

DOI: 10.32347/2076-815x.2021.76.308-319

УДК 532.542

к.т.н., доц. **Човнюк Ю.В.**,

yuchovnyuk@ukr.net, ORCID: 0000-0002-0608-0203,

Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ,

доцент **Чередніченко П.П.**,

petro_che@ukr.net, ORCID: 0000-0001-7161-661X,

Москвітін А.С.,

moskvitina.as@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0003-3352-0646,

Пефтьєва І.О., piefteva.io@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-8858-9010,

Київський національний університет будівництва і архітектури

ДОСЛІДЖЕННЯ ДЖЕРЕЛ ВІБРАЦІЙ У ЕЛЕМЕНТАХ ТРУБОПРОВІДІВ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ ТА КОНСТРУКЦІЙ, ТРАСПОРТУЮЧИХ ВИСОКОВ'ЯЗКІ РІДИНИ

Обґрунтований метод дослідження джерел вібрації у елементах трубопроводів теплообмінних апаратів та конструкцій, транспортуючих високов'язкі рідини, наприклад, в теплообмінниках зарядки та розрядки теплових акумуляторів, трубопроводах транспортування розчину бетону та трубопроводах і конструктивних елементах для відводу суміші бруду, яка утворюється в скруберах при очищенні брудного повітря за допомогою крапель води від пилу. Для боротьби з вібраціями трубопроводів велике значення має правильне проектування трубопроводних систем, що дозволяє справляти вплив на гідродинамічні сили у трубопроводах та конструкційних елементах, які і є джерелами цих вібрацій. Показано, що гідродинамічні сили у трубопроводах розподілені по усій їх внутрішній поверхні, й при їх визначенні корисно йти шляхом низки спрощень. Встановлені коефіцієнти подібності гідродинамічної сили, які залежать тільки від властивостей середовища, що протікає через подібні канали. Такі ж коефіцієнти подібності встановлені й для моментів сил. Встановлені спектри сили й характерні частоти, де інтенсивність сили найвища.

Ключові слова: дослідження вібрацій; джерела вібрації; трубопроводи; теплообмінні апарати; гідродинамічна сила; момент сили; коефіцієнти подібності; спектр характерних частот вібрацій.

Постановка проблеми. Аналіз останніх досліджень і публікацій. Трубопроводи енергетичного обладнання є доволі віброактивними елементами. Це підтверджує досвід їх експлуатації, а також експериментальні дослідження, які проводяться [1-3, 16, 18].

Для боротьби с вібраціями трубопроводів використовуються різноманітні засоби, однак велике значення має правильне проектування трубопровідних систем, яке дозволяє справляти вплив на гідродинамічні сили у трубопроводах, що і є джерелами цих вібрацій [4-6].

Гідродинамічні сили у трубопроводах розподілені по всій їх внутрішній поверхні, однак при їх визначенні корисно йти шляхом низки спрощень. Головне з них полягає у тому, що завдяки переважанню довжини трубопроводу над його поперечними розмірами зазвичай розглядають трубопровід як викривлений стрижень трубчастого перерізу, тому корисно перейти від сил, розподілених по поверхні, до сил, розподілених впродовж осі трубопроводу, шляхом усереднення сил, діючих по периметру кожного перерізу [7-9].

Як показує експеримент, сили впродовж осі трубопроводу розподіляються дуже нерівномірно. Найбільш інтенсивними є гідродинамічні сили на ділянках з різкими змінами геометрії каналу (т.з. місцеві опори), і навпаки, у слабковикривлених ділянках постійного перерізу гідродинамічні сили набагато менше [10-12].

Часто дослідження гідродинамічних сил у елементах трубопроводів доцільніше визначати експериментальним шляхом, оскільки завдяки практично нездоланим труднощам отримати результат якимось іншим способом неможливо.

Експериментальне визначення гідродинамічних сил полягає у випромінюванні величин впливу на вимірювач сили з боку моделі досліджуваного трубопроводу, точніше, конкретної його ділянки, при протіканні по ньому рідини або газу. При визначенні сил й моментів останні приводяться до рівнодіючих сили та пари. Досліджувана механічна модель при цьому розглядається як тверде тіло, а при постановці експерименту приймаються заходи, щоб пружні властивості її проявлялись у значному ступені. Оскільки при русі на вимірювач будуть діяти також сили інерції й кінетичні моменти, для їх врахування на корпусі моделі встановлюються акселерометри [13-15].

Основні дослідження джерел вібрації у елементах трубопроводів викладені у роботах [1-3]. Ми частково використаємо результати цих робіт у даному дослідженні, враховуючи специфіку трубопроводів теплообмінних апаратів.

Актуальність дослідження. З підписанням Угоди про асоціацію з ЄС Україна прийняла ряд зобов'язань щодо зменшення витрат первинної енергії, у т.ч. і системами опалення, вентиляції кондиціонування повітря та зменшити енергозатратність виробництва. Поряд з цим потребує вирішення і проблема забруднення довкілля, викликана збільшенням викидів забруднювальних речовин у атмосферне повітря з відпрацьованим повітрям. Все це вимагає

проектування надійних і ефективних систем акумулювання енергії [20], які не тільки забезпечать стабільне енергопостачання споживачів, але і підвищать коефіцієнт використання енергії за рахунок накопичення пікової і низькопотенційної енергії, модернізації процесів виробництва та ефективних методів очищення відпрацьованого повітря, перед викиданням його в атмосферу [21-23].

Формулювання цілей статті. Мета даної роботи полягає у обґрунтуванні методу дослідження джерел вібрації у елементах трубопроводів теплообмінних апаратів.

Виклад основного матеріалу. Невідомі гідродинамічна сила та момент можуть бути знайдені із загальних рівнянь рівноваги системи:

$$\begin{cases} \vec{F} + \vec{\Phi} + \vec{R} = 0, \\ \vec{M}_F + \vec{M}_\Phi + \vec{M}_R = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де \vec{F} та \vec{M}_F – шукані гідродинамічна сила та момент; $\vec{\Phi}$ та \vec{M}_Φ – рівнодіюча сил інерції та похідна кінетичного моменту, які можуть бути визначені за показаннями акселерометрів та інерційним характеристикам моделі; \vec{R} та \vec{M}_R – рівнодіюча сила й момент реакцій опорних елементів, які визначаються за показниками трьохкомпонентного датчика сили й моменту.

У результаті розв'язку системи рівнянь (1) визначаються проекції головного вектору й головного моменту гідродинамічної сили на осі системи координат $OXYZ$, яка жорстко зв'язана з моделлю, яка випробовується: $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$.

Отриману систему сил і моментів зручніше всього привести до динамі – головного вектору й головного моменту, які діють впродовж центральної вісі, рівняння якої має вид:

$$\frac{M_x - y \cdot F_z + z \cdot F_y}{F_x} = \frac{M_y - z \cdot F_x + x \cdot F_z}{F_y} = \frac{M_z - x \cdot F_y + y \cdot F_x}{F_z} \quad (2)$$

де F_x, F_y, F_z – проекції гідродинамічної сили на осі X, Y та Z ; M_x, M_y, M_z – проекції на ті ж осі моменту M_F гідродинамічних сил.

Для практичного застосування результатів подібних експериментів необхідно провести перерахунок результатів з моделі на натуру, використовуючи співвідношення подібності гідродинамічних сил та моментів.

Гідродинамічні сили й моменти, діючи на тіло, яке обтікає рідина, однозначно визначаються геометрією тіла, полями швидкостей та тисків

обтікаючого його середовища. Це впливає безпосередньо з наведеного нижче виразу для гідродинамічної сили й моменту:

$$\begin{cases} \vec{F} = \int_S (-p \cdot \vec{n} - v \cdot \rho \cdot \text{rot}[\vec{u} \cdot \vec{n}]) ds, \\ \vec{M} = \int_S [\vec{r} \cdot (-p \cdot \vec{n} - v \cdot \rho \cdot \text{rot}[\vec{u} \cdot \vec{n}])] ds, \end{cases} \quad (3)$$

де p, \vec{n} – тиск і швидкість часточок рідини; ds, \vec{n} – елемент площі поверхні, що обтікається та нормаль до нього.

З виразу (3) також видно, що при виконанні правила геометричної подібності тіла, яке обтікається, зокрема, ділянки каналу трубопроводу теплообмінного апарату, задля збереження структури сили збурення й моменту достатньо зберегти просторову структуру потоку у моделі, час протікання й інтенсивність сили \vec{F} (як вимушеної) й моменту \vec{M} можуть бути обчислені шляхом наступного перерахунку. (У (3): v – кінематична в'язкість рідини, ρ – її щільність).

Запишемо рівняння течії рідини (рівняння Нав'є – Стокса) у векторній формі:

$$\frac{d\vec{u}}{dt} + (\vec{u} \cdot \vec{\nabla}) \cdot \vec{u} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \text{grad} p + v \cdot \nabla^2 \vec{u} \quad (4)$$

де, $\vec{\nabla}$ – оператор Гамільтона, ∇^2 – оператор Лапласа.

Вводячи масштаби та просторових координат $x_i = L \cdot y_i$ й включаючи припущення про те, що v (кінематична в'язкість) та ρ (щільність) середовища постійні, але вони входять до складу змінних, перед якими стоять, матимемо з рівняння (4) наступну залежність:

$$\frac{d\vec{v}}{d\tau} + (\vec{v} \cdot \vec{\nabla}_y) \cdot \vec{v} = \vec{\Phi} - \text{grad} P + \nabla^2 \vec{v} \quad (5)$$

де безрозмірні величини \vec{v}, P, τ та $\vec{\Phi}$ дорівнюють:

$$\vec{v} = \frac{\vec{u} \cdot L}{v}, \tau = \frac{t \cdot v}{L^2}, P = p \cdot \frac{L^2}{\rho v^2}, \vec{\Phi} = \frac{\vec{F} \cdot L^3}{v^2}, \quad (6)$$

а об'ємне диференціювання ведеться за безрозмірними змінними y_i .

Якщо застосовувати операцію rot до виразу (5), тоді можна виключити безрозмірний тиск P . Крім того, у цікавих для нас випадках течій у каналах теплообмінних апаратів можна знехтувати масовими силами $\vec{\Phi}$.

Таким чином, з утвореного рівняння:

$$\text{rot} \left[\frac{d\vec{v}}{d\tau} + (\vec{v} \cdot \vec{\nabla}_y) \vec{v} - \nabla^2 \cdot \vec{v} \right] = 0$$

залишається визначити лише швидкість: $\vec{v} = \vec{v}(y_i, \tau, \vec{v}_0)$, яка залежить від безрозмірних координат y_i , часу τ й початкової швидкості \vec{v}_0 , що дорівнює:

$$\vec{v}_0 = \frac{\vec{u}_0 \cdot L}{v}. \quad (7)$$

У задачах й експериментальних дослідженнях течій у трубах за \vec{u}_0 можна прийняти середню швидкість потоку на вході у трубу, а за L – її діаметр. Тоді вираз (7) буде представляти собою число Рейнольдса, яке визначається для початкової ділянки каналу, що досліджується. З цього видно, що для моделювання як течій, так і гідродинамічних сил у ділянках труб та каналів необхідно й достатньо забезпечити геометричну подібність ділянок й рівність чисел Рейнольдса (Re) на початковій ділянці. При цьому процеси у наступному елементі у порівнянні з моделлю характеризуються наступними коефіцієнтами подібності:

- геометричним:

$$k_x = \frac{X_H}{X_M} = \frac{L_H}{L_M},$$

- часовим:

$$k_t = \frac{t_H}{t_M} = \frac{\left(\frac{L_H}{L_M}\right)^2}{\left(\frac{v_H}{v_M}\right)} = \frac{k_x^2}{k_v},$$

- швидкісним:

$$k_v = \frac{u_H}{u_M} = \frac{\left(\frac{v_H}{v_M}\right)}{\left(\frac{L_H}{L_M}\right)} = \frac{k_v}{k_x}$$

- напірним:

$$k_p = \frac{p_H}{p_M} = \frac{\left(\frac{\rho_H}{\rho_M}\right) \left(\frac{v_H}{v_M}\right)^2}{\left(\frac{L_H}{L_M}\right)} = \frac{k_p \cdot k_v^2}{k_x}$$

Тут $k_v = \left(\frac{v_H}{v_M}\right)$, $k_p = \left(\frac{\rho_H}{\rho_M}\right)$. (Індекс «Н» означає натурний, індекс «М» - модельний).

Для знаходження коефіцієнтів подібності для гідродинамічних сил та моментів сил звернемося до виразу (3). Підставляючи у нього значення p та \vec{u} з виразів (6), матимемо:

$$\vec{F} = \int_S \left(-\frac{P \cdot \rho \cdot v^2}{L^2} \cdot \vec{n} - v \cdot \rho \cdot \frac{v}{L^2} \cdot \text{rot}_y[\vec{v} \cdot \vec{n}] \right) L^2 ds. \quad (8)$$

де, $S = \frac{s}{L^2}$, $rot_y \vec{v} = \frac{L^2}{v} \cdot rot_x \vec{u}$.

Нижні індекси у rot позначають змінні, за якими відбувається диференціювання.

Після перетворень з (8) отримаємо:

$$\vec{F} = \rho \cdot v^2 \cdot \int_S (-P \cdot \vec{n} - rot_y[\vec{v} \cdot \vec{n}]) ds. \quad (9)$$

Таким чином, для коефіцієнту подібності гідродинамічної сили маємо наступний вираз:

$$k_F = \frac{F_H}{F_M} = \left(\frac{\rho_H}{\rho_M}\right) \left(\frac{v_H}{v_M}\right)^2 = k_p \cdot k_v^2, \quad (10)$$

тобто коефіцієнт подібності сил залежить тільки від властивостей середовища, яке протікає через подібні канали.

Аналогічно для моменту сил з виразу (3) впливає, що:

$$k_M = \frac{M_H}{M_M} = \left(\frac{L_H}{L_M}\right) \left(\frac{\rho_H}{\rho_M}\right) \left(\frac{v_H}{v_M}\right)^2 = k_x \cdot k_p \cdot k_v^2, \quad (11)$$

Зазначимо, що для коректної постановки експерименту необхідно врахувати низку факторів, які будуть пов'язані з умовами його проведення.

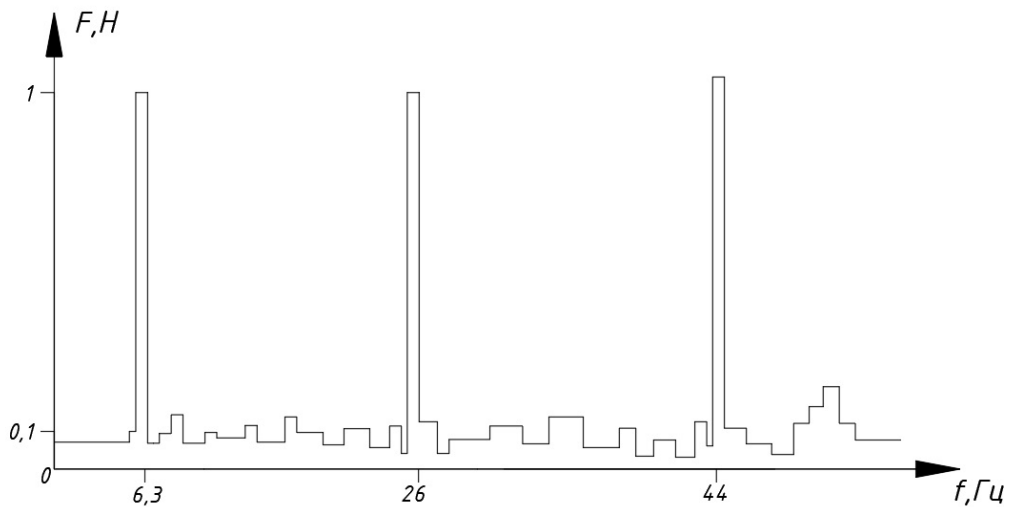


Рис.1. Характерна спектрограма для $Re = 2 \cdot 10^5$.

По-перше, у зв'язку з дослідженням потоку у моделях необхідно зменшити похибки, пов'язані з кінцевими розмірами моделі, і послабити вплив кінцевих ефектів.

По-друге, необхідно зменшити вплив розподіленості пружних й інерційних властивостей моделі, а також максимально послабити/зменшити механічні зв'язки її кінців з іншими елементами експериментального обладнання.

Чисельний експеримент здійснювався у діапазоні чисел $Re=0,8 \cdot 10^5 \dots 3,3 \cdot 10^5$ на спеціальному обладнанні. Сигнали чутливих елементів датчика сили та акселерометрів записувались на диск з наступною обробкою на ПЕОМ. Як показав аналіз результатів експерименту в усьому діапазоні чисел Re , для процесу характерні як широко смугасті режими, так і режими з одним чи кількома явно вираженими піками на спектрограмі. Характерна спектрограма для $Re = 2 \cdot 10^5$, отримана у результаті датчиків сили та акселерометрів з використанням пакету програм VISSIM, наведена на рис. 1. Спектр сили має три характерні піка на частотах 6,3; 26 та 44 Гц. Інтенсивність сили порядку $(1 \dots 2) H$.

Висновки: 1. Аналіз спектрограми показує, що частота 6,3 Гц – це власна частота системи (визначена експериментально, не залежить від режиму).

2. Піки 26 та 44 Гц є характеристиками потоку. Збільшення числа Рейнольдса призводить до зміщення пікових значень сили у високочастотну область спектру, при цьому інтенсивність сили знижується.

3. Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку параметрів трубчастих теплообмінних апаратів для транспортування високов'язких рідин задля зменшення вібрацій у елементах трубопроводів як стадіях їх проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації.

Бібліографічний список:

1. Милн-Томсон Л. Теоретическая гидродинамика. М.: Мир, 1964. 655 с.
2. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики. М.: Наука, 1982. Т.1. 352 с.
3. Вибрация в технике: Справочник. В 6-ти т. Т.5. Измерения и испытания. М.: Машиностроение, 1981. 469 с.
4. Бочкарёв Н.Н., Курочкин А.А., Андреев М.И. Диагностика вибраций магистральных трубопроводов в системах управления движением внутритрубных объектов. *Доклады ТУСУРа. 2010. №2(22), часть 2. С. 209-211.*
5. Супрунчик В.В., Коновалов Н.М., Мызников М.О. Система сопровождения внутритрубных снарядов «ССВС-001». *Трубопроводный транспорт. 2003. №12. С. 9-12.*
6. Скучик Е.Н. Основы акустики. М.: Мир, 1976. Т. 2. 542с.
7. Курочкин А.А., Бочкарёв Н.Н. Вибродиагностическое сопровождение внутритрубных объектов. *Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. 2010. Т.317. №2. С. 73-77.*

8. Комплекс приборов для оперативного контроля прохождения скребка по трубопроводу «Прибой». Киев: НПП «КиАТОН», 1997. 18с.
9. Сигнализатор прохождения разделителей акустический-4 (датчик прохождения скребка стационарный). Томск: НИИ ИН ТПУ, 1998. 11с.
10. Алексеев В.А., Донченко В.А., Шапарев В.Я., Сынков С.А. Сигнализаторы прохождения внутритрубных объектов. *Диагностика трубопроводов: Тез. докл. III Междунар. конф. М., 2001. С. 161-166.*
11. Авлиякулов Н.Н., Бакоев Б.Б., Хасанов Ж.О. Деформации технологических трубопроводов и оборудования нефтегазовых сооружений в процессе эксплуатации и методы их уменьшения. *Молодой учёный. 2016. №8(112). С. 168-170.*
12. Авлиякулов Н.Н., Сафаров И.И. Современные задачи статики и динамики подземных трубопроводов. Т.: Фан ва технология, 2007. 306с.
13. Агапкин В.М., Борисов С.Н., Кривошеин Б.Л. Справочное руководство по расчётам трубопроводов. М.: Недра, 1987. 191с.
14. Быков Л.И., Мустафин Ф.М. и др. Типовые расчёты при сооружении и ремонте газонефтепроводов. Санкт-Петербург: Недра, 2006. 828с.
15. Баширзаде С.Р. оглы, Овчинников И.Г. Прогнозирование поведения трубопроводных конструкций в сложных грунтово-геологических условиях. Часть 4. О взаимодействии трубопроводов с грунтом в сейсмически опасных зонах. *Вестник Евразийской науки. 2018. Т. 10. №3.* <https://esj.today/PDF/88SAVN318.pdf>
16. Лебедев П.Д., Щукин А.А. «Теплоиспользующие установки промышленных предприятий. (Курсовое проектирование). Учеб. пособие для энергетических вузов. «Энергия», Москва, 1970.
17. Лебедев П.Д. «Теплообменные сушильные и холодильные установки». Учебник для студентов технических вузов. 2-е издание. «Энергия», Москва, 1972.
18. Справочник по теплообменникам. В 2 т. Т. 1 / Пер. с англ.; Под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. М.: Энергоатомиздат, 1987. 560 с.: ил.; Т. 2 / Пер. с англ.; Под ред. О.Г. Мартыненко и др. М.: Энергоатомиздат, 1987. 352 с.: ил.
19. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидравлическое сопротивление: Справ. пособие. М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.: ил.
20. Любарець О.П., Москвітїна А.С. Порівняння конструкцій теплових акумуляторів з твердим теплоакумуючим матеріалом та комбінованим теплоакумуючим матеріалом. Вентиляція, освітлення та теплопостачання: Наук.-техн. збірник. – К., КНУБА, 2016. – Вип. 19. – С. 101-111.
21. Дубинская Ф. Е. Скрубберы Вентури. Выбор, расчёт, применение / Ф.Е. Дубинская, Г.К. Лебедюк -ЦИНТИхимнефтемаш.- М.-1977. -61 с.

22. Теверовский Б.З. Очистка газов в чёрной металлургии / Б.З. Теверовский – Днепропетровск.- Проминь. -1971.-91 с.

к.т.н., доцент **Човнюк Ю.В.**,
Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины,
доцент **Чередниченко П.П.**, **Москвитина А.С.**, **Пефтева И.А.**,
Киевский национальный университет строительства и архитектуры

ИССЛЕДОВАНИЕ ИСТОЧНИКОВ ВИБРАЦИИ В ЭЛЕМЕНТАХ ТРУБОПРОВОДОВ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ И КОНСТРУКЦИЙ, ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ ВЫСОКОВЯЗКИЕ ЖИДКОСТИ

С подписанием Соглашения об ассоциации с ЕС Украина приняла ряд обязательств по уменьшению расходов первичной энергии, в т.ч. и системами отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и уменьшить энергозатратность производства. Наряду с этим требует решения и проблема теплового загрязнения окружающей среды, вызванная увеличением выбросов загрязняющих веществ в атмосферный воздух. Все это требует проектирования надежных и эффективных систем аккумулирования энергии, которые не только обеспечат стабильное энергоснабжение потребителей, но и повысят коэффициент использования энергии, а так же модернизации процессов производства и эффективных методов очистки отработанного воздуха. Обоснован метод исследования источников вибрации в элементах трубопроводов теплообменных аппаратов и конструкций, транспортирующих высоковязкие жидкости, например, в теплообменниках зарядки и разрядки тепловых аккумуляторов, трубопроводах транспортировки раствора бетона и трубопроводах и конструктивных элементах для отвода смеси грязи, которая образуется в скрубберах при очистке грязного воздуха с помощью капель воды от пыли. Для борьбы с вибрациями трубопроводов большое значение имеет правильное проектирование трубопроводных систем, что позволяет оказывать влияние на гидродинамические силы в трубопроводах и конструктивных элементах, которые и являются источниками этих вибраций. Показано, что гидродинамические силы в трубопроводах распределены по всей их внутренней поверхности, и при их определении полезно идти по пути ряда упрощений. Установлены коэффициенты подобия гидродинамической силы, которые зависят только от свойств среды, протекающей через подобные каналы. Такие же коэффициенты подобия найдены и для моментов сил. Найдены спектры силы и характерные частоты, где интенсивность силы высока.

Ключевые слова: исследования вибрации; источники вибрации; трубопроводы; теплообменные аппараты; гидродинамическая сила; момент силы; коэффициенты подобия; спектр характерных частот вибраций.

PhD, associate professor **Chovniuk Yuriy**,
National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Associate Professor **Cherednichenko Petro**,
Assistant **Moskvitina Anna**, Assistant **Peftieva Iryna**,
Kyiv National University of Construction and Architecture

RESEARCH OF SOURCES OF VIBRATION IN ELEMENTS OF PIPELINES OF HEAT EXCHANGERS AND CONSTRUCTIONS TRANSPORTING HIGH-VISCOSITY LIQUIDS

With the signing of the Association Agreement with the EU, Ukraine took a number of obligations to reduce primary energy costs, incl. and in heating, ventilation, air conditioning systems and reduce the energy consumption of production. Along with this, the problem of thermal pollution of the environment, caused by an increase in emissions of greenhouse gases and pollutants into the atmospheric air with exhaust air, also requires a solution. All this requires the design of reliable and efficient energy storage systems, which will not only provide a stable energy supply to consumers, but also increase the energy utilization rate, as well as modernization of production processes and effective methods of cleaning exhaust air before it is released into the atmosphere. A method for studying vibration sources in pipeline elements of heat exchangers and structures transporting high-viscosity liquids, for example, in heat exchangers for charging and discharging heat accumulators, pipelines for transporting concrete solution and pipelines and structural elements for removing a mixture of dirt that is formed in scrubbers when cleaning dirty air with using water droplets from dust. To combat pipeline vibrations, proper design of pipeline systems is of great importance, which makes it possible to influence the hydrodynamic forces in pipelines and structural elements, which are the sources of these vibrations. It is shown that the hydrodynamic forces in pipelines are distributed over their entire inner surface, and in determining them it is useful to follow the path of a number of simplifications. It is useful to go from forces distributed over the surface to forces distributed along the axis of the pipeline by averaging the forces acting along the perimeter of each section. Since the forces along the axis of the pipeline are very unevenly distributed, it has been experimentally shown that the most intense are the hydrodynamic forces in the sections with abrupt changes in the geometry of the channel (the so-called local

resistances), therefore, slightly curved sections of a constant cross-section should prevail, since the hydrodynamic forces in them are much less. The coefficients of similarity of the hydrodynamic force have been established, which depend only on the properties of the medium flowing through such channels. The same coefficients of similarity were found for the moments of forces. The spectra of force and characteristic frequencies are determined, where the intensity of the force is high.

Key words: vibration studies; sources of vibration; pipelines; heat exchangers; hydrodynamic force; moment of power; similarity coefficients; spectrum of characteristic vibration frequencies.

REFERENCES

1. Myln-Tomson L. Teoretycheskaia hydrodynamika. M.: Myr, 1964. 655 s. {in Russian}
2. Loitsianskyi L.H., Lure A.Y. Kurs teoretycheskoi mekhanyky. M.: Nauka, 1982. T.1. 352 s. {in Russian}
3. Vybratsyia v tekhnike: Spravochnyk. V 6-ty t. T.5. Yzmereniia y uspytaniia. M.: Mashynostroeniye, 1981. 469 s. {in Russian}
4. Bochkarëv N.N., Kurochkyn A.A., Andreev M.Y. Dyahnostyka vybratsyi mahystralnykh truboprovodov v systemakh upravleniia dvyzheniem vnutytrubnykh ob'ektov. Doklady TUSURa. 2010. №2(22), chast 2. S. 209-211. {in Russian}
5. Suprunchyk V.V., Konovalov N.M., Myznykov M.O. Sistema soprovozhdeniia vnutytrubnykh snariadov «SSVS-001». Truboprovodnyi transport. 2003. №12. S. 9-12. {in Russian}
6. Skuchy E.N. Osnovy akustyky. M.: Myr, 1976. T. 2. 542s.
7. Kurochkyn A.A., Bochkarëv N.N. Vybrodyahnostycheskoe soprovozhdeniye vnutytrubnykh ob'ektov. Yzvestiia Tomskoho polytekhnicheskoho unyversyteta. Ynzhynerinh heoresursov. 2010. T.317. №2. S. 73-77. {in Russian}
8. Kompleks pryborov dlia operatyvnoho kontroliia prokhozhdeniia skrebka po truboprovodu «Pryboi». Kyev: NPYP «KyATON», 1997. 18s. {in Russian}
9. Syhnalyzator prokhozhdeniia razdelytelei akustycheskyi-4 (datchyk prokhozhdeniia skrebka statsyonarnyi). Tomsk: NYY YN TPU, 1998. 11s. {in Russian}
10. Alekseev V.A., Donchenko V.A., Shaparev V.Ia., Sынkov S.A. Syhnalyzatory prokhozhdeniia vnutytrubnykh ob'ektov. Dyahnostyka truboprovodov: Tez. dokl. III Mezhdunar. konf. M., 2001. S. 161-166. {in Russian}
11. Avlyiakulov N.N., Bakoev B.B., Khasanov Zh.O. Deformatsyy tekhnolohycheskykh truboprovodov y oborudovaniia neftehazovykh sooruzheniy v

protseesse ekspluatatsyyu y metody ykh umensheniya. Molodoi uchënyı. 2016. №8(112). S. 168-170. {in Russian}

12. Avlyiakulov N.N., Safarov Y.Y. Sovremennyye zadachy statyky y dynamyky podzemnykh truboprovodov. T.: Fan va tekhnolohiya, 2007. 306s. {in Russian}

13. Аларкун V.M., Борысов S.N., Крывосheyн B.L. Spravochnoe rukovodstvo po raschëtam truboprovodov. M.: Nedra, 1987. 191s. {in Russian}

14. Быков L.Y., Mustafyn F.M. y dr. Туровые raschëты pry sooruzhenyyu y remonte hazonefteprovodov. Sankt-Peterburh: Nedra, 2006. 828s. {in Russian}

15. Bashyrzade S.R. ohлы, Ovchynnykov Y.H. Prohnozyrovanye povedeniya truboprovodnykh konstruktsyyi v slozhnykh hruntovo-heolohycheskykh uslovyakh. Chast 4. O vzaymodeystviyyu truboprovodov s hruntom v seismychesky opasnykh zonakh. Vestnyk Evrazyiskoi nauky. 2018. T. 10. №3. <https://esj.today/PDF/88SAVN318.pdf> {in Russian}

16. Lebedev P.D., Shchukin A.A. «Teploispol'zuyushchiye ustanovki promyshlennykh predpriyatiy. (Kurovoye proyektirovaniye). Ucheb. posobiye dlya energeticheskikh vuzov. «Energiya», Moskva, 1970. {in Russian}

17. Lebedev P.D. «Teploobmennyye sushil'nyye i kholodil'nyye ustanovki». Uchebnik dlya studentov tekhnicheskikh vuzov. 2-ye izdaniye. «Energiya», Moskva, 1972. {in Russian}

18. Spravochnik po teploobmennym. V 2 t. T. 1 / Per. s anhl.; Pod red. B.S. Petukhova, V.K. Shykova. M.: Énerhoatomyzdat, 1987. 560 s.: yl.; T. 2 / Per. s anhl.; Pod red. O.H. Martynenko y dr. M.: Énerhoatomyzdat, 1987. 352 s.: yl. {in Russian}

19. Kutateladze S.S. Teploperedacha y hydravlycheskoe soprotyvlenye: Sprav. posobyе. M.: Énerhoatomyzdat, 1990. 367 s.: yl. {in Russian}

20. Lyubarets O.P., Moskvitina A.S. Porivnyannya konstruktsiy teplovykh akumulyatoriv z tverdym teploakumuluyuyuchym materialom ta kombinovanyim teploakumuluyuchym materialom. Ventylyatsiya, osvittlennya ta teplohapostachannya: Nauk.-tekhn. zbirnyk. – K., KNUBA, 2016. – Vyp. 19. – S. 101-111. {In Ukrainian}

21. Dubynskaya F. E. Skrubbery Ventury. Vyor, raschët, pryomenenye / F.E. Dubynskaya, H.K. Lebedyuk -TSYNTYkhyrneftemash.- M.-1977. -61 s. {in Russian}

22. Teverovskyy B.Z. Ochystka hazov v chërnoy metallurhyy / B.Z. Teverovskyy – Dnepropetrovsk.- Promyn. -1971.-91 s. {in Russian}