

МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ТИСКУ РІДИНИ У ТРУБОПРОВОДІ ПРИ ВІБРАЦІЙНОМУ ВПЛИВІ

О.І. Брунеткін¹, В.О. Давидов¹, В.О. Брунеткін¹, Р.Ф. Тельпіс¹, М.М. Максимов²

¹Національний університет «Одеська політехніка»

² Національний університет «Одеська морська академія», Інститут Військово-Морських Сил

Анотація: Розглянуто можливість та характер впливу вібраційних навантажень на зміну тиску в технологічних трубопроводах теплогенеруючих установок. Показано ймовірність виникнення явища характером, відповідного гідроудару. Відзначено відмінність ефекту підвищення тиску в заглушеному трубопроводі внаслідок вібраційної дії від підвищення тиску при гідроударі (при різкому гальмуванні потоку рідини).

Ключові слова: гідроудар, гармоніка коливань тиску, вібраційне навантаження, резонанс

Вступ

Паризька угода [1] визначає напрямок руху всіх країн до скорочення до нуля всіх сукупних викидів CO₂, що не належать до харчової індустрії, до 2050 року. Основним засобом досягнення поставленої мети є використання поновлюваних джерел енергії. В їх якості насамперед виступають вітрогенератори та фотогальванічні парки. Особливістю їх роботи є неможливість регулювання потужності, що віддається. Вироблення електроенергії залежить від погодних умов та не відповідає графіку її споживання. Це проявляється в багаторазовому екстремному включенні або відключенні електрогенеруючих потужностей, що диспетчеризуються, для компенсації нестачі або надлишку вироблення електроенергії. Одним із наслідків позапланового екстремного маневрування потужністю електрогенерації, що використовується, є нерозрахована додаткова динамічна навантаження на елементи конструкції. Є актуальною задача виявлення можливих причин таких навантажень та розробка методів розрахунку їх величин.

1. Аналіз останніх досліджень та публікацій

На даному етапі розвитку техніки зі зростанням обсягу відновлюваної енергетики збільшується потреба у балансувальних потужностях, що забезпечують диспетчеризацію постачання електроенергії [2]. Серед європейських країн Німеччина є лідером «зеленої» енергетики з 50% її обсягу в енергобалансі країни та планами до 2045 року повністю перейти на відновлювані джерела. Але вже в 2022 році країна, яка раніше була експортером електроенергії, перетворилася на її

нетто імпортера [3]. Транскордонні перетікання електроенергії обумовлені необхідності збереження необхідністю диспетчеризації її поставок. Усвідомлення теплової електрогенерації на тривалий період закріплено у «Зеленій таксономії ЄС» [4]. У її рамках природний газ повернуто до переліку екологічно стійких, незважаючи на пов'язані з ним обмеження та потенційні проблеми.

Ще одним фактором, що вказує на планування тривалого використання газоподібного палива (і після 2050 року), є укладання провідними європейськими фірмами довгострокових контрактів на постачання зрідженого газу. Так тільки двома з них Shell (Нідерланди – Англія) та TotalEnergies (Франція) підписано контракти і тільки з Катаром на щорічне отримання спільно 7 млн. тонн зрідженого газу на протязі 27 років, починаючи з 2026 року [5]. Наслідком тривалих контрактів не лише збереження, а й будівництво нових газових електростанцій (Англія) [6]. Франція зберігає вугільні електростанції для забезпечення надійності постачання [7]. Будуються вугільні електростанції в Греції, Польщі, Німеччині в тому числі з використанням бурого, найбільш неекологічного вугілля.

Одним із видів додаткового механічного впливу, що виникає через різку зміну потужності при балансуванні навантаження є вібрація обладнання. При створенні нових об'єктів її виникнення та вплив може бути враховано ще на стадії проектування. Для існуючого обладнання слід виконувати перевірочні розрахунки. В [8] визначаються причини та проводиться локалізація виникнення термоакустичних коливань у котельному устаткуванні. Наголошується на можливості виникнення механічних резонансних явищ, що призводять до зниження теплового ККД, до збільшення викидів

і навіть до втомливих руйнувань елементів обладнання. Як одну з причин виникнення вібраційних навантажень у [9] розглядається обтікання надкритичним нестационарним потоком пари різних елементів у турбіні. Відмічено, що вібрація, що збуджується потоком пари, має велику невизначеність у роботі агрегату. Вібраційні явища можуть виникати і внаслідок руху рідини, наприклад, у зоні пучка конвективних труб [10]. Для задоволення проектних вимог щодо надійної та стабільної роботи визначено вібраційні характеристики та правила зміни пучка конвективних труб у котлі за різних умов роботи.

Крім внутрішніх чинників до схожих наслідків впливу елементи конструкції устаткування можуть призводити і сейсмічні впливи [11], [12].

У цих роботах розглядається механічна міцність елементів конструкцій. Особливістю вібраційного та сейсмічного впливу є їх тривалість та характер, близький до періодичного. При збігу або близьких значеннях частоти коливань і власних частот елементів конструкції прояв резонансних явищ може призвести до додаткових руйнувань. Коливальні процеси можуть виявлятися і воді, що знаходиться у трубопроводах у вигляді гідроудару. Явище добре вивчене [13–15], але стосовно нерухомого трубопроводу та імпульсного впливу у вигляді функції Хевісайда (швидке закриття запірною пристрою). Залишається актуальною задача вивчення поведінки рідини в трубопроводі (гідроудар) при дії довільного характеру, наприклад вібраційному або сейсмічному на елементи конструкції (трубопроводу) при нерухомій рідині (заглушені запірною арматурою з одного кінця трубопроводу).

2. Мета та завдання дослідження

Метою дослідження є розробка методу, що дозволяє визначити характер та параметри зміни величини тиску нерухомої рідини у трубопроводі при вібраційному впливі.

Для досягнення мети було поставлено такі завдання:

- розробити метод аналітичного вирішення системи телеграфних рівнянь, що становлять систему лінійних диференціальних рівнянь у приватних похідних;
- визначити можливий характер зміни тиску у технологічному трубопроводі при вібраційному впливі;
- визначити особливості зміни тиску при вібраційному впливі порівняно зі зміною тиску

при різкому гальмуванні потоку рідини (гідроудар).

3. Матеріали та методи дослідження

При проектуванні та експлуатації сучасних технічних систем приділяється велика увага вирішенню проблем, пов'язаних із нестационарним рухом рідини в трубах. Одним із проявом таких проблем є можливість розвитку гідроудару. Він виникає при різкій зміні витрати чи тиску рідини. У випадках технічної причиною гідроудару є швидке закриття запірною пристрою. Фізична модель передбачає пружність рідини вздовж трубопроводу та його пружність стінок у радіальному напрямку. Розглядається виникнення хвилі тиску внаслідок різкого гальмування потоку рідини в трубопроводі, що має деяку кінетичну енергію. Труба вважається нерухомою. У такій класичній постановці завдання розглянуто у широкому колі наукових джерел та навчальної літератури.

При розгляді поведінки рідини в закритому трубопроводі при вібраційному або сейсмічному впливі є необхідним використання видозміненої фізичної моделі. Розглядається нерухома рідина (не має кінетичної енергії). Трубопровід здійснює коливальні рухи в поздовжньому напрямку (вздовж осі труби). Механічне вплив (збудження) не одномоментне, як і вихідної моделі, а тривале і має коливальний характер. Близькі значення частот механічних коливань трубопроводу та власної частоти коливань рідини можуть призвести до резонансних явищ.

Аналіз умов виникнення резонансних явищ потребує аналітичного рішення. Поставлене завдання динамічне, параметри рідини розподілені. У цих умовах вихідні рівняння мають бути диференціальними у приватних похідних. Математичну модель (ММ) запишемо за допомогою системи телеграфних рівнянь:

$$\begin{cases} -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} = \rho \frac{\partial w}{\partial t} + \rho \cdot j(t) \\ -\frac{\partial \bar{p}}{\partial t} = \rho \cdot c^2 \cdot \frac{\partial w}{\partial x} \end{cases} \quad (1)$$

У цю систему введено додатковий член, що враховує дію інерційних сил. Тут - прискорення (вібраційне або сейсмічне), що діє на трубопровід у поздовжньому напрямі. Розглянемо випадок заглушеної з кінця труби (вентиль). Інший кінець труби з'єднаний із ємністю, частково заповненою рідиною (рис. 1).

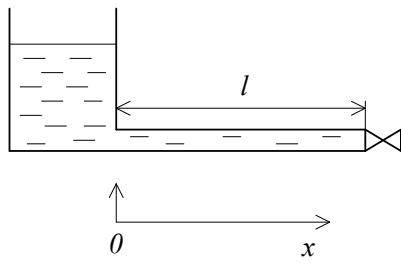


Рисунок 1. – Розрахункова схема

Початок відліку пов'язаний із відкритим кінцем труби. Напрямок осі у бік заглушеного кінця.

Початкові умови:

$$t = 0 \quad \begin{cases} \bar{p} = 0 \\ w = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Граничні умови:

$$\begin{cases} x = 0 & \bar{p} = 0 \\ x = l & w = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Тут c - швидкість звуку в рідині, що знаходиться в пружній трубі в радіальному напрямку;

l – довжина труби.

Рішення шукатимемо у відхиленнях:

\bar{p} – відхилення тиску від номінального;

w – відхилення швидкості від номінальної.

Для випадку початкова швидкість дорівнює нулю.

Швидкість звуку в рідині, що знаходиться в трубі, визначається із співвідношення:

$$c = \sqrt{\frac{E_l}{\rho}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{E_l}{E_p} \cdot \frac{d}{l}}}, \quad (4)$$

де: E_l – модуль пружності рідини;

E_p – модуль пружності матеріалу стінки труби;

ρ – щільність рідини; d – діаметр труби.

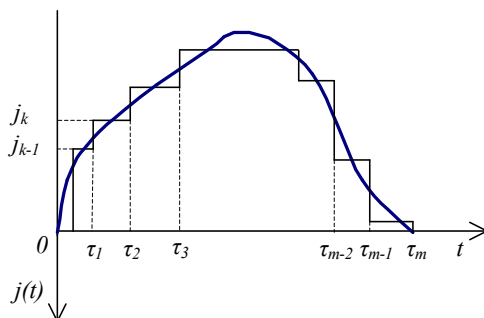


Рисунок 2. – Апроксимація $j(t)$ ступінчастою функцією

Для спільності рішення розглянемо довільний характер зміни прискорення $j(t)$, спричиненого дією зовнішніх сил. Апроксимуємо його за допомогою ступінчастої функції (рис. 2).

Для вирішення застосуємо перетворення Лапласа до системи рівнянь (1). Зображення ступінчастої апроксимуючої функції (рис. 2) шукаємо у вигляді:

$$\Lambda\{j(t)\} = j(s) = \sum_{k=1}^{m+1} \frac{\delta_k}{s} e^{-\tau_k s}. \quad (5)$$

Тут τ_k - абсциси вузлів апроксимації; δ_k – різниця значень функції у вузлі – величина розриву ($\delta_k = j_k - j_{k-1}, j_0 = 0, j_{m+1} = 0$); $m+1$ – кількість точок апроксимації; m – кількість інтервалів.

У цьому $\delta_1 = j_1, \delta_{m+1} = -j_m$.

Після застосування перетворення Лапласа до системи рівнянь (1) та з урахуванням (5) отримуємо ММ у зображенні:

$$\begin{cases} -\frac{dp(s)}{d(x)} = \rho s \cdot w(s) + \rho \sum \frac{\delta_k}{s} e^{-\tau_k s} \\ -s \cdot p(s) = \rho c^2 \frac{dw(s)}{d(x)} \end{cases}. \quad (6)$$

Вирази (6) є системою звичайних лінійних диференціальних рівнянь (у зображенні). Ця система має аналітичне рішення (у зображенні) у вигляді:

$$\begin{cases} p(s) = -\frac{A\rho}{\omega} \cdot \frac{sh(\omega x)}{ch(\omega l)} \\ w(s) = \frac{A}{s} \cdot \frac{ch(\omega x)}{ch(\omega l)} - \frac{A}{s} \end{cases}, \quad (7)$$

де $\omega^2 = \frac{s^2}{c^2}$ и $A = \sum \frac{\delta_k}{s} e^{-\tau_k s}$, або з

урахуванням цієї підстановки:

$$\begin{cases} p(s) = -\rho c \sum \delta_k \cdot \frac{sh\left(\frac{s}{c}x\right)}{s^2 \cdot ch\left(\frac{s}{c}l\right)} \cdot e^{-\tau_k s} \\ w(s) = \sum \delta_k \cdot \frac{ch\left(\frac{s}{c}x\right) - ch\left(\frac{s}{c}l\right)}{s^2 \cdot ch\left(\frac{s}{c}l\right)} \cdot e^{-\tau_k s} \end{cases} \quad (8)$$

З (8) можна отримати рішення в оригіналі шляхом зворотного перетворення Лапласа. Для цього розглянемо вирази під знаком Σ але без $e^{-\tau_k s}$. Знайдемо їх оригінали, а потім

скориставшись теоремою запізнення, визначимо остаточне рішення:

$$p(t, x) = -\rho x \cdot \sum_{k=1}^{m+1} (B_k) + \rho l \frac{8}{\pi^2} \cdot \sum_{k=1}^{m+1} \left[B_k \cdot \sum_{n=1}^{\infty} (C_n \cdot D_n \cdot F_{n,k}) \right], \quad (9)$$

$$w(t, x) = (-1) \cdot \frac{l}{c} \cdot \frac{8}{\pi^2} \cdot \sum_{k=1}^{m+1} \left[B_k \cdot \sum_{n=1}^{\infty} (C_n \cdot R_n \cdot F_{n,k}) \right]. \quad (10)$$

Тут

$$\left\{ \begin{array}{l} B_k = \delta_k [u(t - \tau_k)] \\ C_n = \frac{1}{(2n-1)^2} \\ D_n = (-1)^{n+1} \sin \left[\frac{x}{l} (2n-1) \frac{\pi}{2} \right] \\ F_{n,k} = \cos \left[\frac{c}{l} (2n-1) \frac{\pi}{2} (t - \tau_k) \right] \\ R_n = (-1)^{n+1} \cos \left[\frac{x}{l} (2n-1) \frac{\pi}{2} \right] \end{array} \right. \quad (11)$$

4. Результати дослідження

Розглянемо заглушений кінець труби $x=l$. З граничних умов (3) випливає:

$$\left\{ \begin{array}{l} w(t, l) = 0 \\ p(t, l) = 0 \end{array} \right. \quad (12)$$

Визначимо величину тиску у заглушеній частині труби. При $x=l$ з (11) слід $D_n=1$ для будь-якого значення n . В цьому випадку з (9):

$$p(t, l) = -\rho l \cdot \sum_{k=1}^{m+1} (B_k) + \rho l \frac{8}{\pi^2} \cdot \sum_{k=1}^{m+1} \left[B_k \cdot \sum_{n=1}^{\infty} (C_n \cdot F_{n,k}) \right], \quad (13)$$

або після винесення загального множника:

$$p(t, l) = \left[\rho l \cdot \sum_{k=1}^{m+1} (B_k) \right] \cdot \left[-1 + \frac{8}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} (C_n \cdot F_{n,k}) \right]. \quad (14)$$

Введе позначення $F_{n,k}$ (11):

$$\frac{c}{l} \cdot \frac{\pi}{2} = \omega \quad (15)$$

Цей вираз визначає кругову частоту коливань тиску рідини. Враховуючи (15) та (11) вираз (14) запишемо у вигляді:

$$p(t, l) = \left[\rho l \cdot \sum_{k=1}^{m+1} \{ \delta_k [u(t - \tau_k)] \} \right] \cdot \left\{ -1 + \frac{8}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{1}{(2n-1)^2} \cos [(2n-1)\omega(t - \tau_k)] \right) \right\} \quad (16)$$

Проаналізуємо цей вираз:

$$\bullet \left[\rho l \cdot \sum_{k=1}^{m+1} \{ \delta_k [u(t - \tau_k)] \} \right] - \text{перший}$$

співмножник визначає гідростатичну складову тиску від дії змінного поля масових сил;

• другий доданок другого співмножника визначає частку від гідростатичної складової тиску, що вноситься коливаннями тиску рідини. При цьому:

n – номер гармоніки, а $(2n-1) \cdot \omega$ – кругова частота відповідної гармоніки;

$\frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{1}{(2n-1)^2}$ – амплітуда відповідної гармоніки.

5. Обговорення результатів дослідження.

При гідрударі внаслідок різкого гальмування потоку рідини величина максимального тиску визначається енергією потоку (швидкістю потоку) та швидкістю звуку рідини (4). Швидкість потоку може великий, тому і величина імпульсу тиску може бути великою. У ряді випадків при перевищенні величини сил міцності трубопроводу, що виникають, відбувається його руйнування. У разі збереження цілісності конструкції як і отриманих вище результатах фіксується коливальний процес поширення хвилі тиску. Особливістю є розгляд лише першої гармоніки. Саме вона має максимальну амплітуду. Ще однією особливістю є загасання коливань величини тиску внаслідок дисипативних сил.

У разі впливу вібраційних навантажень на заглушений трубопровід також спостерігатиметься осцилюючий процес поширення хвилі тиску (16), але характер його буде іншим. Максимальну амплітуду буде перша гармоніка. Але початкова величина буде в переважній більшості випадків не настільки значна, як при гальмуванні рідини, що рухається. Сейсмічні [16] та вібраційні прискорення можуть мати величину 5 – 10 м/с². При довжині

трубопроводу ~ 10 м гідростатична складова тиску, що виникає від дії змінного поля масових сил, складе 10 м водного стовпа або ~ 1 бар (16). А змінна складова (за амплітудою) першої гармоніки може додати $8/(\pi^2)$ – ще приблизно стільки ж. Для технологічних трубопроводів, розрахованих на великі величини робочих тисків, таке його збільшення несуттєве.

Але тривалий вібраційний характер зовнішнього впливу може спричинити резонансне збільшення амплітуди коливань тиску до небезпечних значень. Відповідно до [17] допустима частота загальної виробничої вібрації може досягати 80 Гц, а локальної – 1000 Гц. У той же час швидкість звуку у воді може знаходитися в діапазоні від ~ 1600 м/с для чистої води [18] до 20 м/с у водо-повітряній суміші [19].

Розглянемо для прикладу трубопровід довжиною 10 м. Довжина хвилі при осциляції тиску в трубопроводі дорівнює 4-х кратній його довжині. З урахуванням діапазону можливих швидкостей звуку у воді, частота коливань першої гармоніки може перебувати в інтервалі 0.5 – 40 Гц. Це відповідає допустимому діапазону частот виробничої як загальної, так і локальної вібрації. Отже, може розвинути резонанс коливань з досягненням критичних для міцності трубопроводу величин тиску.

Відповідно до (16) амплітуда гармонік коливань тиску (без резонансу) визначається

співвідношенням $\frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{1}{(2n-1)^2}$ і швидко зменшується зі збільшенням їх номера. У той самий час частота кожної з гармонік визначається співвідношенням $(2n-1) \cdot \omega$. Таким чином, діапазон частот допустимих виробничих вібрацій крім першої відповідають частоти та інших гармонік. Резонансні явища можуть виявлятися й них.

Метою роботи є визначення явищ у трубопроводі, заповненому рідиною, які можуть виникнути при дії на нього вібраційних навантажень. Наявність дисипативних сил може вплинути на величину параметрів аналізованих процесів, але з їх природу. У цьому роботі спрощення вихідної моделі у її складі дисипативні сили враховувалися. Для уточнення величини параметрів досліджуваних процесів необхідно зробити. Це завдання наступного етапу досліджень у цьому напрямі.

Висновки

1. Для визначення характеру поведінки рідини у трубопроводах технологічного обладнання при вібраційному чи сейсмічному

впливі використано систему телеграфічних рівнянь. Вона є одномірною розподіленою моделлю. Отримано аналітичне рішення системи лінійних диференціальних рівнянь у приватних похідних. Такий вид рішення дозволив показати можливість наявності гармонік коливання тиску в цьому процесі. У існуючих методах розв'язання задач гідродару розглядається лише основний тон коливань. У цьому особливість отриманого рішення.

2. Отримане рішення застосовано визначення характеру зміни тиску в заглушеній частини трубопроводу. Внаслідок обмеженого значення величини вібраційного та сейсмічного прискорення статична величина збільшення тиску та динамічна складова не становлять небезпеки для міцності трубопроводу при довільному вигляді впливу порівняно з класичним випадком гідродару.

3. Отримане рішення прийнятої математичної моделі показало можливість резонансного характеру збільшення тиску трубопроводу при вібраційному або сейсмічному зовнішньому впливі. Діапазон частот зовнішніх впливів свідчить про можливість виникнення резонансних явищ як для основного тону, але й різних гармонік коливання тиску рідини у трубопроводі.

Список використаної літератури

1. Сайт ООН. Solutions / Climate Action. The Paris Agreement URL: <https://www.un.org/ru/climatechange/paris-agreement#>
2. Taler, J., Trojan, M., Dzierwa, P., Kaczmarski, K., Węglowski, B., Taler, D., Zima, W., Grądziel, S., Ocloń, P., Sobota, T., Rerak, M., Jaremkiewicz, M. (2023). The flexible boiler operation in a wide range of load changes with considering the strength and environmental restrictions. Energy, Volume 263, Part B. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125745>
3. Deutschland importiert immer mehr Strom. 06.09.2023. URL: <https://www.dw.com/de/deutschland-importiert-immer-mehr-strom/a-66735523>
4. Сайт Европейского парламента. Press room / Taxonomy: MEPs do not object to inclusion of gas and nuclear activities. URL: <https://www.europarl.europa.eu/news/en/press-room/20220701IPR34365/taxonomy-meps-do-not-object-to-inclusion-of-gas-and-nuclear-activities>
5. Qatar supplies gas to Europe, vying with US to replace Russia supply. URL: <https://www.reuters.com/markets/commodities/qatar-energy-shell-agree-27-year-lng-supply-2023-10-18/>

6. UK plans new gas power stations. URL: <https://www.voiceofeurope.com/uk-plans-new-gas-power-stations/>
7. France May Have to Keep Coal-Power Plants for Security of Supply. URL: <https://www.bloomberg.com/news/articles/2023-09-20/france-may-have-to-keep-coal-power-plants-for-security-of-supply>
8. Flynn, T. J., Fuller, T. A., Rufener, S., Finney, C., Daw, C. (2019). Identifying sources of thermoacoustic vibrations (rumble) in industrial furnaces and boilers. United States: N. p., URL: <https://www.osti.gov/servlets/purl/1560394>
9. Si, H., Cao, L., Li, P., Chen D. (2021). Steam flow excited vibration and dynamic characteristics of seal in different rotor whirling motion. *Tribology International*. Volume 160, URL: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107029>
10. Yao, S.; Huang, X.; Zhang, L.; Mao, H.; Sun, X. (2022). Analysis and Prediction of Flow-Induced Vibration of Convection Pipe for 200 t/h D Type Gas Boiler. *Axioms*, 11, 163. URL: <https://doi.org/10.3390/axioms11040163>
11. Deyuan, T., Rushan, L., Xuyi, X., Zhenhui, W. (2022). Seismic Vulnerability Assessment of Thermal Power Plants Based on Beta Function. *Mathematical Problems in Engineering*. Volume 2022, Article ID 5799241 URL: <https://doi.org/10.1155/2022/5799241>
12. Wang, J., Dai, K., Yin, Y., Tesfamariam, S. (2018). Seismic performance-based design and risk analysis of thermal power plant building with consideration of vertical and mass irregularities. *Engineering Structures*. Volume 164, Pages 141-154. URL: <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2018.03.001>
13. Kandil, M., Kamal, A.M., El-Sayed, T.A. (2020). Effect of pipematerials on water hammer. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. Volume 179, 103996. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijpvp.2019.103996>
14. Urbanowicz, K.; Ramos, H.M. (2023). New Advances in Water Hammer Problems. *Water*. 15, 4004. URL: <https://doi.org/10.3390/w15224004>
15. Jiang, D., Zeng, C., Lu, Q. *et al.* (2024). Water hammer in pipelines based on different friction models. *Sci Rep*. 14, 953. URL: <https://doi.org/10.1038/s41598-024-51409-9>
16. ДБН В.1.1-12:2014. (2014). Державні будівельні норми України. Будівництво у сейсмічних районах України. Мінрегіон України, ст. 118. URL: <https://uscc.ua/dbn-v11-122014-budivnictvo-v-sejsmicnih-rajonah-ukraini>
17. ДСН 3.3.6.039-99. (1999). Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації. Міністерство охорони здоров'я України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/va039282-99#Text>
18. Makar A. (2022). Simplified Method of Determination of the Sound Speed in Water on the Basis of Temperature Measurements and Salinity Prediction for Shallow Water Bathymetry. *Remote Sensing*. 14(3):636. URL: <https://doi.org/10.3390/rs14030636>
19. Benjellouna, S., Ghidagliaa, J.-M. (2020). On the sound speed in two-fluid mixtures and the implications for CFD model validation. Preprint submitted to *EJFM/B*. s. 54. URL: <https://hal.science/hal-02998996/document>

References list

1. United Nations website. Solutions / Climate Action. The Paris Agreement URL: <https://www.un.org/ru/climatechange/paris-agreement#>
2. Taler, J., Trojan, M., Dzierwa, P., Kaczmarek, K., Węglowski, B., Taler, D., Zima, W., Grądziel, S., Ocloń, P., Sobota, T., Rerak, M., Jaremkiewicz, M. (2023). The flexible boiler operation in a wide range of load changes with consideration of the strength and environmental restrictions. *Energy*, Volume 263, Part B. URL: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125745>
3. Deutschland importiert immer mehr Strom. 09/06/2023. URL: <https://www.dw.com/de/deutschland-importiert-immer-mehr-strom/a-66735523>
4. Website of the European Parliament. Press room / Taxonomy: MEPs do not object to the inclusion of gas and nuclear activities. URL: <https://www.europarl.europa.eu/news/en/press-room/20220701IPR34365/taxonomy-meps-do-not-object-to-inclusion-of-gas-and-nuclear-activities>
5. Qatar supplies gas to Europe, vying with the US to replace Russia's supply. URL: <https://www.reuters.com/markets/commodities/qatar-energy-shell-agree-27-year-lng-supply-2023-10-18/>
6. UK plans new gas power stations. URL: <https://www.voiceofeurope.com/uk-plans-new-gas-power-stations/>
7. France May Have to Keep Coal-Power Plants for Security of Supply. URL: <https://www.bloomberg.com/news/articles/2023-09-20/france-may-have-to-keep-coal-power-plants-for-security-of-supply>
8. Flynn, T.J., Fuller, T.A., Rufener, S., Finney, C., Daw, C. (2019). Identifying sources of thermoacoustic vibrations (rumble) in industrial furnaces and boilers. United States: N. p., URL: <https://www.osti.gov/servlets/purl/1560394>
9. Si, H., Cao, L., Li, P., Chen D. (2021). Steam flow excited vibration and dynamic

characteristics of seals in different rotor whirling motion. *Tribology International*. Volume 160, URL: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107029>

10. Yao, S.; Huang, X.; Zhang, L.; Mao, H.; Sun, X. (2022). Analysis and Prediction of Flow-Induced Vibration of Convection Pipe for 200 t/h D Type Gas Boiler. *Axioms*, 11, 163. URL: <https://doi.org/10.3390/axioms11040163>

11. Deyuan, T., Rushan, L., Xuyi, X., Zhenhui, W. (2022). Seismic Vulnerability Assessment of Thermal Power Plants Based on Beta Function. *Mathematical Problems in Engineering*. Volume 2022, Article ID 5799241 URL: <https://doi.org/10.1155/2022/5799241>

12. Wang, J., Dai, K., Yin, Y., Tesfamariam, S. (2018). Seismic performance-based design and risk analysis of thermal power plant building with consideration of vertical and mass irregularities. *Engineering Structures*. Volume 164, Pages 141-154.

URL: <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2018.03.001>

13. Kandil, M., Kamal, A.M., El-Sayed, T.A. (2020). Effect of pipe materials on water hammer. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. Volume 179, 103996. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijpvp.2019.103996>

14. Urbanowicz, K.; Ramos, H.M. (2023). New Advances in Water Hammer Problems. *Water*. 15, 4004. URL: <https://doi.org/10.3390/w15224004>

15. Jiang, D., Zeng, C., Lu, Q. et al. (2024). Water hammer in pipelines based on different friction models. *Sci Rep.* 14, 953. URL: <https://doi.org/10.1038/s41598-024-51409-9>

16. DBN V.1.1-12:2014. (2014). State building regulations of Ukraine. Construction in seismic areas of Ukraine. Ministry of Regions of Ukraine, Art. 118. URL: <https://uscc.ua/dbn-v11-122014-budivnictvo-v-sejsmicnih-rajonah-ukraini>

17. DSN 3.3.6.039-99. (1999). State sanitary norms of industrial general and local vibration. Ministry of Health of Ukraine. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/va039282-99#Text>

18. Makar A. (2022). Simplified Method of Determination of the Sound Speed in Water on the Basis of Temperature Measurements and Salinity Prediction for Shallow Water Bathymetry. *Remote Sensing*. 14(3):636. URL: <https://doi.org/10.3390/rs14030636>

19. Benjellouna, S., Ghidaglia, J.-M. (2020). On the sound speed in two-fluid mixtures and the implications for CFD model validation. Preprint submitted to *EJFM/B*. s. 54. URL: <https://hal.science/hal-02998996/document>

METHOD FOR DETERMINING LIQUID PRESSURE IN A PIPELINE UNDER VIBRATION INFLUENCE

O.I. Brunetkin¹, V.O. Davidov¹, V.O. Brunetkin¹, R.F. Telpis¹, M.M. Maksimov²

¹ Odesa Polytechnic National University

² National University «Odesa Maritime Academy», Institute of the Naval Forces

Annotation: The possibility and nature of the influence of vibration loads on pressure changes in process pipelines of heat-generating installations is considered. The probability of occurrence of a phenomenon corresponding to water hammer is shown. The difference between the effect of increasing pressure in a plugged pipeline due to vibration and increasing pressure during water hammer (during sudden braking of fluid flow) is noted.

Key words: water hammer, harmonics of pressure fluctuations, vibration load, resonance

Отримано 10.09.2024



Брунеткін Олександр Іванович, Національний університет «Одеська політехніка», автор-корреспондент, доктор технічних наук, професор, кафедра програмних і комп'ютерно-інтегрованих технологій Просп. Шевченка, 1, Одеса, Україна

E-mail: brunetkin@opu.ua, тел.: +38-050-2994232

Olexander Brunetkin, Odesa Polytechnic National University, Corresponding author, Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of software and computer-integrated technologies, Shevchenko ave., 1, Odesa, Ukraine

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6701-8737>

https://www.researchgate.net/profile/Olexander_Brunetkin



Давидов Валентин Олегович, Національний університет «Одеська політехніка», доцент кафедри програмних і комп'ютерно-інтегрованих технологій, к.т.н., доц. Просп. Шевченка, 1, Одеса, Україна,

E-mail: davydov@op.edu.ua, тел.: +38-096-7876331

Valentin Davydov, Odesa Polytechnic National University, Assistant professor of the Department of Software and Computer-Integration Technology, PhD, Assistant professor. Shevchenko ave., 1, Odessa, Ukraine

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3099-7596>



Брунеткін Володимир Олександрович, Національний університет «Одеська політехніка», Аспірант, кафедра комп'ютерних технологій автоматизації, Просп. Шевченка, 1, Одеса, Україна,

E-mail: brunetkin.v.o@opu.ua, тел.: +38-095-4243427

Volodymyr Brunetkin, Odesa Polytechnic National University, Postgraduate Student, Department of Computer Automation Technologies, Shevchenko ave., 1, Odessa, Ukraine

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4266-4353>



Тельпіс Роман Федорович, Національний університет «Одеська політехніка», магістр кафедри програмних і комп'ютерно-інтегрованих технологій, Просп. Шевченка, 1, Одеса, Україна,

E-mail: aremty12@gmail.com, тел.: +38-095-6382081

Roman Telpis, Odesa Polytechnic National University, master's degree, Department of Software and Computer-Integration Technology, Shevchenko ave., 1, Odessa, Ukraine

ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-2053-5842>



Максимов Максим Максимович, Національний університет «Одеська морська академія», старший науковий співробітник, НДЦ ЗСУ "Державний океанаріум" Інституту Військово-Морських Сил.

Вул. Дідріхсона, 8. Одеса, Україна

E-mail: maximov.agro@gmail.com, тел. +38-093-97-021-21

Maksym Maksymov, National University "Odesa Maritime Academy", senior researcher, NDC of the Armed Forces of Ukraine "State Oceanarium" of the Institute of the Naval Forces. St. Didrichson, 8. Odesa, Ukraine

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-5626-5265>