

Міністерство освіти України

**Івано-Франківський державний технічний університет
нафти і газу**

На правах рукопису

Козак Володимир Романович

656.13.06(043)

~~УДК 622.76.629.113~~

К 59

**Розробка і впровадження вібродіагностичних
систем для компресорних установок автомобільних
газонаповнювальних компресорних станцій**

*Спеціальність 05.15.13 - Нафтогазопроводи,
бази та сховища.*

*Дисертація
на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук*

*Науковий керівник,
Грудз В.Я., д.т.н., проф.*



Івано-Франківськ - 2000 р



ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
Розділ 1. СТАН ВІБРАЦІЙНОГО КОНТРОЛЮ, ДІАГНОСТУВАННЯ І СЕРВІСНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ КОМПРЕСОРНИХ УСТАНОВОК АГНКС	17
1.1. Аналіз показників надійності компресорних установок АГНКС.....	17
1.2. Методи контролю і діагностики компресорних установок АГНКС.....	20
1.3. Основні вимоги до систем технічного обслуговування і діагностування КУ АГНКС	26
1.4 Задачі досліджень.....	28
Розділ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ, ЩО ВИЗНАЧАЮТЬ ВІБРОАКТИВНІСТЬ КОМПРЕСОРНИХ УСТАНОВОК	30
2.1. Конструктивні особливості компресорних установок.....	30
2.2 Термодинамічні процеси стиснення газу в циліндрах компресорних установок	32
2.3 Динаміка взаємодії конструктивних елементів компресорних установок	37
2.4. Причини вібрації і їх ідентифікація	44
2.5. Основні напрямки пошуку вібродіагностичних ознак технічного стану компресорних установок АГНКС.....	48
Розділ 3. КОМПЛЕКСНІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ І АНАЛІЗ ВІБРАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОСНОВНИХ ВУЗЛІВ КОМПРЕСОРНИХ УСТАНОВОК АГНКС	50
3.1. Методика, апаратура, і результати вимірювань параметрів вібрації компресорних установок АГНКС.....	50
3.2 Аналіз результатів віброобстежень компресорних установок АГНКС.....	54

3.3	Визначення діагностичних ознак для основних вузлів компресорних установок	60
3.4.	Визначення границь рівнів вібрації, що допускаються.....	61
3.5	Принципи діагностування основних вузлів компресорних установок і допоміжного устаткування	63
Розділ 4. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВІБРОДІАГНОСТУВАННЯ КОМПРЕСОРНИХ УСТАНОВОК		67
4.1.	Призначення, склад і функціонування системи вібродіагностування.....	67
4.2.	Загальна функціональна схема апаратних засобів системи вібродіагностування.....	69
4.3	Програмні засоби системи діагностування.....	71
4.4.	Прикладні програмні засоби для діагностування компресорних установок 2ГМ4-1,3/12-250	74
4.5.	Спосіб діагностування циліндро-поршневої групи компресорних установок	79
4.6.	Пристрій для контролю вібрацій.....	80
Розділ 5. ДІАГНОСТУВАННЯ ОСНОВНИХ ВУЗЛІВ КУ АГНКС.....		89
5.1.	Порядок проведення діагностувань компресорних установок в умовах експлуатації.....	89
5.2.	Результати впровадження діагностування компресорних установок.	91
5.3	Перспективи розвитку засобів віброконтролю та вібродіагностування КУ АГНКС	94
5.4.	Про роботу АГНКС на підприємствах ДК “Укртрансгаз”.....	97
ВИСНОВКИ.....		107
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....		110
ДОДАТКИ		122

Вступ

Останнім часом в багатьох країнах світу велику увагу приділяють природному газу, як моторному паливу, при тому, як в країнах, де є постійний дефіцит в нафтовому моторному паливі, так і в країнах з достатнім ресурсом нафти. Це обґрунтовується не тільки економічними, але й екологічними факторами. В багатьох випадках екологічний фактор є пріоритетним. Практика показує, що вирішення цієї проблеми – зменшення дефіциту рідких моторних палив і в першу чергу для автомобільного транспорту є використання стиснутого природного газу (СПГ) в якості моторного палива.

Зважаючи на стан справ з рідким нафтовим моторним паливом, економічну та екологічну актуальність цієї проблеми, заміна моторного палива природним газом в автомобільному транспорті є задачею актуальною.

Україна – одна з провідних держав по використанню природного газу в автомобільному транспорті.

Створена за останні роки потужна мережа автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій (АГНКС) України дозволяє працювати автомобільному транспорту на стисненому природному газі (СПГ) не тільки на міських перевезеннях, а і на автомагістралях, забезпечуючи оздоровлення атмосфери за рахунок зниження шкідливих викидів. Мережа АГНКС України спроможна забезпечити природним газом, в якості моторного палива, до 80 тис. автомобілів.

Економічна і екологічна актуальність використання природного газу в якості моторного палива стала світовою проблемою. Активно стали працювати над цією проблемою в США, Канаді, Італії, Україні, Росії і других країнах СНД, Західної Європи і на Близькому Сході. Утворена Європейська міжнародна асоціація по використанню природного газу в автомобільному транспорті.

В США окремими федеральними законами регулюються податкові і кредитні пільги, дотації на придбання автомобілів, що працюють на природному

газі, та обладнання АГНКС. Природний газ та пропан звільнені від податку на продаж при реалізації їх в якості моторного палива. Передбачені субсидії при переобладнанні автомобілів на стиснутий газ

В Канаді передбачена компенсація за будівництво АГНКС і за переобладнання автомобіля на стиснений природний газ.

В країнах Західної Європи, Північної та Південної Америки та Австралії знижують податки на ввезення та придбання газобалонних автомобілів та обладнання АГНКС. Суттєво підвищені вимоги та штрафні санкції за шкідливі викиди з двигунів автомобілів.

Вирішальну роль в використанні газу, як моторного пального, відіграють АГНКС, які є складовою частиною газотранспортної системи забезпечення споживачів газом.

На відміну від автомобільних заправних станцій (АЗС), де відбуваються процеси зберігання та розподілу рідких нафтопродуктів, на АГНКС здійснюється процес приготування стисненого газу, як моторного пального. Основну роль у вказаному процесі відіграє компресорна установка (КУ), як елемент АГНКС.

На АГНКС відбуваються практично всі технологічні процеси, характерні для компресорних станцій магістральних газопроводів. На вході АГНКС відбувається очистка газу від механічних домішок і крапельної вологи, процес компримування газу, його охолодження, осушування і розподіл між споживачами. Однак специфіка експлуатації АГНКС ставить ряд особливих вимог до обладнання і систем об'єкту. Так, ступінь стиску газу на АГНКС досягає 42, в той час, як на КС він близько 1,6-2. Крім того, максимальний тиск на виході компресорної установки складає 25 МПа, в той час, як на КС 7,6 МПа. АГНКС - це складна споруда газотранспортної системи, яка працює на високих тисках (25 МПа.) і потребує обслуговування спеціалістами нафтогазового профілю. Такі умови визначають встановлення на АГНКС

Такі умови визначають встановлення на АГНКС компресорних установок поршневого типу з багатоступінчастим стиском.

На відміну від КС магістральних газопроводів, де процес компримування газу - безперервний, на АГНКС характерна періодична робота компресорної установки.

Враховуючи те, що в поршневих компресорах на вузли і деталі діють значно більші динамічні навантаження, як в відцентрових КУ, а також високі тиски і періодичні пуски, можна зробити висновок про суттєво нижчий рівень надійності компресорної установки АГНКС, що знижує надійність забезпечення транспортних засобів стисненим природним газом, в якості моторного палива.

На АГНКС експлуатуються різні типи компресорних установок. Багаторічні данні їх експлуатації стверджують, що міжремонтний період, затрати на ремонт визначаються вчасним ремонтом, надійністю і довговічністю окремих запчастин і агрегатів КУ. Актуальність проблеми експлуатації і ремонту КУ АГНКС буде ще більше зростати по мірі їх завантаження, якщо не відбудеться підвищення якості виготовлення обладнання і проведення ремонту, прийняття нової концепції при подальшому розвитку мережі АГНКС і всієї інфраструктури, пов'язаної з переведенням транспортних засобів для використання природного газу в якості моторного палива, в тому числі:

- будівництво комплексних АГНКС для заправки автомобілів природним газом, зрідженим газом, бензином і дизпаливом з пунктами діагностики і сервісного обслуговування газобалонних автомобілів;
- будівництво "гаражних" АГНКС для заправки автомобілів природним газом в якості моторного палива в місцях їх дислокації;
- при будівництві АГНКС, в комплекті з обладнанням АГНКС, повинно поставлятися не менше 40-50% газобалонного обладнання від кількості заправок АГНКС;

- створення нових КУ і газового обладнання для забезпечення роботи транспортних засобів на стиснутому природному газі.

Існуюча система планово попереджувальних ремонтів (ППР) не передбачає проведення ремонтів залежно від фактичного стану КУ з урахуванням технічної і економічної доцільності. Цей перехід можливий тільки на основі розробленої методології і технічних засобів, що забезпечують діагностування КУ АГНКС, впровадження нових форм і методів технічного сервісу. Сутність цих методів полягає в тому, що вони дозволяють з високою точністю і надійністю оцінити технічний стан вузлів і агрегатів, вчасно провести необхідні ремонти, не допустити аварійних зупинок КУ і виходу обладнання з ладу.

Проведений аналіз визначив ряд проблем, що впливають на надійність і економічність роботи АГНКС:

- створення єдиної структури управління експлуатацією і ремонтом КУ АГНКС;
- організація комплексного ремонту, діагностування, сервісного обслуговування і виготовлення запасних частин;
- організація поточного спостереження за обладнанням, що знаходиться у експлуатації;
- збір інформації про шляхи удосконалення обладнання, що виробляється і розробка пропозицій про випуск нових, більш досконалих КУ АГНКС.

Протягом ряду років у галузі ведуться наукові розробки по ряду технічних проблем експлуатації АГНКС. В УкрНДІгазі досліджуються проблеми вібрації обладнання і трубопроводів АГНКС, ведуться опрацювання технологій осушування стислого газу, що дозволяє скоротити витрати енергії при їх експлуатації. Проте, великої наукової уваги підвищенню надійності компресорного обладнання і ремонтпридатності не приділяється [9,13,16].

Перші роботи у галузі діагностики з'явилися у 40-х роках. У теперішній час їх кількість неухильно росте.

Великий внесок у розробку методів діагностики внесли Ю.М.Васильєв, З. Т. Галіуллін, М. Д. Генкін, М. С. Ждановський, С. П. Зарицький, Р. В. Кузьмін, А.А.Козобков, А. В. Лебедев, М. І. Левін, В. Н. Лукашин, В. М. Михлін, А. А. Петросянц, Б. П. Поршаков, Б. Н. Павлов, К. М. Рагульскіс, А. Х. Серданов, В. Я. Сковородін, В. А. Щуровский, О. Є.Божко, С. О. Саприкін, М.В.Бойко, О.Ф.Поліщук, Sterzl Jskar, С. R. Burrows, О. С. Turkey, R. Monk і ін.

Розробкою діагностичних систем займаються вчені і конструктори ВНДІ-Газу, УкрНДІгазу, ІФДТУ нафти і газу, ГАНГ, Ленінградського технологічного інституту, ІТЦ "Оргтехдіагностики", Інституту проблем машинобудування Академії наук України, АТ "Хартрон", ДП "Техдіагаз" і ін.

Ряд приладобудівних фірм з середини 60-х років займаються розробкою систем діагностики і практичного їх опанування у виробництві. Починаючи з 1971 року діагностичні системи стали випускатись фірмами "Аутроніка", "Норконтрол" (Норвегія), "МСТЛ", "Брюль і К'єр" (Данія), "АСУА" (Швеція), "Бентлі Невада" (США), "Куйова", "Теах" (Японія), "Шенк" (Германія) і ін. Машинобудівні фірми пішли на деякі конструктивні заходи, які сприяють одержанню більш широкої інформації про стан вузлів, що дають можливість розміщення засобів поточного контролю.

Світова практика діагностичних досліджень показала, що чим складніший механізм, тим важче знайти загальні характерні діагностичні ознаки навіть стосовно до механізмів і машин, які працюють за одним принципом. Пошук діагностичних параметрів не може бути ефективним без проведення аналізу результатів великої кількості експериментальних досліджень. Саме тому кількість розробок у галузі діагностики росте.

Аналіз літературних джерел і патентних досліджень, пов'язаний з вібродіагностикою компресорних установок АГНКС в умовах експлуатації показав, що досі відсутні дослідження по визначенню параметрів, які б окреслювали технічний стан КУ. Проведений аналіз систем діагностики в різних галузях

дозволяє зробити висновок, що вібраційні сигнали несуть найбільшу інформацію про технічний стан КУ в порівнянні з іншими методами. Проте розробка систем і методів діагностики є специфічною для КУ АГНКС і ускладнюється тим, що АГНКС є об'єктом підвищеної вибухо і пожежної небезпеки і поставити експеримент (наприклад, встановити на КУ дефектний вузол і зняти вібраційні характеристики) не завжди можливо.

Тому робота пов'язана з розробкою методів і засобів вібродіагностики КУ АГНКС є специфічною і актуальною, тісно пов'язана з науковими програмами, планами, темами і виконувалась у відповідності з централізованими темами АТ "Укргазпром": "Розробка системи діагностування і сервісного обслуговування АГНКС" (№ ГР 0190038160); "Аналіз працездатності і розробка технології діагностування і сервісного обслуговування АГНКС" (№ ГР 01.91.00.27205); "Проведення віброобслідувань для набору статистичних даних з уточнення діагностичних ознак КУ АГНКС і авторський нагляд за дослідною партією діагностичних приладів" (№ ГР UA 010001388); "Обробка вібродіагностичної інформації для діагностування компресорних установок АГНКС і збільшення міжремонтного періоду" (№ ГР 0193 U 027755); "Розробка стаціонарної системи віброконтролю і діагностування КУ АГНКС" (№ ГР 0195U018633); "Розробка та оснащення дослідної пересувної спеціалізованої лабораторії, проведення комплексного діагностування основного та допоміжного обладнання КУ АГНКС". (№ ГР 0195U018633).

Метою і задачами дослідження роботи є розробка методів і засобів діагностики КУ АГНКС, які дозволяють здійснювати оперативний контроль технічного стану без зупинки агрегатів і не допускають аварійних ситуацій на АГНКС.

Поставлена мета досягається шляхом реалізації наступних задач:

- аналіз показників надійності експлуатації КУ АГНКС різних типів на основі параметрів їх експлуатації;

- дослідження динаміки процесів в КУ АГНКС, які визначають їх віброактивність;
- експериментальні дослідження, з метою визначення вібраційних характеристик основних вузлів КУ АГНКС;
- розробка методів та алгоритмів моделювання та ідентифікації технічного стану основних елементів КУ АГНКС;
- розробка принципів формування системи вібродіагностування КУ АГНКС;
- створення приладів і систем діагностування КУ та впровадження їх на АГНКС України.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в тому, що вперше на базі методів механіки і вібродіагностики одержані:

- принцип формування системи діагностування технічного стану КУ АГНКС;
- результати теоретичних досліджень динамічних особливостей КУ АГНКС, що визначають віброактивність його основних вузлів;
- результати експериментальних досліджень вібраційних характеристик КУ АГНКС;
- залежності між вібраційними параметрами і технічним станом основних вузлів КУ АГНКС, виявлені у результаті теоретичних і експериментальних досліджень;
- методика і організація діагностики КУ АГНКС;
- результати впровадження методів і пристроїв діагностики КУ в умовах експлуатації на АГНКС.

Розроблені функціональні схеми, апаратні і програмні засоби системи вібродіагностики КУ АГНКС;

Одержані результати роботи дозволили застосувати в промисловості розроблені методи і моделі для вібраційного діагностування, що дало можливість

своєчасно виявляти дефектні вузли КУ АГНКС, здійснювати заходи по відновленню їх технічного стану, попередження аварійних ситуацій на АГНКС і забезпеченню надійної і ефективної роботи КУ АГНКС України.

Особистий внесок автора в розробку і впровадження вібродіагностичних систем для КУ АГНКС полягає в проведенні:

- теоретичних досліджень динамічних особливостей КУ АГНКС, які визначають віброактивність її основних вузлів [2,3];
- розробок принципів формування системи діагностування КУ АГНКС [1,6];
- розробок функціональних схем та програмного забезпечення [4,7,5];
- впровадження пристроїв і методів діагностування КУ АГНКС України [5];

Робота складається з введення, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків.

В першому розділі роботи проведений аналіз показників надійності різних типів компресорних установок АГНКС. Для аналізу надійності компресорних установок використовувалися наступні показники: напрацювання на відмову; коефіцієнт готовності; коефіцієнт технічного використання. Відображена тенденція зміни показників надійності компресорних установок АГНКС, що експлуатуються. Визначено, що загальний рівень надійності КУ АГНКС залишається низьким і залежить від наступних причин: руйнування, передчасний знос поршневих кілець; пошкодження елементів клапанів всмоктування та нагнітання; руйнування, знос, задери, виробка поршнів і циліндрів; несправність насосу антифризу; знос елементів сальника; задери, передчасний знос і руйнування гільз. Збереження низького рівня ремонтпридатності КУ АГНКС на протязі тривалого періоду експлуатації зумовлено відсутністю кардинального рішення цілого комплексу питань, що пов'язані з організацією ремонтних робіт і використанням методів діагностики.

В розділі проаналізовані позитивні і негативні сторони існуючих методів діагностики. Обґрунтовані вимоги до систем технічного обслуговування і діагностування. Показано доцільність проведення ремонтів залежно від фактичного стану КУ АГНКС з урахуванням технічної та економічної доцільності, що можливо тільки на основі діагностування КУ. Виявлено залежність між конкретними дефектами вузлів КУ і параметрами вібрації. Сформульовані задачі дослідження. Обґрунтована необхідність розвитку методів вібродіагностики КУ АГНКС.

У другому розділі відображено конструктивні особливості компресорних установок і результати досліджень динамічних процесів, що визначають їх вібраційну активність. Визначені спектральні і ударні характеристики взаємодій конструктивних елементів КУ. Розраховані реакції газу на поршень для чотирьох ступенів компресора, залежно від кута повороту колінчастого валу. Результати розрахунків реакцій газу на поршень використані для дослідження динамічної взаємодії конструктивних елементів КУ і джерел коливань і вібрації. Величини сил, які діють на підшипникові вузли КУ визначені за тиском газів у циліндрах, силами інерції, тертя, корисного опору і особливостями кінематичної схеми компресорної установки.

Виконані розрахунки ілюструють різкі зміни навантаження по величині і направленню, які з характеру схожі з поштовхами і ударами.

За результатами розрахунків і аналізу динамічних процесів у компресорних установках визначені основні джерела вібрації: дисбаланс ротора електродвигуна, перекося у кривошипно-шатунному механізмі, удари у зазорах, тертя у циліндрах і підшипниках. Визначено, що важливою причиною появи коливань є резонанси фундаментів, трубопроводів і корпусу КУ, турбулентність потоків газу і температурні деформації. Обґрунтовані напрямки пошуку вібродіагностичних ознак технічного стану АГНКС.

Визначено частотний діапазон сигналів, а також синтезований спектр вібросигналів, який містить як низькочастотні складові, так і середньо частотні, пов'язані з ударами і тертям конструктивних елементів.

У третьому розділі описані експериментальні дослідження, виконані з метою визначення вібраційних характеристик основних вузлів компресорних установок АГНКС і пошуку вібродіагностичних ознак.

Для дослідження вібраційного стану КУ обрані точки на корпусі компресора і на циліндрах кожного ступеня. Дослідження вібраційного стану КУ АГНКС виконувались протягом чотирьох-шести міжремонтних періодів. Одержані характеристики вібрації більшої кількості компресорних установок АГНКС. В розділі виконано аналіз цих характеристик. Виділені у високочастотному спектрі частотні смуги, що характеризують джерела вібрації КУ АГНКС. Низькочастотна вібрація вузлів КУ 2ГМ4-1, 3 /12-250 представляє собою вібрацію близьку до полі гармонічної. В розділі приведені також результати деяких одноразових активних експериментів. В результаті аналізу вібрації визначені основні джерела вібрації компресорних установок і їх частотні характеристики. Виходячи з аналізу вібраційних характеристик і виявлених джерел вібрації у різних частотних смугах, визначені вібродіагностичні ознаки технічного стану окремих вузлів КУ 2ГМ4-1, 3 /12-250 .

Межі значень вібродіагностичних ознак, що відповідні дефектним і бездефектним станам конструктивних елементів установок, визначені на основі обробки статистики одержаних результатів вимірювань і порівняння з результатами ревізій установок.

У четвертому розділі розроблені основні принципи формування системи вібродіагностування компресорних установок АГНКС. Визначено призначення, склад і функціонування системи вібродіагностування.

Показано, що у перелік дефектів, що необхідно і можливо визначати у процесі експлуатації, необхідно включити: знос циліндрів і поршнів, зруйну-

вання ущільнювальних кілець, дисбаланс електродвигуна, задери і прихвати у циліндрах, збільшені зазори і зруйнування у шатунних підшипниках, дефекти корінних підшипників, розцентрування у кривошипно-шатунному механізмі і вихід з ладу клапанів.

В розділі розроблені:

- загальна функціональна схема апаратних засобів системи вібродіагностування;
- блок-схема діагностичного пристрою;
- програмні засоби системи діагностування.

Описується спосіб діагностування циліндро-поршневої групи, який застосовується для діагностування КУ АГНКС.

В п'ятому розділі розроблений порядок проведення робіт з діагностувань компресорних установок в умовах експлуатації. Представлений розрахунок економічного ефекту від впровадження технології діагностування і сервісного обслуговування для АГНКС. Показано, що економічний ефект від впровадження технології діагностування і сервісного обслуговування КУ АГНКС досягається за рахунок зміни режиму профілактичних робіт, зниження витрат на ремонт, збільшення міжремонтного періоду.

В розділі визначено перспективи розвитку засобів віброконтролю та вібродіагностування КУ АГНКС.

Основним напрямком розвитку систем віброконтролю є удосконалення систем збору інформації про вібраційний стан агрегатів переносними портативними приладами, що мають електронні блоки для запам'ятання досить великої кількості вимірних параметрів. Доцільно розробка також дешевих і надійних стаціонарних систем збору інформації. Ці системи збору дуже зручні і ефективні у експлуатації. Важливим є створення банків даних про вібраційний стан КУ, а також спеціалізованих засобів для рішення таких задач, як: прийняття вимірних даних від системи збору інформації; зберігання вимірних даних у

архівах; забезпечення індикації вібраційного стану і автоматизованого документування; прогнозування очікуваних вібраційних характеристик.

Розвиток систем діагностування очікується у двох напрямках.

Перший напрямок містить наукові дослідження, пов'язані з вивченням механічних і фізичних процесів взаємодії конструктивних елементів КУ.

Другий напрямок пов'язаний з розробкою технологічних і технічних методів і засобів, що забезпечують швидку автоматизовану ідентифікацію дефектів і прийняття оптимального рішення по обсягу і термінах обслуговування агрегатів. Рішення зазначених задач забезпечить значну економію ресурсів.

Однією з найбільш важливих функцій діагностичних інформаційних систем є надання необхідних даних для оптимізації програм ремонтно-технічного обслуговування агрегатів, що дозволить перейти до впровадження ремонтів не за планом, а за фактичним станом.

У висновку сформульовані основні результати роботи.

На захист виносяться:

- результати теоретичних досліджень динамічних особливостей КУ АГНКС, що визначають віброактивність його основних вузлів;
- результати експериментальних досліджень вібраційних характеристик КУ АГНКС;
- виявлені у результаті теоретичних і експериментальних досліджень залежності між вібраційними параметрами і технічним станом основних вузлів КУ АГНКС;
- розроблені функціональні схеми, апаратні і програмні засоби системи вібродіагностики КУ АГНКС;
- методика і організація діагностики КУ АГНКС;
- результати впровадження методів і пристроїв діагностики в умовах експлуатації на АГНКС.

Основний зміст дисертації опубліковано у роботах [6, 33, 34, 37, 62].

Робота у цілому і окремі її положення доповідались і обговорювались; на науково-технічній конференції "Забезпечення економічної і безпечної експлуатації газотранспортної системи України" (м Черкаси, 1992 р); на III-й Міжнародній діловій зустрічі "Діагностика 93" (м Москва, 1993 р); на науково-технічних конференціях молодих вчених і фахівців УкрНДІгаза (м Харків, 1994 р) ; на нараді АТ Укргазпром "Використання природного газу, як моторного палива". Київ. 24-27 травня 1995 р.; на науково-практичній конференції "Нафта і газ України-96", Харків, 14-16 травня 1996 р.; на конференції "Не-руйнований контроль -96". Київ, 21-24 травня 1996 р; на науково-технічній конференції "Ресурсозбереження у ринкових відношеннях". Ялта. 5-7 червня 1996р; на науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу технічного університету нафти і газу (Івано-Франківськ, 1997, 1998, 1999).

Розділ 1

СТАН ВІБРАЦІЙНОГО КОНТРОЛЮ, ДІАГНОСТУВАННЯ І СЕРВІСНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ КОМПРЕСОРНИХ УСТАНОВОК АГНКС

1.1. Аналіз показників надійності компресорних установок АГНКС

Аналіз показників надійності представлений для компресорних установок:

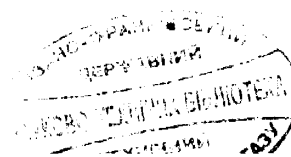
- 4 HR3KN-200 /210-5-249 (НДР);
- 2НВ2К-160 /100С (НДР);
- 2ВVTN /3 (Італія);
- 4ГМ2, 5-1, 2 /10-250 (Україна);
- 2ГМ4-1, 3 /12-200 (Росія).

Слід відзначити, що ДНАОП або ГОСТ по надійності спеціально для КУ АГНКС не розроблений. Тому у якості критеріїв експлуатаційної надійності прийняті показники роботи стаціонарних газоперекачувальних агрегатів (ГПА) компресорних станцій (КС) магістральних газопроводів:

- напрацювання на відмову - T_o ,
- коефіцієнт готовності - K_r ,
- коефіцієнт технічного використання - $K_{тв}$.

Показники надійності розраховані за період експлуатації 1986-1998 рр. За вказаний період відзначається тенденція росту показників надійності КУ АГНКС, що експлуатуються в Україні, проте загальний рівень надійності КУ залишається низьким.

Компресорні установки типу 4HR3KN-200 /210-5-249 (НДР) на протязі до-



сліджуваного періоду у різних виробничих підрозділах мали значення показників:

- напрацювання на відмову - T_o від 60 до 5000 годин;
- коефіцієнт готовності - K_r від 0,3 до 1,0;
- коефіцієнт технічного використання - $K_{тв}$ від 0,25 до 1,0.

Основними причинами, що знижують рівень експлуатаційної надійності КУ 4HR3KN-200 є:

- пошкодження елементів клапану всмоктування і нагнітання (30%);
- руйнування, передчасний знос поршневих ущільнювальних кілець IV ступені (20%), III ступені (15%) і II ступені (11%);
- руйнування, передчасний знос, задери, виробка поршнів і циліндрів (8%).

Компресорні установки типу 2НБ2К-100 /100С (ГДР), на протязі досліджуваного періоду, у різних виробничих підрозділах мали значення:

- напрацювання на відмову - T_o від 300 до 600 годин;
- коефіцієнт готовності - K_r від 0,862 до 1,0;
- коефіцієнт технічного використання - $K_{тв}$ від 0,8 до 1,0.

Компресорні установки типу 2BVTN /3 (Італія) у різних виробничих підрозділах мали значення:

- напрацювання на відмову - T_o від 800 до 3000 годин;
- коефіцієнт готовності - K_r від 0,242 до 1,0;
- коефіцієнт технічного використання - $K_{тв}$ від 0,224 до 1,0.

Основними причинами, які впливають на рівень експлуатаційної надійності КУ 2BVTN /3 є:

- руйнування поршневих ущільнювальних кілець (56%);
- пошкодження сальникових ущільнень (11%);
- передчасний знос і руйнування гільз (11%);
- пошкодження колінчастого валу (4%);
- вихід з ладу електродвигуна.

Слід відзначити велику нерівномірність розподілу відмов у часі (наприклад, 1986 р. 4, 79 відмови на один КУ, 1987 р - 21, 6, 1989 р - 0, 9).

Компресорні установки типу 4ГМ2, 5-1, 2 /10-250 (Україна) на протязі досліджуваного періоду мали значення:

- напрацювання на відмову - T_o від 192 до 6000 годин;
- коефіцієнт готовності - K_r від 0, 3 до 1, 0;
- коефіцієнт технічного використання - $K_{тв}$ від 0, 35 до 1, 0.

Основними причинами, що понижують рівень експлуатаційної надійності КУ 4ГМ2, 5-1, 2 /10-250 є:

- несправність насоса антифризу (56%);
- руйнування, передчасний знос поршневих ущільнювальних кілець (22%);
- руйнування елементів клапанів (22%).

Силові компресорні установки типу 2ГМ4-1,3 /12-250 (з-д "Борець" Росія) на протязі досліджуваного періоду, мали показники:

- напрацювання на відмову - T_o від 600 до 3000 годин;
- коефіцієнт готовності - K_r від 0, 6 до 0, 9;
- коефіцієнт технічного використання - $K_{ти}$ від 0, 5 до 0, 8.

Основними причинами, що понижують рівень експлуатаційної надійності КУ 2ГМ4-1, 3 /12-250 є:

- руйнування, передчасний знос поршневих ущільнювальних кілець III ступені (18%), IV ступені (17%), II ступені (15%) і I ступені (12%);
- знос елементів сальника (10%);
- задери, передчасне знос і руйнування гільз II ступені (9%), I і III ступеней (8%).

Відмови зумовлені, в основному, конструкційно-виробничими причинами і зберігаються під час всього періоду, що досліджувався.

Таким чином, аналіз показників надійності КУ, що експлуатуються у Україні дозволяє зробити такі висновки:

- жодний тип КУ не має високого рівня експлуатаційної надійності;
- серед підприємств, що експлуатують КУ одного типу відзначається істотна розбіжність рівня надійності установок, що свідчить про різний рівень експлуатації;
- збереження низького рівня ремонтпридатності КУ АГНКС на протязі тривалого періоду експлуатації зумовлено відсутністю кардинального рішення цілого комплексу питань пов'язаних з організацією і комплектацією запасними частинами, з організацією ремонту по фактичному стану.

1.2. Методи контролю і діагностики компресорних установок АГНКС

Проведений аналіз вітчизняних і зарубіжних джерел, патентні дослідження, які пов'язані з діагностикою визначив, що найбільш перспективним напрямком є моніторинг стану машинного обладнання шляхом аналізу механічних коливань [93, 80, 62, 86, 73, 103, 46, 1].

Щодо двигунів внутрішнього згорання, відомі дослідження з метою розробки:

- методів і пристроїв для виявлення зносу поршня і циліндру (Японія) [46];
- спосіб і прилад для виявлення наявності або відсутності поршневого кільця на поршні у циліндрі ДВС (США) [73];
- визначення робочого стану кінематичних пар поршень-циліндр (Німеччина) [103];
- пристрій для контролю зазорів у клапанному механізмі і інших вузлах (Німеччина).

В вітчизняній практиці застосовуються пристрої діагностування задира пари “поршень – втулка” циліндру ДВС по параметрах вібрації, а також визначення зазорів між гільзою циліндру і поршнем. Проте зв'язок між характеристиками сигналу і параметрами технічного стану не однозначний.

Розкид значень характеристик перевищує їх зміну при зміні параметра стану від мінімального до максимального значення.

В вітчизняних і зарубіжних публікаціях останніх років у основному сформульовані загальні вимоги, котрим повинна відповідати система діагностування великих поршневих компресорів.

Діагностування КУ АГНКС знаходиться у стадії становлення.

Слід відзначити, що при становленні будь-якої галузі виробник стурбований випуском обладнання. На жаль, на цій стадії його мало цікавить що трапиться з обладнанням після вводу його в експлуатацію. КУ АГНКС не є виключенням [93].

У теперішній час для КУ АГНКС залишилось правило здійснювати профілактичне обслуговування на основі заданих інтервалів часу, системи планово-попереджувальних ремонтів (ППР). Згідно з виробничими планами і по закінченню визначеної тривалістю експлуатації, хоч кожна зупинка КУ здійснюється зовсім несподівано і експлуатаційний персонал не може надати ніякого впливу на відмову установки [80, 62, 86, 73].

Існуюче становище ППР не враховує проведення ремонтів залежно від фактичного стану КУ АГНКС з урахуванням технічної і економічної доцільності.

Цей перехід можливий тільки на основі розвиненої методології і технічних засобів, що забезпечують діагностування КУ. Це якісно новий етап у розвитку і удосконаленні форм і методів технічного сервісу. Суть цих методів заключається в тому, що вони дозволяють з високою точністю і надійністю оцінити технічний стан машин, вчасно провести ряд необхідних заходів по ремонту для того, щоб не допустити несподіваного виходу обладнання з ладу.

Серед методів технічної діагностики одержали розповсюдження параметричні методи діагностування [10, 11, 12], віброакустичні [24, 3, 4, 64, 5], трибодіагностичні [29], інтроскопія, радіохвильове діагностування,

рентгенографічних, радіоактивних ізотопів, ультразвуковий і т. ін. [40, 92, 94, 87, 75, 76, 47].

Перспективність методів і засобів вібраційної діагностики у газовій галузі відображена у оглядах по діагностиці: досліджені теоретичні питання створення методів вібродіагностики; визначені вимоги до технічного забезпечення засобів вимірювання; розглянуті принципи побудови сучасної вібровимірювальної апаратури; розглянуті організаційні і методичні принципи розвитку діагностування; розроблені регламенти вимірювань для діагностування ГПА; розглянуті математичні і фізичні основи побудови моделей і алгоритмів діагностування і прогнозування технічного стану, розглянуті питання вібраційної надійності; дана економічна оцінка ефективності впровадження систем діагностики [60, 8, 104, 99, 100, 32, 18, 91, 84, 101, 77, 82, 83, 88, 95, 97, 89, 85, 22, 42, 102, 105, 43, 48, 7, 45, 55, 74, 50, 51, 38].

У теперішній час на компресорних станціях (КС), експлуатується ряд діагностичних систем, впровадження яких дало позитивні результати [6, 4].

Більшість вітчизняних і зарубіжних дослідників прийшли до висновку, що вивчення часток зносу у системі мастила, їх хімічного складу, кількості, розмірів і форм у процесі напрацювання є на даному етапі єдиним способом визначення механізму зносу і його інтенсивності, що дозволяє оцінити поточний технічний стан і прогнозувати залишковий ресурс окремого вузла тертя і всього агрегату у цілому.

Аналіз хімічного складу часток зносу дає можливість встановити матеріал зношеної деталі. Розмір часток і особливо параметри їх розподілу характеризують інтенсивність зносу, а форма допомагає ідентифікувати механізм або причину зносу [40].

Як показав практичний досвід, вимогам трибодіагностики найкращим чином відповідають:

- плазмово-емісійний спектральний аналіз (ЕСА) хімічного складу часток зносу (переваги - універсальність, чутливість, точність);

- фєрографія прямого зчитування і аналітична фєрограма, як метод оперативної трибодіагностики для вимірювання часток зносу по розмірах (від 5 до 100 мкм);

- автоматичні магнітні пробки для наявності великих металевих часток (більш ніж 50 мкм), котрі є результатом стомленого зруйнування або викришування поверхонь тертя.

Засобами діагностування є квантометри типу МФС-5 або МФС-7 (ЛОМО), JV-48 ("Комер", Франція); автоматичні системи аналізу зображення часток зносу типу СВІТ (ИКИ АН СРСР) або "Мажієкан-2 (Англія), " Лейтц " (НДР) для автоматичної класифікації, комплект приладів для експрес-аналізу фізико-хімічних властивостей мастила; ЕОМ для створення банку даних по відмовах ГПА.

Проте методи трибодіагностики для ГПА мають свої вади і труднощі: складність одержання однорідної проби мастила, трудомісткість процесів відбору, підготовки і дослідження проб мастила; значний вплив витікань, доливання мастила на результати діагностування; складність і висока вартість сучасних установок.

У всьому різноманітті спеціальних методів і засобів контролю технічного стану ГПА широко використовується візуальний контроль, котрий є найбільш допустимим і простим методом.

Візуальний контроль передбачає застосування як найпростіших оптичних засобів - плоских і сферичних дзеркал, луп , так і більш складних приладів - плоско оптичних і бінокулярних луп, ендоскопів, телеендоскопів і ін [8].

Ці прилади дозволяють здійснювати контроль, діагностику технічного стану елементів агрегатів і іншого обладнання.

В експлуатаційних умовах ГПА вітчизняного і зарубіжного виробництва

обладнані різної апаратурою, яка дозволяє вимірювати значення параметрів і процесів, що характеризують технічний стан основних вузлів. Так, у ДП "Оргенергогаз" розроблена і експлуатується система контролю вібрації ГТУ "Вібрин", система вібраційного захисту і контролю "Віза". В дослідно-промисловій системі технічної діагностики використовується розроблений у ІТЦ "Оргтехдіагностика" прилад СВДК-1.

Імпортні ГПА типу ГТК-10І укомплектовані системою захисту від вібрації нагнітачів і турбокомпресора фірми "BENTLI NEVADA". Дана система призначена для захисту нагнітачів від надмірної вібрації і осьового зсуву, здійснює контроль за вібрацією підшипникових нагнітачів у двох площинах і осьового зсуву ротора. Система захисту турбокомпресора містить контроль температури, швидкості обертання, вібраційних параметрів і інших.

Агрегати ГТК-25І укомплектовані апаратурою фірми Шенк "Віброконтроль-2000" - це сучасна і потужна система для проведення вимірювань і контролю:

- відносних коливань валів;
- відносних усунень валів і абсолютних коливань опор;
- відносної деформації валів;
- абсолютної деформації корпусу;
- числа обертів;
- температури і інших параметрів.

Вітчизняні ГПА типу ГТН-25 обладнані установкою централізованого контролю і управління А-705-15-01, що передбачає вимірювання значного числа параметрів: температури, тиску, і інших.

До складу установки входять:

- комплекс перетворювачів з сигналізаторами "Турбіна";
- прилад контролю факелу "Полум'я";
- прилад регулюючий РП2-У3;

- контрольна-сигнальна апаратура КСА-15;
- тракт контролю вібрації ВВК-331.

Розроблена апаратура КСА-15 і ВВК-331 має серйозні не доопрацювання і не задовольняє вимогам вібродіагностування. Частина цих не доопрацювань є і в апаратурі ВВМ-337. Методики і засоби діагностування і контролю ГТН-25 знаходяться у стадії науково-дослідних розробок [10].

Наприклад, у об'єднанні "Спектр" (Україна), розробляється багатоканальна автоматизована апаратура вібраційного контролю і захисту типу ВСВ-350. Ця апаратура має віброаналізатор, і буде мати можливість прогнозування технічного стану.

Кращими з зарубіжних способів за техніко-економічними показниками є "Системи захисту від вібрації" фірми "Бентлі Невада" (США), "Контрольний пристрій 2505" і система 3540 фірми "Брюль і К'єр" (Данія), "Віброконтроль-2000 фірми" Карл Шенк" , багатоканальні вимірювальні системи фірми "Рейтингер" , фірми "Філіпс" (Голландія). Фірмою "Брюль і К'єр" розроблена система 3540 (COMPASS), обладнана обчислювальною технікою, яка прогнозує, аналізує і контролює.

Система (COMPASS) може здійснювати моніторинг, що дозволяє виконати численні операції і значно понизити фінансові витрати.

Відомий також ряд методів діагностики, що розроблені для конкретних машин [38, 30, 31, 33, 34, 35, 36, 37, 39].

Проведений аналіз показує, що для кожної конкретної конструкції КУ і умов експлуатації мають бути визначені свої діагностичні параметри віброконтролю, за допомогою котрих можна визначити його технічний стан.

Актуальною проблемою є створення методів і апаратури за допомогою, за допомогою яких можна було б вчасно зупинити агрегат у початковій стадії руйнування його вузлів. Другою важливою проблемою є виявлення на

на усунення несправностей у КУ АГНКС.

Найбільш перспективним напрямком є моніторинг обладнання шляхом аналізу механічних коливань [71, 44]. Системи моніторингу здатні давати попереджувальну інформацію на початкових стадіях виникнення несправностей. Отже, такі системи можуть попередити аварії з катастрофічними наслідками, зменшити змушені перерви у роботі, вартість витрат по техобслуговуванню, збільшити строк служби КУ.

1.3. Основні вимоги до систем технічного обслуговування і діагностування КУ АГНКС

Основний зміст технічного обслуговування (ТО) - підтримувати у постійній готовності до використання КУ, забезпечувати її високу ефективність процесу експлуатації. Однією з прогресивних тенденцій у сфері ТО є розвиток і удосконалення матеріально-технічної бази, і насамперед, використання спеціалізованого обладнання для діагностики. Без швидкої і об'єктивної оцінки технічного стану обладнання КУ неможливо її якісне ТО.

В Україні передбачається створити мережу районних технічних центрів сервісного обслуговування АГНКС. Основною вимогою до районних технічних центрів є якісне виконання функцій:

- організація поточного спостереження за обладнанням, що знаходиться у експлуатації, діагностування, профілактичний огляд, консультації;
- організація обліку ремонтних робіт, аналізу дефектів, що повторюються, продуктивності обладнання і, зокрема, кількості відпрацьованих годин;
- забезпечення КУ технічною документацією, включаючи інструкції по експлуатації, рекомендації по ТО і експлуатації обладнання;
- вивчення ринку збуту газу як автомобільного палива, проведення заходів по збільшенню обсягів реалізованого газу;

- вивчення ринку збуту газу як автомобільного палива, проведення заходів по збільшенню обсягів реалізованого газу;

- організація постачання запасними частинами, мастильними і іншими матеріалами КУ;

- проведення технічних обслуговувань і ремонтів обладнання КУ;

- проведення хімічного аналізу газу.

Окрім зазначених функцій районних технічних центрів, доцільно також проведення робіт по діагностиці і налагодженню обладнання, автомобілів, працюючих на газовому паливі і інших послуг.

Однією з найважливіших функцій технічних центрів є діагностування обладнання КУ, зокрема, вібраційне діагностування. Система діагностування КУ має бути орієнтована на обслуговування машин залежно від реального технічного стану. Така орієнтація пропонує найпрогресивніший метод технічного обслуговування з максимальною економією затрат на експлуатацію.

Прогресивна концепція технічного обслуговування залежно від стану машин забезпечує:

- зупинку і ремонт машин тільки при необхідності, тобто, якщо технічний стан машин цього вимагає;

- заміну деталей тільки при досягненні фази зносу;

- проведення і балансувань тільки при перевищенні допусків.

Ця концепція вимагає знання стану машини у кожен поточний момент часу. Важливі для експлуатації параметри треба досить часто вимірювати, обробляти і інтерпритувати. При цьому розглядається не тільки миттєвий стан машини, а також тенденція зміни значень, виходячи з якої розробляються прогнози, що дали можливість попередньо обчислювати моменти технічного обслуговування, що входить у оперативне планування виробництва.

Таким чином, основною вимогою до системи, що розроблюється, є орієнтація на обслуговування агрегатів в залежності від технічного стану.

- програмне забезпечення і обчислювальна техніка.

Система збору і первинної обробки даних забезпечує:

- вимірювання параметрів вібрації безпосередньо на об'єкті і її індикацію;
- обчислення вібраційних спектрів і їх індикацію;
- запам'ятання і зберігання результатів вимірювань з подальшою їх передачею у комп'ютер для ведення бази даних;
- попередня обробка вимірюваних даних, наприклад, виявлення за допомогою спеціальних програм дефектів окремих вузлів агрегату безпосередньо у процесі збору інформації;
- визначення точок і процесів вимірювання, складання послідовності вимірювань, введення послідовності вимірювань у систему збору даних, що забезпечується набором змінних програм пристроїв.

Програмне забезпечення електронно-обчислювальної машини забезпечує:

- введення помічених даних з системи збору даних;
- зберігання введених даних у архіві;
- забезпечення індикації вібраційного стану;
- видача результатів діагностування вузлів агрегатів;
- прогнозування очікуваних вібраційних характеристик;
- прогнозування очікуваних строків проведення ремонтів.

Для документування результатів роботи передбачається можливість друку документів, обсягів і строків проведення необхідних ТО і ремонтів, а також матеріалів, що необхідні для цього.

1.4 Задачі досліджень

Аналіз літератури і патентів, щодо показників надійності, руйнувань вузлів КУ дає підставу вважати, що визначення вузлів КУ, які мають дефекти на ранніх стадіях, найефективніше відбувається методами вібраційної діагностики.

ніх стадіях, найефективніше відбувається методами вібраційної діагностики.

Проте конкретні конструктивні опрацювання з віброконтролю і вібродіагностики технічного стану основних вузлів КУ відсутні. Окремі пропозиції можуть служити тільки основою для створення перспективних методів і апаратних засобів.

Основні труднощі при рішенні цієї проблеми укладаються при необхідності вивчення процесів виникнення і розповсюдження вібросигналів у їх сукупності з урахуванням конструктивних особливостей КУ АГНКС. У зв'язку з цим виникає необхідність у проведенні теоретичних і експериментальних досліджень для аналізу процесів у КУ при дефектному стані його вузлів. Результати таких досліджень дають можливість виявити параметри, що характеризують працездатність основних вузлів, створити методи і апаратні засоби для віброконтролю і вібродіагностики КУ АГНКС. Це обґрунтовує постановку наступних задач дослідження:

- теоретичний аналіз взаємодії конструктивних елементів основних вузлів КУ і факторів, що викликають їх вібрацію;
- теоретичний аналіз змін характеристик вібраційних сигналів КУ при дефектному стані його окремих вузлів;
- експериментальні дослідження віброактивності КУ;
- аналіз залежностей між технічним станом окремих вузлів агрегатів і параметрами вібрації. Вибір найбільш інформативних для контролю і діагностики вібраційних характеристик;
- розробка методик і пристроїв для віброконтролю і вібродіагностики КУ;
- практичне застосування методів і апаратних засобів віброконтролю і вібродіагностики в умовах експлуатації на АГНКС.

Розділ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ, ЩО ВИЗНАЧАЮТЬ ВІБРОАКТИВНІСТЬ КОМПРЕСОРНИХ УСТАНОВОК

2.1. Конструктивні особливості компресорних установок

Компресор відноситься до типу поршневих машин, має опозитне розташування циліндрів.

Компресор складається з бази і двох горизонтально розташованих циліндрів: I-III ступеней (діаметральна щілина 0,3...0,463 мм, максимальна -0,7 мм і 0,2..0,354 мм, max. 0,5 мм) і II-IV ступеней (діаметральна щілина 0,2..0,354 мм, max. 0,5 мм і 0,1..0,19 мм, max. - 0,35). Привід компресора здійснюється двох швидкісним електродвигуном, ротор якого насаджений на колінчатий вал компресора. База являє собою раму (оброблену чавунну відливку), у якій монтуються вузли механізму руху і системи мастила: колінчатий вал, крейцкопф, шатун, блок мастила, маслопровід.

Вал має два кривошипа, призначених для установки шатунів, і опирається на два роликотідшипника 3528 ДСТ 5721-75. Крейцкопф з'єднується з штоком, що дозволяє регулювати щілину між торцями поршня і циліндра у крайніх положеннях. Шатун має кривошипну голівку з кришкою і нерозривну крейцкопфну голівку. Роз'ємні вкладиші кривошипної голівки мають антифрикційний шар з алюмінієвого сплаву (припустима щілина 0,11-0,21 мм, max. - 0,3 мм). В крейцкопфну голівку запресована бронзова втулка.

В циліндрах здійснюється процес стиснення газу I і II ступені мають зрівнювальні порожнини (простір між поршнями I-III і II-IV ступеней), що з'єднуються з всмоктуванням I ступені. Причому, зрівнювальна порожнина I сту-

пені з'єднується внутрішнім клапаном, а II ступені - через зовнішню перепуск-ну трубу з фланцем.

В розточках циліндрів 1-ї і 2-ї ступені встановлені клапани: всмоктувальні і нагнітальні. Циліндри III і IV ступеней мають комбіновані клапани.

Поршні укомплектовані поршневыми кільцями (1, 2, 3 ступеней) з одним розрізом, 4 ступені з двох півкілець. Матеріал кілець - легований чавун з механічними властивостями і структурою згідно з ДСТ 9515-81.

Останнім часом вводяться до експлуатації компресори з модернізованими блоками циліндрів, котрі постачаються повністю зібраними, випробуваними і відцентрованими. Поршневі групи зібрані з кільцями з капролона, фторопласту 4Ф-К20 або флубону.

Стиснення природного газу компресорною установкою 2ГМ4-1.3/12-250 здійснюється у чотири ступені. Після кожної ступені газ направляється у холодильники.

В табл. 2. 1 приведений перелік матеріалів основних деталей компресора.

Таблиця 2. 1

Перелік матеріалів основних деталей компресора 2ГМ4-1, 3 /12-250

Назва деталей	Матеріал
Циліндр I ст.	С 4 20 ГОСТ 1412-79
Циліндр III ст.	С 4 20 ГОСТ 1412-79
Циліндр II ст.	С 4 30 ГОСТ 1412-79
Циліндр IV ст.	С 4 20 ГОСТ 1412-79
Поршень I, II, III ст.	сталь 35 ГОСТ 1050-74
Поршень IV ст.	сталь 45 ГОСТ 1050-74
Колінчастий вал	сталь 45 ГОСТ 1050-74
Шатун	сталь 45 ГОСТ 1050-74
Вкладки тонкостінні	смуга біметалева, сталь-сплав САМ ТУ 48-21-83-72
Підшипник верхньої голівки шатуна	бронза ОФ-10-1 ЦМТУ 669-47
Крейцкопф	С 4 20 ГОСТ 1412-79 модиф. ферробром

Компресорна установка має такі робочі характеристики:

- температура газу на вході (°C)	-5, ... ,+30;
- тиск газу на вході (МПа)	0.6, .. 1.2;
- тиск нагнітання (МПа)	25. 0;
- продуктивність за умовами всмоктування (м ³ /с)	0. 01085, ..., 0. 05;
- потужність на валу (кВт).	125;
- загальна маса установки (кг).	5800;
- хід поршнів 1, 2, 3, 4 ступеней (мм)	150.0;
- діаметр циліндра 1 ступені (мм)	165. 0;
- діаметр циліндра 2 ступені (мм)	100. 0;
- діаметр циліндра 3 ступені (мм)	58. 0;
- діаметр циліндра 4 ступені (мм)	42.0;
- ефективний тиск після 1 ступені (МПа)	2.9, ..., 3.6;
- ефективний тиск після 2 ступені (МПа)	6.5, ..., 7.6;
- ефективний тиск після 3 ступені (МПа)	12.4, .. 14.4;
- ефективний тиск після 4 ступені (МПа)	25.0.

Робочі характеристики визначають динамічну взаємодію конструктивних елементів КУ, котрі визначають віброактивність. Стиснення природного газу здійснюється згідно кінематичної схеми, яка наведена на рис. 2. 1. Електро-двигун обертає колінчастий вал. За допомогою кривошипно-шатунного механізму приводяться у рух поршні всіх ступеней. Реакція тиску стислого газу визначається термодинамічними процесами у циліндрах, котрі описуються у розділі 2.2. Вібраційні процеси є наслідком динамічних взаємодій конструктивних елементів КУ.

2.2 Термодинамічні процеси стиснення газу в циліндрах компресорних установок

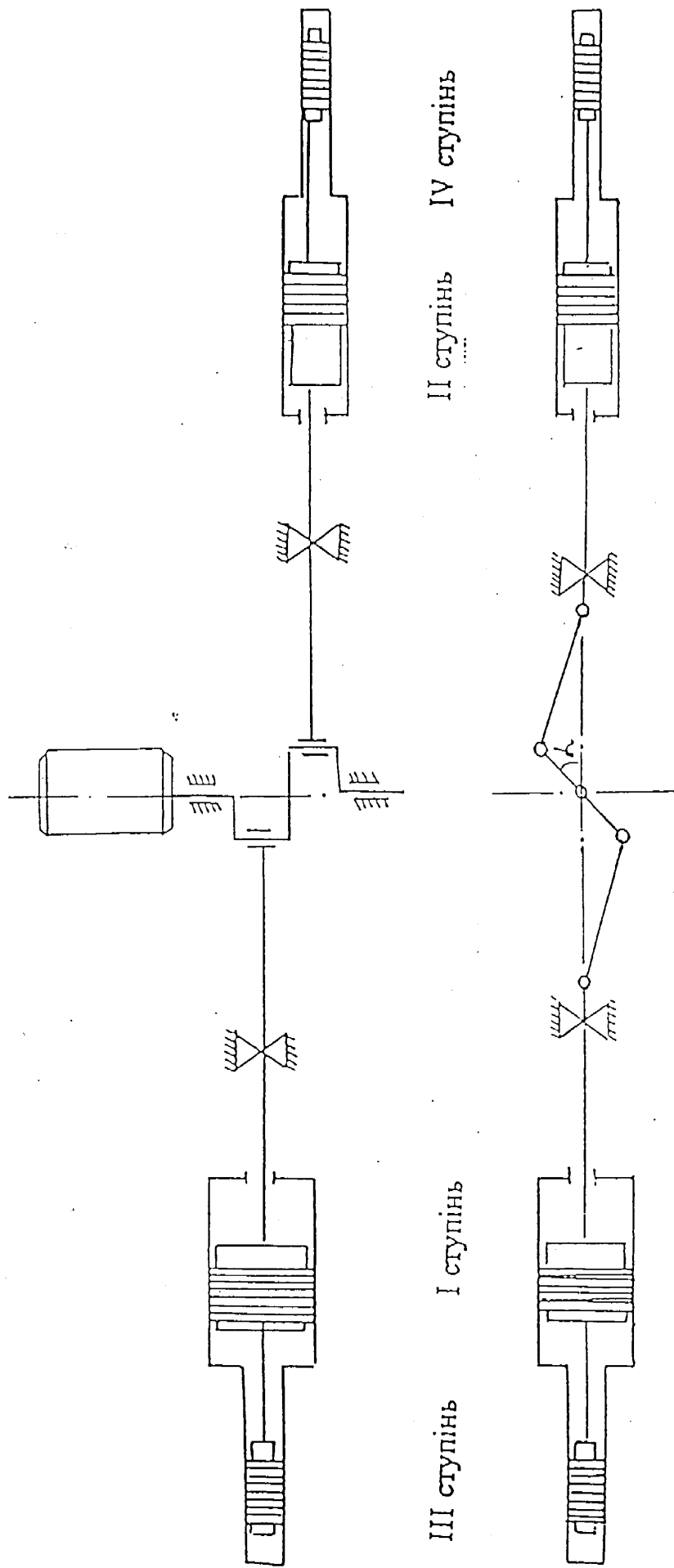


Рис. 2.1. Кінематична схема компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250

Процес стиснення у кожній ступені починається з заповнення порожнини циліндру газом, що має температуру і тиск після стиснення у попередній ступені і охолодження. Зміна об'єму у порожнині циліндру, залежно від кута повороту колінчастого валу, визначається за допомогою кінематичної схеми наведеної на рис. 2.1 і дорівнює:

$$V_u(\alpha) = S_u [r - L + r \cos \alpha + (L^2 - r \sin^2 \alpha)^{0.5}] \quad (2.1)$$

де, r - радіус кривошипа;

L - довжина шатуна;

α - кут повороту колінчастого валу;

S_u - площа поперечного перерізу циліндра.

Потік газу з циліндру у ресивері, залежно від кута повороту колінчастого валу, визначається формулою [14]:

$$m_\alpha = K \left(\frac{P(\alpha) - P_2}{\Delta_B T_{CP} Z_{CP}} \right)^{0.5} \quad (2.2)$$

де, $P(\alpha)$ - тиск газу у циліндрі залежно від кута повороту колінчастого валу;

P_2 - тиск газу у ресивері;

Δ_B - відносна щільність газу до повітря;

T_{CP} , Z_{CP} - відповідно середня температура і середній коефіцієнт стисливості газу;

K - коефіцієнт, що визначається площею перерізу, довжиною і гідравлічним опором трубопроводу.

Термодинамічний процес стиснення описується рівнянням [72]:

$$V^n P = const, \quad (2.3)$$

де, P і V - відповідно, тиск і об'єм одного кілограма газу у циліндрі залежно від кута повороту колінчастого валу;

n - показник політропи. Показник політропи може бути визначений за допомогою формули [20]:

$$n = (\ln \frac{P_2}{P_1}) / (\ln \frac{P_2 T_1 Z_1}{P_1 T_2 Z_2}), \quad (2.4)$$

де, $P_1, P_2, T_1, T_2, Z_1, Z_2$, - відповідно, тиски, температури і коефіцієнти стисливості газу до стиснення і після стиснення.

Значення константи у формулі (2.3) визначається формулою:

$$const = V_2^n P^2$$

Рівняння для визначення тиску у циліндрі залежно від кута повороту колінчастого валу можна записати з умови рівності мас газу, який виходить з циліндра, і газу, що перетікає:

$$\frac{d}{dt} [V(\alpha) \rho(\alpha)] = m_\alpha(\alpha) \quad (2.5)$$

де, $\rho(\alpha)$ - густина газу у циліндрі.

Використовуючи (2.1, .. 2.4) а також рівняння стану:

$$P V = Z R T \quad (2.6)$$

рівняння (2.5) прийме вигляд:

$$\frac{dP}{d\alpha} = f(P, \alpha), \quad (2.7)$$

$$\text{де, } f(P, \alpha) = \frac{n}{V_n} \left[-P(r \sin \alpha + \frac{r^2 \sin \alpha \cos \alpha}{(L - r^2 \sin^2)}) + \frac{K}{\omega} \left(\frac{|P - P_2| |P_1 + P|^{1/n} R}{4\Delta_B} \right)^{0.5} \right]$$

ω - кутова швидкість колінчастого валу.

Шляхом розв'язку рівняння (2. 6) при початковій умові $P=P_1$ при ($\alpha = 0$) методом Рунге-Кутта за допомогою стандартної програми визначається тиск у циліндрі залежно від кута повороту колінчастого валу.

Використовуючи тиск газу $P=P(\alpha)$, визначається реакція газу на поршень, залежно від кута повороту колінчастого валу.

За допомогою викладеного алгоритму розраховані реакції газу на поршень для чотирьох ступеней компресора, залежно від кута повороту колінчастого валу. Результати розрахунків приведені на рис. 2.2 і 2.3. Результати

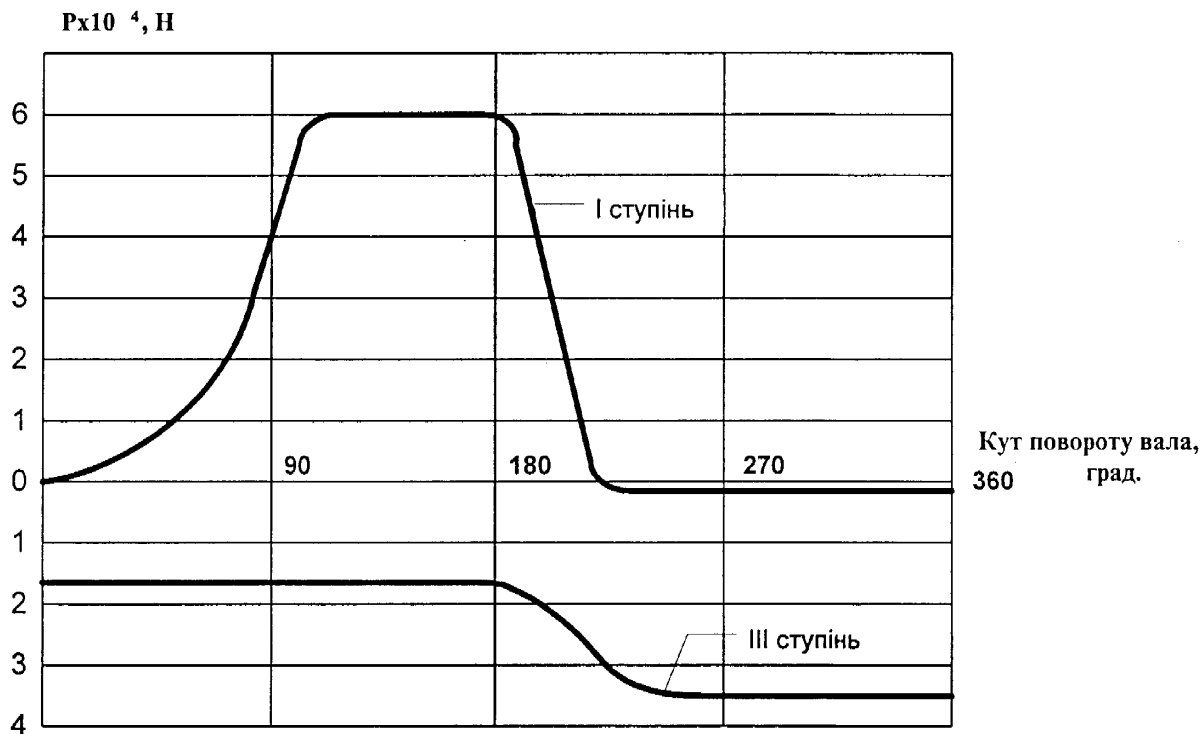


Рис.2.2 Реакція газів на поршні I-III ступені компресорної установки

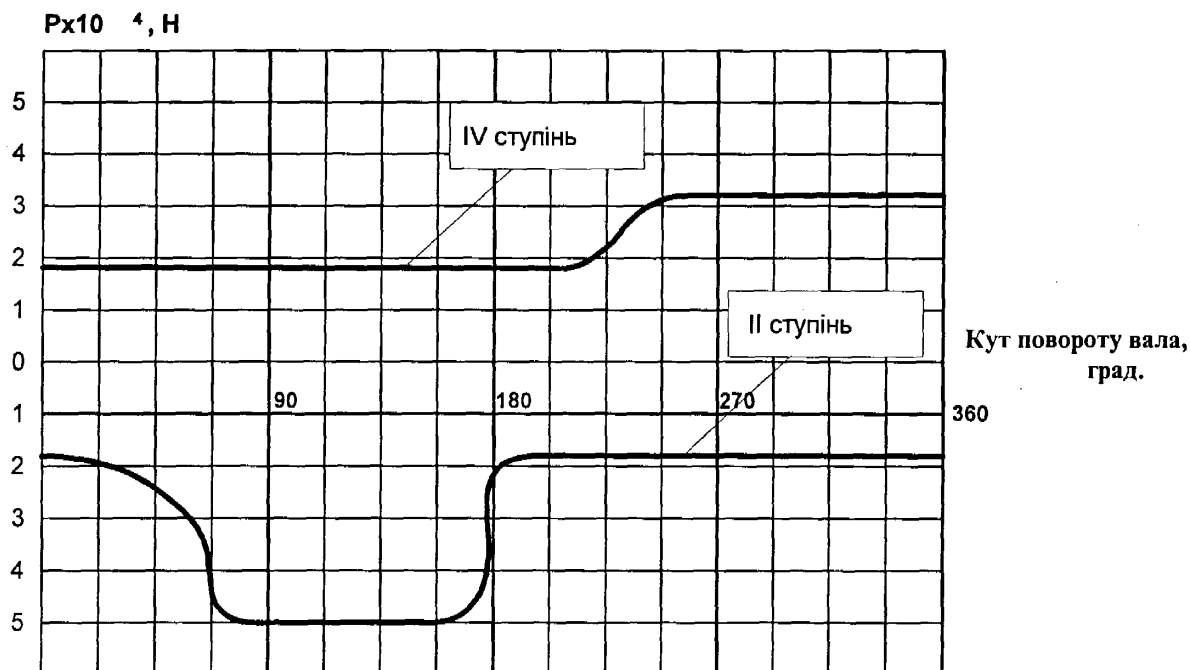


Рис.2.3 Реакція газів на поршні II-IV ступені компресорної установки
2ГМ4-1,3/12-250

розрахунків реакцій газу на поршень будуть використані для дослідження динамічної взаємодії конструктивних елементів КУ і джерел коливань і вібрації.

2.3 Динаміка взаємодії конструктивних елементів компресорних установок

Дослідження динаміки роботи компресорних установок здійснюється з метою визначення спектральних і ударних характеристик силових взаємодій їх конструктивних елементів. Спектральні і ударні характеристики силової взаємодії необхідні для дослідження причин виникнення вібрації і виявлення зв'язків між силовими взаємодіями і вібраційними параметрами.

Величини сил, які діють на підшипникові вузли КУ визначаються тиском газу у циліндрах, силами інерції, тертя, корисного опору і особливостями кінематичної схеми кривошипно-шатунного механізму.

Розрахунок зусиль, які діють на підшипникові вузли, вироблявся згідно методики, викладеної у роботі [20]. Полярні діаграми сил, діючих на підшипники, КУ АГНКС подані на рис. 2. 4 і 2.5. Полярні діаграми дозволяють визначити значення і напрямки дії сил у будь-який момент часу для заданого положення валу.

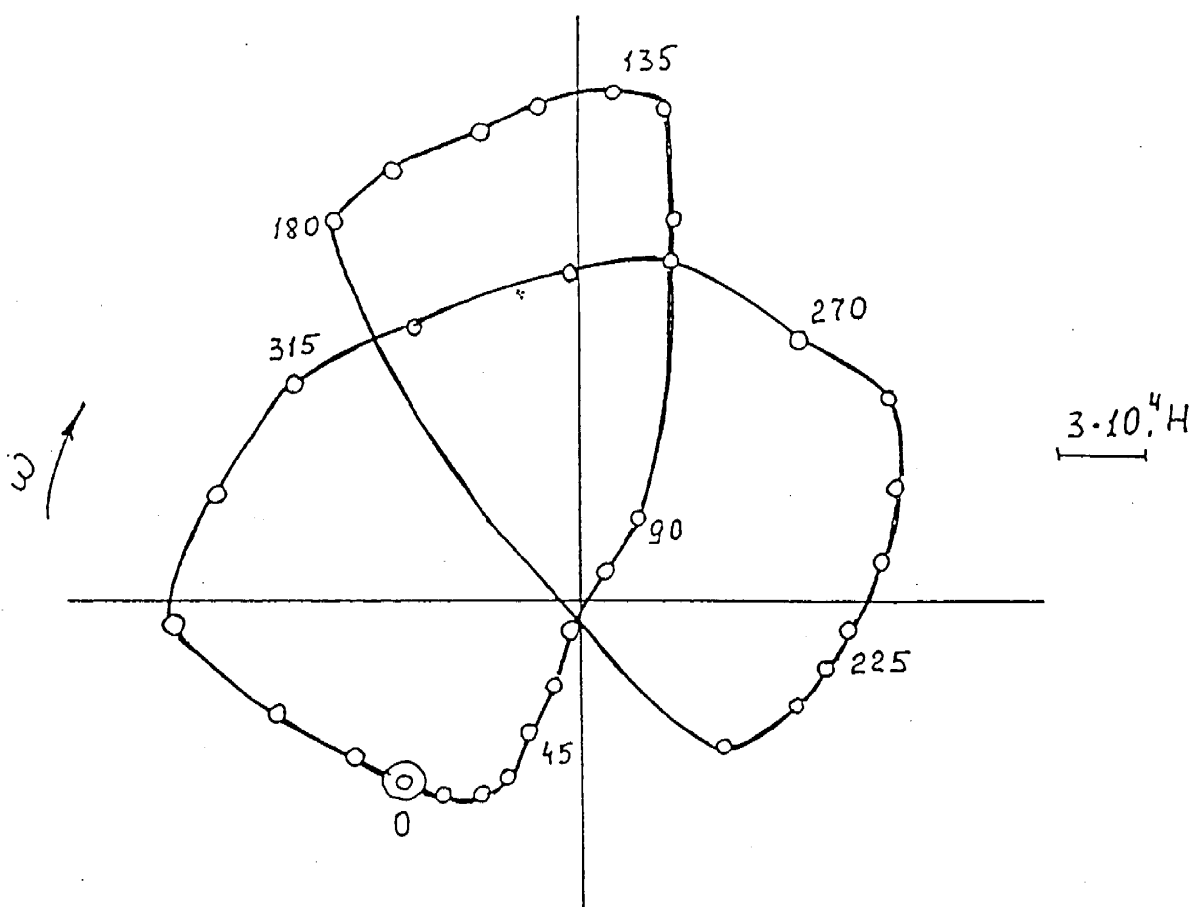


Рис.2.4 Годограф сил, які діють на шатунний підшипник I-III ступені компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250

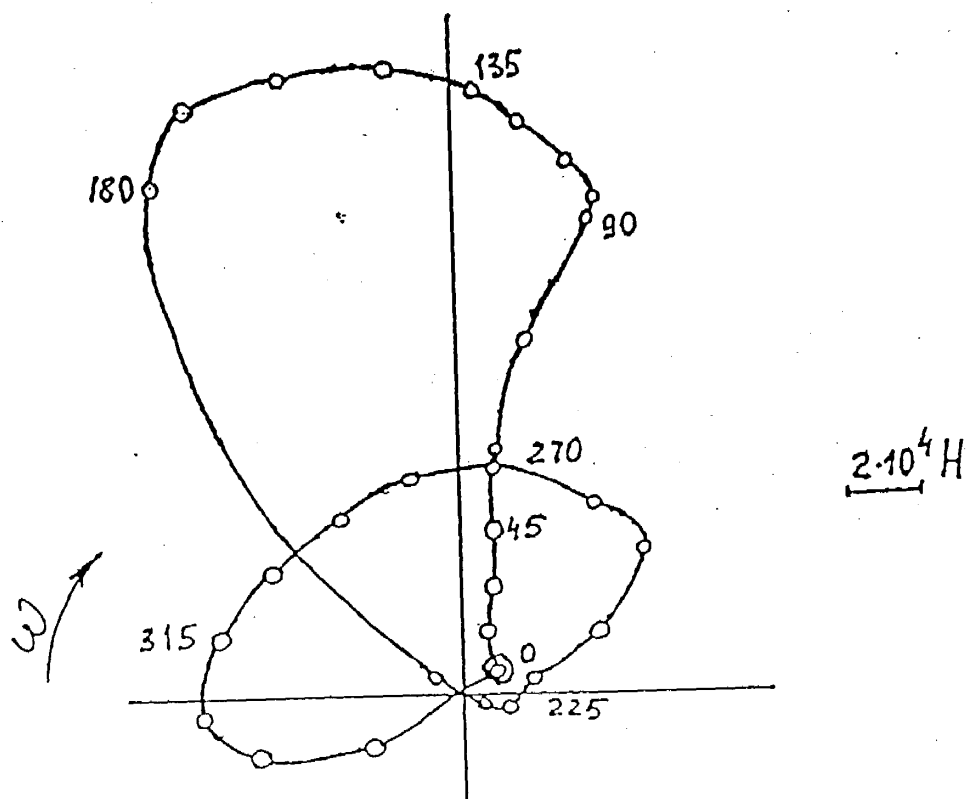


Рис.2.5 Годограф сил, які діють на шатунний підшипник II-IV ступені компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250

Для виявлення спектральних характеристик сил, діючих у поперечному і вертикальних напрямках, необхідні їх проекції F_1 і F_2 , котрі визначаються на основі полярних діаграм сил. Проекції F_1 і F_2 визначаються формулами

$$F_1 = k_1 (R_1 \cos \alpha - T_1 \sin \alpha) - k_2 (R_2 \cos \alpha + T_2 \sin \alpha), \quad (2.7)$$

$$F_2 = k_1 (R_1 \sin \alpha + T_1 \cos \alpha) - k_2 (R_2 \sin \alpha + T_2 \cos \alpha),$$

де k_1, k_2 - коефіцієнти пропорційності;

R_1, R_2, T_1, T_2 - полярні проекції сил [20].

Проекції F_1 , F_2 сил можуть бути представлені у вигляді рядів Фур'є [41]

$$F_i(t) = 0.5 A_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (A_{ik} \cos 2\pi f_k t + B_{ik} \sin 2\pi f_k t), \quad (2.8)$$

де A_k , B_k - коефіцієнти Фур'є; $f_k = k/T$

T - період обертання колінчастого валу.

Коефіцієнти Фур'є визначались інтегралами

$$A_{ik} = \frac{2}{T} \int_0^T F_i(t) \cos 2\pi f_k t dt, \quad (2.9)$$

$$B_{ik} = \frac{2}{T} \int_0^T F_i(t) \sin 2\pi f_k t dt,$$

Параметри, які характеризують амплітуди гармонік, що складають зусилля у вертикальному і поперечних напрямках з частотами f_k , записуються формулами

$$F_{1k} = \sqrt{A_{1k}^2 + B_{1k}^2}, \quad F_{2k} = \sqrt{A_{2k}^2 + B_{2k}^2} \quad (2.10)$$

Коефіцієнти Фур'є проекцій сил, які діють на підшипники, розраховані на ЕОМ.

На рис.2.6 і 2.7 наведені вертикальна та поперечна складові сил, які діють на перший корінний підшипник компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250

На рис.2.8 наведені спектральні характеристики сил, які діють на підшипники.

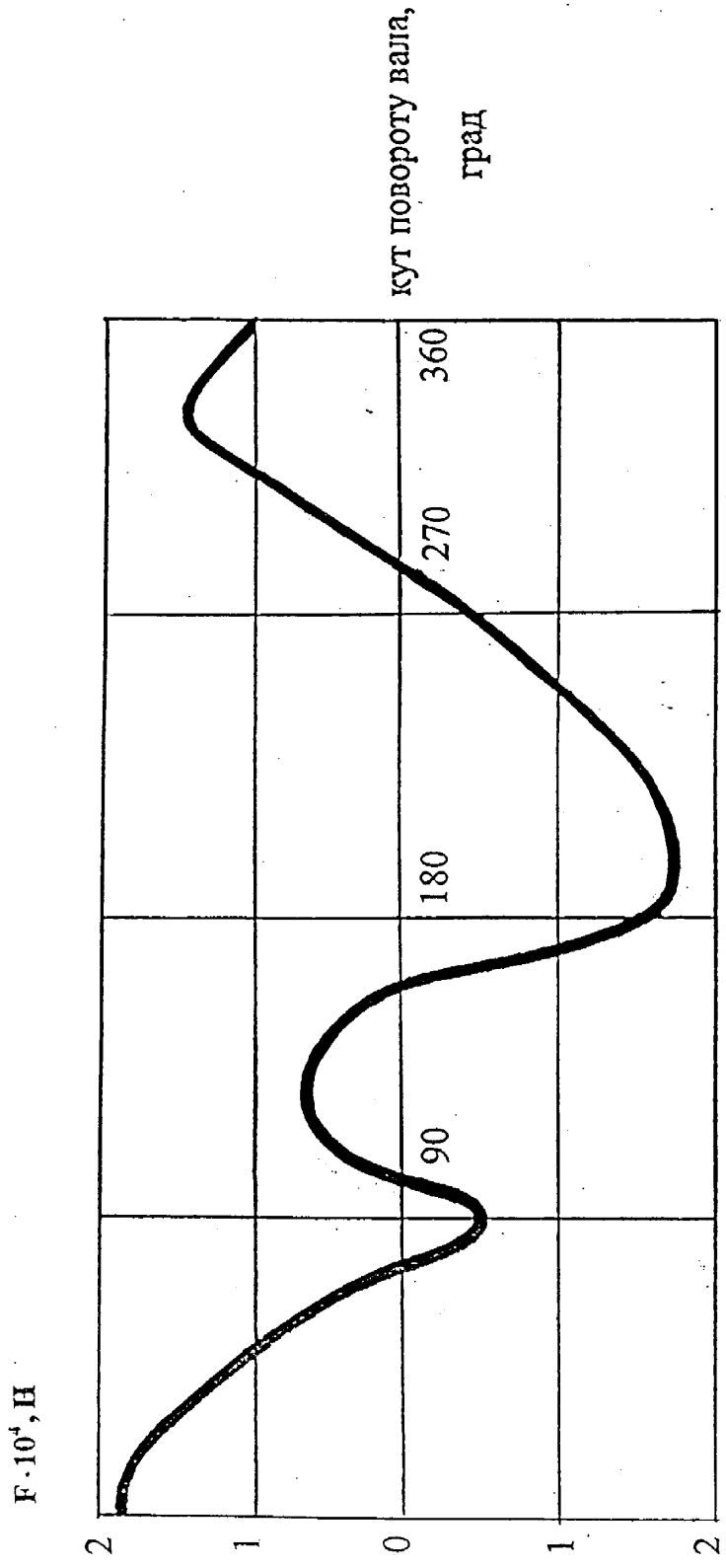


Рис. 2.6 Вертикальна складова сил, які діють на перший корінний підшипник компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250

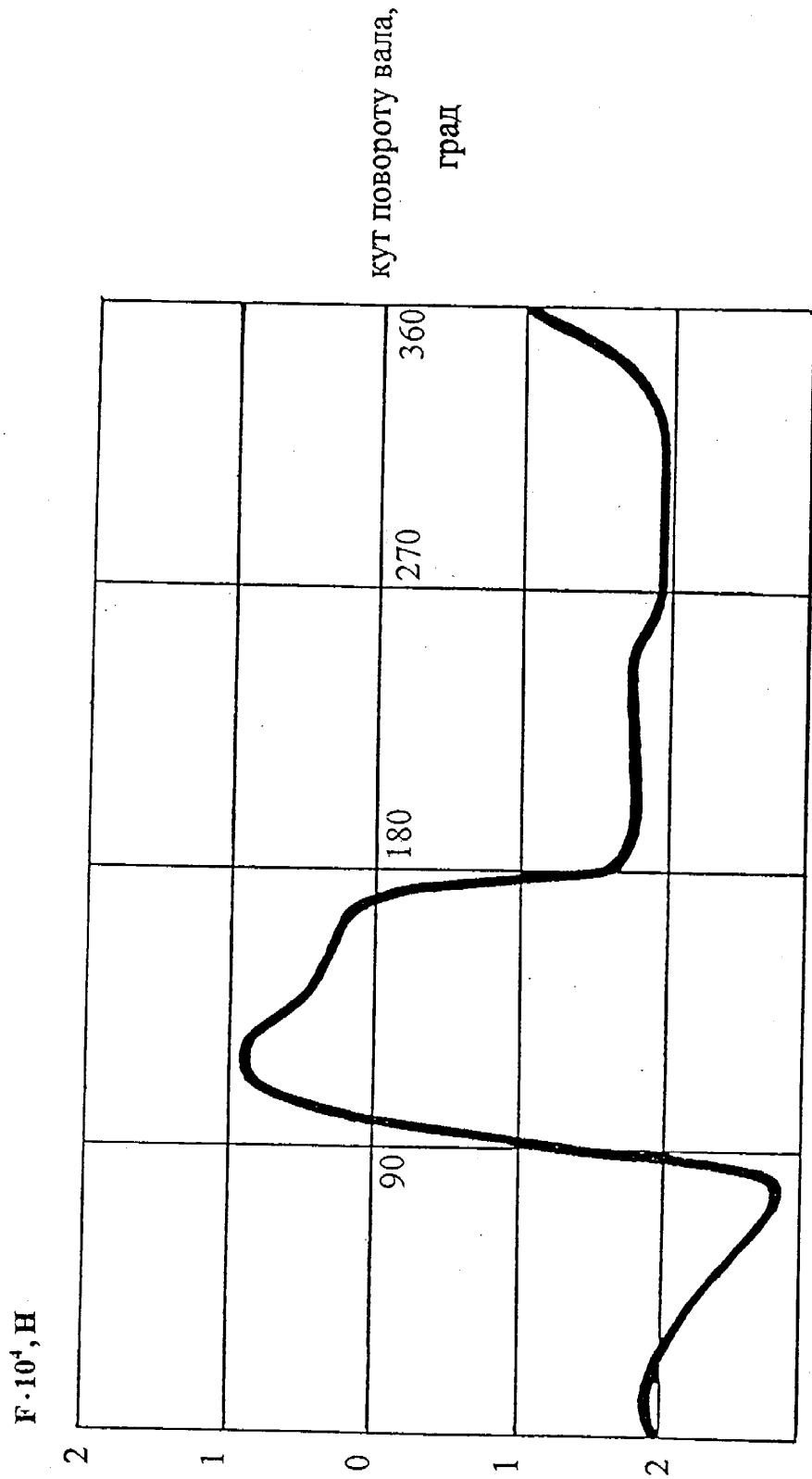
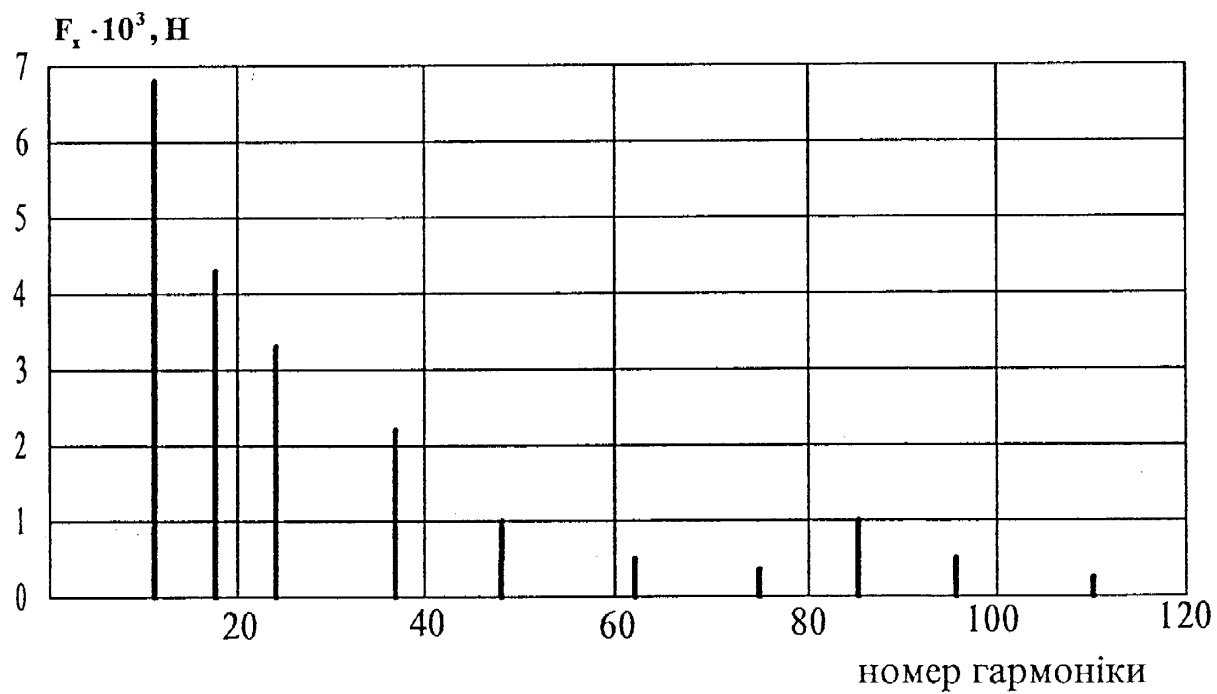
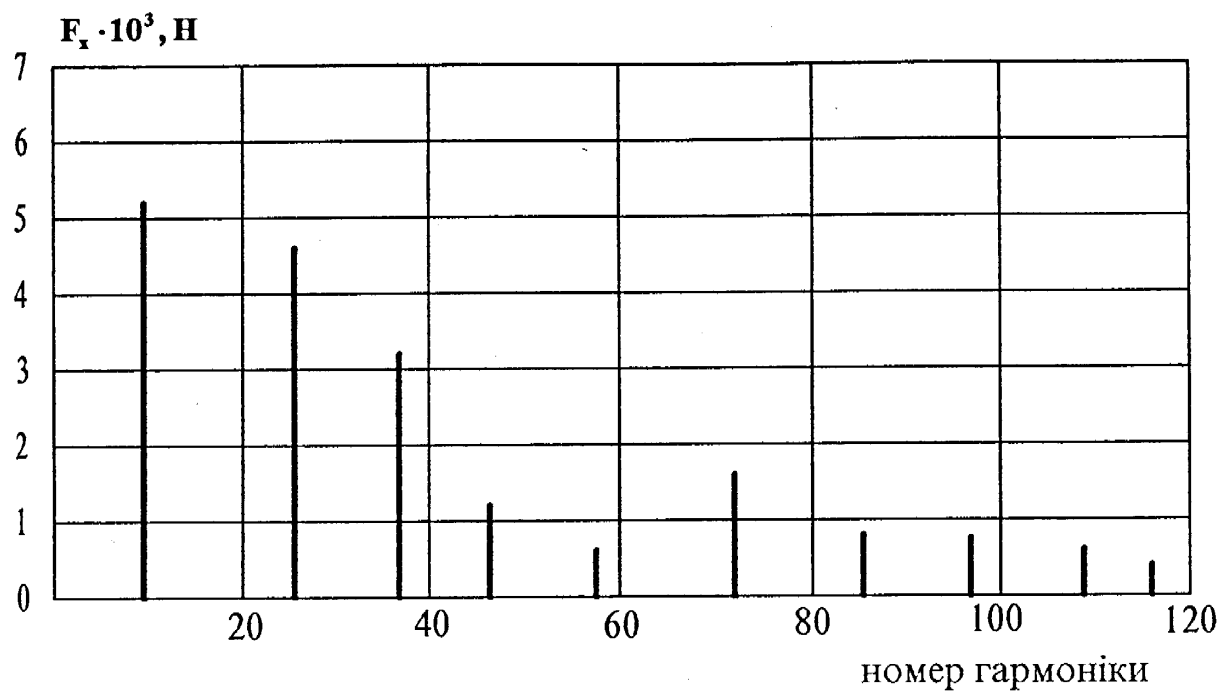


Рис. 2.7 Поперечна складова сил, які діють на першій корінній підшипник компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250



а) поперечний напрямок
 б) вертикальний напрямок

Рис.2.8 Спектральні характеристики сил, які діють на перший корінний підшипник компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250

На рис. 2.9 і 2.10 наведені значення швидкості зміни навантаження залежно від кута повороту колінчастого валу, одержані за допомогою формули

$$\frac{dF_i}{dt} = \frac{d}{dt} \sqrt{F_1^2 + F_2^2}. \quad (2.11)$$

Полярні діаграми сил і швидкостей їх змін, приведені на малюнках, ілюструють різкі зміни навантаження по величині і напрямку, по характеру схожі з поштовхами і ударами.

Так на рис. 2.10 існує два блискучо виражених максимуми швидкості зміни сил, які можуть бути причиною ударів у підшипниках і джерелами високочастотної вібрації.

Інтенсивність ударів характеризується імпульсами сил [39, 19]

$$I = \int_{t_1}^{t_2} F(t) dt, \quad (2.12)$$

де t_1 і t_2 - відповідно, початок і кінець ударного імпульсу;

$F(t)$ - значення сили за час $\Delta t = t_2 - t_1$.

Імпульси сил визначені за допомогою полярних діаграм сил і можуть досягати значень 1000..1200 Н/с.

2.4. Причини вібрації і їх ідентифікація

Дослідженням причин коливань машин і агрегатів присвячено багато робіт. Об'ємний матеріал по даних проблемах представлений в [30, 10, 11].

Віброактивність КУ визначається технологією виготовлення, технологією складання, а також, організацією експлуатації. Джерелами віброактивності є: дисбаланс ротора електродвигуна; турбулентність потоків газу; температурні деформації; перекося у кривошипно-шатунному механізмі. На практиці

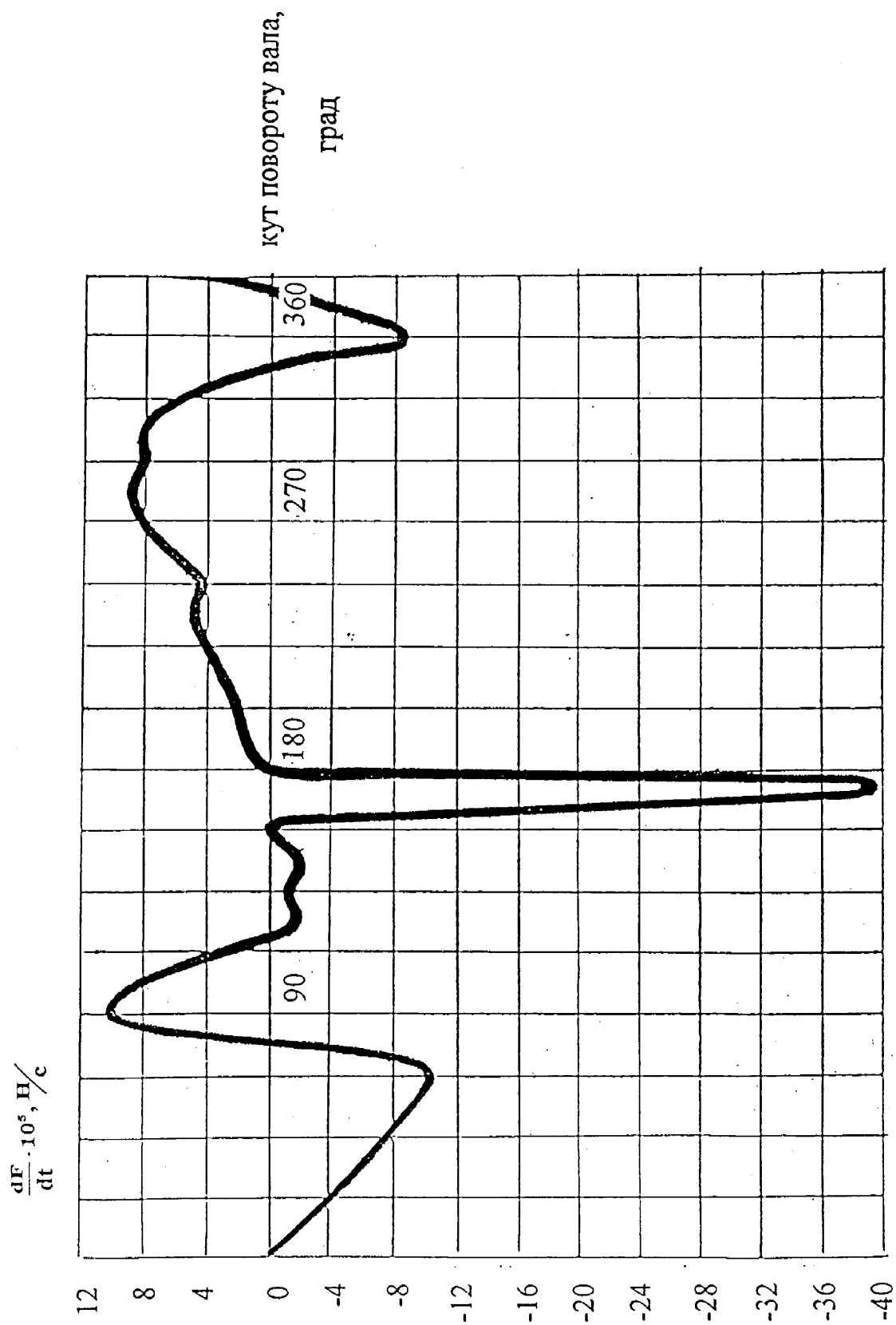


Рис. 2.9 Швидкість зміни сил, які діють на корінний підшипник компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250 у вертикальному напрямку

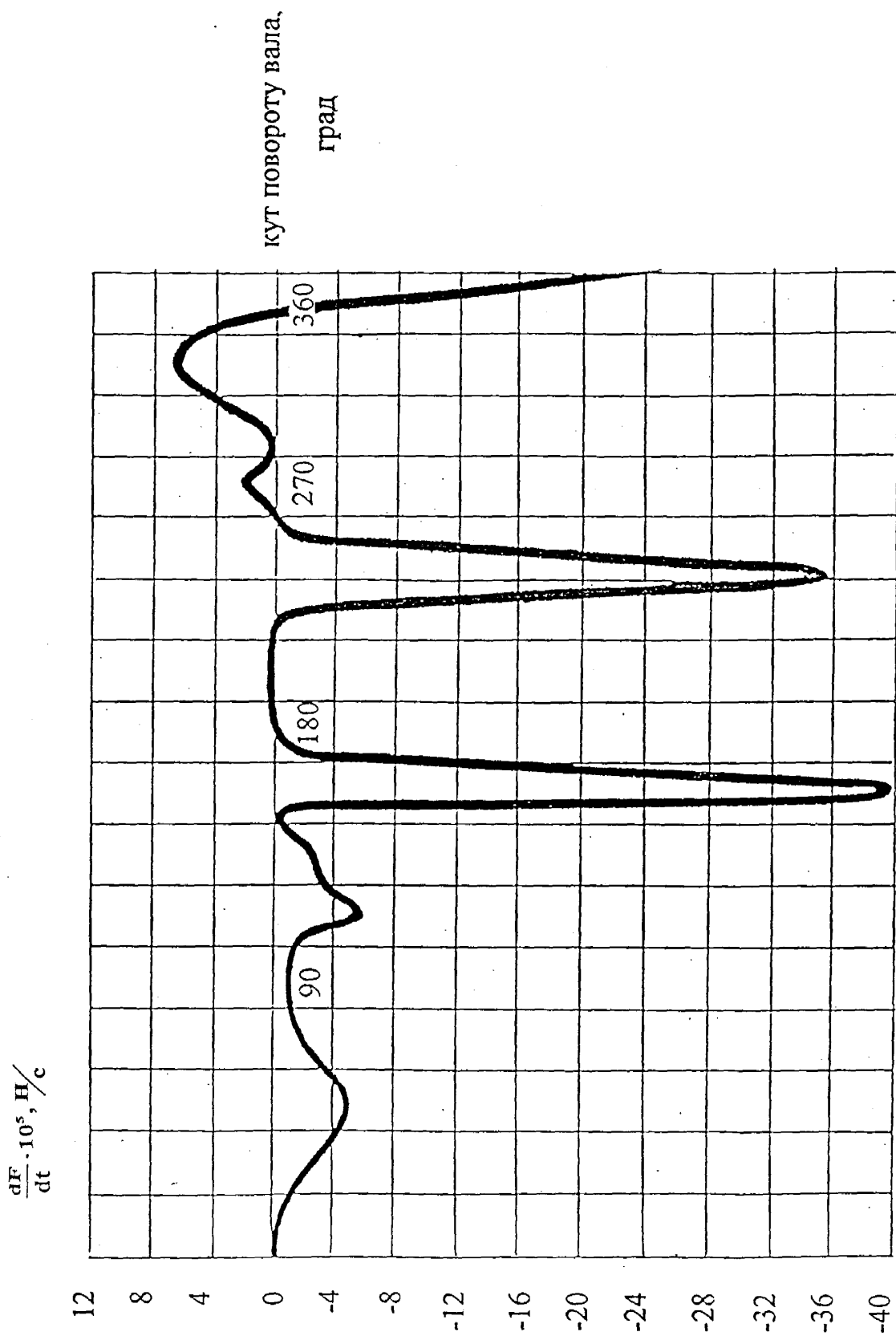


Рис. 2.10 Швидкість зміни сил, які діють на корінний підшипник компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250 у поперечному напрямку

виникають всілякі накладання коливань, викликаних різними джерелами, у результаті чого, використання традиційних методів і існуючих інформаційних даних не завжди забезпечують однозначної ідентифікації дефектів.

Розглядаючи причини коливань компресорних установок АГНКС, їх характерні ознаки і відповідні заходи для їх усунення, можливо відмітити, що однією з причин коливань є дисбаланс, котрий характеризується коливаннями з частотою обертання електродвигуна. Амплітуду даних коливань можна довести до допустимого рівня балансуванням двигуна, але повністю усунути дисбаланс практично неможливо.

Окрім дисбалансу причиною коливань КУ може бути неправильний монтаж. Під неправильним монтажем розуміється неточна щілина і биття з'єднань. Характерними тут є те, що поруч з коливаннями у радіальному напрямку виникають осьові коливання, амплітуда котрих залежить від навантаження. При цьому часто збуджуються коливання з другою, третьою і більш високими гармоніками частот обертання електродвигуна. Усунення даних коливань забезпечується центруванням вузлів кривошипно-шатунного механізму.

Важливою причиною появи коливань (але не безпосередньою) є резонанси фундаментів, трубопроводів і корпусу КУ. Проте, внаслідок резонансів, невеликі механічні коливання можуть посилюватись і досягати значень, котрі можуть бути небезпечними для машини. Таке явище може спостерігатись у тому випадку, якщо частота коливань відповідає резонансній частоті вузла машини (так, наприклад, частота обертів машини з резонансом фундаменту в деяких випадках приводить до небезпечних аварійних ситуацій). В даному випадку ці механічні коливання усуваються зміною характеристик відповідної системи конструкції "пружина-маса".

Джерелом вібрації є також тертя у циліндрах і підшипниках, а також удари у щілинах.

Зазначені причини виникнення коливань представляють тільки ті, які найбільш часто зустрічаються. Не дивлячись на те, що зазначені причини представляють тільки частину можливих причин коливань, вони охоплюють більше ніж 90 % всіх причин коливань машин. Деякі спеціалізовані методи ідентифікації джерел вібрації і діагностування вузлів будуть викладені у подальших розділах.

Технологічні можливості вібродіагностики КУ АГНКС в умовах експлуатації у значній мірі залежать від глибини досліджень по виявленню залежностей між конкретними дефектами вузлів КУ і параметрами вібрації

2.5. Основні напрямки пошуку вібродіагностичних ознак технічного стану компресорних установок АГНКС

Автомобільна газонаповнювальна компресорна станція являє собою об'єкт підвищеної пожежної небезпеки, тому проведення активних експериментальних досліджень, пов'язаних з установкою дефектних елементів і вузлів з метою пошуку вібродіагностичних ознак, має бути зведено до мінімуму, або взагалі виключено.

Основним методом для пошуку вібродіагностичних ознак стану обладнання АГНКС доцільно використати метод пасивного експерименту. Сутність методу укладається в тому, що спочатку вимірюють всі можливі параметри (спектри, часові реалізації і ін.) вібраційних сигналів на працюючих агрегатах у різних точках. Виявляють всі передбачувані джерела вібрації агрегату і передбачувані параметри вібросигналів (частоти, фази ін.). Потім обирають ті параметри, які можуть змінюватись при появі дефектів. Ці параметри вимірюють на великій кількості агрегатів, запам'ятовують їх і зберігають у базі даних ПЕОМ. В цю ж базу даних заносять і результати всіх вимірювань, що проводяться після ревізій обладнання. В результаті складання регресивних моделей за результатами набраних статистик, виявляються зв'язки між параметра-

ми вібросигналів і технічним станом вузлів. Далі набираються статистичні дані і проводиться оцінка достовірності діагностування при використанні кожної вібродіагностичної ознаки і обираються ознаки, що забезпечують найбільшу точність діагностування. Для компресорних установок АГНКС точки вимірювання обрані біля підшипникових вузлів, циліндрів, фундаментів. Частотний діапазон сигналів, що досліджувалися становить 0-20кГц.

Синтезований спектр вібросигналів містить як низькочастотні складові, так і середньо частотні, пов'язані з ударами і тертям конструктивних елементів. Для пошуку діагностичних ознак використовується також інформація з часовою реалізацією сигналів у різних частотних смугах. Доцільно використати досвід розробки технологій діагностування вузлів інших машин (дизельних двигунів, газомоторних компресорів, турбін і ін.). Так для оцінки щілин у сполученні “поршень-гільза” найбільш інформативна ділянка спектра знаходиться у діапазоні 2-4кГц, шатунних і корінних підшипників - 0,5-2кГц, поршневих кілець у діапазоні 10-16кГц. При оцінці ступеня зносу найбільш однозначні результати дає статистичний аналіз нефільтрованого сигналу. Відомий ряд методів діагностування, викладених вище, доцільно використовувати для пошуку вібродіагностичних ознак технічного стану КУ АГНКС.

Розділ 3

КОМПЛЕКСНІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ І АНАЛІЗ ВІБРАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОСНОВНИХ ВУЗЛІВ КОМПРЕСОРНИХ УСТАНОВОК АГНКС

3.1. Методика, апаратура, і результати вимірювань параметрів вібрації компресорних установок АГНКС

Вимірювання інтенсивності вібрації проводяться при номінальному режимі роботи компресорної установки і тиску на виході останнього ступеню не менше 20МПа.

Вимірювання параметрів вібрації проводяться в трьох напрямках (вертикальному, поперечному і осьовому). За осьовий напрямок приймається напрямок осі електродвигуна.

Для дослідження вібраційного стану КУ обрані точки на корпусі компресора і на циліндрах кожного ступеня. Точки установки датчиків вібрації на КУ 2ГМ4-1,3/12-150 показані на рис. 3. 1.

Час вимірювання параметрів вібрації у кожній точці, у кожному напрямку не менше 30 секунд.

Контакт між датчиком вібрації і поверхнею у точці вимірювання здійснюється магнітом. В процесі вимірювання проводиться перестановка датчиків.

За результатами вимірювань проводиться спектральний аналіз у низькочастотному діапазоні 0 ... 440 Гц і у діапазоні 0 ... 5000 Гц.

В якості віброперетворювачів використовуються датчики двох типів: акселерометр типу Д-14 і індуктивні віброперетворювачі типу МВ-25 В і Г (двох варіантів виконання: вертикальний і горизонтальний). Датчик Д-14 перетворює механічні коливання у електричні сигнали, пропорційні віброприскоренню і використовується для вимірювань високочастотних

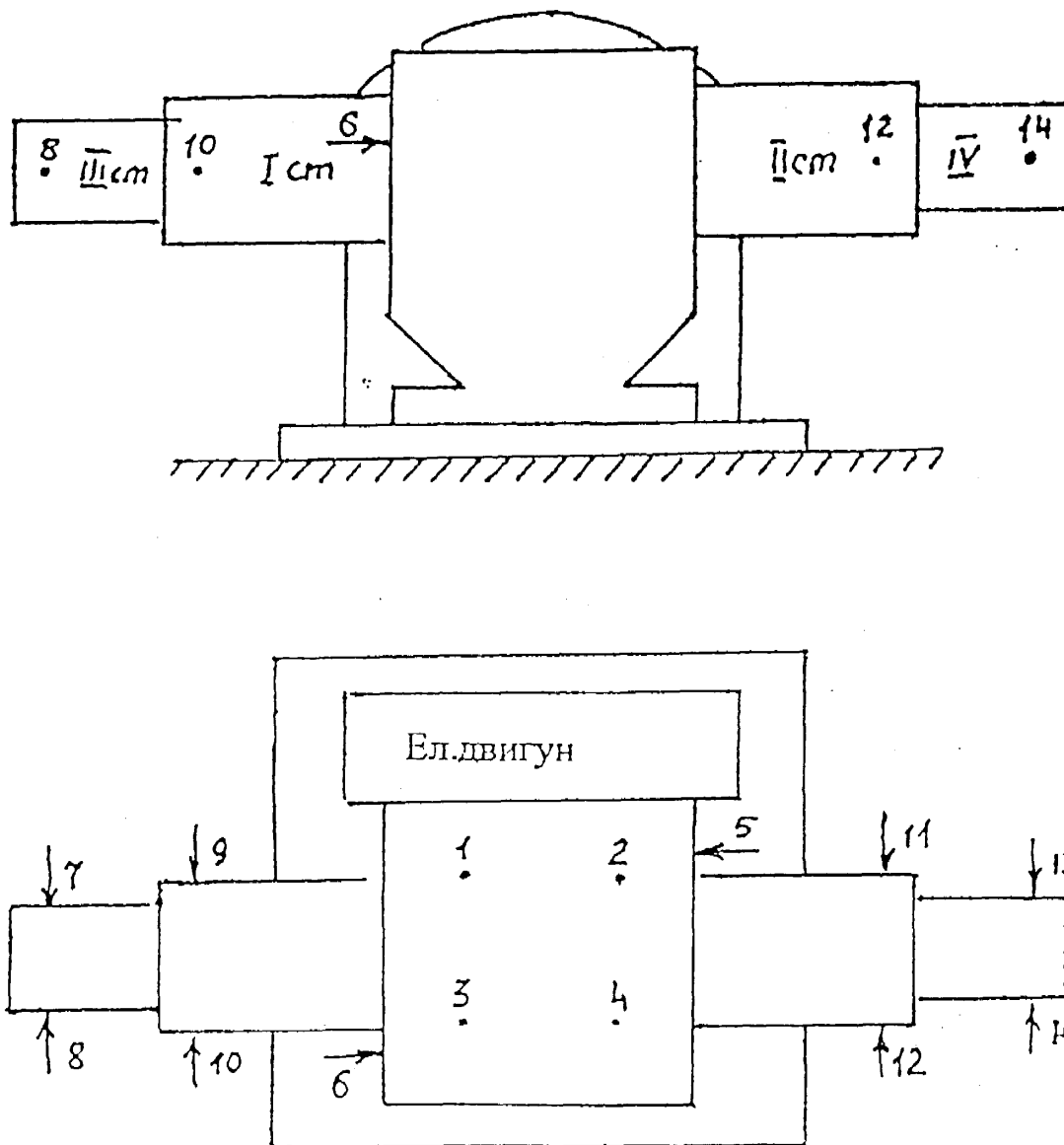


Рис. 3.1 Схема розташування точок вимірювання вібрації на компресорній установці 2ГМ4-1,3/12-250

сигналів. Датчики типу МВ-25 В, Г перетворюють механічні переміщення у електричний сигнал пропорційний віброшвидкості і призначений для вимірювань вібрації у низькочастотному діапазоні.

Сигнали з перетворювача записуються на 7-ми каналний магнітограф типу Н-067. Шість каналів магнітографу задіяли для запису вібраційних сигналів

з віброперетворювачів (2 канали з датчика Д-14, 4 канали з датчика МВ-25Б, В,Г). Сьомий канал використовується для запису звукової інформації.

Спектральний аналіз записаних сигналів здійснюється у лабораторних умовах на ПЕОМ за допомогою розроблених програмних засобів.

Вібровимірювальна апаратура забезпечує вимірювання значення у частотному діапазоні 0 .. 440 Гц і значення віброприскорення у діапазоні 0..5000Гц. Апаратура, що застосовується, має час заспокоєння не більш 30 с.

Перед початком і після закінчення вібровимірювань проводиться калібрування всього вимірювального тракту. Прилади, мають діючі свідоцтва про державну перевірку згідно з ГОСТ 8.002.

Основну похибку у вимірювання вносять віброперетворювачі. Їх похибка становить 5-10%. Похибка вимірювальних трактів складається з сумарної похибки всіх елементів і становить 10-15%. Цього досить для рішення поставленої задачі по визначенню параметрів вібрації основних вузлів КУ що відображено в табл. 3.1.

Таблиця 3. 1.

Класи точності і похибки вимірювальної апаратури

Найменування	Тип	Діапазон вимірювання	Похибка
Магнітограф	Н067	0Гц .. 5кГц	12%
Підсилювач	УЗ-2-2	0Гц .. 10кГц	3%
Віброперетворювач	МВ-25	20Гц .. 300Гц	10%
Віброперетворювач	Д-14	10Гц .. 10кГц	10%

При виконанні вимірів параметрів вібрації у компресорному залі АГНКС дотримуються загальні вимоги, що забезпечують безпеку проведення робіт у вибухонебезпечних приміщеннях категорії В-ІА.

В компресорному залі розміщуються тільки первинні прилади: датчики, акселерометри і кабелі.

Дослідження вібраційного стану КУ АГНКС виконуються протягом чотирьох-шести міжремонтних періодів.

Вібровимірювання проводяться:

- одразу після запуску установки після ремонту і виходу на стаціонарний режим (Р 20МПа);
- після закінчення періоду обкатки;
- у міжремонтний період експлуатації через однакові проміжки часу;
- безпосередньо перед поточним, середнім або капітальними ремонтами.

При проведенні планових технічних обслуговувань проводиться ревізія основних вузлів і деталей КУ.

В результаті проведення досліджень були одержані спектри вібрації компресорних установок АГНКС у низькочастотному і високочастотних діапазнах.

Високочастотний спектр вібрації КУ 2ГМ4-1,3 /12-250 подано на рис. 3.2.

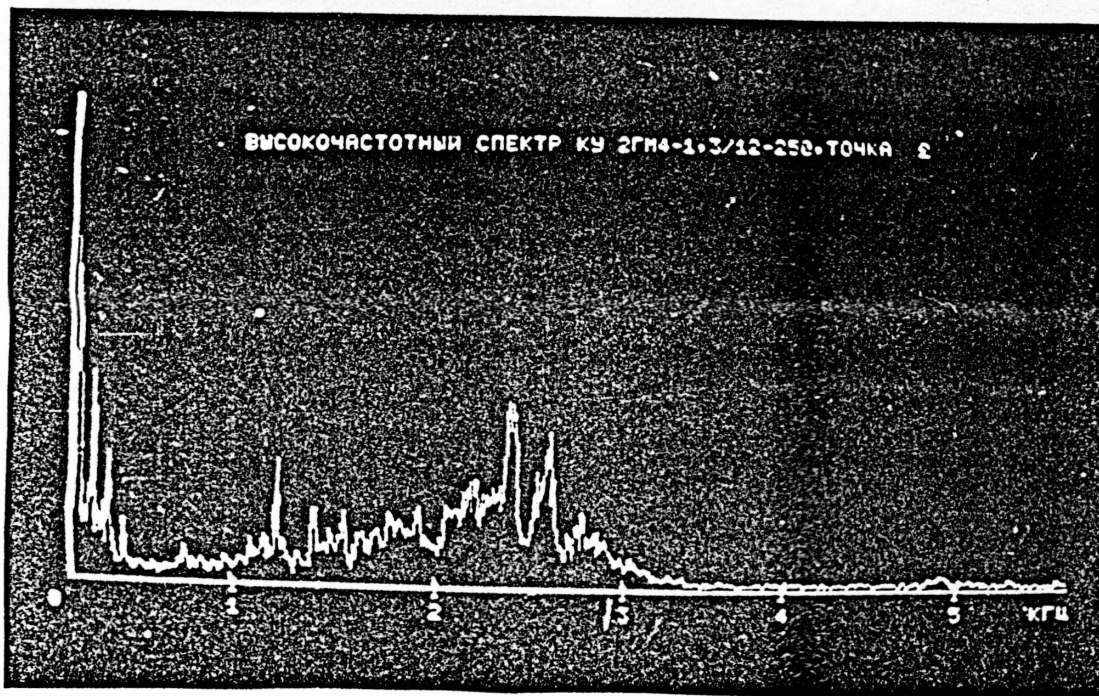


Рис. 3.2 Високочастотний спектр вібрації КУ 2ГМ4-1,3 /12-250, обчислений за допомогою ПЕОМ.

На низькочастотних спектрах вібрації (рис.3.3) умовно можна виділити діапазони частот 0 .. 240 Гц у котрому зосереджені майже всі спектральні складові одержаних вібраційних сигналів.

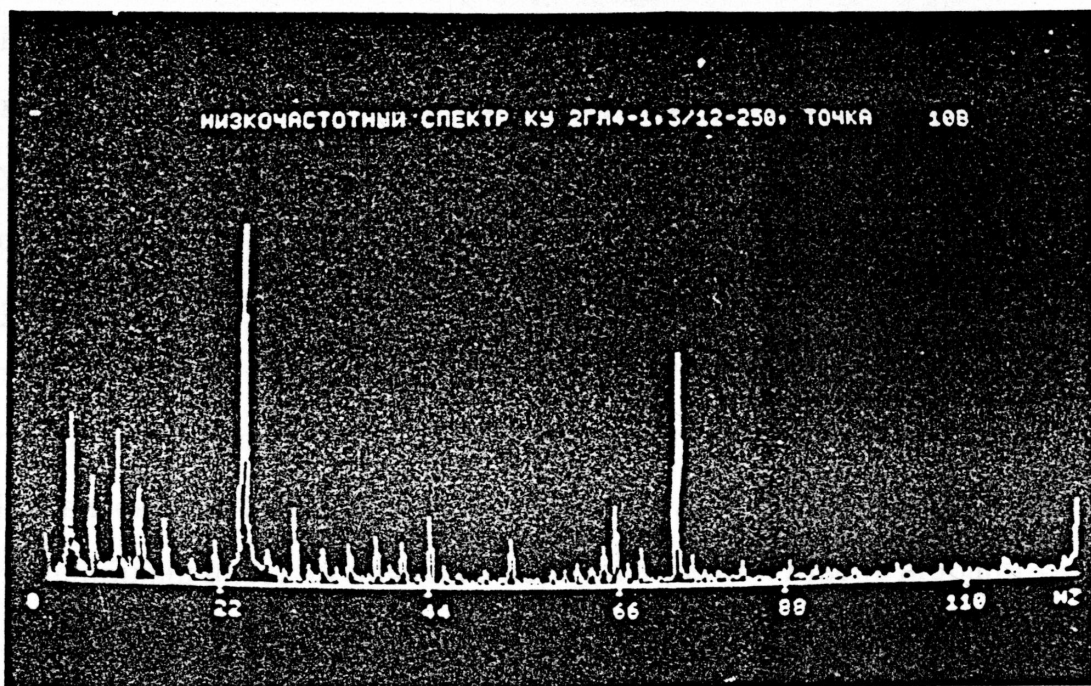


Рис. 3.2 Низькочастотний спектр вібрації КУ 2ГМ4-1,3 /12-250, обчислений за допомогою ПЕОМ.

3.2 Аналіз результатів віброобстежень компресорних установок АГНКС

Аналіз вібрації вузлів силових компресорних установок 2ГМ4-1, 3 /12-250 проводився як для низькочастотної так і для високочастотної частини спектру.

Високочастотний спектр вібраційних сигналів за даними замірів являє собою набір частот, які знаходяться у смугах 600..960, 1100..1300, 1700..1950, 2000 .. 2500, 2500 .. 2800 Гц.

Пік інтенсивності вібрації припадає на частоти 3200..2500 і 2500..2800 Гц. Вібрація у цих смугах має місце практично в усіх точках вимірювань, маючи максимум на боковій стінці корпусу у поперечному напрямку при безпосередній близькості від циліндра. Вертикальна складова, проте, невелика у цих смугах. Крім того рівень вібрації у цих смугах є основною складовою вібрації на циліндрах всіх ступенів. Таким чином можна допустити, що джерелом вібрації у смугах 2000..2500, 2500..2800 Гц є тертя у сполученнях “циліндр-поршень”, ударні взаємодії у сполученнях циліндр-поршень, газодинамічні процеси у циліндрах. Форма спектральної лінії у смуги 2000..2800 Гц, а також проведений селективний аналіз сигналів у часі показує наявність двох високочастотних імпульсів і широкосмугової вібрації, що плавно змінюються у часі.

Три високочастотних смуги 600..960, 1100..1300, 1700..1950 Гц вібрації мають найбільш високий рівень на корпусі агрегату. Рівень вібрації у смузі 600..960 Гц у вертикальному напрямку вище, ніж уздовж осей циліндрів. Рівень вібрації у смугах 1100..1300 і 1700..1950 Гц значно вищий у напрямку осі циліндрів, ніж у вертикальному напрямку. Часова селекція сигналів у цих смугах вказує на ударний характер джерел вібрації, і тривалість ударного порушення у цих смугах більша, ніж у смугах 2000..1500, 2500..2800 Гц. Максимальний рівень сигналів у смугах 1100..1300 і 1700..1950 Гц має місце біля підшипникових вузлів. З викладених вище результатів можна зробити висновок, що джерелом вібрації у смугах 1100..1300, 1700..1950 Гц є підшипникові вузли КУ.

Низькочастотна вібрація вузлів КУ 2ГМ4-1, 3 /12-250 являє собою вібрацію близьку до полігармонічної. При роботі КУ з частотою обертання електродвигуна 740 об./хв., вібрація у низькочастотній області спектра відповідає синтезованому спектру вібрації КУ. Спектральні лінії мають місце на частотах 12,5; 24,6; 55; 221; 441; 443; 553; 882; 1107 Гц. Кожна з приведених частот являє собою частоту коливань, що пов'язана з тим або іншим джерелом коли-

вань. Так частота 12, 3 Гц пов'язана з коливаннями на частоті обертання колінчастого валу. Частота 24, 6 Гц являє собою другу гармоніку частоти обертання валу. Частоти 221; 441; 553 Гц пов'язані з коливаннями першого ряду роликів підшипника, а частоти 443; 282; 1107 Гц - з коливаннями другого ряду роликів підшипника.

Окрім великої кількості пасивних експериментів проведений одноразовий активний експеримент. На початок проведення експериментальних досліджень КУ мала напрацювання після капітального ремонту 9538 годин. За час експлуатації на установці була зроблена заміна для всіх ступеней стиснення поршневих кілець, поршень, шток і колінчастого валу заклинювання.

Обстеження вібраційного стану КУ здійснювались у три етапи: до ремонтний період експлуатації; після ремонтний період експлуатації; з установкою на КУ дефектних вузлів і деталей.

Аналіз і порівняння здійснювався на спектрах вібрації, одержаних у результаті віброобстежень КУ:

- до і після виходу установки в ремонт, з урахуванням дефектів, виявлених при ревізії;
- до і після установки на КУ конкретних дефектних вузлів і деталей.

За час проведення віброобстежень було досліджено вплив технічного стану вкладок шатунних підшипників, поршневих кілець I-IV ступеней і клапанів на віброактивність компресорної установки.

Руйнування робочої поверхні вкладок шатунних підшипників на КУ виявлено при проведенні планового ремонту. Порівняння спектрів вібрації КУ, одержаних до ремонту, з спектрами відремонтованої установки дозволили виявити частотні смуги та енергію вібросигналів, що змінюються, у зв'язку з даним дефектом.

В низькочастотній області вібрації 0 ... 200 Гц зміни рівнів спектральних

складових відбуваються по всьому діапазону. Аналіз і порівняння спектрів показали, що зменшення спектральних складових після заміни вкладок шатунних підшипників відбувається у діапазоні частот 30 ... 90 Гц. Змінюються рівні 3...7 гармонік від частоти обертання електродвигуна (12 Гц), як у вертикальному, так і у осьовому напрямках.

В високочастотній області 0 ... 4 кГц істотні зміни рівнів спектральних складових спостерігаються у діапазоні частот 1, 7..2, 7 кГц у обох напрямках. Після заміни вкладок шатунних підшипників рівні спектральних складових у даному діапазоні знизились на рамі і гільзах крейцкопфів, але практично залишилися незмінними на циліндрах. Враховуючи, що при ремонті КУ інших значних дефектів виявлено не було, можна зробити висновок про те, що зріст спектральних складових у низькочастотному діапазоні 30..90 Гц і у високочастотному 1, 7 .. 2, 7 кГц свідчить про наявність дефектів шатунних підшипників КУ; збільшена мастильна щілина, зруйнування робочої поверхні вкладок.

Після проведення ремонту і закінчення обкатаного періоду, на КУ були проведені експериментальні дослідження з установкою дефектних деталей і подальшим віброобстеженням з метою виявлення вібродіагностичних ознак. В першому випадку встановлювались поршневі кільця з підвищеної виробкою, у другому - впускний клапан 1-ї ступені стиснення з деформованої пластиною.

Спектри вібрації КУ, з заміненими поршневими кільцями, у низькочастотній області вібрації 0 ... 200 Гц, практично не відрізняються від спектрів бездефектного агрегату. В високочастотній області 0 ... 4 кГц характерні зміни рівнів спектральних складових спостерігаються у трьох піддіапазонах: 0..600 Гц; 1,0..1, 5 кГц і 1,7 ..2,7 кГц. Як було сказано вище, діапазон 1,7..2, 7 кГц пов'язаний з ударними взаємодіями, що відбуваються у кривошипно-шатунному механізмі, несе інформацію про стан підшипниковий ковзання КУ. Аналіз рівнів спектральних складових у діапазонах частот 0..600 Гц і 1,0 ... 1,5 кГц показав, що з установкою дефектних поршневих кілець на всіх циліндрах спо-

стерігається падіння спектральних складових у діапазонах частот 0..600 Гц у обох напрямках. В діапазоні 1,0..1,5 кГц ріст рівнів спектральних складових відбувається, у основному, на циліндрах I-ї та II-ї ступеней стиснення, що мають більшу масу в порівнянні з циліндрами III, IV ступеней. Ріст вібрації у вертикальному напрямку перевищує ріст у осьовому напрямку.

При установці дефектного клапану I ступені стиснення, по аналогії з поршневыми кільцями, у низькочастотній області вібрації 0..200 Гц характер змін рівнів спектральних складових залишається таким, як і для бездефектного агрегату.

В високочастотній області вібрації 0..4 кГц зміни енергії вібросигналів відбуваються у тих же інформативних діапазонах частот 0..600 Гц, 1,0.. 1,5 кГц і 1,7.. 2,7 кГц. Ріст рівнів спектральних складових, в порівнянні з бездефектними агрегатами, спостерігається, в основному, в осьовому напрямку, що пояснюється зміною тисків по ступенях стиснення. Максимальний ріст рівня вібрації відбувається у діапазоні 0..600 Гц у осьовому напрямку на циліндрах I і II ступеней стиснення. В місці установки дефектного клапану на 1-у ступінь стиснення спостерігається різке підвищення рівнів спектральних складових у досить вузькому діапазоні 1,2..1,4 кГц у вертикальному напрямку, що може бути пов'язано з роботою дефектного клапану. Значне збільшення рівня вібрації у діапазоні 0..600 Гц на I, II ступенях стиснення викликає пульсації газу, що виникають у результаті порушення герметичності впускного клапану I-ї ступені. В таблицях 3.2 і 3.3 подані частотні характеристики вібрації КУ 2ГМ4-1, 3 /12-250 і їх джерела. Окрім приведених у таблиці 3.3 джерел високочастотної вібрації є інші джерела, ідентифікувати які не вдалось. Приведений у даному параграфі частотний аналіз дозволяє виділити вібродіагностичні ознаки вузлів компресорних установок 2ГМ4-1, 3 /12-250. Аналогічний аналіз може бути проведений і для інших типів компресорних установок.

Таблиця 3. 2

Характеристики джерел височастотної вібрації КУ 2ГМ4-1, 3 /12-250

Частотна смуга (Гц)	Джерела вібрації
1	2
2300 .. 2500 2500 .. 2800	Вкладки поршнів циліндрів першої, другої, третьої і четвертої ступеней стиснення
2000 .. 2800	Широкопсмугова вібрація пов'язана з тертям вузлів першої, другої, третьої і четвертої ступеней.
1500 .. 2000	Широкопсмугова вібрація першої ступені (тертя і удари від вкладок).
800 .. 2100	Широкопсмугова вібрація третьої ступені.
1500 .. 3000	Широкопсмугова вібрація другої ступені
1000 .. 2500	Широкопсмугова вібрація конструктивних елементів четвертої ступені.
1100 .. 1300	Шатунні підшипники КУ.
1700 .. 1950	Роликові підшипники КУ.

Таблиця 3. 3

Характеристики джерел низькочастотні вібрації КУ 2ГМ4-1, 3 /12-250

Частота (Гц)	Джерела вібрації
1	2
12, 3	Частота обертання колінчастого валу КУ
24, 6	Друга гармоніка частоти обертання колінчастого валу КУ
55, 1	Роликова частота корінних підшипників КУ (частота обертун ролика навкруги своєї осі)
221	Частота руху роликів першого ряду
441	Частота руху роликів першого ряду відносно нерухомої частини підшипника
443	Частота руху роликів другого ряду
553	Частота руху роликів першого ряду відносно рухомої частини підшипника
882	Частота руху роликів другого ряду відносно нерухомої частини другого ряду підшипника
1107	Частота руху роликів другого ряду відносно рухомої частини другого ряду корінного підшипника

3.3 Визначення діагностичних ознак для основних вузлів компресорних установок

Виходячи з аналізу вібраційних характеристик і виявлених джерел вібрації у різних частотних смугах, що описані у параграфі 3.2, можна визначити ряд вібродіагностичних ознак технічного стану окремих вузлів КУ АГНКС.

Вібродіагностичними ознаками силової компресорної установки 2ГМ4-1, 3 /12-250 є:

- рівні вібрації у частотних смугах 2300 ... 2500 Гц і 2500 ... 2800 Гц, перевищення котрими встановлених значень свідчить про збільшені щілини у сполученнях циліндр-поршень. Залежно від точки реєстрації цього параметра можна судити про величину щілин у циліндрах першої, другої, третьої або четвертої ступеней стиснення;

- рівень вібрації у частотній смузі 2000 .. 2800 Гц, перевищення котрим встановлених значень свідчить про зруйнування компресорних кілець і дефектах робочих поверхонь циліндрів і поршнів. Залежно від точки реєстрації цього параметра можна судити про стан елементів кожної ступені стиснення. Слід відзначити, що для діагностування зруйнованих кілець і дефектів поверхні циліндрів можна використати і інші діагностичні ознаки. Зокрема для циліндра першої ступені стиснення частотну смугу 1500 .. 2800 Гц, для другого 1500 ... 3000 Гц, для третього 800...2100Гц, для четвертого 1000 .. 2500 Гц;

- рівень вібрації у точках 5 і 6 у смузі 1100 .. 1300 Гц, перевищення яким встановлених значень свідчить про дефекти шатунних підшипників, зокрема збільшених щілинах, або зруйнуванні поверхонь тертя;

- рівень вібрації у точках 1 і 2 у смузі 1700 .. 1950 Гц, перевищення яким встановленого значення свідчить про знос роликів у корінних підшипниках КУ;

- рівень вібрації на частоті 12,5 Гц, перевищення яким значення 7мм /с, свідчить про невірноваженість елементів конструкції, зокрема ротора електродвигуна;

- рівні вібрації у точках 1 і 2 на частотах 55, 221, 441, 443, 553, 882, 1107Гц, перевищення яким встановлених значень свідчить про наявність дефектів у роликівих підшипниках.

Приведені вище вібродіагностичні ознаки технічного стану КУ АГНКС визначені на основі аналізу інтенсивності вібрації у різних частотних смугах і точках вимірювань, з використанням динамічних особливостей роботи вузлів КУ.

Межі значень вібродіагностичних ознак, що відповідні дефектним і бездефектним станам конструктивних елементів установок, визначаються на основі обробки статистичних даних результатів вимірювань і порівняння з результатами ревізій компресорних установок

3.4. Визначення границь рівнів вібрації, що допускаються

В попередньому параграфі визначені частотні характеристики вібрації КУ АГНКС і встановлені їх джерела. Проте важливо не тільки визначити частоти, але й визначити рівні вібраційних сигналів, відповідних бездефектним станам вузлів агрегату. Внаслідок значних випадкових розкидів цих параметрів задача визначення рівнів вібраційних сигналів у інформативних частотних смугах вимагає самостійного рішення для кожного типу КУ АГНКС. Обчислювальним шляхом визначити допустимі рівні вібрації у різних частотних смугах досить складно. Це можна зробити за допомогою статистичних методів обробки результатів вібровимірювань великої кількості однотипних агрегатів. Слід відзначити, що загальні рівні вібрації для КУ АГНКС регламентуються нормами [2].

Допустимі рівні вібрації у діагностичних частотних смугах для компресорних установок 2ГМ4-1.3/12-250 визначаються на основі результатів експериментальних досліджень.

Таблиця 3.4

Частотні смуги і рівні вібрації, які використовуються в якості діагностичних ознак при діагностуванні КУ 2ГМ4 1.3/12-250

Номер смуги	Верхня і нижня межа (Гц)		Рівень (м/с ²)	Номер смуги	Верхня і нижня межа (Гц)		Рівень (м/с ²)*
	Нижня	Верхня			Нижня	Верхня	
1	7	9	0.6	10	3000	4000	20.0
2	14	18	1.2	11	1600	2000	5.0
3	23	27	1.2	12	2500	2800	18.3
4	30	36	4.1	13	850	950	4.0
5	7	70	2.5	14	1600	1900	2.0
6	2000	2500	2.6	15	2000	2300	1.8
7	1700	2000	3.1	16	2300	3000	20.0
8	1000	1700	10.6	17	1500	3500	33.0
9	2500	3000	28.6	18	1100	1300	5.0

* - рівень вимірюється в ДБ,

В результаті вимірювань вібрації вузлів КУ 2ГМ4-1.3 /12-250 у діагностичних частотних смугах на великій кількості агрегатів і статистичного аналізу (шляхом обчислення середнього значення і дисперсії) визначені межі припустимих значень діагностичних параметрів. В статистиці враховувались результати вимірювань тільки для агрегатів, не дефектів, що мали на протязі всього міжремонтного періоду. Кількість вимірювань перевищувала 50. Межі допустимих рівнів визначались як сума середнього і двох дисперсій. В таблиці 3.4

представлені межі смуг і допустимих значень діагностичних ознак. Оцінка технологічного стану вузлів КУ в процесі експлуатації визначається по змінах значень діагностичних параметрів у процесі експлуатації, залежно від величини значення діагностичних ознак і його джерела відображено в табл. 3.2 і 3.3.

3.5 Принципи діагностування основних вузлів компресорних установок і допоміжного устаткування.

Велика увага приділяється пошуку і розвитку альтернативи рідкому нафтовому паливу, причому, як у країнах з постійним дефіцитом моторного палива, так і в країнах з достатніми ресурсами нафти і потужностями для їх переробки характерна і для України. Це зумовлюється не тільки енергетичними, а й екологічними чинниками і причому в окремих країнах екологічний чинник є пріоритетним.

Україна має великий досвід використання природного газу як моторного палива в автомобільному транспорті. Потужна мережа автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій спроможна забезпечити природним газом в якості моторного палива до 80 тисяч автомобілів і замінити 610 тис. т. бензину на рік природним газом.

Автомобілі, які працюють на природному газі, в Україні використовуються не тільки для міських перевезень, а й на великих автомагістралях країни. На автомобілях з газобалонним устаткуванням можна проїхати від західного до східного кордону України. Українська мережа АГНКС має зв'язок з мережею АГНКС сусідніх країн і успішно може забезпечити міждержавні перевезення автомобілями, які працюють на природному газі. За обсягом заміщення бензину газом Україні належить перше місце серед країн СНД.

Враховуючи економічну та екологічну актуальність проблеми використання газу як моторного палива, а також з метою зменшення негативних наслідків

від тенденції скорочення споживання газу для автомобільного транспорту, розроблено концепцію розвитку мережі АГНКС, що передбачає нові підходи її розвитку з врахуванням розвинення всієї інфраструктури для використання природного газу в якості моторного палива в автомобільному транспорті.

У зв'язку із збільшенням кількості АГНКС зростає необхідність удосконалення засобів контролю і технічної діагностики (ТД) для їх основного і допоміжного устаткування. В час дефіциту енергоресурсів дедалі актуальнішим стає контроль за технічно-економічними характеристиками компресорних установок (КУ) з метою виявлення втрат у зв'язку з їх незадовільним технічним станом (недостатнє охолодження газу в холодильниках, збільшення його витоку крізь нещільності у клапанах та кільцях, зростання механічних втрат через більш тривалу роботу КУ внаслідок зниження продуктивності та ін.). Для компресорних установок актуальним залишається вдосконалення засобів вібродіагностування і віброконтролю, а також інших засобів діагностування. В ДК "Укртрансгаз" дослідницькі роботи в цьому напрямку завершено.

Для компресорних установок 4HR3KN-200/210-5-249WLK, 2ГМ4-1,3/12-250 застосовано вібродіагностичну систему, яка крім традиційних засобів аналізу низькочастотної вібрації, використовує засоби аналізу вібраційних параметрів, що характеризують процеси тертя в циліндрах різних ступенів, механічні процеси в роликівих підшипниках, у підшипниках ковзання та ін.

Вібродіагностична система дає можливість виявити спрацювання циліндрів та поршнів, оцінити стан підшипників, виявити розцентрування та перекося в кривошипно-шатунному механізмі і циліндро-поршневій групі. У процесі діагностування проводиться аналіз понад двохсот вібраційних характеристик у 16 місцях компресорної установки 4HR3KN-200/210-5-249WLK (для 2ГМ4-1,3/12-250 - в 14 місцях).

Із застосуванням розробленого спеціалізованого вібродіагностичного приладу процес діагностування триває не більш як 5-7 хв. Розроблені методи мо-

жуть бути реалізовані програмним забезпеченням і технічними засобами інших вібродіагностичних систем.

Методичне забезпечення контролю техніко-економічних характеристик компресорних установок передбачає: вимірювання тиску і температур газу до компресора, в газозбірниках (акумуляторах), а також після кожної ступені стиснення та холодильників; вимірювання температури охолодженої рідини (до і після охолодження компресорної установки); вимірювання напруги і струму, що споживається електродвигуном, і деяких інших параметрів. Наведений обсяг вимірювань дає можливість оцінити втрати на кожній ступені стиснення, в холодильниках і в установці в цілому, розрахувати політропні ККД тиску газу в ступені, ізотермічний ККД всієї компресорної установки і інші техніко-економічні показники. Показники розраховуються на експлуатаційному і паспортному режимах, результати розрахунків порівнюються з рівнем припустимих і неприпустимих втрат у вузлах компресорних установок. Програмне забезпечення передбачає накопичення бази даних за результатами вимірювань і розрахунків.

Актуальність впровадження централізованої системи контролю техніко-економічних показників і параметричного діагностування парку АГНКС очевидна.

Незадовільний технічний стан устаткування АГНКС безповоротно призводить до підвищення температури компримованого газу. Підвищення температури компримованого газу тільки на 1°C внаслідок незадовільного стану устаткування АГНКС приводить до додаткових витрат електроенергії не менш як 10000 кВт год. на рік. Без системи централізованого контролю за техніко-економічними показниками компресорних установок (контролю за структурою втрат у кожній компресорній установці) ефективно планувати заходи для поліпшення неможливо. Для агрегатів, що стискають газ, оцінка техніко-економічних характеристик регламентується ГОСТ 20440, ГОСТ 23690,

ГОСТ 28775. Для устаткування АГНКС випробування, з метою визначення технічно-економічних показників, внесені в галузеві нормативно-технічні документи.

Розділ 4

РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВІБРОДІАГНОСТУВАННЯ КОМПРЕСОРНИХ УСТАНОВОК

4.1. Призначення, склад і функціонування системи вібродіагностування

Система вібродіагностування призначена для збору і аналізу вібродіагностичних параметрів з метою виявлення дефектних вузлів КУ АГНКС. На основі результатів досліджень, викладених у попередніх розділах, у перелік дефектів, які необхідно і можливо визначати у процесі експлуатації, доцільно включити: знос циліндрів і поршнів, зруйнування ущільнювальних кілець, дисбаланс електродвигуна, задери і прихвати у циліндрах, збільшені щілини і зруйнування у шатунних підшипниках, дефекти корінних підшипників, розцентрування у кривошипно-шатунному механізмі і вихід з ладу клапанів.

В підрозділі 3.3 показано, що для повного діагностування всіх дефектів необхідно заміряти і проаналізувати більше 100 параметрів. Це можливо за допомогою системи, що пропонується для діагностування. До складу системи діагностування входять апаратні і програмні засоби. Апаратні засоби описані у підрозділі 4.2. Програмні засоби описані у підрозділах 4.3 і 4.4. Система вібродіагностування дозволяє оперативно, протягом декількох хвилин, зняти і проаналізувати всі вібродіагностичні параметри.

Практично, в умовах експлуатації, діагностування проводиться таким чином: оператор розміщує діагностичний прилад і по чергово встановлює віброперетворювач у визначені точки (компресорної установки), у котрих прилад автоматично вимірює весь комплекс необхідних вібродіагностичних параметрів, потім аналізує їх і на дисплеї виводить передбачувані дефекти вузлів КУ АГНКС. Діагностичний прилад зображений на рис. 4.1.

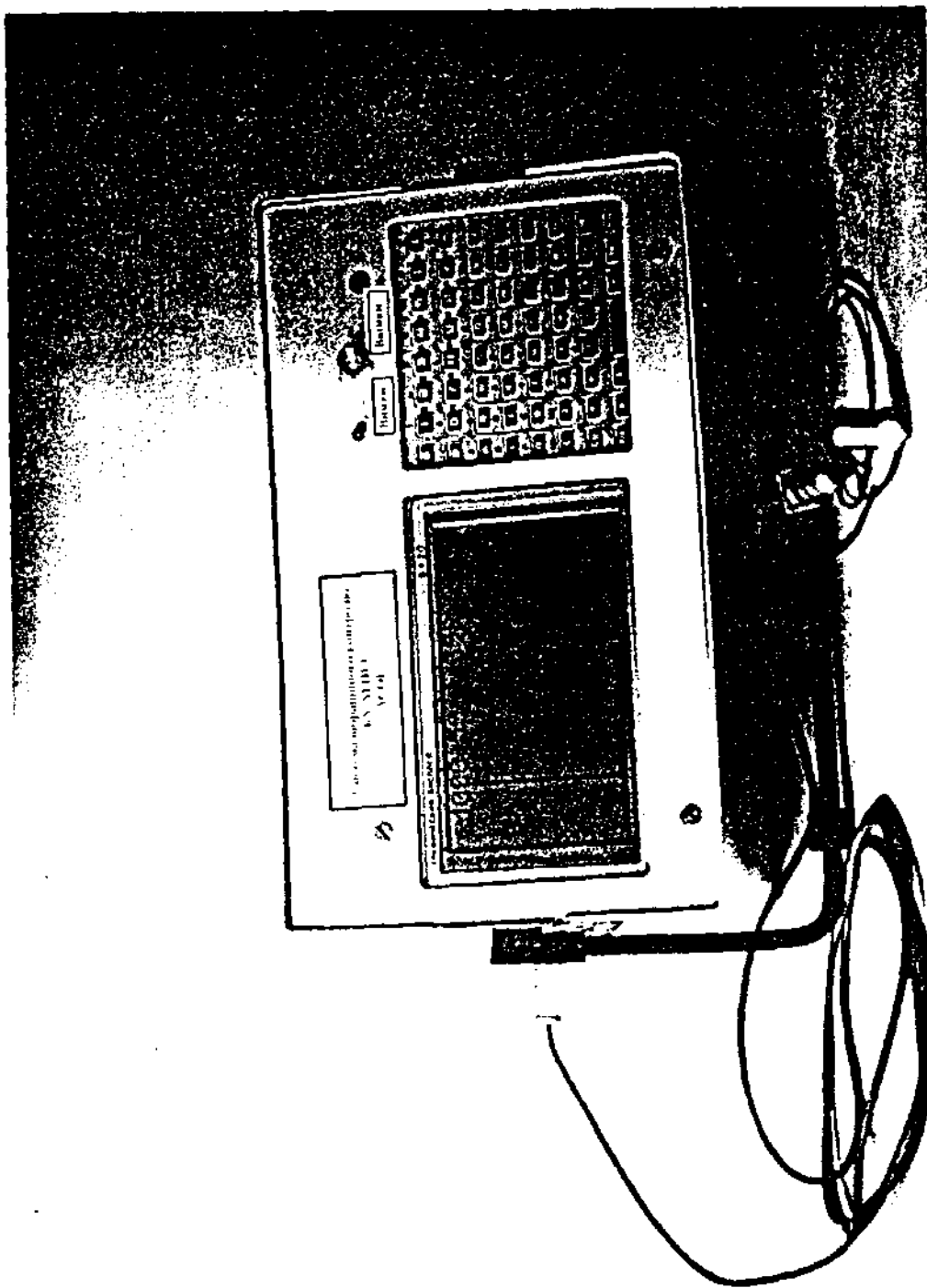


Рис. 4.1 Пристрій для контролю вібрації компресорних установок АГНКС

4.2. Загальна функціональна схема апаратних засобів системи вібродіагностування

До складу апаратних засобів системи діагностування входить діагностичний прилад (рис. 4.1), може бути підключений до комп'ютера для обміну інформацією. Діагностичний прилад являє собою пристрій, що містить мікропроцесор, оперативну пам'ять (ОЗУ), зовнішню пам'ять (ВЗУ), аналого-цифровий перетворювач (АЦП), електронний атенюатор, підсилювач і віброперетворювач. Відображення інформації про результати діагностування здійснюється на дисплеї. Блок-схема пристрою зображена на рис.4.2.

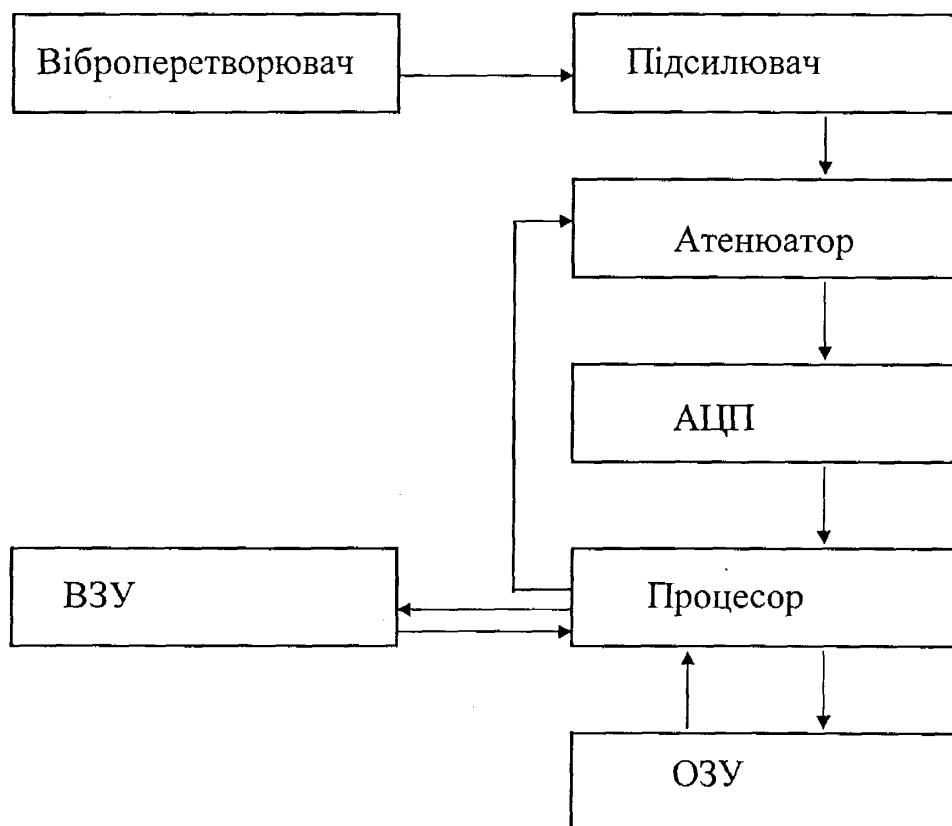


Рис 4.2 Блок-схема вібродіагностичного пристрою

Вимірювання діагностичних параметрів проводиться таким чином.

Віброперетворювач встановлюють у точку компресорної установки, у якій здійснюють вимірювання. Віброперетворювач виробляє змінну електричну напругу, пропорційну віброприскоренню, яка подається на підсилювач. За допомогою підсилювача і електронного атенюатора електричний сигнал масштабується. Управління електронним атенюатора здійснюється програмно. Після атенюатора сигнал поступає на аналого-цифровий перетворювач, де перетворюється у цифровий код. Вібраційні сигнали у цифровому вигляді обробляються процесором і по заданій програмі розраховуються всі вібродіагностичні параметри. Значення вібродіагностичних параметрів при необхідності запам'ятовуються і виводяться на екран. Після вимірювання всіх діагностичних параметрів процесор по заданій програмі їх аналізує і визначає дефектні вузли КУ АГНКС. Інформація про результати діагностування може бути передана через послідовний порт (RS-232) у ПЕОМ.

Порядок вимірювань параметрів і алгоритми обробки сигналів визначаються програмою.

В процесі розробки діагностичного приладу розглянуті і проаналізовані декілька варіантів конструкторського опрацювання.

Основними вимогами вибору варіантів були: максимальна автоматизація процесу вимірювання, простота роботи з пристроєм, зручність відображення інформації, мінімальна енергоємність пристрою і пов'язані з нею маса і габарити, надійність. Конструкція, що пропонується, відрізняється простотою, і малим енергоспоживанням, високими експлуатаційними і ергономічними характеристиками. Прилад має свідоцтво про метрологічну атестацію. Конструктивно прилад виконаний у вигляді несучого корпусу, в якому розташовуються плати з елементами окремих закінчених вузлів електричної схеми. Плати встановлюються у загальну плату на металевій рамі, яка кріпиться до корпусу. Корпус приладу виконаний з тонколистового алюмінієвого сплаву. На передній

панелі приладу розташовується графічний дисплей з органами управління. Для установки акумуляторів у задній частині приладу зроблений відсік.

До складу системи входить окремий модуль ВЗУ, котрий дозволяє зберігати інформацію тривалий час після відключення живлення. Модуль ВЗУ є зйомний. Корпус ВЗУ виконаний з тонколистового металу з врахуванням забезпечення нормальних теплових характеристик роботи і герметичності.

Технічні дані діагностичного приладу:

- оперативний контроль амплітуди і частоти вібрації циклічних механізмів у діапазоні 1-15000 Гц за допомогою датчиків прискорення, що мають чутливість 0,05-10 мВ/м² с²;
- відображення алфавітно-цифрової інформації обсягом не менше семи строк по вісім символів у строчці, а також графічної інформації у вигляді графіків або гістограм амплітуд коливань;
- накопичення інформації у ВЗУ об'ємом до 256К і її зберігання;
- забезпечення програмними засобами попередньої обробки інформації (БПФ) і діалоговим режимом спілкування з оператором;
- діагностування технічного стану об'єкту, що досліджується, з можливою індикацією відхилень від норми параметрів, що контролюються;
- обмін інформацією з ПЕОМ;
- маса з автономним джерелом живлення 5 кг;
- автономність 8 годин без зарядки акумуляторів.

4.3 Програмні засоби системи діагностування

Програмні засоби системи вібродіагностування забезпечують управління роботою апаратних засобів і створюють робоче середовище для написання прикладних програм. До складу програмного забезпечення входять всі оператори алгоритмічної мови Бейсик, а також ряд підпрограм, вібросигналів, що забезпечують введення і аналіз сигналів, що поступають з віброперетво-

рювачів. Всі підпрограми написані на мові Асемблер, викликаються з Бейсика і для програміста, що пише прикладні програми є, практично, розширенням Бейсика.

Додаткові оператори розширення Бейсика, що створюють системне програмне забезпечення системи віброконтролю приведені в табл. 4.1. Програмні засоби дозволяють розробляти прикладні програми для діагностування конкретних машин і агрегатів, зокрема КУ АГНКС.

Таблиця 4.1

Оператори розширення Бейсика

Оператор	Функція	Формат
1	2	3
ADC	Введення 1024 значень сигналів АЦП з максимальною швидкодією і регульованою затримкою.	ADC <часова затримка>, <ім'я масиву>, <масштаб >; <часова затримка> - часова затримка, що виражається у 0.1мс, вибірки сигналу з АЦП. Якщо значення параметра дорівнює 0, знімання значень здійснюється з максимальною швидкодією <ім'я масиву> - ім'я масиву, що визначено за допомогою оператора DIM, елементами котрого є значення знятих з АЦП сигналів <масштаб> - ім'я перемінної, що оголошена за допомогою оператора LET.
BRF	Обчислює швидке перетворення Фур'є (БПФ) по вхідному масиву вимірювальних даних.	BRF <розмірність БПФ>, <ім'я масиву>, <частота> <розмірність БПФ> - розмірність вхідного масиву вимірювальних даних, з котрими буде працювати програма <БПФ>, є ступенем числа 2. < ім'я масиву > - ім'я вхідного масиву вимірювальних даних < частота > - частота знімання сигналу або кількість даних, одержуваних з вимірювача за 1 хв. Результатом роботи БПФ є масив розмірністю, рівною <розмірності БПФ> /2.

Продовження табл.. 4.1

GRAF	Відображає на екран спектр, обчислений за результатами роботи оператора BPF.	В графіку присутній горизонтальний маркер, котрий переміщується стрілками наліво до першої точки і направо до 100-й точки з кроком 1 або 10. Режим зміни кроку досягається натисненням клавіші «пропуск». Маркер фіксує конкретну точку графіка і виводяться значення функції по осі X і Y. В першій строчці екрану виводяться дані у такому порядку: 1. значення функції по осі X; 2. < значення функції по осі Y; 3. частота. Для виходу з графічного режиму необхідно натиснути клавішу "E".
PUTM.	записує результати розрахунків у ВЗУ.	PUTM < номер блока >, < кількість блоків >, < ім'я масиву >, < змінної помилки >, < номер блока > - номер блока ВЗУ, починаючи з котрого будуть записуватись результати розрахунків < кількість блоків > - кількість блоків, що позичається даними у ВЗУ. Розмір одного блока 512 байт < ім'я масиву > - ім'я масиву, оператора, що містить результати розрахунків, що записуються у ВЗУ. < змінної помилки > - запис змінної, що визначається за допомогою LET
GETM	зчитує інформацію з ВЗУ у вказану область пам'яті	GETM<номер блока>,<кількість блоків>, <ім'я масиву>; < номер блока > - номер блока ВЗУ, починаючи з котрого знаходиться інформація. Параметр може бути заданий як змінною, визначеною за допомогою оператора LET, так і числом; <кількість блоків > - кількість блоків ВЗУ, що зчитуються; < ім'я масиву > - ім'я масиву, у котрий зчитуються дані.
CLEAR	ініціалізує ВЗУ.	
DIR	виводить на екран каталог ВЗУ.	DIR [<номер початкового блока>, <номер кінцевого блока>]

Продовження табл..4.1

UNPACK.	перетворить елемент масиву даних у формат Бейсик	UNPACK < змінна >, < елемент масиву > < змінна > - змінна Бейсику, оголошена за допомогою оператора LET, якому присвоюється значення елемента масиву даних; < елемент масиву > - елемент масиву (розміром у 1 слово), що містить результати розрахунків
PACK	перетворить змінну у форматі Бейсику у елемент масиву даних.	PACK < змінна >, < елемент масиву > < змінна > - змінна Бейсику, оголошена за допомогою оператора LET. < елемент масиву > - елемент масиву (розміром у 1 слово), що містить результати розрахунків
SEND, RECEIVE	передача даних з ВЗУ у ПЕОМ і з ПЕОМ у ВЗУ	SEND < початковий номер блока >, < кількість блоків >, < ім'я файлу >, < ознака помилки > RECEIVE < початковий номер блока >, < кількість блоків >, < ім'я файлу >, < ознака помилки >. Оператори SEND і RECEIVE дозволяють передавати і приймати інформацію між приладом і ПЕОМ по послідовному інтерфейсу RS-232C. На ПЕОМ має бути завантажена програма TRANSF. EXE, котра є пасивна і після запуску знаходиться у режимі чекання запиту.

4.4. Прикладні програмні засоби для діагностування компресорних установок 2ГМ4-1,3/12-250

На основі досліджень характеристик вібро сигналів компресорних установок 2ГМ4 -1,3/12-250 доцільно проводити аналіз низькочастотної вібрації до 70 Гц і високочастотної до 4 кГц, причому час введення високочастотного сигналу повинен відповідати цілому числу обертів колінчатого валу. За умови обертання електродвигуна КУ з частотою 12,5 Гц забезпечується аналіз вібро сигналів з частотою до 70 Гц. Вібраційний сигнал у цьому випадку знімається

з віброперетворювача за 5 сек., що відповідає 63 обертам колінчатого валу. Дозвільна здатність по частоті у цьому випадку дорівнює 0,4 Гц. В високочастотній області забезпечується аналіз вібросигналів з частотою до 4000 Гц. Вібраційний сигнал у цьому випадку знімається за час 0,189 сек., що відповідає 2,0 обертам колінчастого валу. Дозволяючи спроможність по частоті у цьому випадку становить 15 Гц.

Алгоритм збору вібродіагностичної інформації передбачає наявність таких кроків:

- вибір точки установки віброперетворювача на КУ АГНКС;
- введення вібраційного сигналу;
- обчислення спектра сигналу;
- обчислення характеристик вібросигналу для програми

діагностування і їх запам'ятовування;

- виведення на дисплей інформації про хід виконання програми.

При виборі точки установки віброперетворювача виводяться на екран дисплея підказки, вказуючи місце установки віброперетворювача. Місце установки віброперетворювача визначається технологією, яка передбачає знімання вібраційних параметрів у восьми точках: шість точок поблизу корінних підшипників і вісім точок на корпусах циліндрів чотирьох ступенів компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250. Програма автоматично визначає послідовність установки віброперетворювачів у точках вимірювання, проте передбачений також режим повторного знімання вібраційного сигналу у точках, де вимірювання вже здійснювалось.

Під час введення вібраційного сигналу здійснюється введення 1024 значень вібраційного сигналу.

При обчисленні спектру сигналу двічі обчислюється спектр сигналу.

В період обчислення характеристик вібросигналу проводиться обчислення рівнів вібрації у частотних смугах, приведених у таблиці 3. 4. Обчислені пара-

метри заносяться у пам'ять.

При виведенні інформації про хід виконання програми існує можливість перегляду спектрів сигналу і виведення на екран дисплея значень всіх розрахункових параметрів. Блок-схема програми збору вібродіагностичної інформації наведена на рис. 4.3.

Блок схема програми діагностування наведена на рис. 4.4. Алгоритм програми діагностування КУ 2ГМ4-1,3/12-250 складається з:

- введення з пам'яті пристрою характеристик вібросигналів, обчислених програмою збору вібродіагностичної інформації;
- діагностування дисбалансу якоря електродвигуна;
- діагностування роликів корінних підшипників колінчатого валу;
- діагностування шатунних підшипників ковзання колінчатого валу;
- діагностування технічного стану компресорних циліндрів і поршнів 1-ї, 2-ї, 3-ї і 4-ї ступеней;
- діагностування технічного стану клапанів.

Діагностування дисбалансу електродвигуна здійснюється по значенню рівня вібрації у смузі 1 (табл. 3.4) у першій точці вимірювання у вертикальному і поперечному напрямку. При одночасному перевищенні вказаних параметрів рівня 7 мм/с діагностується дисбаланс електродвигуна.

Діагностування роликів підшипників колінчатого валу виконується по значенню рівня вібрації у смузі 9 (див. табл. 3.4).

При перевищенні рівня вібрації 2 м/с^2 діагностується збільшений зазор, а при перевищенні 4 м/с^2 зруйнування шатунних підшипників колінчатого валу.

Діагностування технічного стану компресорних циліндрів і поршнів здійснюється по широкосмуговій вібрації, пов'язаній з тертям вузлів першої, другої, третьої і четвертої ступеней у 13 смузі (табл. 3.4) у точках 5, 6, 7 і 8.

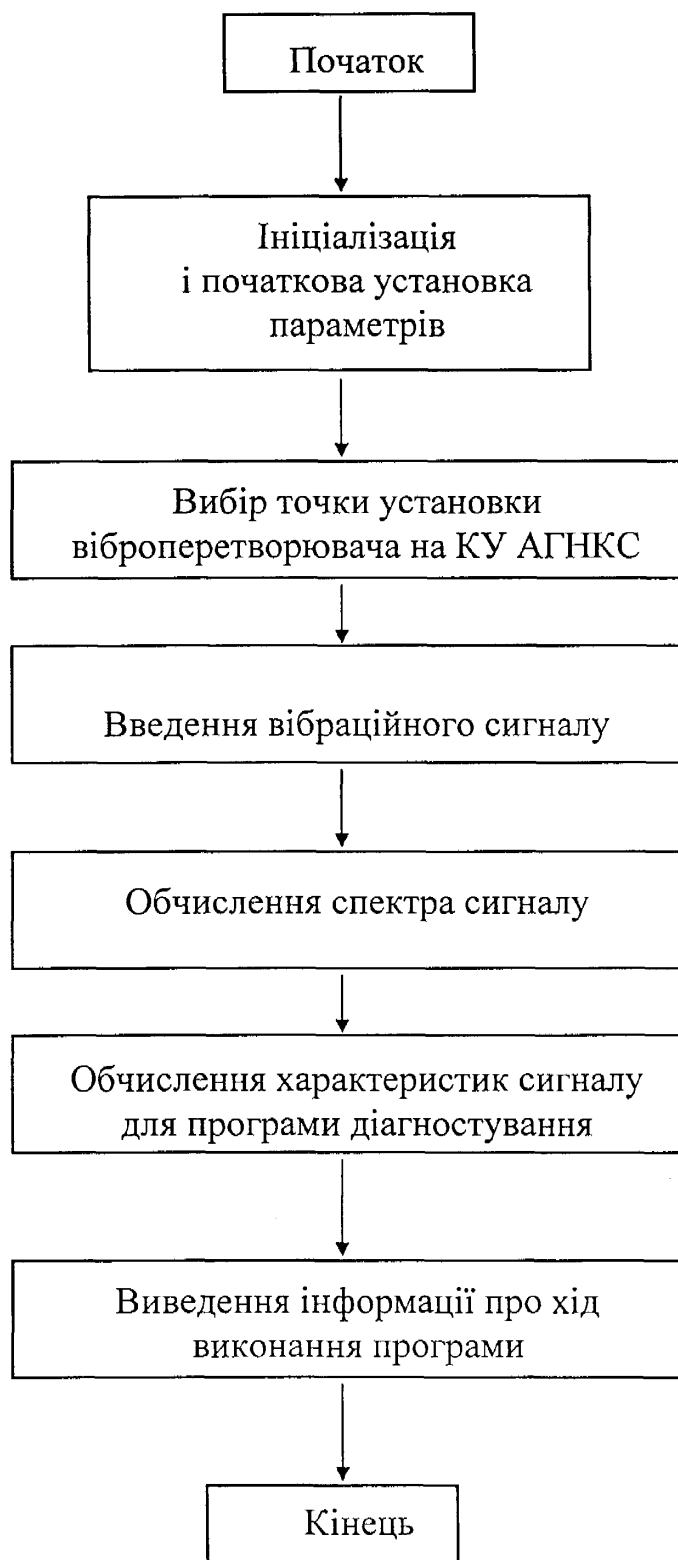


Рис. 4.3 Блок-схема програми збору вібродіагностичної інформації

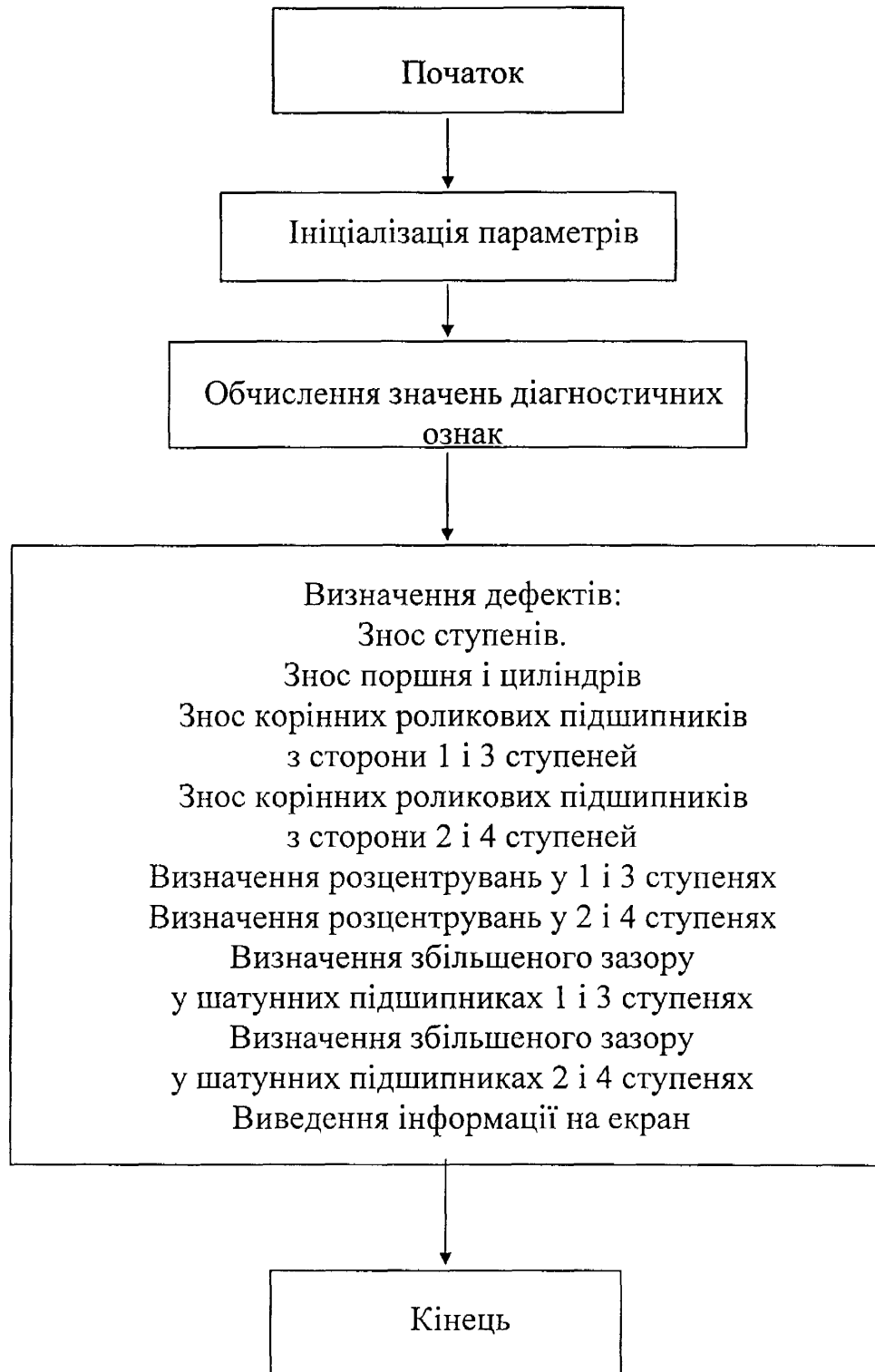


Рис. 4.4 Блок-схема програми діагностування КУ 2ГМ4-1, 3 /12-250

Крім того, додатково контролюється для першої ступені рівень вібрації у смузі 10, для другої ступені у смузі 11, для третьої ступені у смузі 16, для четвертої ступені у смузі 16. Знос поршнів і циліндрів діагностується по рівню вібрації у смузі 14.

4. 5. Спосіб діагностування циліндро-поршневої групи компресорних установок

В цьому параграфі описується спосіб діагностування циліндро-поршневої групи КУ, який може бути застосований для діагностування КУ АГНКС.

Спосіб дозволяє розширити функціональні можливості діагностування, зокрема виявити наявність розцентрувань у циліндро-поршневій групі і кривошипно-шатунному механізмі шляхом аналізу величини кута між плоскістю руху шатуна і напрямку максимальної вібрації.

Ця мета досягається за рахунок заміру рівнів вібрації по периметру циліндру у середній його частині у смузі частот, де джерелом вібрації є тертя між спрямовуючою частиною поршня і стінкою циліндру, і визначають місце максимального рівня вібрації і кут між площиною руху шатуна і напрямком максимальної вібрації, потім порівнюють величину кута з граничним значенням для даного типу компресору і за результатами порівняння роблять висновок про технічний стан циліндрів. Напрямок максимальної вібрації визначає місце торкання спрямовуючої частини поршня стінки циліндра при вибиранні щілини. Смуга частот, де джерелом вібрації є тертя, обирається виходячи з аналізу часової реалізації вібраційних сигналів.

В проміжку часу між вкладками поршня на часову реалізацію вібросигналу присутня складова частина коливань, що пов'язані з тертям між циліндром і поршнем. На спектрах вібрації силових циліндрів знаходять спектральні складові вібросигналів у часовому інтервалі.

Отримавши спектр вібрації у різних місцях циліндру по його периметру, аналізують рівень вібрації у смузі частот, у якій істотний внесок у вібросигнал вносить тертя між спрямовуючою поршня і стінкою циліндру, і знаходять напрямок максимальної вібрації, відповідний місцю торкання поршня і циліндру при вибиранні щілини. Далі визначають кут між площиною руху шатуна і напрямком максимальної вібрації. При перпендикулярності осей поршня і нижнього пальця шатуна перевірку привалки поршня до циліндру можна не проводити. При перевищенні кута визначеної величини можна робити висновок, що перевірку привалки треба обов'язково здійснити. Неправильна привалка зроблена тоді, коли напрямок мінімальної щілини зміщений відносно плоскості руху шатуна (місце мінімальної щілини між циліндром і поршнем лежить не у площині руху шатуна).

Спосіб реалізується таким чином. На працюючому агрегаті вимірюють рівні вібрації по периметру циліндру у середній його частині у смузі частот, де істотний внесок у вібросигнал вносить тертя між спрямовуючою частиною поршня і стінкою циліндру. Визначають кут між площиною руху шатуна і напрямком максимальної вібрації. Якщо кут перевищує встановлену величину для даного типу агрегатів, то проводять перевірку привалки поршня і усувають механічним способом виявлені дефекти.

Ефективність від застосування способу, що пропонується, досягається за рахунок збільшення ресурсу роботи циліндрів і міжремонтного періоду, зниження затрат на експлуатацію. Крім цього, збільшується надійність роботи компресорних установок, знижуються аварійні зупинки на АГНКС.

4.6. Пристрій для контролю вібрацій

Пристрій, що пропонується, відноситься до вимірювальної техніки і може бути використано при вібраційній діагностиці машин і механізмів у процесі експлуатації.

Задача, рішення якої здійснюється за допомогою винаходу - підвищення надійності роботи пристрою для контролю вібрацій. Технічна новизна полягає в тому, що у пристрої використовуються схеми затримки для захисту від імпульсних завад, а також схеми блокування сигналів попереднього і аварійного захисту при несправностях, що виникають у блоках пристрою.

Стандартні пристрої для контролю вібрації містять: послідовно з'єднані віброперетворювач, смуговий фільтр, підсилювач і перший пороговий елемент, блок аварійного захисту, блок аварійної сигналізації, блок попереджувальної сигналізації, блок живлення. Запропонований пристрій оснащено другим і третім пороговими елементами, входи котрих з'єднані з входом першого порогового елемента, першою схемою порівняння, два входи якої з'єднані з виходами першого і другого порогових елементів, інші входи з'єднані з виходами блока живлення, другою схемою порівняння, два входи якої з'єднані з виходами другого і третього порогових елементів, інші входи - з виходами блока живлення, третьою схемою порівняння, першою схемою затримки, вхід якої з'єднаний з виходом першої схеми з виходом другої схеми порівняння, а вихід через п'яту схему порівняння, під'єднаний до одного з установчих входів третього тригера, причому другий вхід п'ятої схеми порівняння з'єднаний з виходом третього порогового елемента, а другий установчий вхід третього тригера з'єднаний з виходом третього порогового елемента через другий інвертор і шосту схему порівняння, другий вхід якої з'єднаний з першим виходом другого тригера, при цьому вихід першого тригера з'єднаний з входом блока аварійної сигналізації, другий вихід другого тригера - з блоком захисту, а вихід третього тригера - з блоком попереджувальної сигналізації.

Блок-схема пристрою приведена на рис. 4.5.

Пристрій утримує послідовно з'єднані віброперетворювач 1, смуговий фільтр 2, підсилювач 3, перший пороговий елемент 4, другий 5 і третій 6 порогові елементи, входи яких з'єднані з входом першого порогового елемента 4,

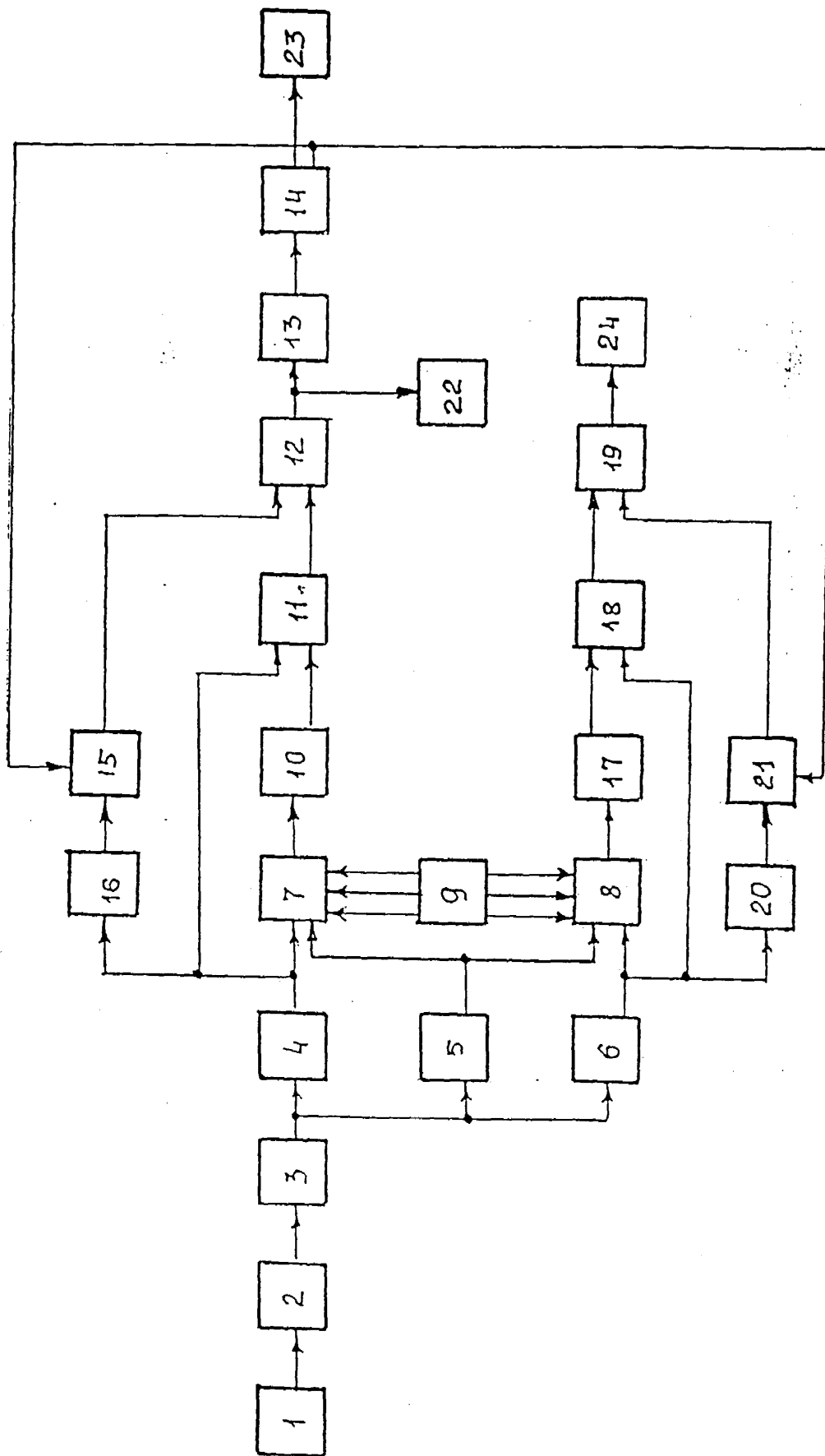


Рис. 4.5 Блок-схема пристрою для контролю вібрації компресорних установок АГНКС

перша схема 7 порівняння, два входи якої з'єднані з виходами першого 4 і других 5 порогових елементів, а інші - до виходів блока 9 живлення, друга 8 схема порівняння, два входу якої з'єднані з виходами другого 5 і третього 6 порогових елементів, а інші – з виходами блока живлення, перша схема 10 затримки, вхід якої з'єднаний з виходом першої схеми 7 порівняння, а вихід - з першим входом третьої схеми порівняння, другий вхід якої з'єднаний з виходом першого порогового елемента 4, перший тригер 12, один з установчих входів якого з'єднаний з виходом третьої схеми I порівняння, першого порогового елемента 4, а другий - з першим виходом другого тригера 14, третя схема 17 затримки, вхід якої з'єднаний з виходом другої схеми 8 порівняння, а вихід через п'яту схему 8 порівняння, з'єднаний з одним з установчих входів третього тригера 19, причому другий вхід п'ятої схеми 18 порівняння з'єднаний з виходом третього порогового елемента 6, а другий установчий вхід третього тригера 19 з'єднаний з виходом третього порогового елемента 6 через другий інвертор 20 і шосту схему 21 порівняння, другий вхід якої з'єднаний з першим виходом другого тригера 14, при цьому вихід першого тригера 12 з'єднаний з виходом блока 22 аварійної сигналізації, вихід другого тригера 14 - з блоком 23 захисту, а вихід третього тригера 19 - з блоком 24 попереджувальної сигналізації.

Працює пристрій таким чином.

Сигнал віброперетворювача 1 після фільтру 2 і підсилювача 3 надходить на входи порогових елементів 4, 5 і 6.

Пороговий елемент 4 має рівень спрацювання, який відповідає аварійному значенню, пороговий елемент 6 має рівень спрацювання попереджувальної сигналізації. Рівень спрацювання порогового елемента 5 обирається таким чином, щоб при мінімальній амплітуді сигналу з віброперетворювача 1 на його виході був сигнал, який подається на входи схем 7 і 8 порівняння. При обриві кабелю віброперетворювача 1 сигнал на виході порогового елемента відсут-

ній, блокуються схеми 7 і 8 порівняння і робота всього пристрою. Аналогічне відбувається за відсутністю хоча б однієї з вихідних напруг блока 9 живлення.

При досягненні амплітудою сигналу з віброперетворювача 1 рівня аварійної сигналізації сигнал порогового елемента 4 через схему 7 порівняння (за наявності всіх інших сигналів) запускає схему 10 затримки. Час затримки встановлюється таким, щоб короточасні підвищення амплітуди вібрації, а також імпульсні завади не приводили до спрацювання схем попереджувальної і аварійної сигналізації. Якщо дійсно з'являється стійкий сигнал на виході порогового елемента 4, то відбувається порівняння сигналів на входах схеми 1 порівняння і її вихідний сигнал переключає тригер 12 у "одичний" стан. При цьому сигнал аварійної сигналізації формується у блоку 22. Вихідний сигнал тригера 12 затримується схемою затримки 13 на час, що необхідний оператору для прийняття рішення. Якщо сигнал аварійного захисту не блокується оператором, то вихідний сигнал схеми затримки 13, переключає тригер 14 у "одичний" стан, формується у сигнал аварійного захисту. Аналогічним чином працює канал попереджувальної сигналізації, в який входять: схема порівняння 8, схема затримки 17, схеми порівняння 18 і 21, інвертор 20, тригер 19 і блок попереджувальної сигналізації 24.

Таким чином, введення нових елементів забезпечує контроль пристрою, захист від завад і, таким чином, підвищує надійність його функціонування.

Пристрій, що захищений авторським свідоцтвом, був виготовлений і пройшов випробування для захисту технологічного обладнання компресорних установок АГНКС – 4HR3KN-200/210-5-249 (виробництва НДР).

Пристрій вібраційного контролю входить до складу системи контролю та діагностування за параметрами вібрації технічного стану компресорних установок автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій.

Контроль вібрації відбувається в реальних умовах експлуатації компресорної установки на АГНКС.

Пристрій вібраційного контролю КУ АГНКС забезпечує безперервний контроль двома каналами, індикацію середньоквадратичного значення вібраційної швидкості, світлову попереджувальну та аварійну сигналізацію після досягнення граничних значень сигналів датчиків. До складу пристрою входять два функціональних блоки і блоки живлення та контролю.

Сигнали з датчиків вібрації подаються на входи функціональних блоків. До складу кожного з функціональних блоків входять фільтр низьких частот, інтегратор, детектор, блок компараторів та індикатори. Сигнал з датчика, пропорційний вібраційному прискоренню, надходить на вхід функціонального блоку, фільтрується, інтегрується, перетворюється детектором у постійну напругу, яка пропорційна середньоквадратичному значенню вібраційної швидкості. З виходу детектора сигнал подається на вхід блоку компараторів та блоку індикації у цифровій формі значень вібраційної швидкості. Схема внутрішнього контролю формує сигнали, які призначені для перевірки коефіцієнтів передачі функціональних блоків.

Контроль технічного стану пристрою передбачено здійснювати трьома способами:

- внутрішній контроль загального коефіцієнту передачі функціональних блоків;
- контроль динамічних та амплітудно-частотних характеристик функціональних блоків за допомогою стандартних вимірювальних приладів;
- контроль динамічних та амплітудно - частотних характеристик датчика, підсилювача та функціонального блоку за допомогою вібраційного стенду.

Методика проведення технічного обслуговування та контролю технічних характеристик пристрою наведена в технічному опису та інструкції з експлуатації.

В даний час пристрій пройшов випробовування в умовах експлуатації. За період експлуатації пристрою перевірка коефіцієнтів передачі внутрішнім ко-

нтролем виконувалась один раз на десять днів і показала поступове зниження коефіцієнтів передачі функціональних блоків.

Перевірка пристрою стандартними вимірювальними приладами проводилась через кожні три місяці експлуатації.

Отримані результати вказують на достатню надійність показань пристрою після тривалої експлуатації .

Мали місце проблеми, що виникли в процесі експлуатації пристрою. Однією з проблем була реакція функціональних блоків на нестационарні процеси, які виникають під час ввімкнення та зміни режимів навантажень компресора.

Необхідне усереднення проводиться за допомогою інтегратора (операційного підсилювача з конденсатором в зворотному зв'язку), у якому після поділення на інтервал часу T отримується оцінка середнього значення сигналу для заданого інтервалу. Цей спосіб ґрунтується на прямому функціональному представленні математичної операції усереднення. Для стаціонарного періодичного сигналу усереднення забезпечує достатньо точне вимірювання параметрів вібрації за відрізок часу, який перевищує час затримання τ даного фільтру в 4-5 разів. При цьому мається на увазі, що τ перевищує період сигналу. У випадку стаціонарного випадкового сигналу до вибору часу усереднення слід підходити як до вибору потрібної довжини реалізації. Необхідна довжина реалізації T_2 для отримання оцінки середньоквадратичного відхилення τ_v з заданою похибкою ϵ для стаціонарного центрованого випадкового процесу дорівнює:

$$T_2 = 1 / 4B_0\epsilon^2 \quad (4.1)$$

де B_0 - частотний діапазон процесу.

Мінімальне значення середньоквадратичної похибки досягається тільки

при $\tau \rightarrow \infty$. Але якщо $\tau = T_2$, нормована середньоквадратична похибка $\varepsilon = 1,04$ В0 T_2 , що всього на 4% більше мінімального значення.

Частота обертів вала компресора становить 5 Гц, тобто $T_2 = 0,2$ с. Виходячи з цього вибрано значення $\tau = 1$ с ($C = 100$ мкФ, $R = 10$ кОм).

Перехідні процеси, які пов'язані із включенням компресора, досліджувались з метою виключення помилкових спрацювань попереджувальної та аварійної сигналізації. В результаті досліджень встановлено, що найбільш прийнятним для виключення помилкових спрацювань попереджувальної та аварійної сигналізації є застосування затримки сигналів. Час перехідних процесів не перевищує п'яти секунд, але, для надійності системи контролю, затримку у часі на ввімкнення аварійної сигналізації встановлено десять секунд, крім того передбачено регулювання розміру цієї затримки, якщо система буде застосована на інших об'єктах, що мають інші характеристики перехідних процесів. Проведена метрологічна атестація пристрою.

Зміни коефіцієнтів передачі функціональних блоків, що виявлені в процесі контролю динамічних та амплітудно-частотних характеристик, викликані зміною параметрів перехідних електrolітичних конденсаторів.

Перспективним напрямком підвищення ефективності використання пристрою віброконтролю КУ АГНКС є поєднання з ПЕОМ. Це дає можливість перетворити систему віброконтролю в діагностичний комплекс з широкими можливостями реалізації базових функцій збору даних, їх обробку, аналіз та відображення. Поєднання пристрою з ПЕОМ можна забезпечити через корекцію параметрів аналого-цифрового перетворювача (АЦП), що входить до складу функціонального блоку (підвищення розрядності до 12, підвищення частоти дискретизації), або застосуванням спеціальної плати в комп'ютері. Використання вмонтованих адаптерів забезпечує також максимальну швидкість обробки інформації, тому що плата встановлюється безпосередньо у вільний роз'єм розширення ISA і адресуються як стандартні пристрої введення -

виведення. Під час цього доступ до них може бути реалізований як програмно (режим переривання IRQ), так і з використанням прямого доступу до пам'яті (DMA). Таким чином, пристрій віброконтролю є зовнішнім, по відношенню до персонального комп'ютера, блоком першого рівня, що забезпечує узгодження з первинними перетворювачами і виконує функції комутації каналів, підсилення та фільтрації аналогових сигналів, а також у випадку використання вмонтованого АЦП аналого-цифрове перетворення сигналів (у цьому випадку сигнали від пристрою через цифровий вихід надходять в ПК через штатні інтерфейси - послідовний або паралельної дії).

Стаціонарний вібраційний пристрій контролю компресорних установок за час експлуатації працював надійно. Зміни параметрів функціональних блоків не вийшли за межі допусків.

Корекція технічних параметрів пристрою проведена за результатами досліджень і спрямована на підвищення надійності та ефективності функціонування системи вібраційного контролю.

Перспективним напрямком розвитку та вдосконалення системи вібраційного контролю компресорних установок АГНКС є застосування комп'ютерної техніки для більш детального аналізу вібраційних характеристик, розробка програмного забезпечення.

Розділ 5

ДІАГНОСТУВАННЯ ОСНОВНИХ ВУЗЛІВ КУ АГНКС

5.1. Порядок проведення діагностувань компресорних установок в умовах експлуатації

Система збору і обробки даних вібродіагностування КУ АГНКС (далі пристрій) являє собою пристрій, і методи, що дозволяють виміряти рівні віброприскорення у заданих дванадцяти діапазонах частот від 0 до 4000 Гц. Система призначена для зняття вібродіагностичної інформації про стан вузлів КУ і автоматизованої обробки безпосередньо в умовах експлуатації на АГНКС з видачею результатів діагностування на екран індикатора.

Для вимірювання рівня віброприскорення датчиком є віброперетворювач АВС-117-04.

Перед проведенням робіт з пристроєм, необхідно зарядити акумулятори. Зарядка акумуляторів здійснюється за допомогою зарядного пристрою "Імпульс ЗС-02", що входить у комплект поставки. Роз'єм для з'єднання зарядного пристрою знаходиться у нижній частині бокової панелі пристрою. Повний заряд акумуляторів здійснюється струмом 0,4А протягом 36 годин. Час зарядки може бути зменшено залежно від ступеня розряду акумуляторів. Заряд акумуляторів здійснюється при вимкнутих тумблерах ВК1 і ВК2.

Включати і вимикати пристрій необхідно за межами компресорного цеху.

Включити тумблери ВК1 і ВК2 - на верхній панелі повинна загорітись контрольна лампочка.

Натиснути нижню червону клавішу на верхній панелі пристрою. На екрані повинна з'явитись інформація початкового діалогу про готовність приладу до роботи.

Здійснити завантаження системного програмного забезпечення (ПЗ). Для завантаження системного ПЗ необхідно за допомогою клавіш управління курсору у положення СМП1 і натиснути клавішу <BK>.

Здійснити завантаження програми діагностування <КУ> 2ГМ4-1.3/12-250. Для цього необхідно подати команду LOAD "G". Команда LOAD " G" подається шляхом набору клавішами латинських літер і подальшим натисненням клавіш <BK>.

Після завершення завантаження на екрані висвічується повідомлення, що засвідчує про успішне завершення завантаження. Здійснити запуск на виконання програми діагностування. Для цього необхідно подати команду RUN. Команда RUN подається шляхом набору клавішами латинських літер з подальшим натисненням клавіші <BK>. Через 10-15 с. після запуску програми на екрані <ЖКИ> з'являється повідомлення «Номер агрегату?» , що свідчить про готовність пристрою і програмного забезпечення для збору вібродіагностичної інформації. Приєднати через зовнішній роз'єм, що знаходиться зліва на боковій панелі пристрою, віброперетворювач АВС-117 - 04 до приладу.

Готовий до роботи пристрій внести у компресорний цех.

Вказати номер агрегату, що діагностується. Для посилення номера агрегату необхідно набрати на екрані ЖКИ номер агрегату і натиснути клавішу <BK>. Після чого на дисплеї з'явиться:

“Агрегат Номер (Вказаний вами номер)
Установіть віброперетворювач в Точку 1
і натисніть <BK>”

Встановити віброперетворювач у точку 1 і натиснути <BK>. Після чого через 10-15 с. на екрані з'явиться 12 числових значень, відповідних рівням вібрації у точці номер 1.

компресорних установок АГНКС забезпечує зниження витрат на поточний ремонт і технічне обслуговування шляхом поліпшення якості експлуатації та технічного обслуговування, своєчасного виводу агрегатів в ремонт, попередження аварійних зупинок, збільшення часу використання компресорних установок та зменшення простоїв їх в ремонті.

Розрахунок фактичного прибутку складено на стадії впровадження на АГНКС ДК “Укртрансгаз” науково-дослідних робіт:

41.346/90-90 – Аналіз роботи і розробка системи діагностування та сервісного обслуговування АГНКС. № держ. рег. 0190038160. Інв.№ 02910020034.

41.46/91-92 – Виготовлення пристроїв і розробка технології для діагностування та сервісного обслуговування АГНКС. № держ. рег. 01910027205.

Інв.№ 0392U005067.

41.366/92-92 – Проведення вібраційних досліджень для набору статистичних даних з уточнення діагностичних ознак КУ АГНКС і авторський нагляд за партією діагностичних пристроїв. № держ. рег. UA010001388.

Інв.№ 0292U001039.

При виконанні цих науково-дослідницьких робіт використані результати, які отримані автором в дисертації “Розробка і впровадження вібродіагностичних систем для компресорних установок автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій”. Використані: технологія діагностування вузлів компресорних установок АГНКС, прилад і програмні засоби для діагностування компресорних установок АГНКС 2ГМ4-1,3/12-250.

Економічний ефект від впровадження системи діагностування і сервісного обслуговування КУ АГНКС одержаний за рахунок зміни режиму профілактичних робіт, зниження витрат на ремонт, збільшення міжремонтного періоду.

Розрахунок складений на підставі впровадження системи діагностування і сервісного обслуговування на АГНКС ДК “Укртрансгаз”.

Економічна ефективність від впровадження системи діагностування КУ

Натиснути < ВК > - на екрані з'явиться інформація про встановлення віброперетворювача у наступну точку. Далі виконуються вказівки, видані приладом на екрані. Перехід від зняття віброінформації з однієї точки до зняття інформації з другої здійснюється натисканням клавіші <ВК>.

Якщо з якої-небудь причини не вдалось одержати віброінформацію у визначеній точці, необхідно усунути причину неправильної установки датчика, відключення пристрою і т.п.) і здійснити вимірювання знову, вказав після знаку питання номер цієї точки.

Після процесу вимірювання у всіх точках, шляхом визначення номера точки, що цікавить, можна переглянути інформацію, що зберігається у пристрої, що запам'ятовує і відповідний рівень вібрації у цій точці.

Відтак, як у останній точці знята вібраційна інформація і видана у вигляді чисел на екран, натиснути клавішу <ВК> - з'являється другий знак питання. Набрати число 16 (14) і натиснути клавішу <ВК> - з'явиться числова інформація, відповідна рівням вібрації у точках N 1. Повторно набрати число 16 (14) - з'явиться знак питання. Ще раз набрати число 16 (14) і натиснути <ВК> - з'явиться інформація "Дефекти агрегату:", після чого через 5-10 с. пристрій дасть інформацію про технічний стан агрегату.

Після діагностування стану вузлів агрегату за допомогою описаних у пункті 5.1. операцій, можна переглянути всю зняту інформацію по всіх точках.

Винести пристрій за межі компресорного цеху.

Вимкнути пристрій. Для цього натиснути верхню червону клавішу на верхній панелі пристрою; вимкнути тумблер ВК2.

5.2. Результати впровадження діагностування компресорних установок

Впровадження системи діагностування та сервісного обслуговування

АГНКС досягається зниженням експлуатаційних витрат за рахунок:

а) зниження витрат на поточний ремонт і технічне обслуговування від своєчасного виведення агрегатів у ремонт по фактичному стану, запобігання аварійних зупинок;

б) збільшення часу використання КУ і зменшення простоїв їх у ремонті.

Розрахунок річного економічного ефекту від впровадження системи діагностування і сервісного обслуговування КУ АГНКС виконаний по формулі:

$$Д = Z_p (N1 - N2) n - Z_d \quad (5.1)$$

де, Z_p – середня вартість ремонту, тис.грн.;

$N1$ – кількість ремонтів: річний фонд (напрацювання, що припадає на 1 агрегат, до впровадження);

$N2$ – кількість ремонтів: річний фонд (напрацювання, що припадає на 1 агрегат, після впровадження);

n – середня кількість працюючих агрегатів ДК "Укртрансгаз"

Z_d – річні витрати на проведення діагностувань, тис.грн.

Враховуючи, що у 1999 р працює у середньому 65 агрегатів, сумарний економічний ефект складає:

В таблиці 5.1 приведені початкові дані для розрахунку.

Таблиця 5.1

Початкові дані для розрахунку економічного ефекту

Компресорна установка	Розрахункова середня вартість ремонту, тис.грн.	Кількість ремонтів: річний фонд (напрацювання, що припадає на 1 агрегат до впровадження)	Кількість ремонтів: річний фонд (напрацювання, що припадає на 1 агрегат після впровадження)
1	2	3	4
2ГМ4-1,3/12-250	26,0	1,6716	1,3

$$D = 26.0 \cdot (1.6716 - 1.6101) \cdot 65 - 108.0 = 520 \text{ тис. грн.}$$

Економічний ефект на один агрегат – 8,0 тис. грн.

Загальний фактичний прибуток від впровадження – 520 тис. грн. Доля автора дисертаційної роботи “Розробка і впровадження вібродіагностичних систем для компресорних установок автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій” складає 50% від фактичного прибутку і дорівнює 260 тис. грн.

5.3 Перспективи розвитку засобів віброконтролю та вібродіагностування КУ АГНКС

Задача віброконтролю машин - це сигналізація про виникаючі пошкодження і небезпечний стан машин і установок. Для цього виміряні параметри машини контролюються і оцінюються. Якщо вони перевищують задані граничні значення, то подаються сигнали, використані для сигналізації, аж до аварійного відключення установки. Включення системи контролю машин безпосередньо у систему управління процесом ставлять екстремальні високі вимоги до її надійності і безпеки у експлуатації.

Одним з основних напрямків розвитку віброконтролю є удосконалення систем збору інформації про вібраційний стан агрегатів переносними портативними приладами, що мають електронні блоки для запам'ятовування досить великої кількості вимірних параметрів. Доцільна розробка також дешевих і надійних стаціонарних систем збору інформації. Ці системи збору дуже зручні і ефективні в експлуатації.

Важливим є створення банків даних про вібраційний стан КУ, а також спеціалізованих засобів для рішення таких задач: прийняття вимірів від системи збору інформації; зберігання вимірів у архіві; забезпечення індикації вібрацій-

ного стану і автоматизованого документування; надання основних даних для діагностики машин; прогнозування очікуваної вібраційної характеристики.

Задача вібраційного діагностування полягає у ідентифікації пошкоджень окремих вузлів КУ, визначенні ступеня розвитку дефектів, визначенні економічно-доцільних заходів по усуненню дефектів.

Рішення задач діагностування здійснюється і розвивається у двох напрямках:

- перший напрямок містить наукові дослідження, пов'язані з вивченням механічних і фізичних процесів взаємодії конструктивних елементів КУ. Розвиток цього напрямку пов'язаний з вивченням вібраційних рухів елементів КУ внаслідок їх силових і ударних взаємодій. Перспективним є вивчення складних просторових коливань об'єктів і виявлення причин коливання. Важливим є вивчення ударних контактних взаємодій у щілинах сполучень конструктивних елементів. Доцільні дослідження вібраційних процесів у взаємозв'язку зі всіма іншими параметрами роботи агрегатів. Цікавим є вивчення хвильових механічних процесів у елементах конструкції з урахуванням її пружних і пластичних властивостей. Такі дослідження здійснюються з метою виявлення зв'язків між параметрами коливальних вібраційних процесів (які можуть бути вимірними на працюючому агрегаті) і дефектах машин, що знижують її ресурс, економічність, надійність і можуть привести до аварії. Виявлення таких зв'язків дозволяє ідентифікувати дефекти і степінь їх розвитку. Актуальними є дослідження по вивченню швидкості розвитку кожного дефекту, що існує у агрегаті, як ізольовано, так і у взаємозв'язку з іншими несправностями агрегату. Такі дослідження дозволяють прогнозувати працездатність машин, оцінювати їх ресурс. Актуальні економічні дослідження з метою пошуку оптимальних технологічних рішень (з економічної точки зору) у кожній конкретній ситуації при обслуговуванні бездефектних агрегатів і агрегатів з ідентифікованими дефектами

- другий напрямок пов'язаний з розробкою технологічних і технічних методів і засобів, що забезпечують швидку автоматизовану ідентифікацію дефектів і прийняття оптимального рішення по обсягу і термінам обслуговування агрегатів. Розвиток цього напрямку пов'язаний з створенням технічних засобів, що забезпечують збір параметрів і інформації про вібраційні і інші дані, які необхідні для діагностування. Формування баз достовірних даних, як повних, так і локальних з спеціалізованим програмним забезпеченням, що дозволяють легко вилучати необхідну інформацію у зручному вигляді. Актуальними є роботи по створенню програмного забезпечення, що дозволяє автоматично визначати дефекти вузлів агрегатів, планувати ремонти і технічне обслуговування; прогнозувати аварійні ситуації; визначати заходи по запобіганню аваріям; здійснювати інформаційне забезпечення діагностування шляхом передачі даних; оптимізувати використання ресурсів у ремонтно-технічній, інформаційній і експертно-аналітичній службах.

Рішення зазначених задач забезпечить значну економію ресурсів.

Однією з найбільш важливих функцій діагностичних інформаційних систем є надання необхідних даних для оптимізації програм ремонтно-технічного обслуговування агрегатів, що дозволить перейти до повсюдного впровадження попереджувальних ремонтів не за планом, а по мірі необхідності.

В таблиці 5.2 вказані загальні перспективи розвитку окремих елементів комплексу ремонтно-технічної служби.

Інформаційні системи діагностування КУ АГНКС, дозволяють збільшити кількість способів ремонтно-технічного забезпечення, розширити використання телеметричних електронних приладів, що збирають та впорядковують інформацію.

Впровадження систем збору і обробки даних буде сприяти зниженню експлуатаційних видатків, підвищенню надійності роботи обладнання і переходу до попереджувального ремонту по мірі необхідності.

Таблиця 5.2

Розвиток ремонтних служб КУ АГНКС

Елементи служби	1985 - 1999 р.	2000 - 2100 р.	Служба у майбутньому
Цілодобове чергування на АГНКС.	Всюди	Автоматизація на більшості АГНКС	
Планово-попереджувальна система обслуговування	Виконання ремонтів суворо за планом	Зменшення вимог до регламентаційних ремонтних робіт. Впровадження ремонтів з необхідності	Виконання ремонтів з необхідності
Використання електронних КВП.	Практично відсутні.	Впровадження окремих типів електронних КВП	Використання тільки електронних КВП.
Використання телеметричних систем збору даних.	Відсутні	Впровадження окремих телеметричних систем збору даних.	Широке впровадження телеметричних систем збору даних.
Використання аналітичних програм.	Відсутні	Початок впровадження аналітичних систем і програм	Широке впровадження аналітичних систем і програм.

5.4. Про роботу АГНКС на підприємствах ДК “Укртрансгаз”

Одним з важливих напрямків діяльності ДК “Укртрансгаз” є забезпечення автотранспортних засобів природним газом як моторним паливом. Сьогодні на автомобілях, що використовують природний газ, можна проїхати від західного до східного кордону України. Мережа автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій (АГНКС) ДК “Укртрансгаз” має зв’язок з мережею АГНКС сусідніх країн і успішно може забезпечити міждержавні перевезення

автомобілями, що працюють на природному газі. Підтвердженням цього був автопробіг “Рим-Київ” на автомобілях, які використовували в якості моторного палива природний газ. Маршрут пробігу довжиною більше ніж 10 тис.км. проходив по багатьох країнах Європи і фінішував в Україні в м. Києві. З міста Ужгорода до Києва 50 автомобілів з різних країн світу проїхали заправляючись природним газом на українських АГНКС.

Підприємства ДК “Укртрансгаз” експлуатують 87 АГНКС в 65 містах та по головних автомагістралях України.

Сумарна потужність мережі АГНКС може забезпечити заправку до 80 тис. автомобілів і замінити природним газом 610 тис.т. бензину на рік. За обсягами заміни бензину на газ Україні належить перше місце серед країн СНД.

Проте найбільшого завантаження станцій було досягнуто тільки в 1992 р., яке становило 45,9 % від проектного, і в подальшому щорічно знижувалось.

Середнє завантаження АГНКС ДК “Укртрансгаз” в 1997 р. становило 17,8 %. При цьому було реалізовано для автомобілів 117,8 млн. м³ газу як моторного палива, що дало змогу зберегти для народного господарства України 109,0 тис .т бензину. Незважаючи на те, що в 1997 р. вартість газових заправок на АГНКС знизилась, обсяги реалізації газу в порівнянні з попереднім роком не підвищились. Значне падіння обсягу реалізації газу в 1997 р. відносно попереднього сталося на АГНКС підприємств: Харківтрансгаз на 25,2 %; Черкаситрансгаз - 22,9 %; Прикарпаттрансгаз -20,9 % ; Київавтогаз - 26,2 %.

Причинами падіння завантаження АГНКС і відповідно низького використання природного газу як моторного палива (менше 3 % в паливному балансі автотранспорту) є:

скорочення перевезень народногосподарських вантажів автотранспортом;
відсутність достатньої кількості газобалонних автомобілів через значну дорожнечу газобалонного устаткування, яке закуповується по імпорту;

небажання автотранспортних підприємств переводити роботу автотранспорту на стиснений газ через його високу ціну порівняно з бензином;

відсутність Закону України про альтернативні види моторного палива, який економічно стимулював би використання газу в якості моторного палива, спорудження АГНКС різних типів, випуск газобалонного обладнання і експлуатацію газобалонних автомобілів.

Зниження обсягів реалізації газу призвело в 1997 р. до збиткової роботи мережі АГНКС, в результаті витрати на функціонування станцій ДК "Укртрансгаз" значно перевищили обсяги реалізації товарної продукції. Найбільші збитки мали АГНКС на УМГ "Донбастрансгаз", УМГ "Львівтрансгаз", УМГ "Харківтрансгаз". Збитки від роботи АГНКС покриваються, як правило, за рахунок прибутку, отриманого від діяльності основних виробництв ДК "Укртрансгаз", до яких відносяться видобуток і транспортування газу та переробка вуглеводневої сировини.

Показники роботи АГНКС за кілька попередніх років свідчать про те, що витрати на експлуатацію газонаповнювальних компресорних станцій окупаються тільки за умов завантаженості не менш ніж на 30 %. Проте в 1997 році кожна третя АГНКС була завантажена до 10 % від проектної потужності.

Найбільше зниження завантаженості станцій в 1997 р. відбулося в УМГ "Черкаситрансгаз" (до 10,9 %), УМГ "Прикарпаттрансгаз" (до 11,8 %) і в УМГ "Харківтрансгаз" (до 12,6%).

Зауважимо, що газ як моторне паливо має свої переваги, його застосування дає можливість значно збільшити моторесурс двигунів, зменшити забруднення навколишнього середовища, тому вирішувати проблему експлуатації АГНКС слід на державному рівні. Наявність реклами у цьому напрямку є одним із заходів збільшення обсягів реалізації газу, підвищення завантаженості АГНКС та забезпечення їх рентабельності. З метою збільшення завантаження

діючої мережі АГНКС, її подальшого розвитку ДК “Укртрансгаз” вважає доцільним прискорити:

- затвердження Кабінетом Міністрів України представленої Держнафтогазпромом Державної програми використання газу як моторного палива автотранспортом України;

- розгляд у Верховній Раді України поданого проекту Закону України “Про альтернативні види моторного палива”.

До прийняття вищеназваних документів, щоб зацікавити автотранспортні підприємства, ДК “Укртрансгаз” знизив ціну на природний газ, який використовується в автомобільному транспорті як паливо. Зниження ціни на стиснений газ у четвертому кварталі 1997 р. здійснено до рівня 0,29 грн. за 1 м³ газу при комерційній ціні за 1 л бензину А-76 0,50 грн. Співвідношення цін на газ і бензин становить 58 %. Проте світова практика показує, що використання природного газу як моторного палива економічно вигідне споживачеві при його ціні на рівні 50-55 % від еквівалентної вартості бензину А-76. Для підвищення завантаженості станцій до рівня не менше 30 % від проектної потужності, коли робота АГНКС стане прибутковою, і для виводу їх із кризи слід подбати про можливість забезпечення газобалонним обладнанням власного парку автотранспорту товариства. Треба за період 1998-1999 рр. значну частину автотранспорту перевести на “блакитне паливо”, тобто відмовитись від використання бензину та економити на цьому значні кошти.

Активізувати роботу АГНКС підприємств ДК “Укртрансгаз” допоможе введення погодинно-преміальної системи оплати праці. Заробітна плата працівників станції має залежати від обсягів реалізованого газу. Вирішення проблеми автоматизації процесу заправки та підвищення точності обліку газу забезпечить впровадження більш точних лічильників газу на АГНКС і колонок ЕТ-6 з лічильниками газу, що мають точність заміру до 1 %, зменшення витрат на експлуатацію АГНКС можливе за рахунок переведення їх на газове

опалення замість обігріву від міських електромереж. Це дасть можливість на 20-30 % скоротити витрати на електроенергію, які сягають 20 % від собівартості їх послуг. Технічна складність експлуатації АГНКС полягає в тому, що їх обладнання виробляється різними заводами і навіть державами і складає значну номенклатуру запасних частин і незначну їх кількість. Це ускладнює як поставку запасних частин, так і ремонт обладнання, але при виконанні окремих ремонтів обладнання АГНКС власними силами можливе деяке їх здешевлення.

Економічна і екологічна актуальність використання природного газу як моторного палива стала світовою проблемою. Активно працюють над цією проблемою в США, Канаді, Австралії, Новій Зеландії, Італія, Аргентині, Україні, Росії та інших країнах СНД, Західної Європи і на Близькому Сході. Утворено Європейську міжнародну асоціацію по використанню природного газу в автомобільному транспорті. В 1997 році в світі по різних оцінках на газомоторному паливі працювало до 1,5 млн. автомобілів. Прихильників використання газомоторного палива в світі з кожним роком збільшується.

В різних країнах світу при використанні природного газу як моторного палива дають різні форми стимулювання. В США трьома федеральними законами регулюються податкові і кредитні пільги, дотації на придбання автомобілів, газобалонного обладнання і обладнання АГНКС. Такі ж пільги і дотації передбачені в законодавстві окремих штатів. Так, в штаті Нью-Мексико створений фонд в розмірі 5 млн. доларів для фінансування робіт по розширенню використання стисненого газу. В штату Північна Дакота виділяється 10 % на знижка витрат по переобладнанню автомобілів на стиснений природний газ. В штатах Оклахома і Техас природний газ і пропан звільнені від податку на продаж при їх реалізації як моторне паливо. В штаті Юта передбачені субсидії в розмірі 500 доларів на придбання нового транспортного засобу і 400 дол. при переобладнанні автомобіля на стиснений газ. Приватному сектору виділяють-

ся низько відсоткові позички. Величина позички для газобалонного автомобіля коливається від 4 до 18 тис. доларів. Встановлено нормативи по придбанню автомобілів на газобалонному паливі до 2000 року. Ціна на стиснений природний газ встановлена на рівні 39%-ної вартості бензину.

В Канаді передбачена компенсація фірмам і приватним особам :

за будівництво АГНКС - 500 тис. доларів;

за переобладнання автомобіля на стиснений природний газ власнику - 500 доларів.

Ціна на стиснений природний газ встановлена 23 % від вартості бензину.

В Італії розроблено державну екологічну програму використання стисненого природного газу. Відпускна ціна 1 м³ стисненого газу становить 44,8 % від вартості бензину. Річний податок на двигун, що працює на стисненому газі, найнижчий і складає 10 дол./к.с. (дизпалива 27,0 дол./к.с.).

В Іспанії з 1986 р. реалізується державна програма, яка передбачає будівництво 446 АГНКС, переобладнання на стиснений природний газ 13 тис, автомобілів. На програму виділено 267 млн. доларів США.

У Венесуелі розроблена трирічна програма газифікації автотранспорту, яка передбачає будівництво 212 АГНКС, безплатну установку газобалонного обладнання на першому етапі; в подальшому – установку по лотереї.

В Росії передбачається (проект Закону) доведення на стиснений природний газ до 2005 року частки державних автомобілів;

вантажних – до 30%;

автобусів – до 40%;

легкових – до 18%.

Існує державне регулювання ціни на стиснений природний газ – не більше 50% від вартості бензину А-76.

Враховуючи економічну та екологічну актуальність проблеми використання газу як моторного палива, а також з метою зменшення негативних наслідків

від тенденції скорочення споживання газу для автомобільного транспорту в ДК “Укртрансгаз” розроблено концепцію розвитку мережі АГНКС, що передбачає нові підходи до її розвитку, а також усієї інфраструктури для переведення автотранспорту на природний газ.

Україна має всі можливості для подальшого розвитку мережі АГНКС і збільшення обсягів заміни бензину природним газом:

Сумське МНВО ім. Фрунзе має створені промислові потужності по випуску автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій (АГНКС) на 250, 125 і 45 заправок на добу;

Дочірня компанія “Укртрансгаз” створила потужну мережу АГНКС, розвинену систему ремонтного і експлуатаційного обладнання станцій, щорічно будує нові АГНКС;

Маріупольський металургійний комбінат має потужності для випуску 400тис. газових балонів на рік;

авіаційно-промислове об’єднання ім. Антонова (м. Київ) має розробку по випуску газопаливного устаткування для автомобілів.

Для підтримання в надійному технічному стані і модернізації діючих АГНКС, а також для введення в дію в 1998 р. запланованих і розпочатих будівництвом станцій необхідні капітальні вкладення в розмірі 17,8 млн. грн. Цими капітальними вкладеннями передбачається проведення середнього ремонту компресорних агрегатів і придбання для цього запасних частин; закупівля і впровадження замірних лічильників газу на вході станції і газорозподільних колонок ЕТ-6; проведення чергової атестації діючих колонок ЕТ-6; огляд акумуляторів газу ГСС-1, а також закінчення будівництва і заплановане введення в дію нових станцій в УМГ “Київтрансгаз” і УМГ “Черкаситрансгаз”.

Нерентабельна робота АГНКС вимагає проведення детального аналізу їх витрат на виробництво, визначення доцільності господарської діяльності дію-

чих станцій, а також досконального попереднього техніко-економічного обґрунтування можливої завантаженості та прибутковості станцій, які заплановано будувати. Слід також подумати про можливу консервацію ряду станцій з найнижчою завантаженістю. Доцільно було б разом із технологічними службами автомобільної галузі запроектувати розробку двигуна, який би без додаткових капіталовкладень був спроможним працювати як на бензині, так і на “блакитному паливі”.

При розширенні мережі АГНКС і всієї інфраструктури, пов’язаної з переводом автотранспортних засобів для роботи на природному газі, в якості моторного палива, потрібно враховувати:

- перевезення вантажів на всіх основних автомагістралях України з врахуванням міждержавних перевезень;
- будівництво нових АГНКС планувати для заправки автомобілів не тільки природним газом, але і скрапленим газом, бензином і дизпаливом, з пунктами діагностичного і сервісного обслуговування ГБО автомобілів.

Для заправки автомобілів природним газом в місцях їх дислокації передбачати гаражні АГНКС. При будівництві АГНКС в комплекті з обладнанням АГНКС повинно поставлятися не менше 40-50% ГБО від кількості заправок АГНКС тому, що існуючі АГНКС, як правило, розташовані у великих містах України, найчастіше на транзитних магістральних шляхах, далеко від місць дислокації більшості автотранспортних підприємств, що призводить до великих холостих пробігів для здійснення заправки балонів стисненим природним газом.

Такі незручності часто стають причиною відмови власників автотранспортних засобів від використання стисненого природного газу, як моторного палива, бо холості пробіги знижують економічну ефективність і екологічні переваги роботи автомобілів з газобалонним обладнанням.

Для підвищення ефективності роботи на державному рівні потрібно запровадити економічні стимули. До таких стимулів можна віднести:

- зменшення арендної плати за землю, що виділяється для будівництва АГНКС та станцій переобладнання і сервісного обслуговування автомобілів з ГБО;
- підготовка проведення тендерів з метою інвестування організації виробництва в Україні газопаливної апаратури і полегшених балонів високого тиску за українськими технологіями;
- виділення в містах України ділянок землі для будівництва АГНКС, суміщених із заправкою рідкими паливами, із залученням потенційних інвесторів;
- будівництво станцій переобладнання та сервісного обслуговування автомобілів з ГБО;
- розробка і реалізація в великих містах України раціональної системи руху транспорту з урахуванням вимог екології, причому екологічно чистим автомобілям з ГБО має бути дозволено проїзд без обмежень;
- заборона поставки і продажу в великих містах та курортних зонах України рідких моторних палив, що не відповідають міжнародним стандартам якості;
- поступовий перехід до обов'язкового обладнання автотранспортних засобів, які працюють на нафтових моторних паливах, пристроями каталітичного очищення продуктів згорання;
- поступове і суттєве підвищення штрафних санкцій за забруднення атмосфери для власників автотранспортних засобів, що працюють на нафтових моторних паливах;
- розробка і поступове впровадження таких нормативів шкідливих викидів з двигунів внутрішнього згорання, що наближаються за своїми вимогами до європейських стандартів.

Це зняло б багато зайвих проблем, пов'язаних із завантаженням АГНКС, за безпечило їх рентабельність та дало б значний економічний і екологічний

ефект в народному господарстві України.

ВИСНОВКИ

Збереження низького рівня ремонтпридатності КУ АГНКС протягом тривалого терміну експлуатації зумовлено в значній степені відсутністю кардинального рішення цілого комплексу питань, пов'язаних з організацією ремонту по фактичному стану.

В дисертації визначені основні вимоги до розроблюваної системи технічного обслуговування і діагностування АГНКС, що забезпечують концепцію орієнтовану на технічне обслуговування в залежності від технічного стану. Згідно цієї концепції, важливі для експлуатації параметри необхідно досить часто вимірювати, обробляти і інтерпретувати. При цьому розглядається не тільки поточний стан машин, а також тенденції зміни виміряних величин, на базі котрих розробляються прогнози. Таким чином, можна попередньо обчислювати моменти технічного обслуговування і оперативно їх планувати.

Для забезпечення використання концепції технічного обслуговування, орієнтованої на стан, розроблені технічні засоби для системи збору і обробки даних вібродіагностування АГНКС. Основою технічних засобів системи є розроблений пристрій, що забезпечує реєстрацію вібраційних сигналів і їх обробку. Пристрій може бути використано також для реалізації інших алгоритмів діагностування. Виготовлений експериментальний зразок пристрою. Розроблена структура системного програмного забезпечення пристрою.

Проведені експериментальні дослідження вібраційного стану силових компресорних установок АГНКС по розробленій методиці за допомогою апаратури і, спеціально для цих цілей, розроблених програм для ПЕОМ. Проведений аналіз результатів експериментальних досліджень і визначені вібродіагностичні ознаки технічного стану компресорних установок.

На ряд способів діагностування і конструктивних елементів пристроїв одержані авторські свідоцтва СРСР, патенти, або подані заявки на передбачувані винаходи.

Намічені перспективи розвитку концепції обслуговування технологічного обладнання і можливостей використання розроблених технічних засобів для збору і обробки інформації про вібраційний стан об'єктів.

Основні висновки роботи є:

1. Статистичний аналіз показників надійності для компресорних установок АГНКС, що експлуатуються на території України за період 1986-1996 рр. показав, що для різних типів КУ напрацювання на відмову лежить в межах 60-6000 годин, коефіцієнт готовності – в межах 0.242 – 1.0, коефіцієнт технічного використання – в межах 0.224-1.0. Відмічається істотна розбіжність рівня надійності однотипних установок, які експлуатуються різними підприємствами, що свідчать про різний рівень обслуговування. Підвищення рівня надійності експлуатації вимагає кардинального рішення проблеми технічного обслуговування за реальним станом, ідентифікованим на основі застосування вібродіагностичних систем.
2. Вперше проведені експериментальні дослідження вібраційних характеристик КУ АГНКС методом пасивного експерименту. Одержана статистика вібраційних параметрів агрегатів, що експлуатуються. Одночасно на них проведені ревізії, що дало змогу поставити у відповідність параметрам вібрації компресорних установок параметри технічного стану окремих вузлів. Це дало матеріал для аналізу параметрів вібрації компресорних установок АГНКС, що мають різний технічний стан окремих вузлів.
3. Проведено аналіз даних, що виявлені в результаті теоретичних і експериментальних досліджень. Визначені залежності між вібраційними параметрами і технічним станом основних вузлів КУ АГНКС. Виявлена

множина точок і частотних смуг вібрації, в яких змінюються значення вібраційних параметрів при дефектному стані окремих вузлів.

4. Розроблена методика діагностування компресорних установок АГНКС 2ГМ4-1.3/12-250. Створено функціональні схеми, апаратні і програмні засоби для реалізації запропонованої методики вібродіагностування КУ АГНКС.
5. Результати впровадження методів і пристроїв діагностики в умовах експлуатації на АГНКС показали високу ефективність і надійність системи, що дозволило за рахунок підвищення надійності роботи компресорних установок одержати річний економічний ефект в розмірі 520 тис. грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Автомобильные газонаполнительные компрессорные станции. Нормы вибрации. Методика виброобследования. Виброзащита оборудования РД 51-132-82/ВНИИГаз М., 1988.-19с.
2. Автомобильные газонаполнительные компрессорные станции. Нормы вибрации. Методика виброобследования. Виброзащита оборудования. РД 51-132-88. -М. 1988. 20 с.
3. Биргер И.А. Техническая диагностика.М.:Машиностроение,1978. С.289
4. Бойко М.В., Полищук О.Ф., Сапрыкин С.А., Соляник В.Г. Система аварийной защиты по вибрационному состоянию узлов ГПА ГТН -25//Нефтяная и газовая промышленность.-1992.-N 4.С 41.
5. Саприкін С.А. Бойко М.В., Поліщук О.Ф., Личкатий Є.В., Козак В.Р. . Пат. 25501 А України від 30.10.98 р
6. Бойко М.В., Саприкін С.А., Козак В.Р., Гарагуль А.А. Спосіб діагностування клапанів циліндрів .Заявка 96010370.-Промислова власність. Офіційний бюлетень.-1997.-№ 4.-275с.
7. Бондаренко Г.А., Крившич М.Г., Петров В.В., Стеценко А.А. Вибрации центробежных нагнетателей природного газа. Нормы и методика оценки вибрационного состояния.М.-:ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ,1990.-20с.(Обз.информ. сер. ХМ-5).
8. Бычков О.Д. Контроль внутренних поверхностей. М.: Энергия, 1985.- 116с.
9. Брандовский С.С., Майзель В.И., Минява М.М., Николаев В.А. О размещении АГНКС по экономическим районам //Газовая промышленность.- 1986.-N1.-С.38-39.
10. Вибрации в технике: Справочник в 6 т./Ред. В.Н.Челомей.-М.:Машиностроение, 1981.-Т.5:Измерения и испытания/Под ред. Генкина М.Д.-496 с.

11. Вибрация энергетических машин: Справочное пособие/Под ред. Григорьева Н.В. -Л.: Машиностроение, 1974.-464 с.
12. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов /Ф.Я. Галицкий, М.А.Иванова, А.Г.Соколова, Е.Н.Хомякова.М.:Наука,1984.- 113 с.
13. Васильев Ю.Н., Михайлов В.М., Золотаревский Л.С., Каширов В.С. Технологические принципы АГНКС //Газовая промышленность. -1985.-№6.- С.28-29.
14. Волков М.М. и др. Справочник работника газовой промышленности. - М.: Недра, 1989. - 286 с.
15. Волошин Н.П. Проблемы газовой мониторинга //Газовая промышленность.-1992.-N 2.-С. 22.
16. Гайнуллин Ф.Г., Васильев Ю.Н., Золотаревский Л.С., Маковский В.А. Результаты испытаний компрессорной установки для АГНКС//Газовая промышленность.-1984.-N7.-С.4-7.
17. Гафаров Р.Г., Погосян В.С., Хечинашвили Ю.Л. Анализ состояния и основные направления совершенствования отраслевого ремонтно-машиностроительного производства. -М.: ВНИИЭГазпром, 1986.- С31. (Обз.инф.Сер. Экономика и управление в газовой промышленности, вып.12).
18. Григорьев И.В., Рогачев В.М. Об устойчивости и колебаниях сложных роторных систем с подшипниками скольжения.-В кн.: Колебания и динамическая прочность элементов машин. М., Машиностроение,1976.-С. 88-98.
19. Горемыкин П.Н. Расчет надежности подшипников скольжения ДВС по векторным диаграммам нагрузок. - Энергомашиностроение, 1976, N 6, С.41-42.
20. Двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов в 3-х томах. Т.2. Конструкция и расчет /Общая редакция А.С.Орлина. - М.: Машгиз, 1962. - 380 с.

21. Диагностика турбомашин с использованием экспертных систем. Expert system based diagnostic of turbomachinery/White M.F.,Steinebach C./VDJ-Ber.-1987.-N 644.-С. 43-62.-Англ.

22. Дубинский В.Г., Зарицкий С.П. Солнышкин Б.Г., Тихонов А. Д., Чарный Ю.С., Шульман М.Х. Системы автоматизированного контроля технического состояния газоперекачивающих агрегатов//Газовая промышленность: Обзорн. информ. /ВНИИЭГазпром.-1985.-Вып.4.-31с. (сер. Автоматизация, телемеханизация и связь в газовой промышленности).

23. Ергенсен П.А. Диагностика компрессорного оборудования и ее информационное обеспечение //Нефть, газ и нефтехимия.-1986.- N 10.- С. 74-77.

24. Зарицкий С.П. Диагностика газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом.-М.:Недра,1987.-198 с. Экономия топлива и электроэнергии.

25. Зарицкий С.П., Исерлис Ю.Э., Малинин В.А. Автоматизированные системы технической диагностики оборудования КС//Газовая промышленность,1992.-N4.-С. 27-28.

26. Засецкий В.Г., Яковлева И.Е. Методическое обеспечение системы виброконтроля компрессорных установок АГНКС //Совершенствование газотранспортного оборудования.-М.,1989.-С. 136-142.

27. Засецкий В.Г. Применение системного анализа для оценки и нормирования вибросостояния компрессорных установок АГНКС и их виброзащиты //Совершенствование газотранспортного оборудования.-М.,1989.-С. 142-150.

28. Засецкий В.Г. Исследование газодинамических процессов в компрессорных установках 2ГМ4-1,3/12-250 и разработка средств виброзащиты //Улучшение эксплуатационных параметров газотурбинного оборудования.- М.,1988.-С. 131-141.- (сб.научных трудов /ВНИИГаз).

29. Ильин В.А., Сорокин И.А. Подсистема трибодиагностики узлов ГПА//Газовая промышленность.-1985.-N8.-С. 35-37.

30. Карасев В.А., Ройтман А.В. Доводка эксплуатируемых машин. Вибродиагностические методы.-М.: Машиностроение. 1986.-192с.
31. Караев П.Г., Конягин А.Ф., Роднянский В.М. Методы прогнозирования потребности АГНКС в запасных частях //Газовая промышленность.- 1992.- N 2.-С.24.
32. Костин В.И., Игуменцев Е.А., Комардинкин В.П., Христензен В.Л. Вибродиагностическая система обнаружения дефектов ГПА.- М.:ВНИИЭГазпром,1987,Вып.2.-С.3-9 (Сер. Транспорт и подземное хранение газа).
33. Козак В.Р. Розробка методів і засобів для вібродіагностування компресорних установок АГНКС. //Нафтова та газова промисловість. 1997.-№ 3.- С. 39-42.
34. Козак В.Р. Техніка і технологія діагностування основних вузлів компресорних установок і допоміжного устаткування //Нафтова та газова промисловість. 1997.-№ 2.-С. 43-44.
35. Козак С.Р. и др. Диагностирование основных узлов КУ АГНКС. - //Нефтяная и газовая промышленность. 1993. N 4, С. 41-43.
36. Козак С.Р., Гембарский И.И. Результаты внедрения технологии диагностирования КУ АГНКС. Тезисы докладов конференции молодых ученых Укрнигаза. 1994. С. 8.
37. Кудінов П.П., Слесар Я.М., Слесар В.Р., Козак.В.Р. Засоби запобігання утворенню відкладів у внутрішній порожнині систем охолодження АГНКС. //Нафтова і газова промисловість.-1998.-№ 1.-С.38-39.
38. Контрольно-сигнальная виброизмерительная аппаратура. Vibration checker series/Oimatsu Akiharu, Kuboyama Kiyoshi//NKK Techn.Rev.-1989.- N 55.-С. 60-61.-Англ.
39. Луканан В.Н., Гаврилин В.В. К анализу ударных явлений в шатунном подшипнике. - Изв.вузов. Машиностроение. 1971, N 7, С. 41-45.

40. Малофеев В.П. Диагностика технического состояния газовых компрессоров магистральных газопроводов по анализу продуктов изнашивания в смазочном масле: Авторефер. диссертации канд. техн. наук.-М.,1981.- 41с.

41. Макс Ж. Методы и техника обработки сигналов при физических измерениях. В 2-х томах. Пер. с франц. - М.: Мир, 1983. - Т.1. - 312 с.

42. Максименко С.В., Поляков Т.Н., Труфанов А.Н. Методы и средства технической диагностики оборудования компрессорной станции: Обзорн. информ. Сер. Транспорт и подземное хранение газа. М.:ВНИИЭГазпром. 1990. 66с.

43. Методические указания по определению экономической эффективности использования в газовой промышленности новой техники, изобретений и рационализаторских предложений (Раздел III) М.:ВНИИЭГазпром,1980.-108с.

44. Метод диагностики состояния машин на основе анализа переходных процессов. Vibration based diagnostics of machine transients/Lyon Richard H.//Sound and V.br.-1988.-22,N 9.-С. 18-22-Англ.

45. Молокова Л.Д. Испытательное оборудование и приборы виброметрии зарубежных фирм.М.,1986.-Вып.2.-12с./Э.И. ЦНИИТЭИприборостроения (ТС-7 "Машины и приборы для измерения механических величин").

46. Нагаи С. и др. Способ и устройство для выявления задиров в двигателе. Заявка Японии N59-52377 / Оpubл. 19.12.84.

47. Нормы вибрации. Оценка интенсивности вибрации газоперекачивающих агрегатов в условиях эксплуатации на компрессорных станциях Министерства газовой промышленности/ВНИИЭГазпром,М.,1985. -16с.

48. Нормы вибрации. Оценка интенсивности вибрации газоперекачивающих агрегатов в условиях эксплуатации на компрессорных станциях Министерства газовой промышленности М.:ВНИИЭГазпром,1985.-17с.

49. Отт К.Ф., Пиотровский А.С. Параметрическая диагностика состояния элементов газотурбинных ГПА в условиях эксплуатации

//ВНИИЭГазпром,1988.-Вып.11.-С.1-8(сер. Транспорт и подземное хранение газа).

50. Панич А.Е. Перспективы использования пьезоэлектрических датчиков для систем виброакустического контроля, диагностики и аварийной защиты газоперекачивающего оборудования и трубопроводных сетей: Тез. докладов. Третья международная деловая встреча "Диагностика-93", Ялта,1983.- С. 195-196.

51. Петрович В.И. Виброаппаратура для диагностики энергетического оборудования //Приборы и системы управления.-1989.-N5.-С 24-26.

52. Портативный измеритель вибрации. Handy vibration monitor //Steel Fiones.-1992.-220,N 8&-С. 388.-Англ.

53. Роднянский В.М., Зарицкий С.П., Терентьев А.Н., Лозовский В.Н., Шемехов Г.С., Контунов А.Е. НЕразрушающий контроль оборудования АГНКС – средство обеспечения их надежной эксплуатации. Седьмая международная деловая встреча “ДИАГНОСТИКА – 97” (доклады и сообщения). Т.3. –Диагностика энергомеханического оборудования. надежность и эффективность работы КС. М.:ИРЦ Газпром.-1997.-С. 29-32

54.Вербило А.С., Дунаевский В.П., Клименко А.Н. Аппаратура виброконтроля газоперекачивающих агрегатов.//Газовая промышленность.-1997.-N4.- С. 60-62.

55. Приборы для вибрационного контроля роторных машин//Пуранто эндзиния-Plant End.-1991.-23.-N 3. С. 1-3.

56. Прибор для измерения параметров вибрации. Sistema de 114 medida de vibracions for laser//Met. y. dec.-1992.-56,N 645.-С. 107.-Исп.

57. Приборы для вибрационного контроля роторных машин//Пуранто эндзиния Phant Enl.-1991.-23.-N 3.-С. 12-13.

58. Прохоров А.В., Онучин М.Ф. Компрессорные машины с микропроцессорными системами управления, контроля и защиты//Химическое и нефтяное машиностроение,1993.-№3.-С. 20-24.

59. Разработка метода параметрической диагностики газоперекачивающих агрегатов и взаимодействия магистральных газопроводов с окружающей средой: Отчет МИНХиГП по теме N48/30-84.-М.,1986.-163с.

60. Регламент измерений, необходимых для технической диагностики газоперекачивающих агрегатов, технологических обвязок и общестанционного оборудования компрессорных станций/ВНИИЭГазпром, М.,1984.-46с.

61. Сапрыкин С.А., Козак С.Р., Бойко М.В. Контроль технического состояния КУ АГНКС. Тезисы докладов на научно-технической конференции "Обеспечение экономичной и безопасной эксплуатации газотранспортной системы Украины". Черкассы, 13-14 мая 1992 года. 25 с.

62. Саприкін С.А., Бойко М.В., Козак В.Р., Технологія вібродіагностування компресорних установок АГНКС.//Нафта і газ України-96. Матеріали науково-практичної конференції.(Харків 14-16 травня). У трьох томах.-Харків УНГА.-1996.-т.3.-С.153-154

63. Сапрыкин С.А., Бойко М.В., Козак С.Р., Гембарский И.И. Технология диагностирования основных узлов КУ АГНКС. Тезисы докладов. Третья Международная деловая встреча "Диагностика 93".-М., 17-24 апреля 1995 года. С. 185-188.

64. Сапрыкин С.А., Бойко М.В., Полищук О.Ф., Соляник В.Г. Система виброконтроля ГТН-25//Обеспечение экологической и безопасной эксплуатации газотранспортной системы Украины: Тез.докл. Научно-технической конференции. -Черкассы, 1992.-С. 41.

65. Сапрыкин С.А., Козак С.Р., Бойко М.В. Контроль технического состояния КУ АГНКС. Тезисы докладов на научно-технической конференции

"Обеспечение экономической и безопасной эксплуатации газотранспортной системы Украины". Черкассы, 13-14 мая 1992 года. С. 25.

66. Сапрыкин С.А., Бойко М.В., Козак С.Р., Гембарский И.И. Технология диагностирования основных узлов КУ АГНКС. Тезисы докладов. Третья Международная деловая встреча "Диагностика 93".-М., 17-24 апреля 1993 года. С. 185-188.

67. Сапрыкин С.А., Бойко М.В., Полищук О.Ф., Личкатий Є.В. Козак В.Р. Пристрій контролю вібрації. Заявка 96103972.-Пріоритет від 26.03.97 р.

68. Сергеев К.Н., Серебрянный Ф.М., Столяров Ю.Г., ЧесноковТ.А. Аппаратура контроля вибрации комплекса систем вибрационного контроля и диагностики вращающихся деталей машин и механизмов. В кн: Современ. состояние и перспективы развития методов и средств виброметрии и вибродиагностики, Минск, 1989.-С. 48-49.

69. Строганов М.П., Шкодырев В.П., Ляпощенко В.А., Красиловец Н.В. Система для измерения параметров вибросигналов на базе микропроцессорных устройств.-Датчики систем измерения, контроля и управления: Межвуз.сб.научн.трудов Пензенского политехнического института,1983.-Вып. N 3.-С. 138-141.

70. Теплотехнический справочник. Изд. 2-е, перераб. Под ред. В.Н.Юренева и П.Д.Лебедева. - М.: Энергия, 1975. - 744 с.

71. Техническое обслуживание машин, оборудования и приборов зарубежными фирмами./Под ред.Карпова Б.Г. М.: В/О Внешторгреклама. 1978.-т.1-374с.

72. Тухбатулин Ф.Г., Игуменцев Е.А. Автоматизированные вибродиагностические приборы и системы газоперекачивающих агрегатов. Тез.докладов. Третья международная деловая встреча "Диагностика-93", Ялта,1983.- С. 171-172.

73. Костин В.И. Повышение технического и организационного уровня ремонта ГПА//Газовая промышленность,1987-№6-С.30-32.

74. Куприянов С.Б., Масягин В.Е., Чарный Ю.С. Техничко-экономические вопросы диагностирования газоперекачивающих агрегатов//Газовая промышленность: Обзорн. информ. /ВНИИЭГазпром.-1987.-Вып.8.-51с.(сер. Транспорт и хранение газа).

75. Лебедев А.В., Бородин Ю.П., Зазулин В.А. Методы и средства безмонтажной диагностики//Приборы и системы уравнения.-1977.- №3.-С. 56-58.

76. Линц В.П. Техническая диагностика машин.-М.:Знание,1971.- 48 с.

77. Макс Ж. Методы и техника обработки сигналов при физических измерениях: В 2 т.:Пер. с франц.-М.:Мир,1983.-Т.1.-312 с.

78.Муравых В.Л. Задачи в области ремонта и технического обслуживания газоперекачивающего оборудования компрессорных станций //Транспорт, хранение и использование газа в народном хозяйстве. (Передовой производственный опыт:Э.И./ВНИИЭГазпром.-1983.-№12.- С.1-27.

79. Мужиливский П.Н., Васильев Ю.Н., Щерба Н.У., Золотаревский Л.С. Перспективы развития АГНКС //Газовая промышленность.-1987.-№9.-С.8-11.

80. Павлов Б.В. Акустическая диагностика механизмов.-М.:Машиностроение,1971.-224 с.

81. Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара: Справочник в 2-х кн./Под ред. Клюева В.В.-М.:Машиностроение,1978.-Кн.2-439 с.

82. Разработка методов технической вибродиагностики систем ГПА - фундамент:Отчет МИНГиГП по теме N 126 30-84.-М.,1986.-54с. 44. А.С. СССР N 1820273 Способ обнаружения частиц в масляном зазоре пары скольжения/Штурм Адольф, Бод Манфред, Улеманн Штефан, Пауль Ральф, Диттрих Бернд и др.-опубл. 07.06.93 в Бюл.№ 21.

83. Рыгалин В.Г. Современные методы и средства вибрационного контроля //Приборы, средства автоматизации и системы управле-

ния:Обзорн.информ./ЦНИИТЭИприборостроения.-1986.-Вып.2.-47с.(сер. ТС-7
Машины и приборы для измерения механических величин).

84. Самойлов В.В., Березина И.В. Оптимизация технического обслуживания и ремонта энергомеханического оборудования магистральных газопроводов.-М.: ВНИИЭГазпром. Обз.информ. Транспорт и хранение газа.-1986.

Вып.5.-71с. 9. Ерохин Н.И., Хохлачев Ю.К. Задачи ремонтного производства в условиях интенсивного развития энергетического машиностроения

//Энергомашиностроение.-1986.-N9.-С.26-29.

85. Седых З.С., Дельсаль В.П., Терентьев А.Н. и др. Повышение надежности газоперекачивающих агрегатов путем совершенствования систем технического обслуживания и ремонта//Газовая промышленность:/ВНИИЭГазпром, М. 1980,-Вып.10.-С. 3-9 (Реф. сб. Транспорт и хранение газа).

86. Соколова А.Г. Методы и средства технической диагностики. -
Обзорн.инфор./ЦНИИТЭИприборостроения.-1981.-N1.-С. 38.-(Сер. ТС-5)

87. Смирнов В.А., Крейн А.З. Моделирование вибрационных процессов газоперекачивающих агрегатов//Газовая промышленность: Обзорн.информ. /ВНИИЭГазпром.-1985.-Вып.11.-67с.(Сер. Транспорт и хранение газа).

88. Ульянов В.Н., Васильев Ю.Н., Золотаревский А.С. Оценки надежности и их значимость для совершенствования эксплуатационных характеристик АГНКС //Улучшение эксплуатационных и экономических параметров газотранспортного оборудования.-М.,1988. С. 142-148.-(сб.научн.трудов/ ВНИИ-Газ).

89. Фрейман В.Б. Техническая диагностика состояния конструктивных узлов крепления вертикальных камер сгорания ГТУ типа ГТК-10.-
М.:ВНИИЭГазпром, 1987.-Вып.9.-С.1-4 (Сер. Транспорт и подземное хранение газа).

90. Хансен Дж.С. Проверка состояния подшипников//Нефть, газ и нефтехимия за рубежом,1985.-N1.-С. 68-71.

91. Хусейнов И.Ю. Практика технического обслуживания газовых турбин различных конструкций и восстановительного ремонта их компонентов за рубежом.-М.: ВНИИЭГазпром.-Обз.информ. Транспорт и хранение газа.-1987.- Вып.3.-26с.

92. Шарипов В.Г. Перспективы применения ультразвука для контроля дефектов деталей газотурбинных установок//Транспорт и хранение газа: Реф.информ./ВНИИЭГазпром.-1976.-N11.

93. Электронная аппаратура:Фирменный каталог/Фирма "Брюль и Кьер".- Нэрум,1983/1984.734 с. Дания.

94. Электронные системы вибродиагностики и защиты оборудования. Electronic Vibration Alarm and Protection Control Systems. "Turbomach. Int.", 1987,28.-N1.-С.13.-Англ.

95. Якубович В.А. Виброизмерительная аппаратура за рубежом. Обзорн. информ. /ВНИИОЭНГ.-1980.-55 с.-(Сер. Автоматизация и телемеханизация нефтяной промышленности.

96. А.С. СССР N 805104 Способ определения технического состояния газотурбинного газоперекачивающего агрегата/Зарицкий С.П., Шуровский В.А., Деев В.С., Корнеев В.И.-опубл. 15.02.81.

97. А.С. СССР N 1397759 Устройство для определения амплитуды и фазы дисбаланса / Кожевников П.С., Микиртычев С.К., Свиреденко А.В., Бузылев А.Н.-опубл. 23.05.88 Бюл. 19.

98. А.С. N 1296890 (СССР) Способ определения жесткости подшипниковых опор /Бойко М.В., Сапрыкин С.А., Полищук О.Ф., Нефёдов А.А.-Опубл.в Б.И.-1987.-N10.

99. А.С. СССР N 1377651 Способ раннего обнаружения дефектов турбомашин/Збродов Н.А., Игуменцев Е.А., Костин Е.А., Сидоренко В.И., Тихонов В.Г., Христензен В.Л.-опубл. 28.02.88 в БИ N 8.

100. А.С. N 1727013 (СССР) Способ вибрационного контроля машин /Бойко М.В., Сапрыкин С.А., Полищук О.Ф., Божко А.Е. Оpubл. в Б.И.-1992.- N14.
101. Gobtl Stefan Vjrausschuede Instandhaltung./Mash.+Verfahr. -1987.-N6.- С.26-28.(Диагностика колебаний с применением ЭВМ. Профилактическое обслуживание машин).
102. Bayes J.D. Noise and vibration analysis of reciprocating machines//Noise and vibr. Worldwide.-1981.-vol.12, No 3.-С.90-92.
103. Tobin, Henry G Overview of trasdicera and sensors diagnostics.-SAE Priprints, a.a., N 700495, 10 p.p. ill//Надежность и контроль качества: экспресс-информация/ВИНИТИ.-1981.-N10.- С. 8-18.
104. Vibration checker series/Oimatsu Akiharu. Kubogama Kiyoshi//NKK Teehn Rev.-1983.-N 55.-С 60-61 (англ.).

Додаток А
Акт впровадження результатів дисертаційної роботи



ЗАТВЕРДЖУЮ:

Перший заступник генерального
директора ДК Укртрансгаз
В. Коломєєв

р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційної роботи Козака Володимира Романовича
"Розробка і впровадження вібродіагностичних систем для компресорних
установок газонаповнюючих компресорних станцій", поданої на здобуття
наукового ступеня кандидата технічних наук за фахом 05.15.13 -
Нафтогазопроводи, бази і сховища.

Даний акт складений про те, що, відповідно до плану впровадження
нової техніки, упроваджені результати дисертації В.Р. Козака при виконанні
науково-дослідних робіт:

41.346/90-90 - Аналіз роботи і розробка системи діагностування та
сервісного обслуговування АГНКС. N держ. рег. 0190038160. Инв. N
02910020034.

41.46/91-92 - Виготовлення пристроїв і розробка технології для
діагностування і сервісного обслуговування АГНКС. N держ. рег.
01.91.00.27205. Инв. N 03.92 U 005067.

41.366/92-92 - Проведення вібраційних досліджень для набору
статистичних даних з уточнення діагностичних ознак КУ АГНКС і авторський
нагляд за партією діагностичних пристроїв. N держ. рег. UA 010001388, Инв.
N 0292 U 001039.

При виконанні цих науково-дослідних робіт використані, результати, що
отримані в дисертації: технологія діагностування вузлів компресорних
установок АГНКС, прилад і програмні засоби для діагностування
компресорних установок АГНКС 2ГМ4-1,3/12-250.

Технологія дає можливість без зупинки агрегатів визначати дефектні
вузли, попереджувати аварії, зменшити експлуатаційні витрати на технічне
обслуговування, збільшити міжремонтний період.

Впровадження розробок здійснено в ДК Укртрансгаз для всіх агрегатів
2ГМ4-1,3/12-250, що експлуатуються.

Річний економічний ефект від впровадження, складає 520 тис.грн., в тому
числі доля автора дисертаційної роботи 50% і дорівнює 260 тис. грн.

Директор Укрндігазу

Зав. економічним відділом

Зав. відділом КС і АГНКС



І. Фик

І. Мудрий

М. Бойко

Розрахунок фактичного прибутку від впровадження системи діагностування та сервісного обслуговування КУ АГНКС

1. Короткі відомості про захід

Застосування розробки системи діагностування та сервісного обслуговування компресорних установок АГНКС забезпечує зниження витрат на поточний ремонт і технічне обслуговування шляхом поліпшення якості експлуатації та технічного обслуговування, своєчасного виводу агрегатів в ремонт, попередження аварійних зупинок, збільшення часу використання компресорних установок та зменшення простоїв їх в ремонті.

2 Стадія розробки

Розрахунок фактичного прибутку складено на стадії впровадження на КС ДК «Укртрансгаз».НДР:

41.346/90-90 - Аналіз роботи і розробка системи діагностування та сервісного обслуговування АГНКС. Н держ. рег. 0190038160. Инв. N 02910020034.

41.46/91-92 - Виготовлення пристроїв і розробка технології для діагностування і сервісного обслуговування АГНКС. Н держ. рег. 01.91.00.27205. Инв. N 03.92 U 005067.

41.366/92-92 - Проведення вібраційних досліджень для набору статистичних даних з уточнення діагностичних ознак КУ АГНКС і авторський нагляд за партією діагностичних пристроїв. Н держ. рег. UA 010001388, Инв. N 0292 U 001039.

При виконанні цих науково-дослідних робіт використані, результати, що отримані в дисертації В.Р.Козака "Розробка і впровадження вібродіагностичних систем для компресорних установок газонаповнюючих компресорних станцій". Використані технологія діагностування вузлів компресорних установок АГНКС, прилад і програмні засоби для діагностування компресорних установок АГНКС 2ГМ4-1,3/12-250.

3 Форми прояву економічної ефективності

Ефективність від впровадження заходу складається за рахунок зниження аварійності і витрат на ремонт компресорних установок АГНКС, зміни режиму профілактичних робіт на ГПА та збільшення напрацювання в міжремонтний період, що відповідно приводить до зниження витрат на обслуговування обладнання.

4 Обсяг впровадження

Розрахунок складено для компресорних установок АГНКС, що експлуатуються в ДК "Укртрансгаз".

6 Вихідні дані

Компресо рна	Розрахункова середня	Кількість ремонтів: річний фонд /	Кількість ремонтів: річний фонд /
-----------------	-------------------------	--------------------------------------	--------------------------------------

Продовження додатку Б

установка	вартість ремонту, т. грн.	напрацювання, що припадає на 1 агрегат до впровадження	напрацювання, що припадає на 1 агрегат після впровадження
1	2	3	4
2ГМ4-1,3/12-250.	26.0	1.6716	1.3

Поточні витрати на проведення діагностувань однієї компресорної установки 108.0 тис. грн.

7 Розрахунок прибутку

Прибуток від впровадження розробки визначається за формулою:

$$Д = Зр * (N1 - N2) * n - Зд,$$

де Зр – середня вартість ремонту, тис.грн;

N1 - кількість ремонтів: річний фонд / напрацювання, що припадає на 1 агрегат, до впровадження;

N2 - кількість ремонтів: річний фонд / напрацювання, що припадає на 1 агрегат, до впровадження;

n - середня кількість працюючих агрегатів АГНКС ДК «Укртрансгаз» n=65;

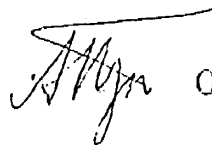
Зд – річні витрати на проведення діагностувань, тис. грн.

Прибуток від впровадження розробки складає:

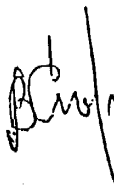
$$Д = 26.0 * (1.6716 - 1.6101) * 65 - 108.0 = 520 \text{ т. грн.}$$

Загальний фактичний прибуток від впровадження НДР - 520 т. грн. в тому числі доля автора дисертаційної роботи Козака В. Р. "Розробка і впровадження вібродіагностичних систем для компресорних установок газонаповнювальних компресорних станцій" складає 50% і дорівнює 260 тис. грн.

Розрахунок виконав
інженер-технолог 1 кат.
відділу КС і АГНКС

 О. Праско

Розрахунок перевірів
мол. наук. співробітник
відділу економіки

 В. Скоробагатько

Додаток В
Результати віброобстежень КУ АГНКС

РЕЗУЛЬТАТИ ВИБРОБСЛЕДОВАНИЙ

КУ № 4 АГНКС № I

РУ КИЕВАВТОГАЗ

01.10.92, К1, N4												
ПРОВЕРЕН ПРИЗНАК ИЗНОСА 1 СТУПЕНИ												
	НЕТ	(9	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(12	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(2	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(3	ДИАПАЗОН)									
ПРОВЕРЕН ПРИЗНАК ИЗНОСА 2 СТУПЕНИ												
	НЕТ	(9	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(12	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(2	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(3	ДИАПАЗОН)									
ПРОВЕРЕН ПРИЗНАК ИЗНОСА 3 СТУПЕНИ												
	НЕТ	(9	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(12	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(2	ДИАПАЗОН)									
	ЕСТЬ	(3	ДИАПАЗОН)									
ПРОВЕРЕН ПРИЗНАК ИЗНОСА 4 СТУПЕНИ												
	НЕТ	(9	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(12	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(2	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(3	ДИАПАЗОН)									
ПРОВЕРЕНО СОСТОЯНИЕ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ 1,3 СТУПЕНЕЙ												
УВЕЛИЧЕНИЕ ЗАЗОРА												
	НЕТ	(10	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(8	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(7	ДИАПАЗОН)									
	ЕСТЬ	(6	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(4	ДИАПАЗОН)									
ПРОВЕРЕНО СОСТОЯНИЕ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ 2,4 СТУПЕНЕЙ												
УВЕЛИЧЕНИЕ ЗАЗОРА												
	НЕТ	(10	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(8	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(7	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(6	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(4	ДИАПАЗОН)									
ПРОВЕРЕНО СОСТОЯНИЕ КОРЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ 1,3 СТУПЕНЕЙ												
НАЛИЧИЕ ИЗНОСА												
	НЕТ	(10	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(9	ДИАПАЗОН)									
ПРОВЕРЕНО СОСТОЯНИЕ КОРЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ 2,4 СТУПЕНЕЙ												
НАЛИЧИЕ ИЗНОСА												
	НЕТ	(10	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(9	ДИАПАЗОН)									
РАСЦЕНТРОВКИ В КШМ 1,3 СТУПЕНЕЙ												
	НЕТ	(9	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(12	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(3	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(2	ДИАПАЗОН)									
РАСЦЕНТРОВКИ В КШМ 2,4 СТУПЕНЕЙ												
	НЕТ	(9	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(12	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(3	ДИАПАЗОН)									
	НЕТ	(2	ДИАПАЗОН)									
0.0	0.6*	1.2*	1.6*	3.3	10.4*	15.6*	11.7	6.8	22.1*	30.7*	1.4*	
0.0	0.3*	1.4*	2.5*	4.8*	10.3*	21.5*	7.0	8.5	24.9*	5.5*	1.5*	
0.0	0.0	0.8	2.2*	5.3*	7.8*	10.0*	15.0*	7.5	19.7*	5.8*	0.8	
0.0	0.0	0.7	1.4	5.3*	8.1*	9.1	9.1	7.4	15.3	5.5*	0.7	
0.0	0.0	0.7	1.8	6.0*	7.6*	10.2	15.5*	5.8	20.0*	6.3	0.7	
0.0	0.3*	1.2*	1.3	7.9*	10.2*	17.2	7.2	5.5	21.3	8.1*	1.2*	
0.0	3.0*	7.0*	1.2	6.9	7.8	14.9*	11.6*	18.3*	20.5*	7.0	7.6*	
0.0	1.3*	9.8*	6.7*	10.0*	7.8	9.8*	13.4*	17.2*	18.4*	12.1*	9.9*	
0.0	0.9	3.8*	3.3*	10.0*	8.0*	12.2*	16.8*	21.0*	22.3*	10.6*	3.9*	
0.0	0.6	3.3*	2.5*	7.7*	9.5*	12.1*	11.7	15.7*	19.3*	8.1*	3.4*	
0.0	0.0	2.0*	0.6	5.7*	4.8*	15.2*	6.1	7.0	17.1*	5.7*	2.0*	
0.0	0.1	2.6*	2.7*	7.9*	7.7*	9.1	18.4*	15.2*	21.9*	8.4*	2.6*	
0.0	0.3	1.7	2.4*	5.9*	6.4*	17.9*	9.6	10.3	21.3*	6.4*	1.8	

Продовження додатку В

РЕЗУЛЬТАТИ ВИБРОБСЛЕДОВАНИЙ

КУ № 2 АГНКС № 2

УМГ ЛЬВОВТРАНСГАЗ

16.04.93, L2, N2

ПРОВЕРЕН ПРИЗНАК ИЗНОСА 1 СТУПЕНИ

НЕТ (9 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (12 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (2 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (3 ДИАПАЗОН)

ПРОВЕРЕН ПРИЗНАК ИЗНОСА 2 СТУПЕНИ

НЕТ (9 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (12 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (2 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (3 ДИАПАЗОН)

ПРОВЕРЕН ПРИЗНАК ИЗНОСА 3 СТУПЕНИ

НЕТ (9 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (12 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (2 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (3 ДИАПАЗОН)

ПРОВЕРЕН ПРИЗНАК ИЗНОСА 4 СТУПЕНИ

НЕТ (9 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (12 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (2 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (3 ДИАПАЗОН)

ПРОВЕРЕНО СОСТОЯНИЕ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ 1,3 СТУПЕНЕЙ

УВЕЛИЧЕНИЕ ЗАЗОРА

НЕТ (10 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (8 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (7 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (6 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (4 ДИАПАЗОН)

ПРОВЕРЕНО СОСТОЯНИЕ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ 2,4 СТУПЕНЕЙ

УВЕЛИЧЕНИЕ ЗАЗОРА

НЕТ (10 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (8 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (7 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (6 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (4 ДИАПАЗОН)

ПРОВЕРЕНО СОСТОЯНИЕ КОРЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ 1,3 СТУПЕНЕЙ

НАЛИЧИЕ ИЗНОСА

НЕТ (10 ДИАПАЗОН)
 ЕСТЬ (9 ДИАПАЗОН)

ПРОВЕРЕНО СОСТОЯНИЕ КОРЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ 2,4 СТУПЕНЕЙ

НАЛИЧИЕ ИЗНОСА

НЕТ (10 ДИАПАЗОН)
 ЕСТЬ (9 ДИАПАЗОН)

РАСЦЕНТРОВКИ В КШМ 1,3 СТУПЕНЕЙ

НЕТ (9 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (12 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (3 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (2 ДИАПАЗОН)

РАСЦЕНТРОВКИ В КШМ 2,4 СТУПЕНЕЙ

НЕТ (9 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (12 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (3 ДИАПАЗОН)
 НЕТ (2 ДИАПАЗОН)

0.0	0.1	0.4	0.7	4.1	3.5	4.1	5.6	11.6*	7.8	4.2	0.4
0.0	0.3*	0.5	0.7	5.0*	4.9	5.0	5.9	24.6*	9.2	5.0*	0.6
0.0	0.3	1.1*	1.1	4.8	5.1	6.6	9.1	19.0*	12.3	4.9	1.2*
0.0	0.3*	0.7	1.2	4.7	6.6	8.6	15.8*	17.9*	19.2	4.8	0.8
0.0	0.1	0.5	1.0	5.7	5.6	4.9	10.4*	11.9*	12.9	5.8	0.6
0.0	0.0	0.7	1.0	5.1	7.2	7.6	5.5	12.0*	11.8	5.3	0.7
0.0	0.0	1.2	1.0	3.3	9.5*	2.1	1.2	3.1	9.7	3.5	1.2
0.0	0.1	1.5	1.2	4.1	10.5*	3.1	1.6	2.0	12.8	4.4	1.6
0.0	0.7	1.3	1.1	2.8	3.6	7.4	13.1*	9.2	15.5	3.0	1.5
0.0	0.3	1.1	0.9	2.5	3.1	6.6	12.7*	8.3	15.5	2.7	1.2
0.0	0.0	0.8	0.3	2.5	2.0	2.7	4.3	5.4	5.5	2.6	0.8
0.0	0.1	0.4	0.5	2.6	2.8	5.3	11.3*	5.5	12.8	2.7	0.5
0.0	0.3	1.4	0.3	2.6	2.4	5.5	4.3	2.0	7.4	2.7	1.4
0.0	0.2	2.0	0.8	3.7	4.2	8.3	5.1	2.4	9.2	3.6	1.8

Продовження додатку В

РЕЗУЛЬТАТЫ ВИБРОБЕЛЕДОВАНИЯ

КУ № I АГНКС № I

УМГ ХАРЬКОВТРАНСГАЗ

26.06.93, X1, N1											
ПРОВЕРЕН ПРИЗНАК ИЗНОСА 1 СТУПЕНИ											
	НЕТ	(9	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(12	ДИАПАЗОН)								
	ЕСТЬ	(2	ДИАПАЗОН)								
	ЕСТЬ	(3	ДИАПАЗОН)								
ПРОВЕРЕН ПРИЗНАК ИЗНОСА 2 СТУПЕНИ											
	НЕТ	(9	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(12	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(2	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(3	ДИАПАЗОН)								
ПРОВЕРЕН ПРИЗНАК ИЗНОСА 3 СТУПЕНИ											
	НЕТ	(9	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(12	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(2	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(3	ДИАПАЗОН)								
ПРОВЕРЕН ПРИЗНАК ИЗНОСА 4 СТУПЕНИ											
	НЕТ	(9	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(12	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(2	ДИАПАЗОН)								
	ЕСТЬ	(3	ДИАПАЗОН)								
ПРОВЕРЕНО СОСТОЯНИЕ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ 1,3 СТУПЕНЕЙ											
УВЕЛИЧЕНИЕ ЗАЗОРА											
	НЕТ	(10	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(8	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(7	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(6	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(4	ДИАПАЗОН)								
ПРОВЕРЕНО СОСТОЯНИЕ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ 2,4 СТУПЕНЕЙ											
УВЕЛИЧЕНИЕ ЗАЗОРА											
	НЕТ	(10	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(8	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(7	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(6	ДИАПАЗОН)								
	ЕСТЬ	(4	ДИАПАЗОН)								
ПРОВЕРЕНО СОСТОЯНИЕ КОРЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ 1,3 СТУПЕНЕЙ											
НАЛИЧИЕ ИЗНОСА											
	НЕТ	(10	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(9	ДИАПАЗОН)								
ПРОВЕРЕНО СОСТОЯНИЕ КОРЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ 2,4 СТУПЕНЕЙ											
НАЛИЧИЕ ИЗНОСА											
	НЕТ	(10	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(9	ДИАПАЗОН)								
РАСЦЕНТРОВКИ В КШМ 1,3 СТУПЕНЕЙ											
	НЕТ	(9	ДИАПАЗОН)								
	ЕСТЬ	(12	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(3	ДИАПАЗОН)								
	ЕСТЬ	(2	ДИАПАЗОН)								
РАСЦЕНТРОВКИ В КШМ 2,4 СТУПЕНЕЙ											
	НЕТ	(9	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(12	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(3	ДИАПАЗОН)								
	НЕТ	(2	ДИАПАЗОН)								
0.0	0.3*	1.2*	1.6*	5.7*	5.3	5.7	7.9	11.2*	11.1	5.9	1.3*
0.0	0.9*	1.0*	1.4*	4.2	5.0	4.9	6.9	10.0	9.9	4.4	1.4*
0.0	0.0	0.7	2.4*	4.9*	3.4	7.2	6.1	4.1	10.0	5.4*	0.7
0.0	0.1	0.7	2.1*	2.8	3.1	6.5	2.8	3.2	7.8	3.5	0.7
0.0	0.0	1.2*	2.9*	4.3	3.5	13.5*	5.8	5.0	15.1	5.2	1.2*
0.0	0.1	1.6*	2.5*	5.4	4.2	7.2	10.9	8.3	13.8	6.0*	1.6*
0.0	0.7	2.5	1.8	5.2	7.1	11.0*	12.5*	18.3*	18.2*	5.5	2.7
0.0	1.3*	4.3*	2.4	7.8*	9.0*	10.7*	12.0*	20.3*	18.5*	8.1*	4.5*
0.0	1.2*	2.9*	2.5*	8.2*	9.3*	9.9*	14.9*	20.2*	20.2*	8.5*	3.2*
0.0	3.7*	5.7*	5.0*	10.0*	10.4*	11.9*	16.3*	20.9*	22.8*	11.2*	6.9*
0.0	0.6*	2.4*	2.3*	8.2*	7.0*	8.7*	14.6*	17.4*	18.4*	8.6*	2.4*

Продовження додатку В

РЕЗУЛЬТАТЫ ВИБРООБСЛЕДОВАНИЯ

КУ № 4 АГНКС № I

УМГ ХАРЬКОВТРАНСГАЗ

13.05.94, X1, N4

ПРОВЕРЕН ПРИЗНАК ИЗНОСА 1 СТУПЕНИ

НЕТ (9 ДИАПАЗОН)

НЕТ (12 ДИАПАЗОН)

НЕТ (2 ДИАПАЗОН)

НЕТ (3 ДИАПАЗОН)

ПРОВЕРЕН ПРИЗНАК ИЗНОСА 2 СТУПЕНИ

НЕТ (9 ДИАПАЗОН)

НЕТ (12 ДИАПАЗОН)

НЕТ (2 ДИАПАЗОН)

НЕТ (3 ДИАПАЗОН)

ПРОВЕРЕН ПРИЗНАК ИЗНОСА 3 СТУПЕНИ

НЕТ (9 ДИАПАЗОН)

НЕТ (12 ДИАПАЗОН)

НЕТ (2 ДИАПАЗОН)

НЕТ (3 ДИАПАЗОН)

ПРОВЕРЕН ПРИЗНАК ИЗНОСА 4 СТУПЕНИ

НЕТ (9 ДИАПАЗОН)

НЕТ (12 ДИАПАЗОН)

НЕТ (2 ДИАПАЗОН)

НЕТ (3 ДИАПАЗОН)

ПРОВЕРЕНО СОСТОЯНИЕ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ 1,3 СТУПЕНЕЙ
УВЕЛИЧЕНИЕ ЗАЗОРА

НЕТ (10 ДИАПАЗОН)

НЕТ (8 ДИАПАЗОН)

НЕТ (7 ДИАПАЗОН)

НЕТ (6 ДИАПАЗОН)

НЕТ (4 ДИАПАЗОН)

ПРОВЕРЕНО СОСТОЯНИЕ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ 2,4 СТУПЕНЕЙ
УВЕЛИЧЕНИЕ ЗАЗОРА

НЕТ (10 ДИАПАЗОН)

НЕТ (8 ДИАПАЗОН)

НЕТ (7 ДИАПАЗОН)

НЕТ (6 ДИАПАЗОН)

НЕТ (4 ДИАПАЗОН)

ПРОВЕРЕНО СОСТОЯНИЕ КОРЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ 1,3 СТУПЕНЕЙ
НАЛИЧИЕ ИЗНОСА

НЕТ (10 ДИАПАЗОН)

НЕТ (9 ДИАПАЗОН)

ПРОВЕРЕНО СОСТОЯНИЕ КОРЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ 2,4 СТУПЕНЕЙ
НАЛИЧИЕ ИЗНОСА

НЕТ (10 ДИАПАЗОН)

НЕТ (9 ДИАПАЗОН)

РАСЦЕНТРОВКИ В КШМ 1,3 СТУПЕНЕЙ

НЕТ (9 ДИАПАЗОН)

НЕТ (12 ДИАПАЗОН)

НЕТ (3 ДИАПАЗОН)

НЕТ (2 ДИАПАЗОН)

РАСЦЕНТРОВКИ В КШМ 2,4 СТУПЕНЕЙ

НЕТ (9 ДИАПАЗОН)

НЕТ (12 ДИАПАЗОН)

НЕТ (3 ДИАПАЗОН)

НЕТ (2 ДИАПАЗОН)

0.0	0.1	0.3	0.6	1.0	1.2	1.3	0.8	0.7	2.0	1.2	0.4
0.0	0.0	0.1	0.6	1.4	0.6	1.0	1.1	0.5	1.6	1.5	0.1
0.0	0.0	0.2	0.0	1.3	0.8	0.7	0.4	0.4	1.1	1.3	0.2
0.0	0.1	0.0	0.7	1.3	2.0	2.8	1.2	0.8	3.7	1.5	0.1
0.0	0.0	0.0	0.3	1.5	0.8	1.3	0.9	0.9	1.8	1.6	0.0
0.0	0.0	0.3	0.1	1.6	1.9	2.6	0.6	0.8	3.3	1.6	0.3
0.0	0.0	1.5	0.6	1.3	1.0	1.0	1.7	1.8	2.2	1.5	1.5
0.0	0.1	0.7	0.3	0.9	0.6	1.6	1.3	1.4	2.2	0.9	0.8
0.0	0.0	1.0	0.3	2.4	1.4	3.5	3.3	2.9	5.0	2.4	1.0
0.0	0.0	0.7	0.0	0.6	0.6	1.9	1.5	1.4	2.5	0.6	0.0
0.0	0.0	0.7	0.3	1.0	1.1	7.8	1.1	4.3	8.0	1.1	0.7
0.0	0.0	1.2	0.3	1.4	1.0	1.4	1.7	3.3	2.5	1.5	1.2