



УКРАЇНА

(19) UA (11) 5427 (13) U

(51) 7 F04D27/02

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ

ОПИС

ДО ДЕКЛАРАЦІЙНОГО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

видається під
відповідальність
власника
патенту

(54) СПОСІБ ЗАХИСТУ КОМПРЕСОРА ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНОГО АГРЕГАТУ ВІД ПОМПАЖУ

1

2

(21) 20040504084

(22) 28 05 2004

(24) 15 03 2005

(46) 15 03 2005, Бюл. №3, 2005р

(72) Соляник Володимир Григорович, Колодяжний Валерій Васильович, Слесар Петро Федорович, Чепурний Олександр Петрович, Хохряков Михайло Вікторович, Дістрянов Сергій Володимирович, Доценко Андрій Іванович

(73) Дочірня компанія "Укртрансгаз"

(57) Спосіб захисту компресора газоперекачувального агрегату від помпажу шляхом вимірювання поточних значень параметрів, що характеризують положення робочої точки компресора, уточнення і запам'ятовування положення межі помпажу і формування вихідного сигналу антипомпажного регулятора пропорційно віддаленості робочої точки компресора від межі помпажу, який відрізняється тим, що уточнення положення межі помпажу виконують шляхом виявлення переходу робочої точки одного чи декількох каналів робочого колеса компресора на неробочу ділянку витратно-напірної характеристики, для чого підключають вихід блока вимірювання вібрації компресора до додаткового входу антипомпажного регулятора, періодично

переводять антипомпажний регулятор у стан "Корекція", поступово знижують частоту обертання п компресора з темпом, що не перевищує вибраного рівня, безупинно виконують цифрову фільтрацію вихідного сигналу блока вимірювання вібрації, виділяючи сигнал вібрації, частота якого співпадає з частотою обертання компресора, вимірюють амплітуду A цього сигналу, вираховують поточне відношення k приросту амплітуди A до приросту частоти обертання $k = \frac{\Delta A}{\Delta n}$, у момент перевищен-

ня відношенням k вибраного рівня k_{\max} реєструють поточне значення розрахункової віддаленості як поправку на віддаленість, після чого збільшують частоту обертання компресора до вихідного значення, переводять антипомпажний регулятор у стан "Робота" і далі сигнал керування антипомпажним клапаном формують з урахуванням уточненого значення віддаленості, що визначають за формулою

$$L_{\text{вт}} = L_p - L', \text{ де}$$

L_p - розрахункове значення віддаленості,

L - поправка на віддаленість

Корисна модель відноситься до експлуатації компресорів, зокрема, до способів захисту компресорів від помпажу в системах транспортування газу

Відомий спосіб антипомпажного захисту компресора шляхом вимірювання витрати газу і перепаду тиску на лініях нагнітання та всмоктування компресора, визначення похідних за часом від перепаду тиску і від витрати газу, порівняння значень похідних і, у випадку їх рівності, видачі сигналу на відключення компресора [1]

Даний спосіб антипомпажного захисту компресора, як і спосіб захисту компресора газоперекачувального агрегату від помпажу, що заявляється, включає вимірювання поточних значень параметрів, які характеризують положення робочої точки компресора, обробку даних і, як реакцію на результати обробки, подачу сигналів на виконавчі

механізми, що керують роботою компресора. Проте, в даному способі-аналогі захист спрацьовує тоді, коли помпаж вже відбувся, через те, що знаки сигналів з виходів диференціаторів збігаються при безпосередньому виникненні помпажу, а саме на такий збіг і налагоджена схема відключення компресора. Це говорить про те, що компресор, знаходячись якийсь час у стані помпажу, випробовує всі негативні наслідки даної аварійної ситуації (значні знакоперемінні змінення протидіючого моменту та осьові зусилля по валу силової турбіни, що викликають вібрацію, осьовий зсув ротора і т.ін.), особливо, якщо врахувати велику інерційність системи. Крім того, даний спосіб передбачає відключення компресора, а значить, виведення його з робочого стану, що з точки зору технологічних і економічних показників неприйнятно під час використання компресорів, наприклад, у складі цеху

(13) U

(11) 5427

(19) UA

газоперекачувальної станції системи транспортування газу. З цих причин такий спосіб антипомпажного захисту компресора слід визнати недостатньо надійним і недостатньо якісним.

Відомий також спосіб захисту від помпажу компресора, спорядженого байпасним клапаном та дросельною заслінкою на вході в компресор, шляхом вимірювання перепаду тиску газу на діафрагмі і тиску газу на виході з компресора, формування сигналу, який керує, в залежності від виміряного тиску газу та дії сигналом, який керує, на дросельну заслінку, а також формування сигналу наявності помпажу в залежності від виміряного перепаду тиску, при якому визначають відношення заданої величини до сигналу, який керує, і при значенні відношення більшим за одиницю встановлюють фіксоване положення дросельної заслінки, а також визначають різницю сигналу, який керує, та заданої величини і відкривають байпасний клапан пропорційно одержаній різниці, а також за сигналом наявності помпажу повністю відкривають байпасний клапан. При цьому на регулятор помпажного захисту подаються сигнали регулятора тиску та сигнал завдання, однаковий з сигналом завдання блока вибору сигналу. Регулятор помпажного захисту підтримує тиск нагнітання дією на байпасний клапан за сигналом різниці між сигналом завдання та сигналом регулятора тиску. Регулятор помпажного захисту починає діяти на байпасний клапан, коли різниця сигналів більше нуля. В цьому випадку робочий режим компресора знаходиться на межі помпажу і необхідно відкриття байпасного клапана. У випадку потрапляння компресора в помпаж швидкодії регулятора не вистачає, при цьому необхідно за десяті долі секунди відкрити байпасний клапан. З цим справляється сигналізатор помпажу, котрий являє з себе пристрій, що спрацьовує тільки при помпажі, тобто коли алгебраїчна сума швидкості змінення витрати газу і швидкості змінення тиску газу буде від'ємною [2].

Даний спосіб захисту від помпажу компресора, як і спосіб захисту компресора газоперекачувального агрегату від помпажу, що заявляється, містить вимірювання поточних значень параметрів, які характеризують роботу компресора, обробку даних і, як реакцію на результати обробки, подачу сигналів на виконавчі механізми, які керують роботою компресора. Проте, в даному способі-аналогі відкривають байпасний кран пропорційно різниці сигналу, який керує, і заданої величини, котра є незмінною величиною, що принципово не дозволяє уточнювати змінення положення межі помпажу, які виникають в процесі експлуатації компресора і приводить або до підвищення імовірності помпажу або до збиткового відкриття байпасного крана. Крім того, даний спосіб передбачає можливість повного блокування компресора, який працює, через запобіжну систему з байпасним клапаном, що з точки зору економічних показників невігодно під час використання компресора, наприклад, у складі цеху газоперекачувальної станції системи транспортування газу. У зв'язку з зазначеними причинами, такий спосіб захисту від помпажу компресора також є недостатньо надійним і недостатньо якісним.

Найближчим за технічною суттю аналогом, обраним як прототип, є спосіб захисту турбокомпресора від помпажу шляхом відкриття антипомпажного клапана пропорційно відхиленню комплексу параметрів від заданої величини, при якому в момент початку помпажу фіксують поточну величину комплексу параметрів і приймають останню як задану величину. Спосіб передбачає, що поточні значення різниці тисків на виході та вході турбокомпресора (ΔP) і різниці тисків на місцевому опорі до вхідної лінії турбокомпресора (ΔH) підводяться до блока ділення. При стійкій роботі компресора, що характеризується великим значенням витрати, поточне відношення (ΔP) і (ΔH), яке повторюється системою, що слідує, і подається на вхід регулятора, залишається менше заданого значення параметра, що формується на вході інтегратора і подається з коефіцієнтом масштабування а на інший вхід регулятора, при цьому антипомпажний клапан залишається закритим. При наблизненні режиму роботи компресора до межі помпажу поточне відношення (ΔP) до (ΔH), підвищується впритул до значення, яке відповідає завданню регулятора. Регулятор вступає у роботу, діючи на відкриття антипомпажного клапана таким чином, щоб підтримати рівність заданому поточного відношення (ΔP) до (ΔH). Якщо у процесі експлуатації компресора його межа помпажу зміщується в бік стійких режимів таким чином, що спрацьовує контур захисту, відбувається перекомутація відповідних релейних контактів. При цьому на вході інтегратора "запам'ятовується" значення відношення (ΔP) до (ΔH), яке було в момент спрацьовування захисту, це значення подається на вхід суматора і повторюється інтегратором. Одночасно антипомпажний клапан відкривається повністю подачею напруги до ланцюга керування приводом клапана. При подальшому деблокуванні контуру захисту відбувається зворотна перекомутація контактів реле, що веде до подачі на перший вхід регулятора поточного значення відношення (ΔP) до (ΔH), а на другий - заданого, який являє собою зафіксоване у момент помпажу відношення (ΔP) до (ΔH), яке подається до входу регулятора з коефіцієнтом α , що визначає задане значення запасу з помпажу. Одночасно керування приводом клапана переключається на регулятор, який забезпечує таке його відкриття, яке забезпечує заданий запас з помпажу стосовно дійсного положення межі помпажу [3].

Даний спосіб захисту турбокомпресора від помпажу, як і спосіб згідно з корисною моделлю, містить вимірювання поточних значень параметрів, що характеризують положення робочої точки компресора, уточнення та запам'ятовування положення межі помпажу і відкриття клапана антипомпажного регулятора пропорційно віддаленості робочої точки від межі помпажу. Проте в способі-прототипі уточнення положення межі помпажу відбувається за рахунок "запам'ятовування" положення границі реального помпажу компресора, тобто система усе ж таки передбачає попадання компресора в аварійну ситуацію і тому не може бути визнана достатньо надійною. Такі "запам'ятовані" значення величин, що визначають положення межі помпажу, фіксовані і відображають

поточне положення межі тільки у момент початку помпажу. Протягом подальшої експлуатації, положення границі дрейфує під дією ряду випадкових факторів, які важко контролювати в процесі поточної роботи компресора (ерозійне зношення лопаточного апарату компресора, змінення рівню турбулізації потоку на вході у компресор, змінення молекулярного складу та вологості перекачуваного газу). Все це веде до "старіння" даних про межі помпажу, що підвищує імовірність повторного помпажу, а уточнення параметрів межі помпажу можливо тільки в результаті його виникнення. Крім того, з цієї ж причини, під час використання даного способу, наприклад, для антипомпажного регулювання компресора у складі цеха газоперекачувальної станції, можлива надлишкова рециркуляція (перепуск частини газу з виходу компресора на його вхід через антипомпажний клапан), що веде до невиправданої витрати енергії (даремна робота перекачування газу у контурі рециркуляції). З цих причин, спосіб захисту компресора від помпажу, за прототипом, у зв'язку з зазначеними причинами, є недостатньо надійним і недостатньо якісним.

Як відомо ([4], стор 160-164, стор 324-325, а також [5], стор 14-16), для виникнення помпажу в системі компресор-мережа необхідно зміщення робочої точки витратної характеристики компресора в зону нестійкої роботи. Робоча точка визначається пересиченням витратних характеристик компресора і мережі, в якій працює компресор.

У випадку застосування компресора у складі газоперекачувального агрегату компресорної станції компресор працює в мережі магістрального газопроводу, що тримає газ під високим тиском. Мережа такого виду має велику акумулюючу здатність, що дозволяє представити її витратну характеристику у вигляді прямої, паралельної вісі витрати, проведеної на рівні незмінного вихідного тиску ([4], стор 161, 163, 331). В цьому випадку зона стійкості роботи компресора, згідно з умовою статичної стійкості системи компресор-мережа ([5], стор 15), являє собою усю праву гілку витратної характеристики компресора, яка відповідає зниженню вихідного тиску при збільшенні витрати. Межею стійкої та нестійкої (помпажної) зони є точка максимуму вихідного тиску ([5], стор 15).

Для оцінки ступеню близькості робочої точки компресора до межі помпажу використовують, наприклад, поняття віддаленості

$$L = \frac{Q_{T\text{ пр}} - Q_{п\text{ пр}}}{Q_{T\text{ пр}}} \times 100\% \quad (1)$$

де

L - віддаленість робочої точки компресора від межі помпажу, %;

$Q_{T\text{ пр}}$ - значення поточної витрати,

$Q_{п\text{ пр}}$ - значення "помпажної" витрати,

приведені до стандартних умов (тиску і температури газу на вході в компресор, частоті обертання його ротора).

Величину витрати обчислюють, використовуючи результати вимірювання перепаду на конфузори ΔH .

Після виконання процедури приведення і з урахуванням залежності витрати Q від перепаду на конфузори ΔH вираз (1) перетворюється у вираз

(2), який використовують для визначення розрахункових значень віддаленості

$$L_p = 100 - \alpha \cdot n \sqrt{\frac{P_{вх}}{T_{вх} \Delta H}} \quad (2)$$

де

α - коефіцієнт, що масштабує,

n - частота обертання робочого колеса відцентрового нагнітача,

$P_{вх}$, $T_{вх}$ - тиск і температура газу на вході у відцентровий нагнітач.

Величина $Q_{п\text{ пр}}$ обчислена з використанням паспортних характеристик компресора або за результатами вимірів, як правило зберігається в пам'яті пристрою, який захищає компресор від помпажу. Оскільки поточні координати помпажної межі змінюються в процесі експлуатації компресора на $\Delta Q_{п\text{ пр}}$ (вплив зносу проточної частини, зміни молекулярного складу газу, зміни рівня турбулізації вхідного потоку компресора і т.д.), виникає похибка (ΔL) результатів виміру віддаленості, спричинена зсувом межі помпажу

$$\Delta L = - \frac{Q_{п\text{ пр}}}{Q_{T\text{ пр}}} \times 100\% \quad (3)$$

Відзначимо, що конструктивно об'єм робочого колеса відцентрового компресора розподіляється робочими лопатками наряд каналів ([6], стор 212-216, [7], стор 24-26), що забезпечують розгалуження усього вхідного потоку компресора по каналах.

Наслідкову витратну характеристику компресора одержують, підсумовуючи характеристики всіх каналів.

Геометричні параметри каналів колеса трохи відрізняються, це обумовлено неточністю їхнього виготовлення і впливом умов експлуатації (знос крайок робочих лопаток абразивними частками, які є в газовому потоці, налипання на поверхні лопаток сторонніх включень у газі, який перекачується). У результаті цього витратно-напорні характеристики каналів незначно відрізняються, що дозволяє для поточної величини тиску мережі підібрати таке значення частоти обертання робочого колеса, при якій витратна характеристика мережі і витратна характеристика тільки одного з каналів (або невеликої кількості каналів) перетинаються на неробочій (лівій) гілці. Такий режим не приводить до помпажу всього компресора, оскільки число каналів колеса велике (типове значення 20-40), і зниження протидіючого моменту робочого колеса, спричинене зменшенням результуючої витрати компресора на 1/20 (або 1/40), викликає слабкий і короточасний поштовх за частотою обертання.

При цьому робочі точки інших каналів колеса, що створюють більш високі вихідні тиски, залишаються на правій (робочій) гілці витратної характеристики.

Такий окремий режим компресора розглянутий, наприклад, у [6], стор 236, 237. Оскільки така режимна ситуація безпосередньо передуює помпажу компресора, поточне значення віддаленості L , обчисленої в зазначеному режимі, повинно практично дорівнювати 0. Відхилення значення L від нуля є похибкою каналу вимірювання віддаленості антипомпажного регулятора (АПР), що дозволяє,

за сигналом процесора 7 система керування газоперекачувальним агрегатом плавно збільшує частоту обертання компресора до початкового значення $n_{\text{ном}}$, після чого АПР переводять в стан "Робота" (блок 12 алгоритму).

Індикатор режиму 6 індидує перехід до стану роботи (блоки 1-2-14-15-11 алгоритму).

Розглянемо процеси в каналах робочого колеса процесора, пов'язані з виконанням режиму "Корекція" АПР. Як указувалося раніше, напірні характеристики каналів незначно відрізняються. На Фіг.5 показані:

- витратно-напорна характеристика А1 каналу А, що має мінімальне значення тиску в околиці максимуму (межа помпажу); характеристика А1 отримана для випадку, коли АПР знаходиться в стані "Робота" при частоті обертання компресора n_1 ;

- витратно-напорна характеристика Б1 одного з інших каналів Б (для спрощення викладу будемо вважати інші канали однаковими), також для частоти обертання компресора n_1 ;

- витратно-напірні характеристики А2 і Б2 каналів А і Б, отримані для зниженої частоти обертання n_2 для випадку, коли АПР знаходиться в стані "Корекція";

- витратно-напорна характеристика мережі (Рс).

У стані "Робота" АПР через канали А і Б колеса протікають витрати Q_{A1} і Q_{B1} , робочі точки кожного з каналів (точка перетинання характеристик каналу і мережі) знаходяться на правій (робочій) гілці характеристик А1, Б1.

У стані "Корекція" АПР робоча точка каналу Б, що відповідає витраті Q_{B2} , як і раніше, знаходиться на правій гілці характеристики Б2, робоча точка каналу А зміщена на неробочу (помпажну) гілку характеристики А2. Значення витрати Q_{A2} через канал А в цьому режимі від'ємне, тобто через канал А газ протікає в зворотному напрямку під дією різниці вихідного і вхідного тисків компресора (явище "запирання" каналу).

Розглянемо взаємодію робочого колеса відцентрового компресора з окремими частинами загального потоку газу через компресор, які протікають через його канали. При обертанні на масу газу, що знаходиться між сусідніми робочими лопатками колеса, впливають відцентрові сили, які забезпечують переміщення газу через канал, тобто на вихід компресора. Напрямок сил \bar{F}_{i-1} , \bar{F}_i , \bar{F}_{i+1} , прикладених лопатками каналів $i-1$, i , $i+1$ до відповідних порцій газу в точках їх виходу з колеса показано на Фіг.2. Одночасно з відцентровими виникають зрівноважувальні сили \bar{S}_{i-1} , \bar{S}_i , \bar{S}_{i+1} , (реакція колеса), спрямовані протилежно й рівні за модулем однойменним силам \bar{F} .

Оскільки лопатки робочого колеса виконані з постійним кроком за кутом, у нормальному режимі роботи компресора (при відсутності "перекидання" каналів), рівнодіюча \bar{M} всіх сил \bar{S} , прикладених до колеса, практично дорівнює нулю, тобто

$$\bar{M} = \sum_{i=1}^m \bar{S}_i \approx 0,$$

де m - число каналів колеса.

У режимі "Корекція" АПР, при виникненні "перекидання" одного або декількох каналів, рівнодіюча \bar{M} стає відмінною від нуля, оскільки в каналі, робоча точка якого перейшла на ліву (помпажну) ділянку витратної характеристики, сила \bar{S} істотно змінюється за величиною та напрямком. У результаті при виникненні "перекидання" рівнодіюча \bar{S} різко зростає.

Відзначимо, що точка прикладання сили \bar{M} до колеса не змінюється при його обертанні, тому що вона визначається кутовим положенням каналів, що перейшли в режим "перекидання".

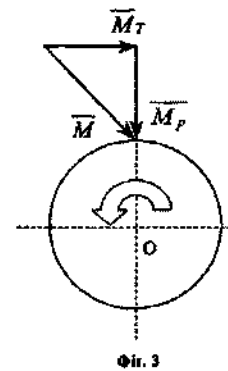
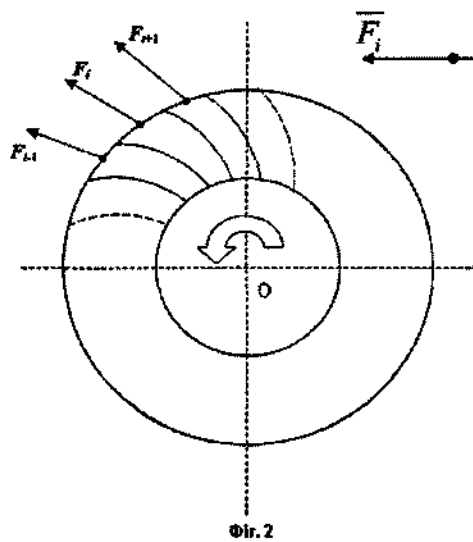
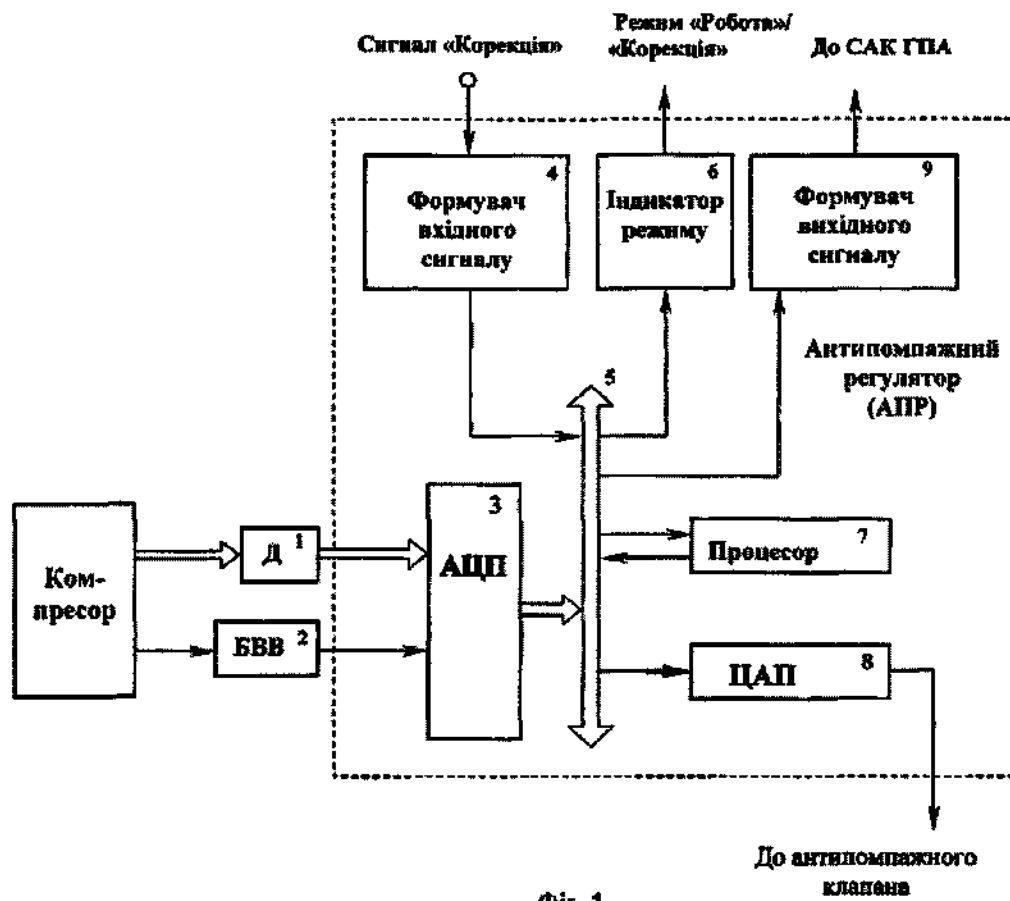
Представимо силу \bar{M} у вигляді суми двох складових - тангенціальної \bar{M}_t , перпендикулярної до радіуса колеса, і радіальної \bar{M}_r , спрямованої до центра обертання, і розглянемо їх вплив на роботу компресора (Фіг.3). Поява складової \bar{M}_t незначно змінить величину протидіючого моменту, який розвиває колесо, а дія сили \bar{M}_r створить додаткову вібрацію колеса, що максимально проявляється на частоті його обертання (тобто в спектрі сигналу вібрації буде переважати основна ротаційна складова).

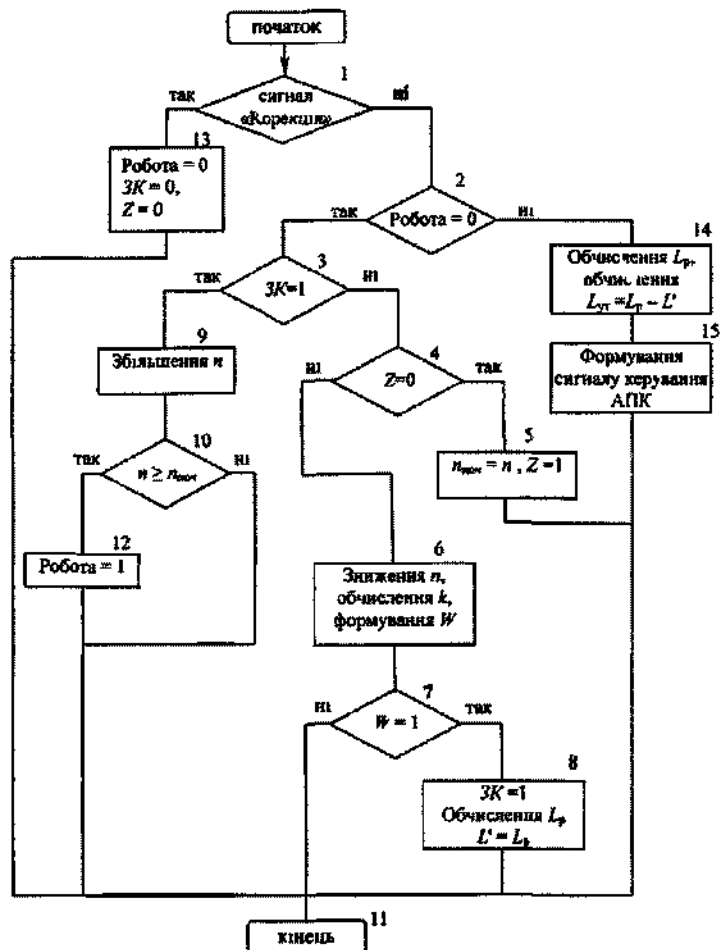
Складову \bar{M}_r можливо розглядати як еквівалентну відцентрову силу, прикладену до центра мас колеса при зсуві цього центру відносно осі обертання. Оскільки обертання незбалансованої маси викликає вібрації, виникнення ситуації "перекидання" каналів компресора в режимі "Корекція" АПР можна ідентифікувати за ознакою істотного росту амплітуди А сигналу вібрації, викликаного незначним зниженням частоти обертання n , тобто шляхом обчислення відношення $k = \frac{\Delta A}{\Delta n}$ і його

порівняння з максимальним значенням k_{max} .

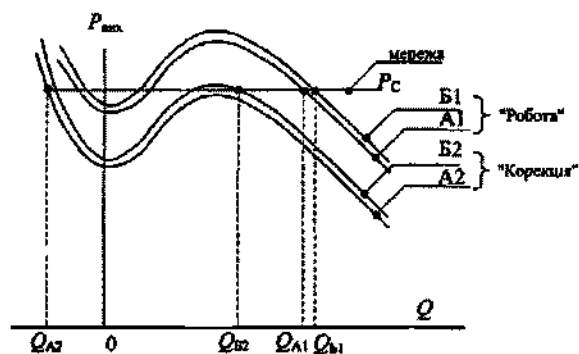
Джерела інформації:

1. Авторське свідоцтво №623995, СРСР, 15.09.78 Бюл. №34, F04D27/02.
2. Авторське свідоцтво №1802855, СРСР, 15.03.93 Бюл. №10, F04D27/02.
3. Авторське свідоцтво №1201555, СРСР, 30.12.85 Бюл. №48, F04D27/02 (прототип)
4. А.Н. Шерстюк. Насосы, вентиляторы, компрессоры, М. Высшая школа, 1972
5. И.Л. Письменный. Многочастотные нелинейные нагнетания в газотурбинном двигателе, М. Машиностроение, 1987
6. Бутаков С.Е. Воздуховоды и вентиляторы, М. Машгиз, 1958.
7. Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика. М. Стройиздат, 1975.





Фіг. 4



Фіг. 5