

УДК 629.12.015

DOI: 10.18372/0370-2197.3(84).13861

С. В. ТЕРЛИЧ

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв***ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДЕМПФЕРУЮЧОГО ПОТОКУ РІДИНИ
НА КОЛИВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ЗАГАЛЬНОСУДНОВИХ СИСТЕМ
ТА ТРУБОПРОВОДІВ**

В статті представлено рішення задачі досліджень впливу демпферуючого потоку в'язкої рідини на амлітудно-частотні характеристики коливань елементів загальносуднових систем та трубопроводів з урахуванням як динаміки рідини, так і зовнішніх навантажень: хитавиці судна, випадкового переміщення вантажу, нестандартної роботи суднових насосів. Складено вихідні диференціальні рівняння другого порядку у часних похідних, призначено граничні умови, наведено розв'язок чисельними методами. Отримані величини перевірено із результатами практичного експерименту. Наведено аналітичні та графічні залежності.

Ключові слова: суднові системи, демпферуючий потік, гнучкі та жорсткі трубопроводи, чисельні методи.

Вступ. У статті розглянуто задачу про коливання суднових трубопроводів та інших елементів загально суднових систем по яких транспортуються ідеальні нестисливі рідини. Обговорюється демпферуюча можливість кориолісових, які виникають при коливаннях трубопроводів. Враховано сили тертя рідини по стінках труби; зовнішні зусилля, які можуть бути викликані хитавицею корпусу судна; динамічними навантаженнями, які створено за рахунок роботи машин та механізмів. Кориолісові сили є демпферуючим фактором, який заслуговує уваги при вирішенні актуальних прикладних завдань під час проектування та конструювання суднових систем сучасного судна.

Аналіз публікацій за тематикою дослідження. Як відомо із класичної гідромеханіки [1] та прикладних досліджень [2] рівняння вільних коливань у системі (x, y, t) труби із рідиною, що протікає по ній має вигляд:

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho v^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + 2 \rho v \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0, \quad (1)$$

де EI – згинальна жорсткість труби; ρ – погонна маса рідини; v – швидкість потоку рідини; m – сумарна погонна маса труби та рідини.

Другий та третій члени рівняння (1) представляють собою розподілення по довжині центробіжну та кориолісову сили, які діють зі сторони рідини на трубу. Граничні умови для трубопроводу із рідиною яка протікає мають такий саме вигляд, як і граничні умови теорії згинання балок; в тому числі і граничні умови на вільному кінці трубопроводу: перерізуюча сила та згинальний момент дорівнюють нулю [3].

Експерименти Джека Лонга [4] та експерименти, які проведено у лабораторії гідродинамічної акустики Інституту гідродинаміки НАН України [5] довели, що потік рідини надає сильний демпферуючий вплив на коливання тільки консольно затиснених трубопроводів. У тих випадках, коли обидва кінця були закріплені від поперечних переміщень, демпфірування коливань потоком було відсутнє.

Постановка завдання. Знайти точний розв'язок рівняння (1) важко, проте розглянути демпферуючі властивості потоку можливо і не вдаючись до аналітичних операцій. Перш за все доцільно описати та зрозуміти фізичну природу демпферування із урахуванням тертя рідини у консольних трубопроводах.

Викладання основного матеріалу. На рис. 1 наведено елемент потоку ρdx на вході в консольну трубу та на виході з неї. На вході кінетична енергія частки потоку буде дорівнювати $\frac{1}{2}\rho dx v^2$; на виході ця ж частка має енергію $\frac{1}{2}\rho dx \left[v^2 + \left(\frac{dA}{dt} \right)^2 \right]$, де $A = y(l, t)$.

Із останнього рівняння зрозуміло, що частка рідини за рахунок енергії труби отримала додаткову енергію $\frac{1}{2}\rho dx \left(\frac{dA}{dt} \right)^2$. Звідси зрозуміло, що коли обидва кінці труби затиснено від поперечних переміщень, енергія на вході в трубу та на виході з неї не однакова і демпферування у неї не відбувається.

Відомо [6], що кориолісова сила у консольних трубопроводах є дисипативною. У даному дослідженні інтерес викликають коливання труби під час руху рідини. Ділянка трубопроводу пружно затиснена одним кінцем і при відхиленні зберігає пряму форму (рис. 2). Описана система має одну ступінь свободи.

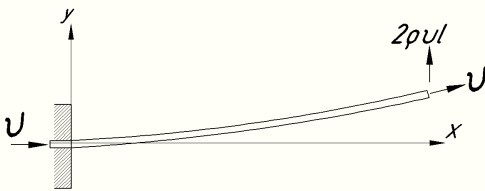


Рис. 1. Елемент потоку ρdx для гнучкого трубопроводу

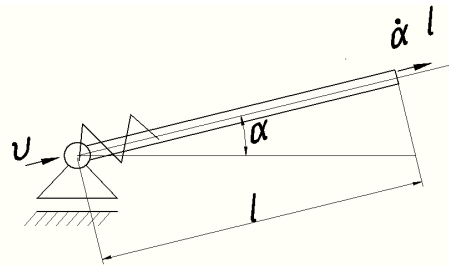


Рис. 2. Розрахункова схема жорсткого трубопроводу

Позначивши кут відхилення труби від нейтрального положення через α , а жорсткість пружини через c , отримано рівняння коливань

$$\frac{ml^3}{3}\ddot{\alpha} + \rho v l^2 \dot{\alpha} + c\alpha = 0. \quad (2)$$

Це рівняння співпадає із рівнянням осцилятора у середі із в'язким опором [1]. Таким чином кориолісова сила $2\rho v l \dot{\alpha}$ виступає у ролі в'язкого демпфера коливань. Розв'язання рівняння (2) при початкових умовах $t = 0, \alpha = A$ має вигляд

$$\alpha = A e^{-nt} \left(\cos p_1 t + \frac{n}{p_1} \sin p_2 t \right), \quad (3)$$

$$\text{де } n = \frac{3}{2} \cdot \frac{\rho v}{ml}; \quad p_1 = \sqrt{p^2 - n^2}; \quad p_2 = \frac{3c}{ml^2}.$$

Величина $nT = \frac{2\pi m}{P_1}$ уявляє собою логарифмічний декремент затухання.

Домножив рівняння (2) на α та проінтегрувавши по часу за період $\frac{2\pi}{P_1}$ в результаті отримано

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{ml^3}{3} \alpha^2 \Big|_0^T + \rho \nu l^2 \int_0^T \dot{\alpha}^2 dt + \frac{1}{2} c \alpha^2 \Big|_0^T = 0. \quad (4)$$

Очевидно, що перший член рівняння (4) уявляє собою кінетичну енергію, а середній – подвоєну кінетичну енергію. Вказана частина кінетичної енергії елемента потоку adx , який знаходиться у крайньому перетині труби дорівнює $\left(\frac{1}{2} \rho dx \dot{\alpha} l\right)^2$. Оскільки $dx = \nu dt$, то проінтегрувавши за період, отримано

$$K = \frac{1}{2} \rho \nu l^2 \int_0^T \dot{\alpha}^2 dt. \quad (5)$$

Якщо обрати такі межі інтегрування $t = 0$ та $T = 0$ коли труба знаходиться у положенні крайнього відхилення, то кутова швидкість становитиме $\dot{\alpha}(T) = \dot{\alpha}(0) = 0$. У цьому разі із рівняння (4) отримано

$$\Pi(0) - \Pi(T) = 2K \quad (6)$$

де Π – потенційна енергія системи у вказані моменти часу.

Аналогічне співвідношення має місце для трубопроводів із скінченною згинальною жорсткістю, коливання яких описане рівнянням (1). Такі трубопроводи умовно вважають гнучкими [4], для яких вираз (5) прийме вигляд

$$K_1 = \frac{1}{2} \rho \nu \int_0^T \left(\frac{dA}{dt} \right)^2 dt. \quad (7)$$

Скориставшись енергетичним співвідношенням (6):

$$\Pi(0) - \Pi(T) = 2K_1. \quad (8)$$

Величина потенційної енергії згинання труби визначається за відомою формулою опору матеріалів [3]:

$$\Pi = \frac{1}{2} EI \int_0^l \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right)^2 dx. \quad (9)$$

Вважаючи, що $y = A \varphi(\xi)$, де $A = y(l, t)$; $\xi = \frac{x}{l}$ отримано

$$\Pi = \frac{1}{2} EI \frac{A^2}{l^3} \int_0^1 \left(\frac{d^2 \varphi}{d\xi^2} \right)^2 d\xi = \frac{1}{2} EI \frac{A^2}{l^3} I_\varphi. \quad (10)$$

Якщо припустити, що кінець труби ($x = l$) здійснює затухаючі гармонійні коливання, тобто

$$A = A_0 e^{-nt} \left(\cos pt + \frac{n}{p} \sin pt \right), \quad (11)$$

тоді опираючись на рівності (8) отримано

$$\frac{1}{2} EI \frac{A_0^2}{l^3} I_\varphi (1 - e^{-2nT}) = A_0^2 \rho v \frac{p^2 + n^2}{4n} (1 - e^{-2nT}) \quad (12)$$

Для першої форми частота вільних коливань при відсутності затухання становить [2, 5]

$$p = 3,52 \sqrt{\frac{EI}{ml^4}}. \quad (13)$$

Нехтуючи значеннями n^2 у порівнянні із p^2 і враховуючи, що $T = \frac{2\pi}{p}$, отримано із (12) значення логарифмічного декременту затухання:

$$\delta = nT = \frac{\rho v p l^3 \pi}{EI} I_\varphi. \quad (14)$$

Величина p є константою, а її значення прийнято з рівняння (13). Тоді для першої форми коливань логарифмічний декремент можна розрахувати за рівнянням

$$\delta = \frac{2\rho v l}{\sqrt{mEI}} \cdot \frac{5,53}{I_\varphi} = 5,53 \frac{\gamma}{I_\varphi}. \quad (15)$$

Точна форма згинання трубопроводу невідома через відсутність точного рішення виразу (1). Але цю залежність за думкою достатньо апроксимувати виразом

$$\varphi(\xi) = 1 - \cos \frac{\pi \xi}{2}; \quad (16)$$

для цього випадку

$$I_\varphi = 3,04; \quad \delta = 1,82. \quad (17)$$

При збільшенні швидкості потоку демпферування збільшується настільки, що періодичний рух трубопроводу становиться неможливим, а осцилограма графіку становиться аналогічній графіку аперіодичного руху. З'ясовано, що швидкість коливань не залежить від швидкості потоку. Робота кориолісових сил за чверть періоду становить

$$\Pi(0) = \rho v \int_0^{\frac{T}{4}} \left(\frac{dA}{dt} \right)^2 dt. \quad (18)$$

Величина A змінюється за законом $A = A_0 \cos pt$. Як і раніше, для визначення $\Pi(0)$ використано наближену формулу згину балки із рівності (16). При цьому критична швидкість рідини можна визначити як [4]:

$$v_{KP} = 1,935 \frac{EI}{\rho l^3 p} = 0,55 \frac{\sqrt{mEI}}{\rho l}. \quad (19)$$

Переходячи до безрозмірного коефіцієнту γ (17), отримано

$$\gamma_{KP} = 1,1. \quad (20)$$

Для якісної перевірки рішення (3) (для абсолютно жорсткого трубопроводу) виготовлено зразок, показаний на рис. 3. За допомогою осцилографа записано затухаючі вільні коливання зразка при різних рухах потоку.

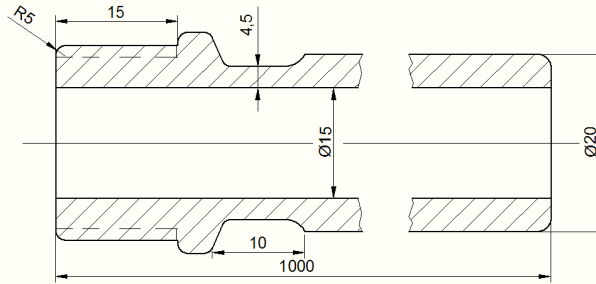


Рис. 3. Зразок елемента трубопроводу для випробувань

З'ясовано, що при збільшенні потоку збільшується затухання та зменшується власна частота (рис. 4). Таким чином, підтвердився вплив кориолісових сил як в'язкого демпфера коливань консольного трубопроводу.

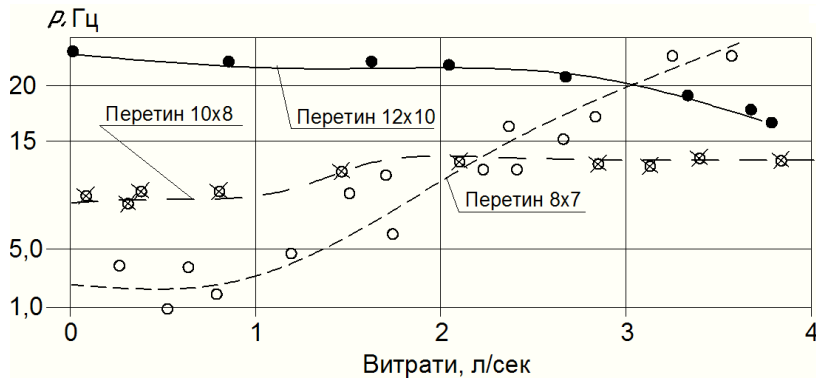


Рис. 4. Залежність частоти власних коливань трубопроводу від витрат робочої рідини

Було також досліджено вплив швидкості потоку на коливання гнучких трубопроводів. Змодельовано коливання першої форми труб постійного перетину 8×7, 10×8, 12×10 мм. Довжина труб – 1 м. При збільшенні швидкості потоку період коливань практично не змінюється. На рис. 5 показано експериментальні значення логарифмічного декременту для труби 10x8 мм та аналогічні значення, які розраховані за формулою (17).

Висновки. Консольний трубопровід у якому рухається рідина є дисипативною системою. По відношенню до вібраційним збудженням він більш стійкий, ніж трубопровід із закріпленими обома кінцями.

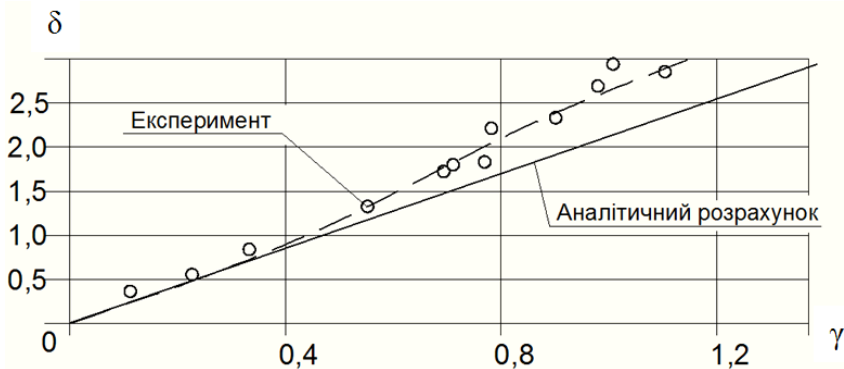


Рис. 5. Порівняння теоретичних та експериментальних результатів для руху рідини по

трубі перетином 10 x 8 мм

Аналіз отриманих результатів. Демпферування коливань обумовлено дією кориолісових сил. При збільшенні витрат рідини демпферування зростає настільки, що вільні коливання системи становляться неможливими і система може здійснювати тільки аперіодичні рухи. Логарифмічний декремент затухання зростає пропорційно витратам робочої рідини.

Список літератури

1. Основы гидродинамики : учеб. пособие / С. Д. Чижиумов. – Комсомольск-на-Амуре : ГОУВПО «КнАГТУ», 2007. – 106 с. ISBN 978-5-7765-0516-4
2. Кононенко, А. П. Совершенствование гидроимпульсаторов изменением гидравлических параметров ударного трубопровода [Текст] / А.П. Кононенко, В.П. Овсянников, М.В. Оверко // Вісник НТУ «ХП». Серія математичне моделювання в техніці та технологіях. – 2013. – №5(979). – С.119-123.
3. Опір матеріалів: навч. посібник / Л.І. Коростильов, О.С. Лугінін., В.В. Спіхтаренко, Р.Ю. Коршиков, С.В. Кліменков, С.В. Терлич. – 2-ге вид., перероб. та доп.– Миколаїв: НУК, 2019. – 300 С.
4. Цуренко Ю.И. Гидромеханика. Гидравлика : Учебное пособие для студентов специальности 180100 – «Кораблестроение» и специализации 180116 «Проектирование и строительство сооружений верфи». – Северодвинск, СевМашВТУЗ, 2007 – 61 с., ил.
5. Вовк, И. В. Звук, рожденный потоком (очерки об аэрогидродинамической акустике) [Текст] / И. В. Вовк, В.Т. Гринченко – Київ: Наукова думка, 2010. – 221 с.
6. Тьен, Л. К. Соединение концевых участков нефтепровода с подводным манифольдом [Текст] / Тьен Л.К., Шадрин О.Б. // Сборник докладов научной конференции СП "Вьетсовпетро", Вунгтау, ноябрь, 2001 г. – с. 223-225.

Стаття надійшла до редакції 09.09.2019.

Терлич Станіслав Володимирович – канд. техн. наук, старший викладач кафедри суднобудування та ремонту суден Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, stterlych@ukr.net

S. V. TERLYCH

THE RESEARCH OF INFLUENCE OF DUMPING FLUID FLOW ON THE VIBRATIONS OF ELEMENTS OF SHIPS SYSTEMS AND PIPELINES

The article presents the solution of the problem of investigations of the influence of the damping flow of viscous fluid on the amplitude-frequency characteristics of oscillations of elements of all-vessel systems and pipelines, taking into account both the dynamics of the fluid and external loads: the swing of the ship, accidental movement of cargo, non-standard operation of ship pumps. The initial second order differential equations for the time derivatives are compiled, the boundary conditions are determined, and the solutions are given by numerical methods. The values obtained were verified with the results of a practical experiment. Analytical and graphical dependencies are given. Coriolis force in cantilever pipelines is known to be dissipative. In this study, the vibrations of the pipe during fluid motion are of interest.

As the flow velocity of the damping increases, the periodic motion of the pipeline becomes impossible and the oscilloscope of the graph becomes similar to that of an-periodic motion. It is found that the speed of oscillation is independent of the flow rate.

The article solves the problems of oscillations of pipelines, inside of which an ideal incompressible fluid flows. The damping ability of the Coriolis forces that occur during pipe oscillations is discussed. The influence of flow velocity on the vibrations of flexible pipelines was also investigated. The oscillations of the first form of pipes of constant section 8x7, 10x8, 12x10 mm are modeled. The length of the pipes is 1 m. With an increase in the flow velocity, the oscillation period remains practically unchanged.

The damping of oscillations is caused by the action of Coriolis forces. With increasing fluid flow, the damping increases such that the free oscillations of the system become impossible and the system can only perform an-periodic motions. Logarithmic decay decreases in proportion to the cost of the working fluid.

Key words: ships systems, damping flow, flexible and rigid pipelines, numerical methods.

References

1. Osnovy gidrodinamiki : ucheb. posobie / S. D. Chizhiumov. – Komsomolsk-na-Amure : GOUVPO «KnAGTU», 2007. – 106 s. ISBN 978-5-7765-0516-4
2. Kononenko, A. P. Sovershenstvovanie gidroimpulsatorov izmeneniem gidravlicheskih parametrov udarnogo truboprovoda [Tekst] / A.P. Kononenko, V.P. Ovsyannikov, M.V. Overko // Visnik NTU «HPI». Seriya matematichne modelyuvannya v tehnicji ta tehnologiyah.– 2013. – №5(979). – S.119-123.
3. Opir materialiv: navch. posibnik / L.I. Korostilov, O.Ye. Luginin., V.V. Spihtarenko, R.Yu. Korshikov, S.V. Klimenkov, S.V. Terlich. – 2-ge vid., pererob. ta dop.– Mikolayiv: NUK, 2019. – 300 S.
4. Curenko Yu.I. Gidromehanika. Gidravlika : Uchebnoe posobie dlya studentov specialnosti 180100 – «Korablestroenie» i specializacii 180116 «Proektirovanie i stroitelstvo sooruzhenij verfi». – Severodvinsk, SevMashVTUZ, 2007 – 61 s., il.
5. Vovk, I. V. Zvuk, rozhdennyj potokom (oчерki ob aerogidrodinamicheskoi akustike) [Tekst] / I. V. Vovk, V.T. Grinchenko – Kiyiv: Naukova dumka, 2010. – 221 s.
6. Ten, L. K. Soedinenie koncevnyh uchastkov nefteprovoda s podvodnym manifoldom [Tekst] / Ten L.K., Shadrin O.B. // Sbornik dokladov nauchnoj konferencii SP "Vetsovetpetro", Vungtau, noyabr, 2001 g. – s. 223-225.