

УДК 621.51.004.67

## ТЕМПЕРАТУРА НАГНІТАННЯ КОМПРЕСОРНОГО ЦИЛІНДРА ЯК УЗАГАЛЬНЕНИЙ ДІАГНОСТИЧНИЙ ПАРАМЕТР

В.Я.Грудз, В.В.Костів, В.Б.Михалків, Я.В.Грудз

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42157  
e-mail: public@ifdtung.if.ua

УМГ "Прикарпаттрансгаз", 76000, м. Івано-Франківськ, вул. Незалежності, 15,  
тел. (03422) 42195, e-mail: public@ifdtung.if.ua

Приведен анализ влияния отказов в узлах цилиндра поршневого компрессора на изменение температуры нагнетания. Сделан вывод о возможности использования температуры нагнетания в качестве обобщенного диагностического параметра.

The analysis of influencing of failures in nodes of the barrel of a piston compressor on variation of temperature of injection is reduced. Is drawn a conclusion about an opportunity of use of temperature of injection as generalized diagnostic argument.

На компресорних станціях підземних сховищ газу установлюються поршневі газоперекачувальні агрегати з метою запобігання явища помпажу. Однією з найважливіших умов нормальної експлуатації сховища в період циклів "відбір-закачка" є надійність експлуатації машин, яка значною мірою визначається діагностуванням стану компресорного цилиндра.

Діагностування відмов в цилиндрі поршневого компресора доцільно проводити, використавши поняття узагальненого діагностичного параметра. До узагальненого параметра технічного стану цилиндра компресора висуваються такі вимоги: він повинен характеризувати енергетичні втрати в циклі і відповідати вимозі сталості знака збільшення. Оскільки робоче тіло – газ, а робочий процес – термодинамічний процес, то узагальнений параметр повинен відбивати термодинамічні характеристики і враховувати відхилення в структурних параметрах різних вузлів цилиндра. Для цього його зміна при відхиленнях у структурних параметрах різних вузлів повинна бути одного знака, у протилежному випадку можлива компенсація відхилення в одному з вузлів відхиленням в іншому вузлі.

Температура нагнітання як аргумент функції-показника може бути використана як узагальнений параметр, якщо вона відповідає вимозі сталості знака збільшення, і може бути легко вимірний і розрахований. Математичне формулювання перевірки показника на виконання першої умови

$$dY = \sum_{i=1}^n \frac{\partial Y}{\partial x_i} dx_i, \text{ sign} \left\{ \frac{\partial Y}{\partial x_i} \right\} = \text{idem}, \quad (1)$$

де:  $Y$  – досліджуваний показник – термодинамічна функція;  $x_i$  – термодинамічний параметр, що відбиває вплив  $i$ -тої відмови на досліджуваний показник.

Послідовно розглянемо вплив відмов у цилиндрі компресора на знак збільшення зазначених вище термодинамічних функцій.

1. Вплив перетоків робочого тіла через всмоктувальний клапан у процесі компримування на температуру нагнітання.

Перетікання робочого тіла через перетин негерметичності всмоктувального клапана існує в трьох процесах: стиску, нагнітання і розширення. У кожному з цих процесів наявність масового витоку не призводить до зміни внутрішньої енергії, величина якої може бути визначена через параметри – тиск і температуру. При тих же граничних умовах, що і при відсутності перетоків, тиск – функція температури в процесі. Тоді, при однаковій температурі початку процесу і заданого початку і кінця процесу, температура, а отже і питомі енергії кінця процесу не змінюються.

Температура початку процесу стиску за наявності перетоків зміниться в результаті змішування в клапанній порожнині всмоктуваного газу і газу перетоку. Питома ентальпія суміші при змішуванні в потоці  $P = \text{idem}$

$$i = \frac{i_n G_n + i_0 G_0}{G_n + G_0}, \quad (2)$$

де:  $i, G$  – відповідно питома ентальпія і маса; індекси  $n$  і  $0$  – відповідно для маси перетоку й всмоктуваної маси із всмоктувального трубопроводу.

Осереднюючи теплоємність за температурою при постійному тиску змішування, одержимо температуру газу, що надходить у циліндр

$$T = (T_n \tilde{G} + T_0) / (\tilde{G} + 1), \quad \tilde{G} = G_n / G_0. \quad (3)$$

Оскільки знак збільшення температури початку стиску визначається знаком збільшення температури газу, що надходить у циліндр, визначимо знак збільшення  $T$ , для чого продиференціюємо (3) за  $\tilde{G}$

$$\frac{\partial T}{\partial \tilde{G}} = \frac{T}{T_n \tilde{G} + T_0} (T_n - T), \quad \Delta T \approx \frac{\partial T}{\partial \tilde{G}} d\tilde{G}. \quad (4)$$

Оскільки температура маси газу перетоку завжди більша від температури газу у всмоктувальному трубопроводі  $T_n > T$ , то при збіль-

шенні маси перетоків в результаті відмови ( $d\tilde{G} > 0$ ) знак збільшення температури початку стиску, а отже і температури в нагнітальному трубопроводі, що впливає зі сказаного попередньо, завжди позитивний, тобто збільшення перетоків через всмоктувальний клапан призводить до зростання температури нагнітання.

2. Вплив перетоку робочого тіла через нагнітальний клапан у процесі компримування на температуру нагнітання.

Диференціал внутрішньої енергії в процесі з привнесенням маси згідно з формулою (4) може бути визначений

$$du = -\frac{1}{G}pdV + \frac{1}{G}(i_n - u)dG_n + \frac{1}{G}\delta Q, \quad (5)$$

де:  $G$  – маса робочого тіла, що беруть участь у процесі до розглянутого моменту;  $\delta Q$ ,  $pd$  – кількість обміну теплотою і роботою з навколишнім середовищем;  $i_n$ ,  $dG_n$  – питома ентальпія і маса, що привноситься в циліндр у розглянутий момент.

Добуток  $i_n dG_n$  являє собою збільшення енергії за рахунок зовнішнього джерела енергії – нагнітального трубопроводу. У відповідності з другим законом термодинаміки, неможливе повне перетворення енергії в роботу. Залишок енергії йде на підвищення внутрішньої енергії робочого тіла в нижчому температурному джерелі, тобто є теплообмінним процесом. Однак, оскільки інтенсивність теплообмінного процесу в циліндрі компресора невисока, то завжди існує частина енергії, не перетворена в роботу, що йде тільки на підвищення питомої внутрішньої енергії робочого тіла після здійснення циклу. Таким чином, питома внутрішня енергія, а, отже, і температура газу, що нагнітається, збільшується при збільшенні перетоків через нагнітальний клапан, тобто знак збільшення температури нагнітання при такій відмові – позитивний.

3. Вплив зміни величини мертвого простору на температуру нагнітання.

При експлуатації подачу компресора часто регулюють зміною величини мертвого простору. Однак мертвий простір в результаті нагароутворення згодом мимоволі може змінитися. У цьому випадку мінімальна величина мертвого простору зменшується, погіршується теплообмін, збільшуються втрати на тертя. Власне, зменшення мертвого простору знижує питому роботу циклу компримування, при цьому змінюються характеристики теплообміну, і температура нагнітання збільшується. Оскільки зменшення мертвого простору зумовлено шкідливим явищем нагароутворення, то воно може розглядатися як діагностичний параметр стану теплообміну, і знак збільшення температури нагнітання при його зміні позитивний.

4. Вплив перетоку робочого тіла через поршневе ущільнення в процесі компримування на температуру нагнітання.

Перетоки робочого тіла через переріз негерметичності поршневого ущільнення мають

свої особливості. Якщо циліндр двосторонньої дії, то напрям перетоків визначається різницею тисків у порожнинах. Якщо в порожнинах циліндра розташовані різні ступені стиску, то напрям перетоків буде незмінним. Напрямок перетоків може також залишатися незмінним, якщо циліндр – однобічної дії. Перетоки, що не змінюють свого напрямку в плинні циклу, розглядаються або як перетоки через штокове ущільнення, або як перетоки через нагнітальний клапан.

При змінному напрямі перетоків привнесення маси відбувається на початку процесу стиску, наприкінці процесу розширення, при наповненні. В інших випадках частина маси видаляється з циліндра. Якщо розглядати одну циліндрову порожнину, то друга буде виконувати послідовно то “функцію всмоктувального трубопроводу”, то “функцію нагнітального трубопроводу”, при цьому зберігаються всі процеси, що протікають у ній. Привнесення маси в порожнину, що виконує таку функцію, природно, призведе до збільшення в ній внутрішньої енергії, як при перетоці через нагнітальний клапан. Видалення маси з такої порожнини не викличе зниження питомої внутрішньої енергії, як при перетоці через всмоктувальний клапан. В результаті буде збільшуватися питома внутрішня енергія і температура нагнітання у порожнині. Якщо порожнини належать до однакових ступенів стиску, тобто середні тиски циклу практично однакові, то при розв'язку перетоків через поршневе ущільнення збільшення температури нагнітання буде однакове в обох порожнинах циліндра.

Якщо циліндрові порожнини належать послідовним ступеням стиску, то в порожнині початкового ступеня стиску температура нагнітання буде збільшуватися більше, ніж у наступному ступеню, тому що перетік зазвичай привносить масу газу в початковий ступінь. Зворотний напрям перетоку буде спостерігатися в процесі наповнення наступного ступеня.

У такий спосіб знак збільшення температури нагнітання при збільшенні через поршневе ущільнення позитивний.

5. Вплив витоку робочого тіла через штокове ущільнення в процесі компримування на температуру нагнітання.

Витоки робочого тіла через штокове ущільнення не викликають зміни температури нагнітання, бо при тих же граничних умовах (тисках всмоктування і нагнітання) зміни температури початку стиску не відбувається: маса витоку не повертається в цикл. Тому знак збільшення температури нагнітання не негативний.

6. Вплив втрати тиску в нагнітальному клапані на температуру нагнітання.

Втрати тиску в нагнітальному клапані як характеристика відмов виникають через нагароутворення, що зменшує прохідний перетин клапана, призводить до “прилипання” запірних елементів і їх деформації. При заданій граничній умові – тиску нагнітання – збільшення втрати тиску в нагнітальному клапані означає збільшення ступеня підвищення тиску. При за-

даній температурі початку стиску збільшення ступеня підвищення тиску призводить до збільшення температури кінця стиску

$$\Delta T = T_2 \left[ \frac{P_2^{(n-1)/n}}{P_2} - 1 \right], P_2' = P_2 + \Delta P_n, \quad (6)$$

де:  $n$  – показник політропи стиску;  $\Delta P_n$  – втрата тиску в нагнітальному клапані; індекс 2 – момент кінця стиску до збільшення втрати тиску в клапані.

Однак при збільшенні ступеня підвищення тиску температура газу в процесі розширення буде знижуватися великою мірою, що може вплинути на температуру стиску. Схематизуючи процес компримування – політропами з постійним показником, процеси наповнення і нагнітання – ізобарами і знехтувавши зміною коефіцієнта стисливості в кінцевих та початкових точках процесів при розгляданні процесу змішування газу з мертвого простору і свіжого газу із всмоктувального трубопроводу, одержимо відношення температур на початку процесу стиску при відмові і до неї

$$\frac{T_2'}{T_1} = \frac{\frac{G_4 T_4'}{G_4 T_4} + \frac{G_B T_B}{G_4 T_B}}{1 + \frac{G_{BC} T_B}{G_4 T_4}} \cdot \frac{1 + \frac{G_{BC}}{G_4}}{\frac{G_4'}{G_4} + \frac{G_B}{G_4}}, \quad (7)$$

де: індекси 1-4, 1'-4' – відповідають моментам початку і кінця процесів циклу;  $v$  – параметри свіжого газу зі всмоктувального трубопроводу;  $c$  – параметри свіжого газу до відмови в клапані.

Приведені у формулі (7) співвідношення мас і температур розкриваються через параметри циклу в такий спосіб:

$$\begin{aligned} \frac{G_4' T_4'}{G_4 T_4} &= \pi^{1/m}, \quad \frac{G_4'}{G_4} = \pi^{1/n}, \\ \frac{G_{BC} T_B}{G_4 T_4} &= \frac{1 - a(\varepsilon^{1/m} - 1)}{d\varepsilon^{1/m}}, \\ \frac{G_B T_B}{G_4 T_4} &= \frac{1 - a[(\pi\varepsilon)^{1/m} - 1]}{a\varepsilon^{1/m}}, \\ \frac{G_B}{G_4} &= \frac{1 - a[(\pi\varepsilon)^{1/m} - 1]}{a\varepsilon^{1/n}} \tau, \\ \tau &= 1 + \frac{\varepsilon^{nm} - 1}{1 - a(\varepsilon^{1/m} - 1)} a\varepsilon^{1/m}, \\ \frac{G_{BC}}{G_4} &= \frac{1 - a(\varepsilon^{1/m} - 1)}{a\varepsilon^{1/n}} \tau, \end{aligned} \quad (8)$$

де:  $n, m$  – показники політроп по кінцевих параметрах процесів стиску і розширення;  $\varepsilon = P_2/P_1$  – ступінь підвищення тиску до від-

мови в клапані;  $\pi = P_2/P_1$  – збільшення ступеня підвищення тиску через відмову в клапані;  $a$  – відносна величина мертвого простору.

Підставляючи (8) у (7), одержуємо

$$\frac{T_2'}{T_1} = \frac{\tau + a(\varepsilon^{1/n} - \varepsilon^{1/m} + 1)}{\tau + a[(\varepsilon\pi)^{1/m} + (\varepsilon\pi)^{1/n} + 1]}. \quad (9)$$

Аналіз формули (9) приводить до висновку: у реальних умовах компримування збільшення опору викликає зростання температури початку стиску. Збільшення температури початку стиску відповідно до формули (6) призводить до збільшення температури нагнітання, отже, знак збільшення температури нагнітання при збільшенні втрати тиску в нагнітальному клапані є позитивним.

7. Вплив втрати тиску у всмоктувальному клапані на температуру нагнітання.

Втрата тиску у всмоктувальному клапані як характеристика відмови виникає з тих же причин, що й у нагнітальному клапані. При заданій граничній умові – тиску всмоктування – збільшення втрати тиску у всмоктувальному клапані знижує тиск у процесі наповнення і збільшує ступінь підвищення тиску. У процесі наповнення температура маси газу з мертвого простору знижується на додаткову величину, змінюється пропорція мас, що змішуються, змінюється температура свіжого газу, що надходить у циліндр через зниження тиску в процесі наповнення. Для визначення впливу цих факторів на температуру нагнітання скористаємося схематизацією циклу і припущеннями, викладеними вище. Тоді формула (7) буде справедлива й у даному випадку, але відношення мас і температур розкриваються через параметри циклу інакше

$$\begin{aligned} \frac{G_4' T_4'}{G_4 T_4} &= \pi^{1-m}; \quad \pi = \frac{P_1'}{P_1}; \quad \alpha = \frac{T_B}{T_{BC}}, \\ \frac{G_B T_B}{G_4 T_4} &= \frac{1 - a[(\varepsilon\pi)^{1/m} - 1]}{a\pi\varepsilon^{1/m}}; \quad \frac{G_4'}{G_4} = \frac{\pi^{1-n}}{\theta}; \\ \theta &= \frac{T_1'}{T_1}, \quad \frac{G_B}{G_4} = \frac{1 - a[(\varepsilon\pi)^{1/m} - 1]}{\alpha a\pi\varepsilon^{1/n}} \tau. \end{aligned} \quad (10)$$

Порівнюючи (6), (7), (10), можна визначити відношення температур нагнітання

$$\begin{aligned} \frac{T_2'}{T_2} &= \theta \pi^{n-1} = \\ &= \alpha \frac{1 - a \left[ \varepsilon^{1/m} + \varepsilon^{1/n} \frac{\pi^{1/n} - 1}{\tau - 1} \right]}{1 - a[(\varepsilon\pi)^{1/m} - 1]} \pi^{n-1}. \end{aligned} \quad (11)$$

Оцінюючи співмножник при  $\pi$ , можна відзначити таке: величина цього співмножника практично не залежить від величини ступеня

підвищення тиску  $\varepsilon$ , а в інтервалі зміни  $\varepsilon$  від 1 до 1,3 і в інтервалі зміни  $n$ ,  $m$  від 1,2 до 1,4 вона змінюється від 1 до 1,05, причому значення 1 досягається тільки при  $\varepsilon=1$ . Величина  $\varepsilon$  пов'язана з тепловим коефіцієнтом і лінійно зростає зі збільшенням  $\tau$  [1]. Отже, температура нагнітання при такій відмові завжди зростає, і знак температурного збільшення позитивний.

Оцінивши вплив усіх видів відмов на температуру нагнітання, можна стверджувати, що будь-яка функція стану буде змінюватися в од-

ному напрямі, тому що будь-яка функція стану є залежністю двох параметрів, наприклад, температури і тиску, а величини тисків визначаються зовнішнім середовищем і залишаються незмінними.

### Література

1. Храпач Г.К. Надёжность работы поршневых газоперекачивающих агрегатов. – М.: Недра, 1978. – 192 с.

УДК 622.245

## ВИКОРИСТАННЯ КАВІТАЦІЇ ДЛЯ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ РУЙНУВАННЯ ГІРСЬКИХ ПОРІД ПРИ БУРІННІ СВЕРДЛОВИН

Я.М.Фем'як

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42264, 42453  
e-mail: public@ifdtung.if.ua

*Изложены основные особенности новой технологии интенсификации разрушения горных пород при бурении скважин с использованием ультразвуковой кавитации. Дано описание бурового трехлопастного долота и принцип работы кавитационных генераторов. Указаны предпосылки эффективного использования описанных устройств на технико-экономические показатели бурения скважин.*

*The main features of the new technology stimulation of rocks destruction using ultrasonic cavitations are presented. The constructional description three-way bit and operation principle of cavitations generators are described. Preconditions of effective use of the described devices over technical and economic performance of well drilling are shown.*

Практика глибокого буріння в Україні і за кордоном показала істотне зниження механічної швидкості буріння та стійкості доліт, збільшення собівартості 1 м проходки із зростанням глибини свердловини. Сьогодні на буріння однієї свердловини глибиною понад 4500 м в середньому витрачають: у США – 19 доліт, в Європі – 60, у країнах СНД (в т. ч. й в Україні) – 300 доліт. Цей показник безпосередньо впливає на собівартість 1 м проходки, яка становить залежно від району проведення бурових робіт сотні, а то й тисячі доларів США [1, 2].

Традиційний шлях інтенсифікації процесів буріння свердловин в основному полягає у використанні більш удосконалених доліт, виготовлених з використанням нових надтвердих і надміцних матеріалів. Цей шлях пов'язаний зі значними економічними витратами [3].

Використання кавітаційних технологій може відкрити принципово нові підходи щодо вирішення цієї проблеми. Найбільшого і більш прогресивного процесу руйнування гірських порід в полі дії ультразвукової кавітації можна досягнути за рахунок її спрямованої дії на вибір свердловини. Аналіз впливу параметрів промивальної рідини на утворення кавітаційних бульбашок і їх подальшого лускання дає можливість визначити напрямки удосконалення процесів кавітаційного руйнування гірських порід. Для руйнування порід дуже важливо забезпечити максимальну ударну дію кавітації на породу, тобто необхідно створити потужні мікро-

потоки інтенсивної дії від лускаючих кавітаційних бульбашок [4].

Принцип дії запропонованого нами кавітаційного генератора базується на створенні кавітаційних бульбашок за допомогою ультразвукових, гідроакустичних і гідроударних хвиль. Будучи за принципом дії концентратором гідроакустичних хвиль, він забезпечує на відміну від вихрових генераторів суттєве збільшення пульсацій амплітуди за рахунок резонансного ефекту, а також почергове утворення нових кавітаційних бульбашок.

В основу технологічного і практичного вирішення цього завдання покладено застосування ультразвукової кавітації для інтенсифікації процесу руйнування гірських порід під час буріння свердловин за рахунок спрямованої дії на породу кавітаційних пульсуючих мікропотоків великої інтенсивності і потужних гідродинамічних імпульсів тиску за допомогою кавітаційних генераторів, вміщених в промивні канали трилопатевого бурового долота діаметром 295,3 мм [5].

Передбачається, що створення ультразвукової кавітації в зоні працюючого долота дасть такі позитивні результати:

- підвищення ефективності руйнування породи і збільшення механічної швидкості буріння в 1,5-2 рази;
- підвищення терміну служби долота і збільшення проходки на долото;