

УДК 622.24:621.603.29

## СТЕНДИ ДЛЯ ВИПРОБОВУВАНЬ НАТУРНИХ І МОДЕЛЬНИХ РЕДУКТОРІВ ВЕРСТАТІВ-ГОЙДАЛОК

<sup>1</sup>Б.В.Копей, <sup>2</sup>О.І.Стефанишин, <sup>1</sup>В.Б.Копей, <sup>1</sup>І.І.Шостаківський

<sup>1</sup>ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 40534  
e-mail: koreyb@iung.edu.ua

<sup>2</sup>ЦБВО ВАТ "Укрнафта", 79760, Львівська обл., м. Борислав, вул. Шевченка 77-а

*Предлагается стенд для испытания редукторов в двух вариантах, где испытываются два редуктора одновременно.*

*Конструкция стенда проектируется в зависимости от количества однотипных редукторов, от объема ремонта редукторов на одном ремонтном предприятии. Собранные после ремонта нефтепромышленное оборудование должно отвечать техническим требованиям.*

*Качество ремонта определяют по данным фактических эксплуатационных характеристик машины и четкости взаимодействия отдельных узлов и агрегатов.*

Редуктори верстатів-гойдалок часто виходять з ладу і основною причиною їх відмов є спрацювання та поломка зубчастих коліс (рис. 1), підшипників, деформації валів тощо. Після відпрацювання свого ресурсу редуктори надсилають у ремонт.

Завершальною операцією технологічного процесу ремонту будь-якого обладнання є випробовування. Зібране після ремонту нафтопромислове обладнання повинно відповідати технічним вимогам. Якість ремонту визначають за даними фактичних експлуатаційних характеристик машини та чіткості взаємодії окремих вузлів і агрегатів [1, 2].

Будь-яке обладнання потрібно випробувати в умовах, наближених до експлуатаційних. Оскільки якісне і всебічне випробовування відремонтваного обладнання може проводитися лише на спеціальних стендах, тому слід прагнути до створення таких стендів на всіх ремонтних підприємствах нафтової промисловості.

Пропонуються стенди для випробовування натурних редукторів у двох варіантах, а також модельний стенд редуктора, виконаний в масштабі 1:4. Конструкції натурних стендів проектується з урахуванням кількості однотипних редукторів та об'єму ремонту редукторів на одному ремонтному підприємстві.

Стенд для випробовування редукторів штангових свердловинних насосних установок (ШСНУ), змонтований згідно з першим варіантом, зображено на рисунку 3. Стенд складається із асинхронного електродвигуна з короткозамкнутим ротором, електродвигуна з фазним ротором, рами та блоку керування. Під час випробовування для з'єднання двох валів редукторів використовується кулачкова муфта.

*A stand for the test of reducing gears in two variants is offered, where two reducing gears simultaneously are tested.*

*Construction of stand is designed depending on the amount of the same type reducing gears, from the volume of repair of reducing gears on one repair enterprise. The petroleum equipment collected after repair must answer the technical requirements.*

*Quality of repair is determined from data of actual operating descriptions of machine and clearness of cooperation of separate assemblies and aggregates.*



Рисунок 1 – Типові поломки зубчастих передач редуктора верстата-гойдалки

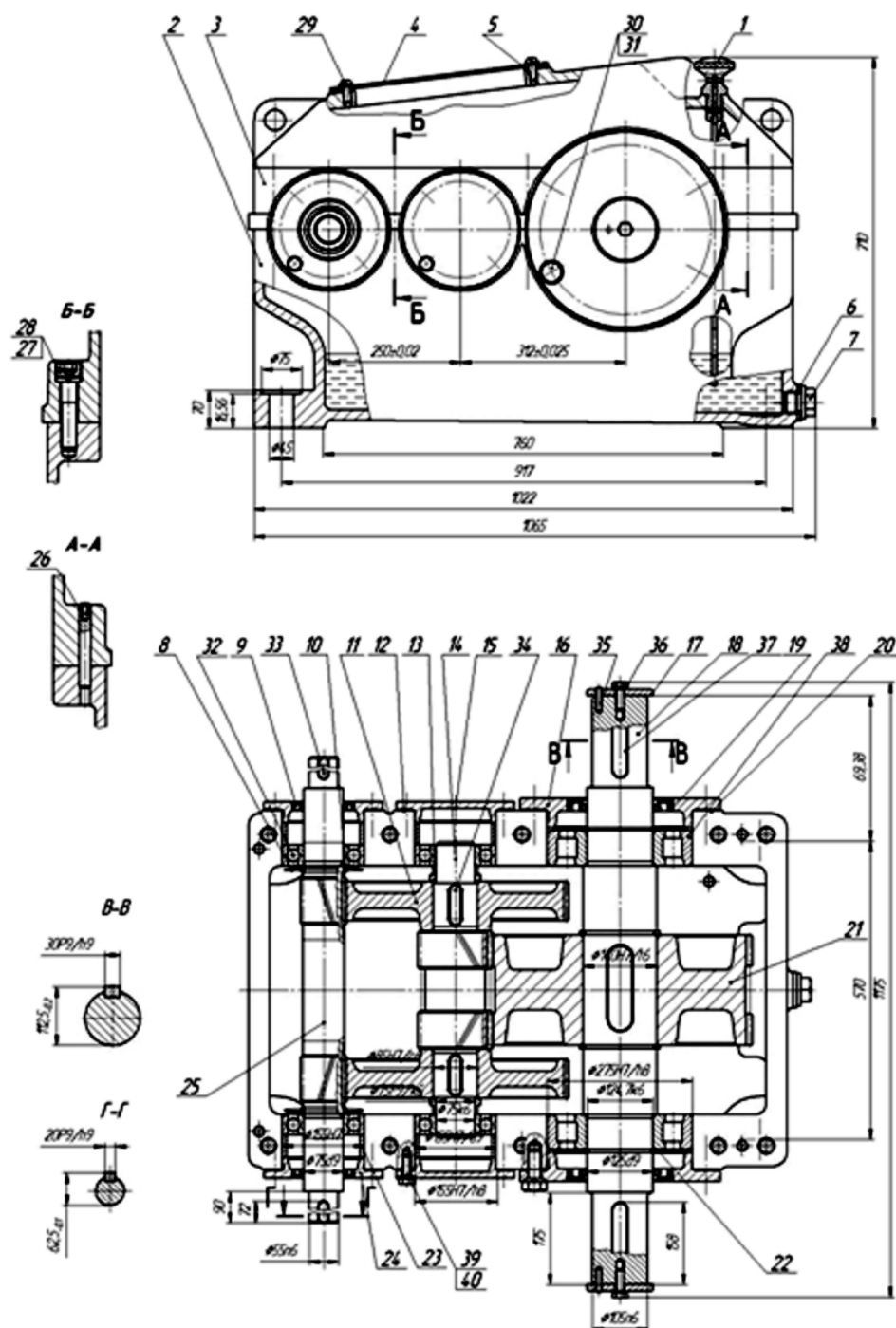
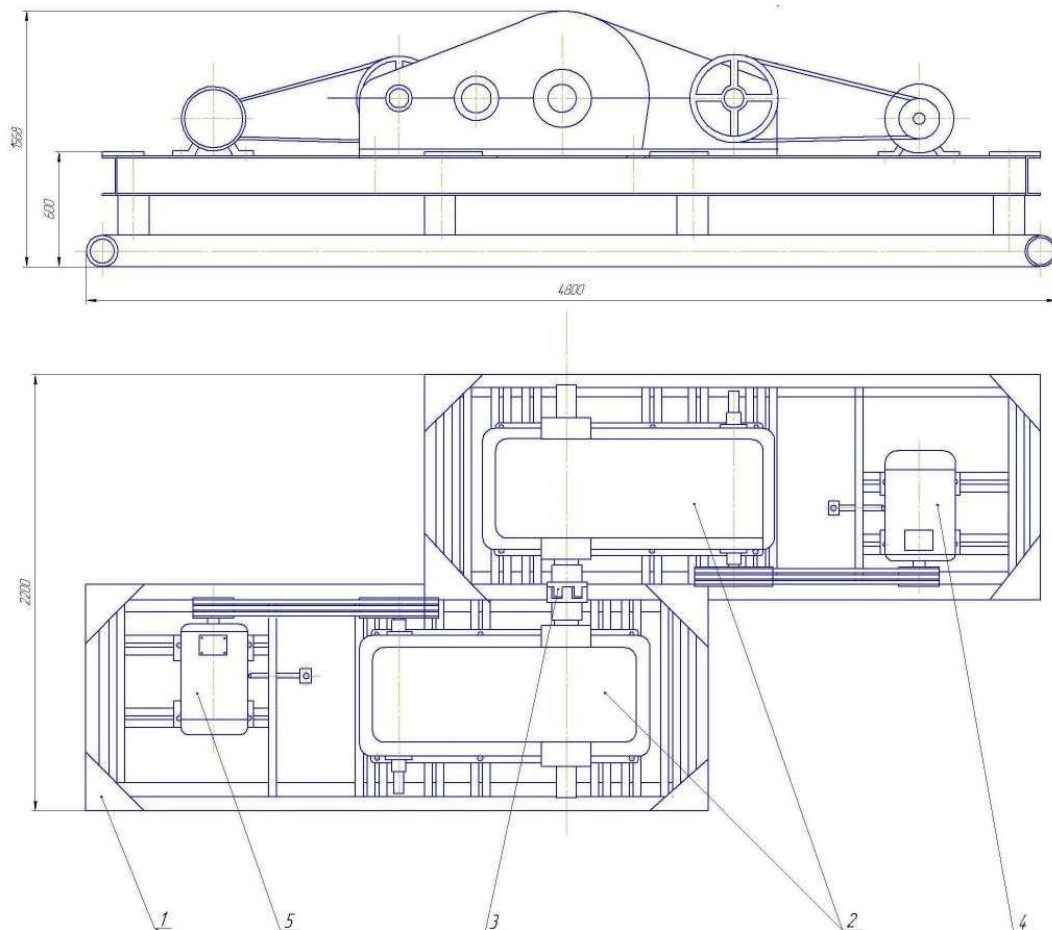


Рисунок 2 – Редуктор верстата-гойдалки

На рамі 1 розміщуються редуктори, що підлягають випробуванню, а також допоміжне обладнання. Електродвигун 5 призначений для передавання обертового руху редуктору 2. Швидкохідний вал редуктора 2 приводиться в рух за допомогою клинопасової передачі. Тихохідний вал редуктора 2 з'єднується з тихохідним валом іншого редуктора 3 через кулачкову муфту 4, яка забезпечує жорстке з'єднання валів. Якщо включення проводиться на ходу, то підвищення кутової швидкості веденого вала до швидкості ведучого здійснюється за дуже короткий проміжок часу.

Швидкохідний вал редуктора 3 з'єднується за допомогою клинопасової передачі з електродвигуном 6. Частота обертання вала електродвигуна (поз. 5) –  $1470 \text{ хв}^{-1}$ . У момент передавання обертового руху через редуктори 2 і 3, за однакових діаметрів шківів на валах електродвигунів та однакових діаметрів шківів на валах редукторів, на шків електродвигуна з фазним ротором буде передаватися частота обертання  $1470 \text{ хв}^{-1}$ . Частота обертання на валу електродвигуна з фазним ротором (поз. 6) –  $970 \text{ хв}^{-1}$ . Частота обертання вала електродвигуна з фазним ротором на 25% вища, ніж частота його



1 – рама; 2 – редуктор перший; 3 – редуктор другий; 4 – муфта; 5 – електродвигун;  
6 – електродвигун з фазним ротором

**Рисунок 3 – Стенд для випробовування редукторів ШСНУ**

обертання згідно з технічним паспортом. Такий електродвигун можна використати як генератор. На виході з електродвигуна 6 змонтовано синхронізатор, який вирівнює частоту струму електродвигуна з частотою струму в мережі. Блок керування змонтовано зовні огорожі стенда з метою дотримання техніки безпеки під час випробовувань. Блок керування складається з вимикачів електродвигуна і реостата. Реостат призначений для регулювання напруги на виході електродвигуна 6 (цим самим регулюється навантаження на редуктори, які випробовуються), тому на стенді можна випробовувати редуктори різних модифікацій, що потребують різного навантаження. Зі зменшенням напруги реостатом, електродвигун з фазним ротором буде обертатися з меншою швидкістю і буде гальмувати редуктор 3, а той, в свою чергу, редуктор 2.

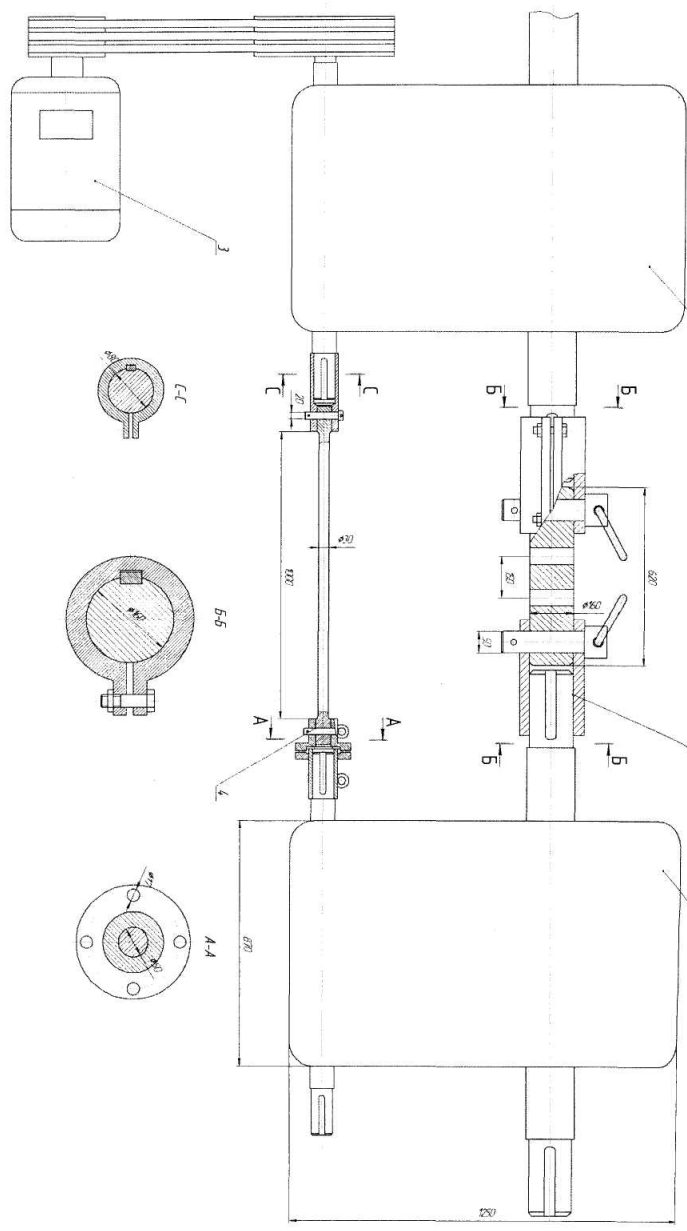
В результаті на стенді випробовуються два редуктори одночасно. Оскільки напруга з електродвигуна з фазним ротором подається в мережу споживання електродвигуна, то стенд для випробовування буде працювати частково сам на себе. Після проведення розрахунків визначено технічну характеристику стенда для випробовування редукторів ШСНУ (табл. 1).

**Таблиця 1 – Технічна характеристика стенду для випробовування редукторів (рис. 3)**

Електродвигун (5):	
тип	АО2-82-4
потужність, кВт	55
частота обертання вала, хв <sup>-1</sup>	1470
Електродвигун (6):	
тип	АК2-92-6
потужність, кВт	80
частота обертання вала, хв <sup>-1</sup>	970
Габаритні розміри рами, мм :	
ширина	2200
довжина	4800
висота	600

Стенд для випробовування редукторів згідно з другим варіантом складається з рами (рис. 4), на якій розміщено два однотипні редуктори 2 і електродвигун 3. Тихохідні вали редукторів з'єднуються між собою муфтою 1, а швидкохідні вали – пружинним валом 4, який виготовляється із сталі 65Г.

Під час скручування пружинного вала, залежно від кута затягування, між зубцями зубчастих передач редукторів виникає напруження пропорційне робочому навантаженню редукто-



1 – муфта; 2 – редуктор; 3 – електродвигун; 4 – пружинний вал  
**Рисунок 4 – Стенд для випробування редукторів Ц2НШ-750**

рів. Після цього вмикають електродвигун 3 і проводять випробування. Запропонований стенд призначений для випробування редукторів Ц2НШ-750.

Для визначення кута скручування пружинного вала було проведено відповідні розрахунки.

Визначаємо кут скручування пружинного вала:

$$\sin \varphi = M \cdot L / G \cdot I_p,$$

де:  $M = 1350 \text{ Н}\cdot\text{м}$  – крутний момент на швидкостному валі редуктора;  $L = 1000 \text{ мм}$  – довжина пружинного вала;  $G = 8 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$  – модуль зсуву сталі;  $I_p$  – момент інерції вала.

Момент інерції для круглого перерізу:

$$I_p = \pi \cdot d^4 / 32 \approx 0,1 \cdot d^4,$$

де  $d$  – діаметр пружинного вала.



**Рисунок 5 – Вигляд модельного стенда для випробувань редукторів**

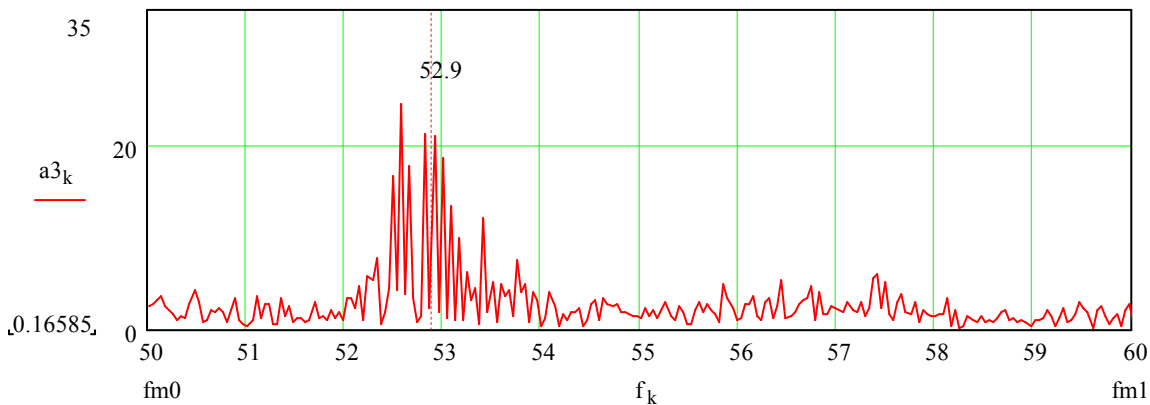


Рисунок 6 – Спектри віброосигналів на частоті зубозачеплення редуктора Ц2НШ750Б (частота зубозачеплення колеса – 52,9 Гц)

Діаметр пружинного вала визначено з умови міцності на кручення:

$$W_{кр} = M / [\tau],$$

де  $[\sigma] = 260$  МПа – допустиме напруження кручення сталі 65Г.

$$W_{кр} = \pi \cdot d^3 / 16$$

звідки

$$d = \sqrt[3]{16 W_{кр} / \pi}.$$

Момент інерції:

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32}.$$

Кут скручування пружинного вала:

$$\sin \varphi = 12^\circ 20'.$$

Згідно з розрахунками визначено технічну характеристику стенду для випробовування редукторів Ц2НШ-750 (табл. 2).

Таблиця 2 – Технічна характеристика стенду для випробовування редукторів Ц2НШ-750

Потужність електродвигуна, кВт	5
Кут скручування пружинного вала	12°20'
Габаритні розміри, мм:	
довжина	3280
ширина	3250

Важливим під час випробовування є якісне змащування деталей редуктора. Оскільки зазори між спряженими поверхнями відремонтованих деталей є невеликими, а через високу шорсткість цих поверхонь деталі дуже сильно нагріваються, для забезпечення інтенсивного охолодження під час випробовувань бажано застосовувати оливу з меншою в'язкістю.

В процесі випробовування слід ресструвати частоту вібрації редуктора, оскільки вібрація не лише характеризує технічний стан редуктора але і впливає на його роботу, роботу суміжного обладнання, та на здоров'я обслуговуючого персоналу. Норми на допустимі вібрації регламентують галузеві стандарти та технічні умови [3-5]. На підставі результатів стендових вібра-

ційних обстежень (рис. 6, 7) можна робити висновок про якість виконаного ремонту редуктора, а періодичний контроль технічного стану редуктора в промислових умовах дасть можливість його діагностування та зняття його з подальшої експлуатації з метою виконання наступного капітального ремонту.

У випадку зношених редукторів (рис. 6) спостерігаються бокові смуги, віддалені від частот зубозачеплення на частоту обертання вихідного вала редуктора, та, менш виражено, – на частоту обертання проміжного вала. Як відомо [5], наявність таких бокових гармонік є ознакою дефекту зубчастого колеса, що обертається з відповідною частотою (в даному випадку вихідного та проміжного валів).

Результати віброобстежень моделі редуктора з колесом, яке мало 24 зубця та один надщерблений зуб, зображено на рис. 7. Слід зауважити, що частота зубозачеплення та її друга гармоніка домінують на спектрі. Порівняння амплітуд віброприскорень нового та надщербленого (чи зношеного) зубця дасть змогу діагностувати редуктор за критерієм рівня вібрацій.

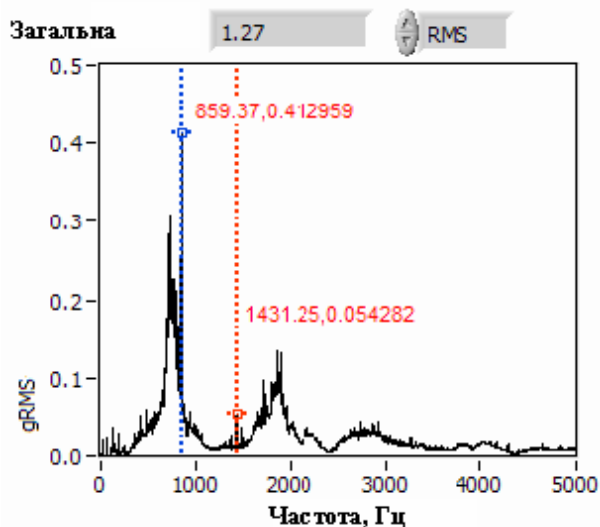


Рисунок 7 – Спектр віброприскорень редуктора з надщербленим зубом

Література

1 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Том 1. – М.: Машиностроение, 1980.

2 Раабен А.А. Шевалдин Н.Х. Максупов Н.Х. Монтаж и ремонт бурового и нефтепромышленного оборудования. – М.: Недра, 1980.

3 ГОСТ ИСО 10816. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на невращающихся частях

4 ГОСТ ИСО 7919/3-2002 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на вращающихся валах. Промышленные машины и комплексы.

5 Русов В.А. Спектральная вибродиагностика. – 1996 // [www.vibrocenter.ru/book.htm](http://www.vibrocenter.ru/book.htm)

УДК 622.691.4.052.012

## ВПЛИВ ФАКТОРІВ РОБОТИ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ НА ЧАС ЇХ НАПРАЦЮВАННЯ

<sup>1</sup>М.І.Горбійчук, <sup>1</sup>Б.В.Копей, <sup>1</sup>А.Беллауар, <sup>2</sup>І.В.Щупак

<sup>1</sup>ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 504521

e-mail: [gorb@nung.edu.ua](mailto:gorb@nung.edu.ua)

<sup>2</sup>ДП "Укрметртестстандарт", 03680, м. Київ, вул. Метрологічна, 4, тел. (044) 1265389,

e-mail: [shchurak@gmail.com](mailto:shchurak@gmail.com)

Методом самоорганізації моделей отримано рівняння, яке дає можливість по показателям вібрації прогнозувати значення часу наработки газоперекачуючих агрегатів (ГПА) і, як наслідок, визначати його технічний стан як "предупреждение" або як "остановка". Останнє обставина відкриває можливість для переходу від планового обслуговування ГПА до обслуговування по його фактичному технічному стану.

Багаторічна практика експлуатації газоперекачуючих агрегатів (ГПА) на компресорних станціях показала, що в агрегатах з приводом від турбін стаціонарного типу виникає ряд певних дефектів, що впливають на показники надійності ГПА. Ці дефекти викликають основний потік відмов, створюючи високий рівень вібрації, які призводять до поломки деталей і вузлів агрегату. Вибродіагностика ГПА проводиться в два етапи. На першому етапі перевіряється придатність агрегатів до експлуатації і ухвалюється рішення про переведення його в ремонт чи експлуатацію. На цьому етапі реалізується перший рівень регламенту вимірювань і при цьому використовується середньоквадратичне значення вібрації (загальний рівень). На другому етапі вібраційної діагностики проводиться розпізнавання конкретного дефекту, а також прогнозування його розвитку. Основним методом вирішення цього завдання є спектральний аналіз вібрації, який проводиться за допомогою спеціальної апаратури.

Дослідження спектру вібрації стаціонарних газотурбінних ГПА виявило, що у всьому досліджуваному діапазоні частот – від 20 до 2000 Гц спостерігається суцільний безперервний спектр з дискретними викидами на частотах, що відповідають розрахунковим. Рівні віброшвидкості дискретних частотних складових на 10-30 дБ

The method of self-organization of models is getting equalization, which enables the indexes of vibration to forecast the value of time of work aggregate on pumping over of gas (APG) and, as a result, determine his technical state as "warning", or as a "stop". The last circumstance opens possibilities for a transition from the planned maintenance of AGP to service after his actual technical state.

перевищують рівень безперервного спектра. Прийнято рівень безперервного суцільного спектра вважати акустичним шумом, а дискретні частотні складові роторної гармоніки використовувати для виявлення залежності їх рівня від наявності дефекту і ступеня його розвитку.

Дослідження спектрів вібрації проводилося на ГПА типу ГТК-10, встановлених на КС м. Богородчани. Додатково фіксувались: температура вихлопу, осьовий зсув турбіни нагнітача (мм) та ступінь підвищення тиску природного газу.

Постає завдання – виявлення залежностей напрацювання ГПА  $T_w$  від чинників, що характеризують його технічний стан. З цією метою через кожні 2000 годин напрацювання, крім трьох перерахованих вище показників, визначався вібраційний стан агрегату (табл. 1): для турбіни - віброшвидкість підшипників № 1 і № 2 (мм/с); для нагнітача: горизонтальні і вертикальні складові амплітуди опорного та опорно-упорного (ОУП) підшипників (мкм) [1].

Методом статистичного аналізу було виявлено, що тільки частина показників впливають на величину  $T_w$  [2]. Серед них: віброшвидкість підшипника № 1 ( $v_h$ ), горизонтальні ( $a_h$ ) та вертикальні ( $a_v$ ) складові амплітуди опорного