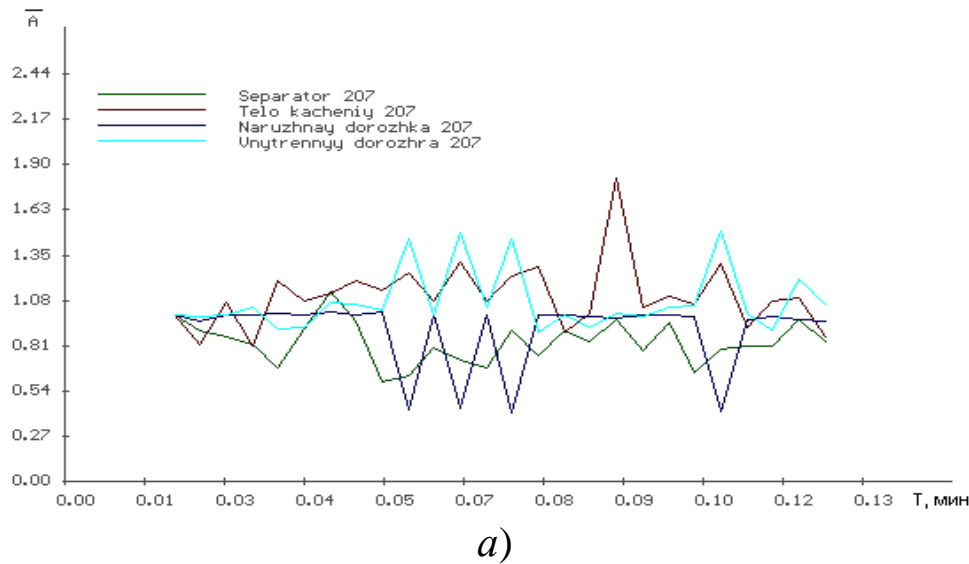




Рисунок 2.18 – Результати обробки вібросигналу, згенерованого підшипником типу 207, зареєстрованого по датчику Vb2: тренди рівнів підшипникових гармонік (*a*) та зміна прогнозів ресурсу (*b*), визначені в першому включенні; тренди рівнів підшипникових гармонік (*c*) та прогнозів ресурсу (*d*), визначені в десятому включенні

Датчик і отримувана	Номер включення
------------------------	-----------------

Таблиця 2.6 – Мінімальні прогнозні значення ресурсу опор ротора насоса пального, визначені при його гідравлічних випробуваннях за результатами аналізу роторних гармонік, і датчики, за якими отримана вихідна для прогнозу інформація

інформація		1	2	3	4	5	6
Vb1	вузол ротора	–	–	–	штатний стан	–	–
	Датчик виготовлена ресурс			Номер включення			
	вузла, $T_{PEC}$ , хв.	–	–	–	20,2	–	–
Vb2	вузол ротора	–	штатний стан	імпеллер	–	інші вузли	штатний стан
	ресурс вузла, $T_{PEC}$ , хв.	–	25,3	12,1	–	13,0	18,5
Vb2	вузол ротора	штатний стан	–	–	–	–	–
	ресурс вузла, $T_{PEC}$ , хв	18,4	–	–	–	–	–

Таблиця 2.7 – Мінімальні прогнозні значення ресурсу підшипників в опорах ротора насоса пального, визначені при його гідравлічних випробуваннях за результатами аналізу підшипникових гармонік, і датчики, за якими отримана вихідна для прогнозу інформація

інформація		1	2	3	4	5	6
Vb1	вузол ротора	–	–	–	тіла кочення підшипника <b>205</b>		
	ресурс вузла, $T_{PEC}$ , хв.	–	–	–	7,2		
Vb2	вузол ротора	зовнішня доріжка підшипника <b>205</b>	внутрішня доріжка підшипника <b>207</b>	внутрішня доріжка підшипника <b>205</b>	–	–	–
	ресурс вузла, $T_{PEC}$ , хв.	13,5	16,3	7,4	–	–	–
Vb2	вузол ротора	–	–	–	–	підшипники в штатному стані	підшипники в штатному стані
	ресурс вузла, $T_{PEC}$ , хв.	–	–	–	–	26,5	18,9

## ВИСНОВКИ

Проблема прогнозування ресурсу механічних систем різної конструкції і призначення, в тому числі турбонасосних агрегатів ЖРД, та достовірної оцінки критичного ступеня їх технічного стану, ще не отримала належного вирішення. Це пов'язано, зокрема, з тим, що динамічна поведінка машин в умовах експлуатації не піддається узагальненню і, здебільшого, не може бути передбачена заздалегідь. Щодо ТНА проблема ускладнюється відсутністю «Норм віброактивності».

Ці «Норми ..», що широко використовуються при вібродіагностуванні роторних машин загальнопромислового призначення, дозволяють прогнозувати ресурс, шляхом екстраполяції тимчасового ряду (тренду), складеного з вібропараметрів, що реєструються, до моменту перетину тренда з гранично допустимим за «Нормами..» рівнем вібрації.

Проблему прогнозування терміну служби машини можна вирішити, спираючись на великий досвід вібродіагностики. Було показано, що поведінка тренду, який відображає якість продукції та особливості навантаження в заданих умовах експлуатації, повністю визначає момент, коли машина досягає гранично допустимого стану (відмови). Завдання прогнозування в цьому випадку полягає в тому, щоб знайти спосіб дослідити поведінку тренду, щоб визначити час роботи машини до досягнення гранично допустимого стану.

Застосування одного з подібних методів прогнозування ресурсу опор ротора ТНА за результатами аналізу тренду інформаційних гармонік, що реєструються у процесі його стендових випробувань, показало, що:

– прогноз ресурсу опор ротора ТРЕС насоса пального, визначений за результатами випробувань ТНА у складі двигуна, при контролі трендів роторних та підшипникових гармонік становив відповідно 9,4 ... 23,9 хв. та 7,8 ... 21,1 хв.;

– прогноз ресурсу опор ротора ТРЕС насоса окислювача, визначений за результатами випробувань ТНА у складі двигуна, при контролі трендів роторних та підшипникових гармонік становив відповідно 13,6 ... 26,8 хв. та

16,1 ... 25,8 хв.;

– прогноз ресурсу опор ротора ТРЕС насоса пального, визначений за результатами його гідравлічних випробувань при контролі трендів роторних та підшипникових гармонік становив, відповідно, 7,4 ... 26,5 хв. та 13,0 ... 25,3 хв.

Таким чином, дане дослідження показує принципову можливість оцінки ресурсу підшипників ротора на основі моніторингу тенденцій зміни амплітуди інформаційних гармонік різної природи. При цьому інформація, отримана в результаті аналізу гармонік ротора і підшипників, доповнює одна одну. Гармоніки ротора стабільно ідентифікуються в частотному спектрі, оскільки вони займають важливий рівень енергії вібрації, в той час як гармоніки підшипників вказують на причини виходу з ладу підшипників.

Слід ще раз підкреслити, що прогноз ресурсу опор ротора ТНА, який отримується за результатами контролю тренду вібропараметрів, дозволяє дати пряму оцінку ступеня критичності їх технічного стану і відмовитися від ненадійних непрямих оцінок стану підшипників, що визначаються за деякими непрямыми (вторинними) ознаками.

Непрямі ознаки, спираючись на статистичні, мало достовірні дані, особливо у разі аналізу технічного стану малосерійних виробів, неминуче призводять до суттєвих помилок під час прогнозування їхнього ресурсу.

**ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ**

1. Носач В.В. Решение задач аппроксимации с помощью персональных компьютеров / В.В. Носач – М.: МИКАП, 1994.–382 с.
2. Нагорный В.В. Контроль динамического состояния металлообрабатывающей технологической системы и прогнозирование ее ресурса: монография / В. А. Залого, В. М. Нагорный, В. В. Нагорный – Сумы: Сумский государственный университет, 2016 – 242 с.
3. Заде Л. А. Понятие лингвистической переменной и его применение к принятию приближенных решений / Л. А. Заде. – М.: Мир, 1976. – 165 с.
4. Якушев А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / А. И. Якушев, Л. Н. Воронцов, Н. М. Федотов. – М.: Машиностроение. – 1986. – 352 с.

## Додаток А

## Приклад протоколів, складених за результатами аналізу трендів амплітуд інформаційних гармонік

### Информация, полученная на первом шаге:

#### ПРОТОКОЛ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ N 1

\*\*\*\*\* VTNP1 \*\*\*\*\*

Характеристика текущего технического  
состояния подшипников объекта испытаний  
(измерения по датчику VTNP1 )  
на 0.029 мин

Подшипники в штатном состоянии.  
Прогноз ресурса подшипников, равный: 3.00 мин  
с вероятностью  $P = 0.95$  изменяется  
в пределах: 2.72 - 3.29 мин

Характеристика текущего состояния элементов подшипников

Элемент подшипника	Вероятность отказа Q	Ресурс, Трес, мин	Интервал изменения, Тгр, мин	Запас ресурса	Степень развития дефекта
сеп. 205	0.007..0.009	3.63	3.2..4.1	0.13..0.17	дефекта нет
тела качения 205	0.002..0.003	13.45	10.0..16.9	0.41..0.70	дефекта нет
нар.об.203	0.002..0.003	11.38	9.3..13.4	0.39..0.56	дефекта нет
вн.об. 205	0.002..0.004	10.86	7.2..14.5	0.30..0.60	дефекта нет
сеп. 207	0.006..0.009	4.00	3.3..4.7	0.14..0.20	дефекта нет
тела качения 207	0.002..0.004	10.94	7.8..14.1	0.32..0.58	дефекта нет
нар.об.207	0.002..0.005	10.57	5.8..15.3	0.24..0.63	дефекта нет
вн.об. 207	0.009..0.011	3.00	2.7..3.3	0.11..0.14	дефекта нет

Характеристика потенциала  
подшипников объекта испытаний

Подшипники в состоянии, требующем улучшения.  
Прогноз ресурса подшипников, равный: 3.00 мин  
с вероятностью  $P = 0.95$  изменяется  
в пределах: 2.72 - 3.29 мин  
Причиной, ограничивающей ресурс, является:  
- внутренняя дорожка подшипника 207

Характеристика потенциала элементов подшипников объекта испытаний

Элемент подшипника	Вероятность отказа Q	Ресурс, Трес, мин	Интервал изменения, Тгр, мин	Запас ресурса	Степень развития дефекта
сеп. 205	0.007..0.009	3.63	3.2..4.1	0.13..0.17	выше средней
тела качения 205	0.002..0.003	13.45	10.0..16.9	0.41..0.70	средняя
нар.об.203	0.002..0.003	11.38	9.3..13.4	0.39..0.56	средняя
вн.об. 205	0.002..0.004	10.86	7.2..14.5	0.30..0.60	средняя
сеп. 207	0.006..0.009	4.00	3.3..4.7	0.14..0.20	выше средней
тела качения 207	0.002..0.004	10.94	7.8..14.1	0.32..0.58	средняя
нар.об.207	0.002..0.005	10.57	5.8..15.3	0.24..0.63	средняя
вн.об. 207	0.009..0.011	3.00	2.7..3.3	0.11..0.14	выше средней

**Примечание:** Здесь и далее в протоколах приводимая в первой таблице информация характеризует способность подшипников выдерживать данный уровень нагрузки за время проведения опыта (включения). В данном случае длительность опыта равнялась 4 с. Информация, представленная во второй таблице, дает оценку потенциальных возможности подшипников, т.е. их способность выдерживать подобную нагрузку в течение требуемого времени  $T_{ТРЕБ} = 1560$  с. В случае, если прогнозируемый ресурс подшипников не отвечает требуемому ( $T_{РЕС} < T_{ТРЕБ}$ ), указывается причина (тип подшипника и его элемент), ограничивающий ресурс. В данном случае это *внутренняя дорожка подшипника 207*.

### Информация, приводимая на заключительном (25-ом) шаге:

Характеристика текущего технического состояния подшипников объекта испытаний  
(измерения по датчику VNGP41 )  
на 0.055 мин

Подшипники в штатном состоянии.  
Прогноз ресурса подшипников, равный: 16.58 мин  
с вероятностью  $P = 0.95$  изменяется  
в пределах: 14.43 – 18.74 мин



## Характеристика текущего состояния элементов подшипников

Элемент подшипника	Вероятность отказа Q	Ресурс, Трес, мин	Интервал изменения, Тгр, мин	Запас ресурса	Степень развития дефекта
сеп. 205	0.003..0.004	17.20	14.9..19.5	0.62..0.81	дефекта нет
тела качения 205	0.003..0.003	20.23	18.8..21.7	0.78..0.90	дефекта нет
нар.об.203	0.003..0.004	16.58	14.4..18.7	0.60..0.78	дефекта нет
вн.об. 205	0.003..0.003	19.01	17.1..20.9	0.71..0.87	дефекта нет
сеп. 207	0.003..0.004	17.46	15.5..19.4	0.64..0.80	дефекта нет
тела качения 207	0.003..0.003	18.44	16.0..20.8	0.66..0.86	дефекта нет
нар.об.207	0.003..0.003	18.13	16.1..20.2	0.66..0.84	дефекта нет
вн.об. 207	0.003..0.003	19.22	17.4..21.0	0.72..0.87	дефекта нет

## Характеристика потенциала подшипников объекта испытаний

Подшипники в хорошем состоянии.  
 Прогноз ресурса подшипников, равный: 16.58 мин  
 с вероятностью  $P = 0.95$  изменяется  
 в пределах: 14.43 - 18.74 мин  
 Причиной, ограничивающей ресурс, является:  
 - наружная дорожка подшипника 205

## Характеристика потенциала элементов подшипников объекта испытаний

Элемент подшипника	Вероятность отказа Q	Ресурс, Трес, мин	Интервал изменения, Тгр, мин	Запас ресурса	Степень развития дефекта
сеп. 205	0.003..0.004	17.20	14.9..19.5	0.62..0.81	ниже средней
тела качения 205	0.003..0.003	20.23	18.8..21.7	0.78..0.90	дефекта нет
нар.об.203	0.003..0.004	16.58	14.4..18.7	0.60..0.78	ниже средней
вн.об. 205	0.003..0.003	19.01	17.1..20.9	0.71..0.87	дефекта нет
сеп. 207	0.003..0.004	17.46	15.5..19.4	0.64..0.80	ниже средней
тела качения 207	0.003..0.003	18.44	16.0..20.8	0.66..0.86	дефекта нет
нар.об.207	0.003..0.003	18.13	16.1..20.2	0.66..0.84	дефекта нет
вн.об. 207	0.003..0.003	19.22	17.4..21.0	0.72..0.87	дефекта нет

```

*****
*           Заключение о состоянии подшипников           *
*                                                                 *
*           на момент окончания испытаний                 *
*                                                                 *
*           по результатам измерений по датчику VNGP41    *
*****

```

Подшипники в штатном состоянии.  
 Прогноз ресурса подшипников, равный: 16.6 мин  
 с вероятностью  $P = 0.95$  изменяется  
 в пределах: 14.43 - 18.74 мин

```

*****
*           ЗАКЛЮЧЕНИЕ                                     *
*                                                                 *
*           О СОСТОЯНИИ ОБЪЕКТА НА МОМЕНТ                *
*                                                                 *
*           ОКОНЧАНИЯ ИСПЫТАНИЙ                          *
*****

```

Подшипники в штатном состоянии.  
 Прогноз ресурса подшипников, равный: 16.6 мин  
 с вероятностью  $P = 0.95$  изменяется  
 в пределах: 14.43 - 18.74 мин,  
 определенный при измерениях по датчику: VNGP41

```

*****
*           ЗАКЛЮЧЕНИЕ                                     *
*                                                                 *
*           О ПОТЕНЦИАЛЕ ОБЪЕКТА НА МОМЕНТ              *
*                                                                 *
*           ОКОНЧАНИЯ ЕГО ИСПЫТАНИЙ                     *
*****

```

Подшипники в хорошем состоянии.  
 Прогноз ресурса подшипников, равный: 16.6 мин  
 с вероятностью  $P = 0.95$  изменяется  
 в пределах: 14.4 - 18.7 мин  
 Причина текущего состояния подшипников:  
 - наружная дорожка подшипника 205,  
 определенная при измерениях по датчику: VNGP41

**Примечание:** На заключительном шаге стандартно выдаваемая информация дополняется итоговыми сведениями о наиболее критическом диагнозе состояния подшипников на момент окончания опыта (включения) с указанием причины этого диагноза и датчика, по которому данная информация получена. В данном случае это *наружная дорожка подшипника типа 207*, а информация о таком состоянии дорожки получена по датчику **VNGP4**.

Далее приводится пример **Резюме**, отображающем в «сжатом» виде изложенную в «Протоколе...» развернутую информацию.

**РЕЗЮМЕ  
РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ N 1**

\*\*\*\*\* VTNP1 \*\*\*\*\*

Состояние подшипников  
на момент окончания испытаний  
по результатам измерений в данной точке контроля

Подшипники в штатном состоянии.  
Прогноз ресурса подшипников, равный: 17.2 мин  
с вероятностью  $P = 0.95$  изменяется  
в пределах: 15.09 - 19.34 мин

\*\*\*\*\* VNGP21 \*\*\*\*\*

Состояние подшипников  
на момент окончания испытаний  
по результатам измерений в данной точке контроля

Подшипники в штатном состоянии.  
Прогноз ресурса подшипников, равный: 18.8 мин  
с вероятностью  $P = 0.95$  изменяется  
в пределах: 17.96 - 19.55 мин

\*\*\*\*\* VNGP31 \*\*\*\*\*

Состояние подшипников  
на момент окончания испытаний  
по результатам измерений в данной точке контроля

Подшипники в штатном состоянии.  
Прогноз ресурса подшипников, равный: 39.3 мин  
с вероятностью  $P = 0.95$  изменяется  
в пределах: 38.28 - 40.34 мин

\*\*\*\*\* VNGP41 \*\*\*\*\*

Состояние подшипников  
на момент окончания испытаний  
по результатам измерений в данной точке контроля

Подшипники в штатном состоянии.  
Прогноз ресурса подшипников, равный: 16.6 мин  
с вероятностью  $P = 0.95$  изменяется  
в пределах: 14.43 - 18.74 мин

\*\*\*\*\*  
\* ЗАКЛЮЧЕНИЕ \*  
\* О СОСТОЯНИИ ОБЪЕКТА НА МОМЕНТ \*  
\* ОКОНЧАНИЯ ИСПЫТАНИЙ \*  
\*\*\*\*\*

Подшипники в штатном состоянии.  
Прогноз ресурса подшипников, равный: 16.6 мин  
с вероятностью  $P = 0.95$  изменяется  
в пределах: 14.43 - 18.74 мин,  
определенный при измерениях по датчику: VNGP41

```

*****
*                          *
*      ЗАКЛЮЧЕНИЕ          *
* О ПОТЕНЦИАЛЕ ОБЪЕКТА НА МОМЕНТ *
* Окончания его испытаний *
*****

```

Подшипники в хорошем состоянии.  
 Прогноз ресурса подшипников, равный: 16.6 мин  
 с вероятностью Р = 0.95 изменяется  
 в пределах: 14.4 - 18.7 мин

Причиной текущего состояния подшипников является:  
 - наружная дорожка подшипника 205,  
 определенная при измерениях по датчику: VNGP41