

1. Яворський А.В. Методика проведення контролю стану ізоляційного покриття Підземних нафтогазопроводів за допомогою системи бксіт // Методи і прилади контролю якості.- 2001. - №7 – С. 25-28. 2. Гордиенко В.И., Убогий В.П., Ярошевский Е.В. Электромагнитное обнаружение инженерных коммуникаций и локальных аномалий. – Киев: Наук.думка, 1981.–231с. 3. Осипов О.И., Усынин Ю.С. Промышленные помехи и способы их подавления в вентиляльных электроприводах постоянного тока. – М: Энергия, 1979.–325с. 4. Ващишак С.П., Яворський А.В. Вдосконалення приладу для безконтактного контролю стану ізоляційного покриття підземних нафтогазопроводів // Методи і прилади контролю якості.- 2000. -

№6 – С. 25-28.5. Деклараційний патент UA 54031 А Україна, МПК 7 G01R31/12. Пристрій дистанційного контролю стану ізоляційного покриття підземних трубопроводів / Кісіль І.С., Ващишак С.П., Яворський А.В. (Україна). Опубл. 17.02.2003, Бюл. №2. 6. Patent 4390836 USA. G01R31/00. Method and apparatus for the detection of pipeline holidays / R.V.Charles, D.J.Irvin//Marathon Oil Company, Findlay, Ohio. 7. Патент 20821 Україна G01R19/00. Спосіб безконтактного вимірювання струму і глибини закладення захоронаних лінійних підземних провідників/ Л.Я.Мізюк, П.Б.Дуб// Фізико-механічний інститут ім.Г.В.Карпенка НАН України. 8. У. Титце, К. Шенк Полупроводниковая схемотехника. – М: Мир, 1983.–357с.

УДК 621.691.4.002

ОСОБЛИВОСТІ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТРУБОПРОВІДІВ АВТОМОБІЛЬНИХ ГАЗОНАПОВНЮЮЧИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

© Лютак І.З., Кісіль І.С., 2003

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Розглянуто задачу оцінки динамічних напружень трубопроводів високого тиску автомобільних газонаповнюючих компресорних станцій в експлуатаційних умовах. Показано, що амплітуда і частота сил, що викликають вібрації трубопроводів, визначаються амплітудами і частотами коливань газу в цих трубопроводах. Встановлено, що динамічні напруження є співрозмірними із значеннями статичних напружень, що зумовлює не обхідність визначення їх величини при контролі напружено-деформованого стану трубопроводів високого тиску.

Суттєвий вплив на режими експлуатації, надійність роботи автомобільних газонаповнюючих компресорних станцій (АГНКС) вносить рух газу, що транспортується по технологічних трубопроводах. У результаті зворотно-поступального руху поршня компресора і роботи його клапанів у технологічних трубопроводах об'язки компресора виникають пружні хвилі газу. Ці хвилі, відбиваючись від місцевих завод (фасонні частини трубопроводу, технологічні апарати, коліна), повертаються до джерела. Відбита хвиля зустрічається з прямою і в залежності від характеристик трубопровідної системи в різних її перерізах, відбувається сумування чи віднімання їх миттєвих значень швидкостей. У випадку резонансу за рахунок відношення прямої та відбитої хвилі інтенсивність коливань різко зростає.

Хвильові процеси проходять біля рівня середніх складових потоку газу і змінюють його параметри: тиск, температуру та швидкість, які визначаються сумою середньої (стаціонарної) і динамічної складової [1].

Для зниження амплітуди коливань потоку газу використовують різні методи, одним із яких і є використання депульсаторів. При установці депульсатора амплітуда коливань газу в трубопровідній системі зменшується за рахунок зміни спектру Власних коливань та за рахунок дисипації коливальної енергії в депульсаторі. Даний метод дозволяє значно зменшити амплітуди коливань певних гармонік на всіх частотах спектру. Допустимий розмах коливань тиску після депульсатора становить біля 2 % [1].

Смути пропускання та гасіння спектрів коли-

вань тиску газу визначаються конструкцією і розмірами депульсатора, методом установки його в трубопроводі. Однак під час тривалої експлуатації АГНКС змінюється інтенсивність, параметри перекачування газу, що призводить до зміни спектру його коливання. Значні значення амплітуди динамічного тиску в циліндрі до моменту закриття клапану всмоктування і в граничному з ним перерізі трубопроводу до моменту відкриття нагнітального клапану, враховуючи зміну спектрів коливання, призводять до зміни середньої складової тиску в циліндрі. Зміна середньої складової тиску викликає в чотириступеному компресорі АГНКС перерозподіл розрахункових величин відношення тисків по ступенях, що призводить до виникнення вібрацій трубопровідної системи і зв'язаного з нею технологічного обладнання. Амплітуди і частоти сил, що викликають вібрації трубопроводів, визначаються амплітудами і частотами коливань газу. Трубопровідні системи АГНКС складаються з прямолінійних і криволінійних ділянок труб, між якими розташовані місцеві опори і технологічні апарати – елементи, що змінюють ефективний діаметр, напрямок потоку газу, або те і друге одночасно. В таких елементах відбувається зміна амплітуди коливань газу, в результаті чого енергія коливань переходить у механічну. Динамічні зусилля, що виникають в трубопровідних системах, мають періодичний характер і викликають вібрацію всієї системи.

Для зменшення вібрацій трубопроводів, крім зменшення амплітуди і частоти коливань газу в їх перерізах, де є масивні опори і технологічні апарати, встановлюють з'єднувальні хомути.

Виходячи з аналізу умов експлуатації трубопроводів високого тиску АГНКС встановлено, що вони піддаються статичним і динамічним навантаженням. Складність умов експлуатації ускладнюється ще й тим, що трубопроводи об'язки компресора мають різний діаметр і товщину, виготовлені з різних марок сталей, що в свою чергу, мають різні механічні властивості.

Із аналізу характеристик марок сталей, із яких виготовлені трубопроводи АГНКС, видно, що їх механічні властивості є різними. Оскільки згідно з нормами значення напружень не повинні перевищувати граничного значення напруження текучості σ_m , то будемо аналізувати напруження в даній області, тобто на прямолінійній ділянці залежності σ_m від прикладених зусиль, виходячи з закону Гука.

Для математичного опису напружень, які мають місце в стінках технологічного трубопроводу АГНКС, використаємо модель розрахунку плоскої

рами. Оскільки динамічні напруження виникають внаслідок руху стиснутого газу, то будемо вважати, що технологічні трубопроводи мають одну степінь свободи.

Визначимо кругову частоту θ обертів валу компресора, що дорівнює частоті збуджуючої сили[3]:

$$\theta = 2\pi \cdot n / 60, \quad (1)$$

де n – частота обертів валу компресора.

З урахуванням (1) запишемо рівняння зміни в часі збуджуючої сили F :

$$F = F_0 \frac{|\sin(\theta \cdot t)| + \sin(\theta \cdot t)}{2}, \quad (2)$$

де F_0 – амплітуда збуджуючої сили, t – час.

Визначимо напруження σ_F , які будуть виникати від дії збуджуючої сили[3]:

$$\sigma_F = F / S. \quad (3)$$

Власна частота коливань ступені буде:

$$\omega = \sqrt{g / \nu_{cm}}, \quad (4)$$

де g – сила земного тяжіння, ν_{cm} – прогин труби при дії статичної сили F .

Прогин ν_{cm} визначається в момент прикладання сили і буде становити:

$$\nu_{cm} = \frac{FL}{ES}, \quad (5)$$

де L – довжина стійки ступені АГНКС, E – модуль пружності.

З урахуванням (1) та (5) запишемо залежність параметру підсилення коливань μ [2]:

$$\mu = \frac{1}{\left|1 - \left(\frac{\theta}{\omega}\right)^2\right|}. \quad (6)$$

Параметр підсилення коливань визначає ступінь входження системи в резонанс (рис. 1).

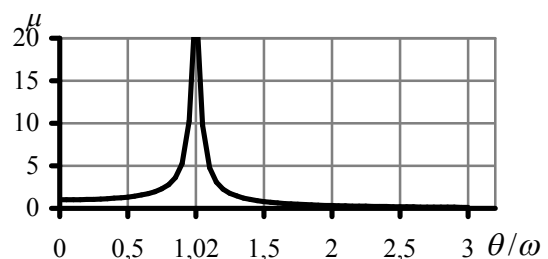


Рис.1. Залежність параметру підсилення коливань від відношення частот збуджувальної сили та власних коливань трубопроводу

З приведеного рис. 1 видно, що значне підсилення коливань відбувається в діапазоні від 0,7 до 1,2 відношення частот збуджуючої сили і власних коливань, а значне загасання коливань – від 2,5 θ / ω . Тому при визначенні динамічних напружень потрібно врахувати параметр підсилення коливань, через який виражається коефіцієнт динамічності k_d :

$$k_d = 1 + \mu \quad (7)$$

Визначимо напруження σ_3 , які виникають в результаті згину ступені технологічного трубопроводу АГНКС [2]:

$$\sigma_3 = \frac{c \cdot E \cdot I \cdot A}{2L} \quad (8)$$

де c – коефіцієнт способу кріплення трубопроводу, I – момент інерції, A – амплітуда коливання трубопроводу.

Визначимо момент інерції труби I :

$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right) \quad (9)$$

Значення амплітуди A буде змінюватись у часі аналогічно (2), отже:

$$A = A_0 \frac{\sin(\theta \cdot t) + \sin(\theta \cdot t)}{2} \quad (10)$$

де A_0 – початкова амплітуда коливань.

Враховуючи залежності (3-10) запишемо рівняння динамічних напружень σ_d , які діють у стінці технологічного трубопроводу АГНКС:

$$\begin{aligned} \sigma_d &= k_d (\sigma_F + \sigma_3) = \\ &= k_d \left(\frac{4}{\sqrt{2} \cdot \pi (D^2 - d^2)} \left(\frac{10^2 P}{R \cdot T \cdot k_c} \cdot \frac{4V^2}{36\pi (D^2 - d^2)} \right)^+ + \right. \\ &+ \left. \frac{c \cdot E \cdot A_0}{4L} \cdot \frac{\pi \cdot D^4}{64} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right) \right) \cdot (\sin(\theta \cdot t) + \sin(\theta \cdot t)) \end{aligned} \quad (11)$$

Графік залежності напруження σ_d , який показано на рис. 2, побудовано для наступних параметрів: $D = 70$ мм, $d=46$ мм, коефіцієнт способу

кріплення $c=28$, тиск газу 20 МПа, температура газу 150 °С, частота обертів валу 490 об/хв, $A_0=4$ мм.

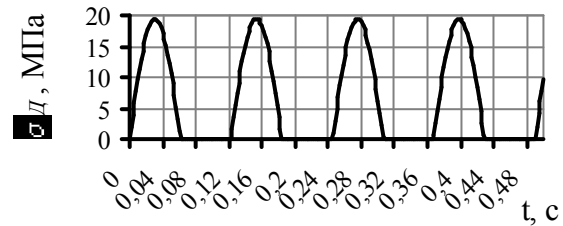


Рис.2. Динамічні напруження в стінці технологічних трубопроводів АГНКС

Із графіка (рис.2) видно, що динамічні напруження змінюються по закону синуса в певні проміжки часу. Повторення максимальних значень цих напружень досягається через певні моменти часу. Найбільш небезпечними вони є при зміні знаку похідної даних напружень і досягають приблизно 20 МПа.

Динамічні напруження є співрозмірними із значеннями статичних, що зумовлює необхідність визначення їх величини при контролі НДС технологічних трубопроводів АГНКС.

Під час експлуатації АГНКС у вузлах циліндрів компресора протікають різноманітні фізичні процеси, що призводить до розбалансування роботи поршнів. У результаті розбалансування режиму роботи поршнів, частота збуджуючої сили змінюється, що призводить до збільшення динамічних напружень (рис.3).

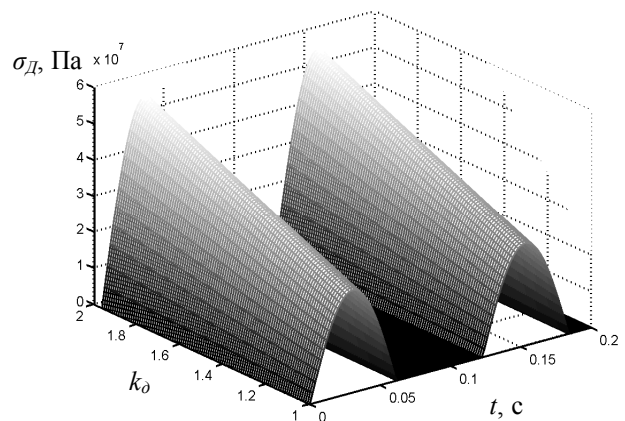


Рис. 3. Залежність динамічних напружень від частоти збуджуючої сили

Із рис. 3 видно, що із збільшенням коефіцієнта динамічності в межах 1-2, що має місце на АГНКС, динамічні напруження в стінках технологічних трубопроводів збільшується майже в два рази. Тому зменшення частоти збуджуючої сили приводить до

суттєвого зменшення величини динамічних напружень.

1. Васильев Ю.Н., Бесклетный М.Е. Вибрационный контроль технического состояния газотурбинных газоперекачивающих агрегатов.-М.: Недра, 1987. - 297с. 2. ВСНО 12-88 ч. I. Строительство магистральных и промысловых трубопроводов. Контроль качества – 198с. 3. Мосгалевский А.В., Гаскаров Д.В. Техническая диагностика.-М.: Высшая школа, 1985.- 207 с.