

АНАЛІЗ ПРИНЦИПІВ ЗНИЖЕННЯ ВІБРАЦІЙ ТРУБОПРОВІДНИХ СИСТЕМ НАФТОГАЗОВИДОБУВНИХ ПІДПРИЄМСТВ

В. Т. Іващенко, В. І. Слободян, М. М. Лях

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;
76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;
тел. +380 (342) 72-71-47; e-mail: mechmash@nung.edu.ua*

Викладено принципи і методи зниження вібрацій технологічних систем трубопроводів і їх обладнання на нафтогазових підприємствах. Охарактеризовано коливальні процеси, їх частотні і амплітудні характеристики, джерела збурення вібрацій. Пропонуються різноманітні способи зниження вібрацій та виведення елементів трубопроводних систем компресорних станцій із резонансного режиму.

***Ключові слова:** вібрація, демпфування вібрацій, вимушені коливання, власні коливання, частота і амплітуда коливань.*

Аналіз причин і умов виникнення резонансних вібрацій, їх зниження може бути здійснено шляхом заходів, які можна реалізувати за двома різними принципами: розподілення частот збурювання і власних частот системи, тобто виведення систем із резонансного режиму, і шляхом уведення в систему елементів, які забезпечують підвищене згасання на резонансних частотах.

Перший принцип може бути реалізований двома методами: виведенням із області резонансу частот збурення або частот власних коливань елементів обладнання.

Перший із цих методів здійснюється або зміною першої і відповідно вищих гармонік збурення при зміні швидкості обертання вала машин, або таким перерозподілом енергії в спектрі збурення коливань, при якому енергія резонуючої гармоніки зменшується до величини, яку можна порівняти з активними втратами енергії в коливальному елементі. Це здійснюється застосуванням амортизаторів при збуренні елементів від незрівноважених сил інерції машини або застосовуючи активні і реактивні гасителі пульсацій потоку.

Другий метод – зміна частот власних коливань елементів обладнання може здійснюватися шляхом зміни маси і жорсткості кріплення елементів обладнання. По відношенню найбільш складних з точки зору зниження вібрацій елементів обладнання – трубопроводів цей метод може бути реалізований наступними засобами: зміною жорсткісних характеристик опор, установленням динамічних віброгасників, установленням кілець жорсткості, установленням додаткових мас.

При використанні першого принципу боротьби з резонансними вібраціями, як найбільш радикального, слід зазначити, що його реалізація за допомогою любого із перерахованих вище методів і засобів не виключає можливості виникнення резонансних вібрацій в нових умовах на інших частотах. Це обумовлено тим, що складність гармонічного складу збурювальних сил і висока насиченість компресорних станцій різним обладнанням практично виключає можливість розрахувати всі резонансні частоти. Тому все більше практичне розповсюдження отримує другий принцип зниження резонансних вібрацій: підвищення розсіювання енергії на резонансних частотах. Його основною перевагою перед першим є широкосмугованість дії, тобто при зміні резонансних частот в широкому частотному діапазоні ефект зниження вібрацій (при постійній амплітуді збурення) не змінюється.

Другий принцип зниження резонансних вібрацій може бути здійснений також двома основними методами: уведення у вузли вібруючих елементів зосередженого додаткового демпфування і уведення розподіленого демпфування. Перший із цих методів реалізується за допомогою демпфуючих прокладок і оптимальних, з точки зору демпфування, умов кріплення. Другий метод - нанесення демпфуючого покриття на вібруючі поверхні.

Перевагою другого принципу зниження вібрацій є можливість його реалізації без перебудови технологічних систем, а інколи і без їх зупинки.

Зміна частот збурення і частот власних коливань.

Вимушені коливання системи відбуваються при дії на систему (протягом усього періоду коливань) заданих зовнішніх збурювальних сил, що періодично змінюються і діють неперервно, незалежно від коливань у системі. Характер коливального процесу при цьому визначається не тільки властивостями системи, а й також істотно залежить від зовнішньої сили.

Період вимушених коливань дорівнює періоду зміни збурювальної сили. Амплітуда вимушених коливань від початкових умов не залежить.

На відміну від власних вимушені коливання не згасають, хоча у механічній системі мають місце сили опору. Це пояснюється тим, що при вимушених коливаннях у систему з боку збурювальної сили неперервно підводиться енергія, яка й витрачається на подолання існуючих у коливальній системі сил опору.

У певних умовах, коли частота збурювальних сил близька до частоти власних коливань розглядуваної системи або збігається з нею, вимушені коливання супроводжуються значним (часто небезпечним) збільшенням амплітуди, що спричиняє недопустимі для конструкції деформації (напруження). Це явище, як відомо, має назву резонансу.

Одним із найбільш простих способів виведення елементів системи із резонансних умов коливань є зміна частоти обертання вала машини (компресора, насоса, пульсатора і інше). Цей спосіб зниження вібрацій не має широкого розповсюдження, оскільки регулювання швидкості обертання валів машин, як правило, обмежується технологічними умовами або швидкостями машин привода. Крім того, цей спосіб не виключає можливості виникнення вібрацій інших елементів обладнання на нових частотах збурення.

Зниження вібрацій обладнання, що виникають від пульсуючого потоку газу реалізується при використанні пустотілих камер і плоских діафрагм. Пустотілі камери, які є частинами пульсації тиску, найбільш ефективні при установленні їх в перерізах трубопроводу, в якому спостерігається максимум тиску, а діафрагми, які є частинами пульсації швидкості, установлюються в перерізах, де спостерігається мінімум тиску. Орієнтовно вузол і пульсацію тиску можна визначити із наближеної швидкості розповсюдження звуку в газі C_3 і частоти основної гармонічної складової пульсації тиску ω .

$$C_3 = \sqrt{RtK_cK_n}; \quad \omega = 2\pi \frac{n}{60} iK, \quad (1)$$

де: R – газова постійна; t – температура газу, $^{\circ}K$; K_c – коефіцієнт стискування; K_n – коефіцієнт політропи $i=1, 2$ при використанні циліндрів відповідно простої або подвійної дії.

Таким чином, перший вузол пульсації тиску буде орієнтовано на відстані $\frac{2\pi C_3}{4\omega}$, а другий – на відстані $\frac{2\pi C_3}{2\omega}$ від циліндра. Основними співвідношеннями для наближеного розрахунку камери є ступінь ефективності гасіння

$$E_2 = \frac{V\omega}{AC_3}, \quad (2)$$

де: $E_2 = \frac{\Delta P_m}{\Delta P_n}$, ΔP_m , ΔP_n – відповідно рівень пульсації тиску до і після

установлення камери; $V = \frac{\pi d^2}{4} l$ – ємність камери; A – площа прохідного перерізу трубопроводу.

Умова зосередженого об'єму $l/d < 5$, який при збереженні ємності V повинні задовольняти довжина l і діаметр пустотілої камери.

Як показує досвід роботи, найбільша ефективність гасіння пульсацій потоку газу спостерігається при установленні діафрагм, що мають діаметр прохідного отвору, рівний 0,6 умовного діаметра трубопроводів, перед розширенням потоку газу (перед буферними ємностями, колекторами і т.п.)

Слід відмітити, що використання як реактивних (акустичний фільтр, буферна ємність), так і активних (діафрагма, засувка) гасителів пульсацій дозволяє тільки зменшити амплітуду пульсуючого потоку і, відповідно, збурювальних сил на заданих частотах, але не виключає їх. В резонансних умовах ці зменшені амплітуди можуть викликати вібрації, що перевершують допустимі значення. Іншим недоліком цього методу є необхідність реконструкції трубопровідної системи.

Динамічні віброгасники рекомендуються для зниження резонансних вібрацій трубопроводів у вузькій полосі частот. Динамічний гаситель є додатковою масою, яка закріплюється до трубопроводу в перерізі його максимальних коливань за допомогою пружних елементів: ресори або гвинтової пружини.

Основні параметри гасителя: a – його настройка і μ – його відносна маса, в залежності від заданої величини зниження вібрації b , визначаються за формулою:

$$\mu = \frac{m}{m_{зв}} = \frac{(\bar{\omega}_b^2 - \bar{\omega}_H^2) \cdot [1 + b(1 - \bar{\omega}_H^2)] \cdot [1 - a(1 - \bar{\omega}_b^2)]}{b\bar{\omega}_H^2\bar{\omega}_b^2 [2 + b(\bar{\omega}_b^2 - \bar{\omega}_H^2)]},$$

$$a = \frac{\omega_m}{\omega_M} = \bar{\omega}_H \omega_b \left[\frac{2 + b(\bar{\omega}_b^2 - \bar{\omega}_H^2)}{\bar{\omega}_H^2 + \bar{\omega}_b^2 + b(\bar{\omega}_b^2 - \omega_H^2)} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (3)$$

де: m – маса гасителя; $m_{зв}$ – зведена маса прогону трубопровода;

$$\bar{\omega}_b = \frac{\omega_b}{\omega_M}; \quad \bar{\omega}_H = \frac{\omega_H}{\omega_M}; \quad \omega_b \text{ і } \omega_H - \text{відповідно верхня і нижня границі}$$

частоти резонансного збурення; ω_M – власна частота коливань трубопровода; ω_m – власна частота коливань гасителя.

Недоліком цього способу зниження вібрацій є вузька полоса його дії і невисока ефективність в області малих амплітуд вібрацій.

Методи визначення частот власних коливань прогонів трубопроводів в залежності від їх довжини, характеристик опор, викладені в [1]. Так, наприклад, для прямолінійних ділянок трубопроводів частота власних коливань визначається за формулою

$$\omega_M = \frac{A}{L^2} \left(\frac{EI}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (4)$$

де: A – коефіцієнт, що визначається умовами закріплення прогону трубопровода; L – довжина прогону; EI – згинальна жорсткість; ρ – маса одиниці довжини труби.

Для найбільш розповсюдженого жорсткого закріплення є методи розрахунку власних частот ділянок трубопроводів із зосередженими включеннями посередині (вентиль, зворотній клапан і інші) [2].

$$\omega_M = \frac{13,7}{L^2} \left(\frac{EI}{\frac{3}{8}\rho + \frac{\mu}{L}} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (5)$$

де: μ – маса включеного елемента.

Для ділянок трубопроводів з кутом повороту

$$\omega_M = \frac{A(\beta)}{L^2} \left(\frac{EI}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (6)$$

де: коефіцієнт $A(\beta)$ визначається із рис. 1.

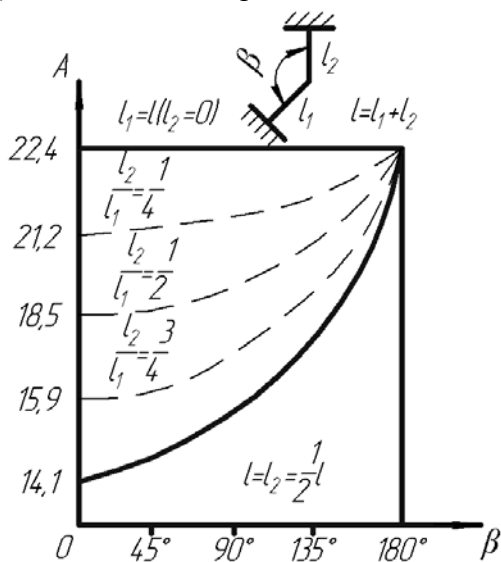


Рис. 1. Залежність коефіцієнта A від кута згину і співвідношення прямолінійних ділянок труби l_2/l_1

Знання частот власних коливань механічних систем важливо не тільки при установленні додаткових опор, а також і при використанні інших засобів зниження вібрації.

Наведені вище співвідношення дають можливість лише наближено розрахувати власні частоти коливань систем із зосередженими і розподіленими параметрами, оскільки ураховують тільки крайні випадки умов закріплення. В реальних умовах закріплення системи знаходиться у проміжку: жорстке-шарнірне закріплення. Таким чином, більш точним методом визначення реальних власних частот є експериментальний. Існує значна кількість методів експериментального визначення власних частот систем із зосередженими і розподіленими параметрами.

Для коливальних систем компресорних цехів нафтогазової промисловості найбільш прийнятними є два методи: метод ступінчастого

зняття статичного навантаження і метод вільного вибігу компресора із робочого режиму.

При використанні першого методу з досліджуваного об'єкту, на якому установлений датчик вібрації, ступінчасто знімається попередньо задане статичне навантаження. Якщо досліджуваний об'єкт відноситься до систем із зосередженими параметрами (машина, апарат), то його реакція на таке збурення має вид, представлений на рис. 2.

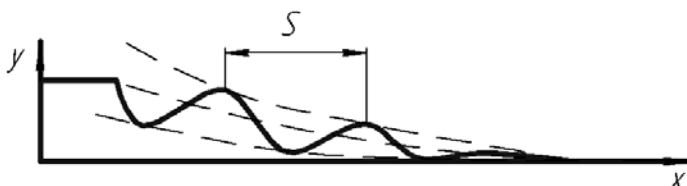


Рис. 2. Реакція системи із зосередженими параметрами на ступінчасте збурення

Власна частота системи визначається при відомій швидкості записування згасаючих коливань ν за формулою

$$\omega_M = 2\pi \frac{1}{T} = 2\pi \frac{\nu}{S}, \quad (7)$$

де: S – відстань між сусідніми максимумами відхилень за записами коливань.

За тими ж записуваннями можна також визначати міру демпфування цієї системи

$$\varepsilon = \frac{2 \ln \frac{x_n}{x_i}}{i \nu}, \quad (8)$$

де: x_n – максимальне відхилення початкового першого коливання; x_i – максимальне відхилення i -го коливання.

При визначенні власних частот коливань систем з розподіленими параметрами на ступінчасте збурення в значній мірі буде залежати від місця прикладання навантаження. Так, при зніманні навантаження із середини закріпленої однорідної ділянки трубопроводу записані коливання будуть аналогічними коливанням (див. рис. 2). Виміряна частота буде відповідати першій формі згинальних коливань. При зніманні навантаження з перерізу трубопроводу, що співпадає з координатою максимуму другої форми коливань, записана реакція системи буде мати вигляд, представлений на рис. 3. Обробка такої записі дозволяє з достатньою точністю мати інформацію про першу і другу частоти власних коливань.

Метод вільного вибігу компресора із робочого режиму дозволяє знайти власні частоти елементів системи, визначення яких створенням спеціальних збурень неможливо (наприклад, система компресор – фун-

дамент – ґрунт). При цьому методі всі природні збурення системи (від дисбалансу, від пульсуючого потоку) проходять безперервну частотну полосу від свого номінального значення до нуля.

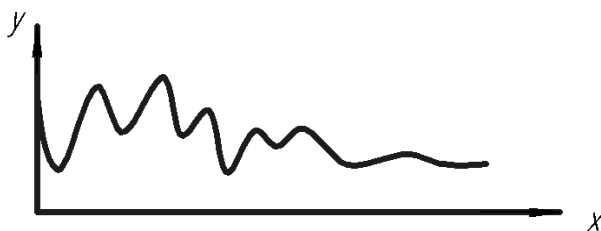


Рис. 3. Реакція системи з розподіленими параметрами на ступінчасте збурення

Установивши датчик вібрації на досліджуваному елементі і вимірявши частоти коливань на тих ділянках записів, де спостерігається підвищення рівня коливань при збереженні гармонійного характеру, можна визначити власну частоту коливань досліджуваної ділянки.

Демпфування вібрацій. Одним із ефективних методів зниження вібрацій трубопроводів є конструкційне демпфування трубопроводу опорами. Цей метод не тільки ефективний, але є одним із самих економічних в усуненні небезпечних резонансних вібрацій трубопроводів. Жорсткі опори в певних оптимальних умовах затягування болтів кріплення володіють підвищеною здатністю поглинати енергію коливань труб (рис. 4).

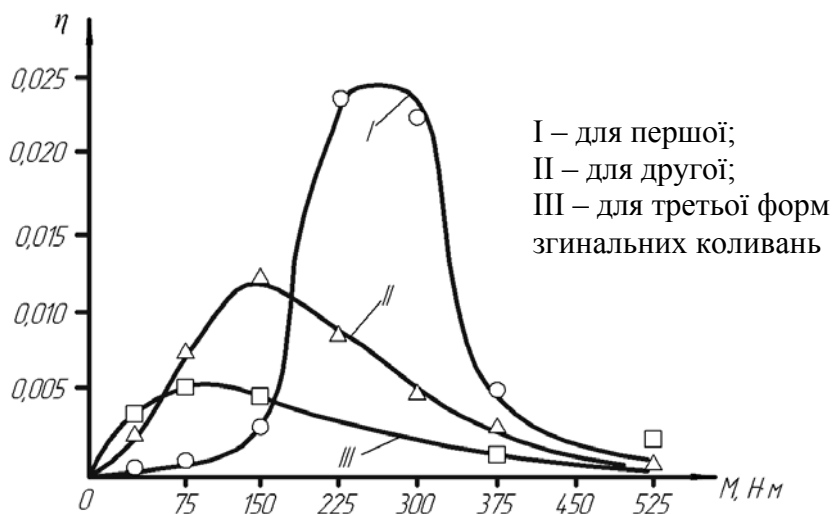


Рис. 4. Залежність коефіцієнта демпфування коливань трубопроводу від сумарного моменту затягування болтів опор

Характерно, що кожній формі коливань відповідає своя область оптимальних моментів затягування. Здатність жорстких опор поглина-

ти енергію вібрацій значно зростає при застосуванні прокладок з демпфуючими властивостями. Зокрема, визначено, що якщо резонансні вібрації знаходяться в області низьких частот (10-20 Гц, перші форми коливань), а амплітуди досягають величин до 1,5 мм, то найбільш ефективно застосування прокладок із дерева. В області високих частот (70-80 Гц, треті форми коливань) для таких амплітуд найбільший ефект маємо при застосуванні прокладок із дерева і матеріалу МР. В області середніх частот (30-40 Гц, друга форма коливань) краще всього гасять коливання прокладки із гуми. Якщо врахувати, що в області низьких і високих частот демпфуюча здатність гуми також достатньо велика, то з цього можна зробити висновок, якщо необхідно зменшити вібрації в широкому діапазоні частот, то доцільно застосовувати гумові прокладки.

При необхідності гасіння невеликих амплітуд вібрацій (до 0,5 мм) найбільшу ефективність дають прокладки із матеріалу МР.

Ефективність дії прокладок можна підвищити оптимізацією моменту затягування хомутів опори. Найбільшим значенням коефіцієнта демпфування для різних прокладок відповідають області оптимальних затягувань, що знаходяться в діапазоні 100-250 Нм (рис. 5).

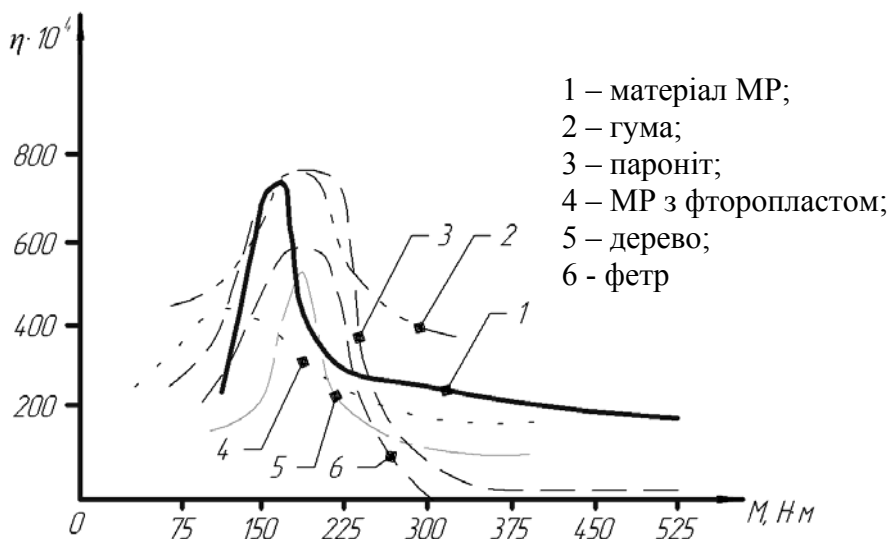


Рис. 5. Залежність коефіцієнта демпфування від сумарного моменту затягування болтів опор трубопроводу з прокладками із різних матеріалів

Як бачимо із рис. 5, найбільшу демпфувальну властивість як в області оптимальних затягувань болтів, так і поза нею мають прокладки із гуми. Ці властивості гумових прокладок дають цьому матеріалу значні переваги над іншими при гасінні вібрацій за допомогою опор з прокладками.

Вибір оптимальної конструкції опори з демпфувальними прокладками можна здійснювати шляхом варіювання розмірів і матеріалів опор та прокладок. При цьому необхідно врахувати, що розміри і матеріал опор повинні відповідати стандартам і нормам. У більшості випадків матеріал прокладки і її товщина задається умовами експлуатації: амплітуди, частоти, температура, собівартість та інші. Основну увагу необхідно приділяти здатності матеріалу прокладок зберігати властивості у визначених діапазонах температур. Температура газу, що протікає по трубопроводах компресорних установок і яка визначає температуру стінок трубопроводу знаходиться в діапазоні 223–400⁰ К.

Очікуваний ефект від застосування прокладок в опорах можна визначити задалегідь. Для забезпечення коефіцієнта ефективності

$$K_e = \frac{x_{\delta n}}{x_{cn}}, \quad (9)$$

де: $x_{\delta n}$ – найбільша амплітуда згинальних коливань трубопроводу без прокладки (вимірне значення); x_{cn} – амплітуда коливань трубопроводу при використанні прокладок.

Співвідношення коефіцієнтів демпфування систем труба-опори $\eta_{\delta n}$ і труба-прокладки-опори η_{cn} повинні бути рівними

$$\frac{\eta_{cn}}{\eta_{\delta n}} = K_e \quad (10)$$

Визначення величини $\eta_{\delta n}$ і вибір величини η_{cn} здійснюються за діаметрами трубопроводу і за формою його коливань. За залежностями $\eta = \eta(M_3)$ (див. рис. 4 і 5) для конкретної форми коливань і вибраної за діаметром труби товщину прокладки, визначається оптимальний момент затягування болтів опори, що забезпечує максимум η_{cn} .

Паралельно з іншими заходами по зниженню вібрацій трубопровідних систем, а у ряді випадків і в якості самостійного засобу демпфування коливань можуть бути використані вібропоглинальні покриття. Цей спосіб зниження вібрацій може бути використаним, зокрема, при неможливості зупинки робіт для реконструкцій трубопровідної системи і опор. В якості демпфувального покриття трубопроводів найбільш ефективними є фольгоізол, мастика БПМ-1. На рис. 6 і рис. 7 наведені залежності величини, зворотної коефіцієнту ефективності покриття, від відносної товщини шару цих матеріалів.

Проаналізовані вище принципи є ефективним засобом зниження вібрацій обладнання в умовах при незначних рівнях енергії джерел вібрацій. Якщо збурення від пульсуючого потоку газу або від незрівноважених сил машин досягають значних значень, то розроблення заходів по зниженню вібрацій можливе тільки після ретельного комплексного дослідження, як джерел вібрацій, так і самої системи.

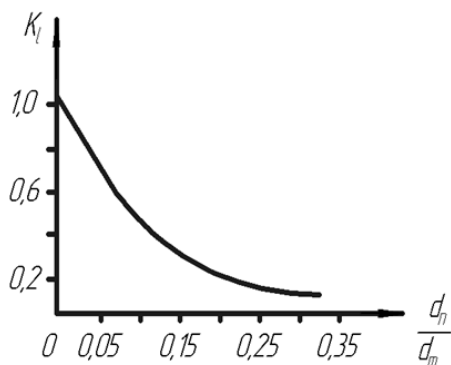


Рис. 6. Залежність відносного зниження амплітуди вібрацій при покритті трубопроводу фольгоізолом від відношення товщини покриття d_n до товщини стінки труби d_m

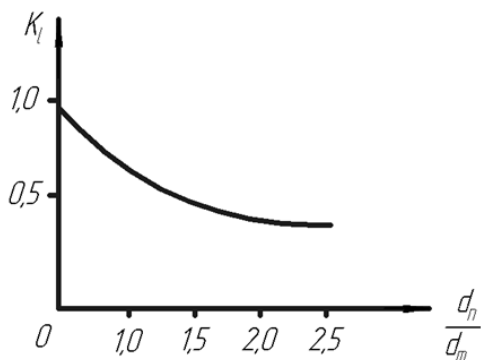


Рис. 7. Залежність відносного зниження амплітуди вібрацій при покритті трубопроводу мастикою БПМ-1 від співвідношення товщини покриття d_n і товщини стінки труби d_m

Література

1. Снижение резонансных вибраций оборудования компрессорных станций. Нефтяная промышленность. Серия «Машины и нефтяное оборудование». ВНИИОЭНГ. – М.: 1979. – 48 с.
2. Осин В.С. Исследование жесткости опор трубопроводов нефтехимических предприятий / В.С. Осин, Л.А. Сердид // РНТС, ВНИОЭНГ, серия «Машины и нефтяное оборудование». – М.: 1976. – №4.
3. Регламент паспортизації технологічних трубопроводів, обов'язок обладнання компресорних станцій. ПАК «Нафтогаз України» ДК «Укртрансгаз». – К.: 2007. – 114 с.
4. ГОСТ 32388-2013. Трубопроводы технологические. Нормы и методы расчета на прочность, вибрацию и сейсмические воздействия.

Стаття надійшла до редакційної колегії 30.11.2016 р.

*Рекомендовано до друку д.т.н. професором Лисканичем М.В.,
к.т.н. Куновським Г.П. (м. Буришин)*

**ANALYSIS OF PRINCIPLES OF VIBRATIONS REDUCTION OF
PIPELINE SYSTEMS FOR OIL AND GAS ENTERPRISES****V. T. Ivaschenko, V. I. Slobodyan, M. M. Lyakh***Ivano-Frankivs'k National Technical University of Oil and Gas;**76019, Ivano-Frankivs'k, Carpats'ka str., 15;**ph. +380(342) 72-71-47; e-mail: mechmash@nung.edu.ua*

Principles and methods of vibrations reduction of technological systems of pipelines and its equipment on oil and gas enterprises are given. The waving processes and its amplitude and frequency characteristics were described. The various methods of vibration reducing and outputting of pipeline system elements of compressor stations from resonance mode are suggested.

Key words: *vibration, vibration damping, forced waving, proper waving, amplitude and frequency of waving.*