

10.31653/smf44.2022. 111-120

Малахов О.В., Яценко М.В., Маслов І.З., Найдьонов А.І., Генчев В.В.

Національний університет “Одеська морська академія”

РЕЖИМИ ВЗАЄМОДІЇ ПОТОКУ З ЦИЛІНДРИЧНИМ ТРУБОПРОВОДОМ, ЩО РУХАЄТЬСЯ З КОЛИВАННЯМИ У ВЕРТИКАЛЬНІЙ ПЛОЩИНІ

Під час роботи суден основна проблема в задачі взаємодії рухомого потоку морської води або повітря з гнучким циліндричним трубопроводом, що здійснює коливальні рухи, полягає у відсутності необхідних даних щодо розподілу гідро- або аеродинамічних сил уздовж обтічної поверхні. Цей розподіл повинен бути завжди відомий в залежності від форм параметра обтічної поверхні і кута атаки потоку рідини, що набігає.

До важливого аспекту гідродинамічної взаємодії потоку з циліндричним трубопроводом або тросом відноситься виникнення коливань при відриві вихорів. Так згідно з результатами роботи [1] коливання завжди мають локальний характер і можуть поширюватися не на всю довжину трубопроводу.

Для криволінійних гнучких трубопроводів місцева нормальна складова відносної швидкості обтікаючого потоку V_n визначається координатою вигину, тобто координатою, що відповідає відхиленню труби від рівноважного стану. Від величини V_n залежить місцева сила Кармана і тому синхронізація частоти зриву вихорів на конкретній ділянці труби зі своєю частотою її коливань теж може мати лише локальний місцевий характер. На одних ділянках трубопроводу частота зриву вихорів може дорівнювати власній частоті його коливань, а на інших ділянках трубопроводу вона може збільшуватися зі зростанням величини швидкості V_n .

Зрив вихорів з криволінійної поверхні обтічної труби або троса є спрощеним поясненням механізму виникнення коливань гнучкого трубопроводу в потоці. В цьому випадку приймається, що сили Кармана, які з'являються при зриві вихорів, будуть спрямовані перпендикулярно до місцевої нормальної складової швидкості потоку. Саме ці сили починають приводити до коливального руху гнучкий трубопровід і призводять під час відривного обтікання до виникнення додаткових підйомних сил, які і дають на виході ефект автоколивань (що є не затухаючими, галопуючими, зі змінною амплітудою і т.і.).

Швидкість потоку, що набігає, є одним з тих основних факторів, які впливають на частоту відриву вихорів з поверхні циліндричного

трубопроводу. Подібний вплив добре показано на малюнку 1. Він узятий з роботи [2] і на ньому видно, що для всіх трьох досліджених трубопроводів залежність частоти відриву вихорів від швидкості потоку може бути апроксимована за допомогою лінійного закону. На графіку також видно, що зменшення діаметра труби є позитивним фактором для зменшення частоти коливання труби оскільки ті ж самі частоти відриву вихорів спостерігаються в цьому випадку при значно більших швидкостях. Так, наприклад, для труби з діаметром 1,42 м частота відриву 2 Гц мала місце при швидкості потоку 0,282 м/с, а для трубопроводу з діаметром 1,02 м швидкість становила 0,392 м/с, тобто. стала більшою у 1,39 разів.

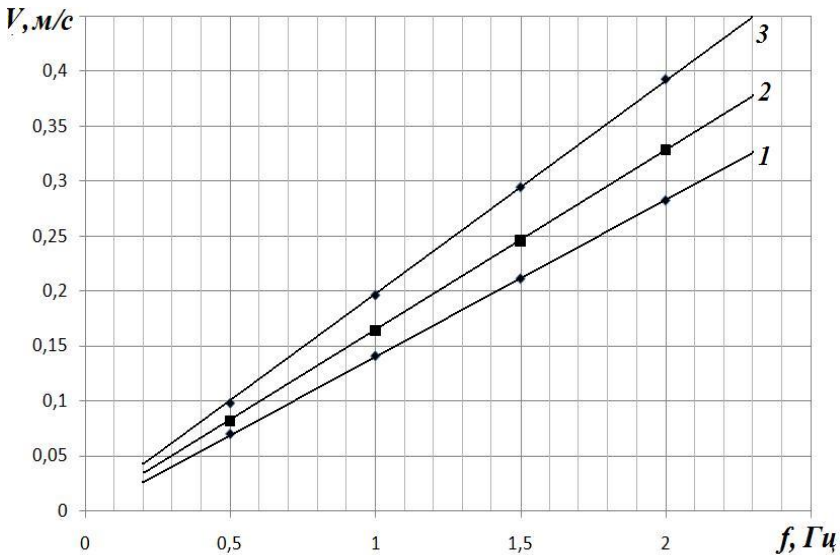


Рисунок 1. Вплив швидкості потоку на частоту зриву вихорів від циліндричного трубопроводу [2].

1 – $D = 1,42$ м; 2 – $D = 1,22$ м; 3 – $D = 1,02$ м.

В тому випадку, коли за рахунок взаємодії з потоком гнучкий циліндричний трубопровід починає виконувати коливальний рух обтікання його поверхні вже не можна розглядати як стаціонарне. В цьому випадку необхідно вже розглядати випадок, що поверхня коливається. У випадку коли під дією потоку, що набігає відбувається нестационарне відривне обтікання циліндра (який при цьому здійснює вимушені гармонічні коливання в напрямку, перпендикулярно-

му до осі симетрії потоку, що набігає) можливе отримання трьох характерних режимів його обтікання. По виду розподілу полів швидкості та тиску поблизу труби ці режими між собою відрізняються якісно. Їхня кількісна відмінність добре описується межами відповідних чисел Струхаля.

Якщо частоту коливань гнучкого трубопроводу позначити через f_1 , а частоту відриву вихорів прикордонного шару від його поверхні як f_2 , то два числа Струхаля можна записати у вигляді

$$Sh_1 = f_1 \frac{d}{V} \quad (1)$$

$$Sh_2 = f_2 \frac{d}{V} \quad (2)$$

де d – діаметр трубопроводу, m , V – швидкість потоку, m/c .

Визначальним критерієм є число Струхаля Sh_1 і в цьому випадку всі три режими обтікання циліндричного трубопроводу мають такі особливості:

Перший режим.

$0 < Sh_1 < 0,04$ – коливання гнучкого трубопроводу не надають жодного впливу частоту сходу вихорів з його поверхні, тобто Sh_2 не залежить від Sh_1 і виконується нерівність

$$f_1 \neq f_2 \quad (3)$$

Другий режим.

$0,04 < Sh_1 < 0,1$ - за рахунок коливань гнучкого трубопроводу відбувається часткове "захоплення" прикордонного шару, що відривається, з затягуванням ближньої вихрової сторони до донної частини поверхні труби. При цьому частота відриву вихорів та частота коливань гнучкого трубопроводу частково не збігаються, але при цьому у першому наближенні

$$f_1 \approx f_2 \quad (4)$$

Третій режим.

$Sh_1 > 0,1$ - відбувається повне "захоплення" частоти зриву вихорів. Чисельні значення цієї частоти починають повністю збігатися з частотою коливань гнучкого трубопроводу в потоці. У цьому випадку виконується рівність

$$f_1 = f_2 \quad (5)$$

Згідно з результатами роботи [7] коливання тіл, що мають пога-нообтічний профіль є самозбудливими і відносяться до автоколивань. Це положення є справедливим як при безвідривному, так і при відривному обтіканні гнучкого циліндричного трубопроводу.

У тому випадку, коли рухомий гнучкий трубопровід взаємодіє з потоком, що набігає, частота зриву вихорів з його циліндричної поверхні лінійно залежить від швидкості потоку. У режимах докризового обтікання середнє значення Струхала при $40 < Re < 105$ становить $Sh=0,2$.

Згідно з результатами експериментальних досліджень, описаних у роботі [3] якщо спостерігається синхронізація частоти зриву вихорів з частотою вільних коливань гнучкого трубопроводу, то вона зберігатиметься і зі зростанням швидкості потоку, що набігає V . Межа подібної синхронізації зі зростання швидкості зовнішнього потоку наближено може сягати значень $1,25V$. У цьому випадку матиме місце зростання амплітудного значення нестационарних сил Карману, а величина амплітуди цих сил може зростати до 50%.

Згідно з експериментальними дослідженнями робіт [4, 5] власні частоти коливань гнучких трубопроводів при їх експлуатації під водою безпосередньо визначаються довжинами занурених під воду ділянок. Їх чисельні значення діапазонах довжин від 40 до 120 метрів відповідають інтервалам частот коливань від 0.05 до 1.32 Гц, причому меншим довжинам відповідають більші значення частот коливань і навпаки.

У ході синхронізації частот коливань приєднана маса циліндричного трубопроводу виходить на свої стаціонарні значення через тривалий період часу. Його величина набагато більша за час власних або вимушених коливань трубопроводу. Цей висновок досить наочно демонструється універсальним графіком на малюнку 2. Він взятий з роботи [6] і на ньому показано, як змінюється в часі приєднана маса поставленого впоперек потоку жорсткого циліндра. Аналіз наведеної кривої показує, що при ідентичних числах Рейнольдса приєднана маса такої труби дорівнює $m=0,01$ тільки через 190 секунд після початку руху рідини. Такий тривалий період виходу на стаціонарне значення безпосередньо визначає необхідність обліку приєднаної маси при коливаннях трубопроводу. У діапазонах часу коливання труби що складає в умовах роботи судна менше 20 секунд цей параметр буде завжди нестационарним.

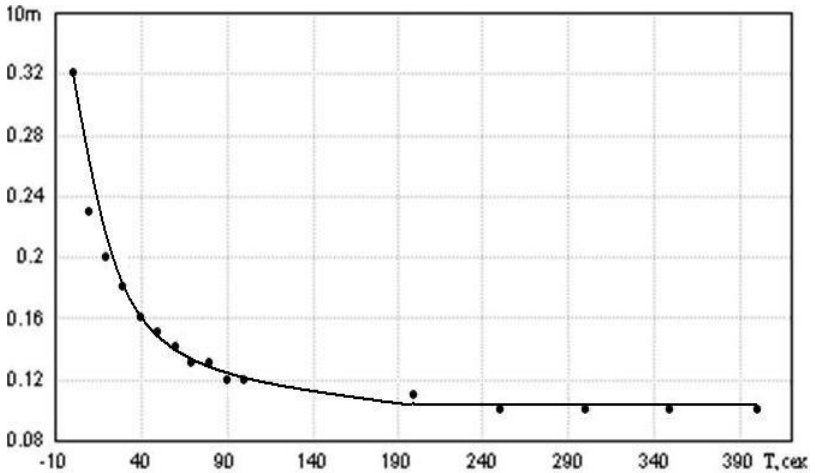


Рисунок 2. Зміна у часі приєднаної маси під час обтікання труби [6].

Також із графіка видно, що його чисельна зміна (на графіці в меншу сторону) може відбуватися більш ніж утричі. Для початкової оцінки величини приєднаної маси гнучкого циліндричного трубопроводу у разі поперечного обтікання в автотельному режимі, теоретичне значення величини приєднаної маси може бути знайдено за виразом

$$m = \rho \frac{\pi d^2}{4} \quad (6)$$

а маса зміщеної рідини, як:

$$m = \rho \sum W_i \quad (7)$$

де W_i – обсяги рідини та зануреної частини трубопроводу

У разі обтікання повністю нерухомого тіла ці дві величини мають складатися.

На одиничну довжину кожного елемента гнучкого трубопроводу при його обтіканні потоком в'язкої рідини, що не стискається, завжди діють тільки три змінні сили динамічного походження. Вони є проєкціями вектора гідродинамічної сили реакції потоку і кожна з них окремо:

F_x - вектор розподіленої гідродинамічної сили лобового опору. Він завжди лежить у площині, яка є перпендикулярною до осі симетрії гнучкого трубопроводу та розраховується як

$$F_x = C_x \frac{\rho V^2}{2} D \quad (8)$$

де C_x – коефіцієнт опору; ρ – щільність води; V - швидкість потоку, що набігає; D – зовнішній діаметр труби.

F_y - вектор підйомної сили. Він завжди перпендикулярний до вектору сили лобового опору. Вектор підйомної сили може бути розрахований як

$$F_y = C_y \frac{\rho V^2}{2} D \quad (9)$$

де C_y – коефіцієнт підйомної сили.

F_{np} - вектор гідродинамічної сили. Напрямок дії цієї сили завжди збігається з симетрією до гнучкого трубопроводу.

У разі експлуатації суднового трубопроводу під водою до зазначених трьох сил завжди додається четверта сила – постійна сила виштовхування чи сила Архімеда.

$$F_A = \rho g W \quad (10)$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с²; W – об'єм зануреної частини трубопроводу, м³.

При розрахунку силового навантаження, яке надає рухомий потік на гнучкий трубопровід, основна проблема полягає в залежності сил, що розраховуються, при великих переміщеннях обтічної поверхні від перших похідних цих переміщень. Така залежність визначається зміною орієнтації елементів гнучкого трубопроводу по відношенню до потоку, що набігає, і впливом екрануючої поверхні від корпусу судна або рельєфу морського дна. У більшості випадків при експлуатації гнучкого суднового трубопроводу в умовах морського хвилювання ці фактори носять імовірнісний характер. Також слід враховувати, що якщо в розрахунках ігноруються ефекти, пов'язані з підвищеною гнучкістю суднового трубопроводу це може призводити до завищення оцінок його компенсуючої здатності в кілька разів.

Спрощена схема задачі про підводну експлуатацію гнучкого трубопроводу у просторі між корпусом судна і морським дном у двомірній постановці відповідає його обтіканню між двома пластинами.

Оскільки через навантаження, що виникають, трубопровід від початкової циліндричної форми буде приймати еліпсоїдну форму необхідно враховувати зміну його опору в залежності від ступеня зміни співвідношень між двома піввісями еліпса. Схема такої задачі показана на малюнку 3 а величина опору гнучкого трубопроводу в загальному вигляді може бути знайдена за виразом

$$F_x = \frac{16\pi\mu V_z \left[1 - \frac{1}{3} \left(\frac{a}{l} \right)^3 \right]}{k_1 + a^2 k_2} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{l}{k_1 + a^2 k_2} \right) \left(2.26776 - 0.4244 \left(\frac{b}{l} \right)^2 - 0.6902 \left(\frac{a}{l} \right)^2 \right)} \quad (11)$$

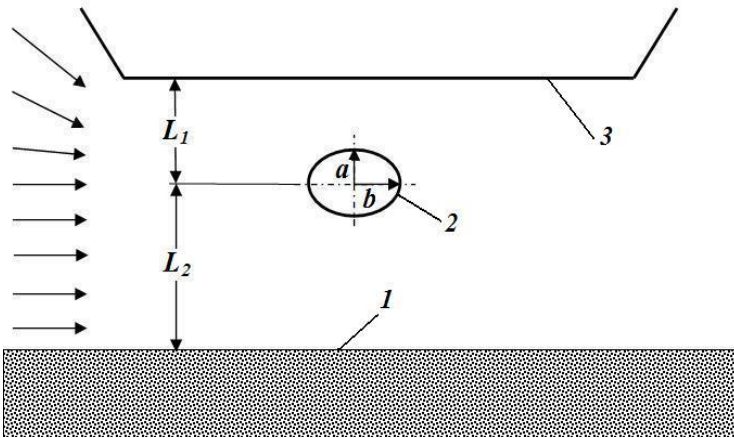


Рисунок 3. Схема задачі для роботи гнучкої труби між корпусом судна і морським дном

1 – морське дно; 2 – гнучкий трубопровід; 3 – корпус судна.

де k_1 і k_2 – константи, що залежать від форми тіла; l – відстань від центру сфероїда до найближчої стінки; c – радіус поперечного перерізу (перпендикулярного до вертикальної осі Z); a – довжина піввісі, розташованої вздовж вертикальної осі Z ; b – довжина піввісі, розташованої вздовж поздовжньої осі Z .

Якщо потік рідини розглядати як двовимірний, то у разі симетричного розташування трубопроводу по відношенню до корпусу

судна і морського дна константи k_1 і k_2 можуть бути знайдені за виразами

$$k_1 = \frac{\pi}{a} \quad (12)$$

$$k_2 = \frac{\pi}{2a^3} \quad (13)$$

а вираз (11) може бути спрощено до наступного виду

$$F_x = \frac{\frac{32}{3} \mu a V_z \left[1 - \frac{1}{3} \left(\frac{a}{l} \right)^2 \right]}{1 - 0,568 \left(\frac{a}{l} \right) + 0,146 \left(\frac{a}{l} \right)^3} \quad (14)$$

де μ – коефіцієнт динамічної в'язкості; l – величина зазору від центра труби до корпусу судна або морського дна.

Усі динамічні характеристики гнучких трубопроводів та їх критичні параметри, тобто. поєднання між параметрами конструкції та параметрами потоку, що призводить до нестійких режимів коливань, визначаються початковим напруженим станом. Цей стан насамперед визначається дією гідродинамічних або аеродинамічних сил, що діють на обтічну конструкцію в її поточному врівноваженому стані. Зміна такого стану, наприклад при зміщенні потоком гнучкого трубопроводу в нове положення і прояві в цьому випадку сили тяжкості дасть рівновагу, яка буде характеризуватись вже своїм новим напруженим станом. Для нього вже буде спостерігатися зовсім інше осьове зусилля, а отже, і різний спектр частот коливань.

Умова настання гідродинамічного резонансу виявляється у рівності характерної частоти зриву вихорів із частотою власних коливань трубопроводу може бути записана як

$$\nu = \theta \quad (15)$$

де ν – частота коливань труби; θ – характерна частота зриву вихорів.

Величина характеристичної частоти зриву вихорів θ для циліндричного трубопроводу може бути знайдена як

$$\theta = \frac{Sh \cdot V}{D} \quad (16)$$

де Sh – число Струхалія; V – швидкість потоку; D – діаметр труби.

У тому випадку, коли гнучкий трубопровід циліндричного перерізу зазнає згинальні навантаження виникає опір у його поперечному перерізі може бути оцінено як добуток EI , де E - модуль пружності, а I - осьовий момент інерції, см^4 .

В цьому випадку жорсткість гнучкої труби буде тим вищою, чим більша величина I . Осьовий момент інерції в першому наближенні (з похибкою до 20%) може оцінюватися за емпіричною формулою

$$I = \frac{\pi(D_y - \delta)^3 \delta}{8} \quad (17)$$

де D_y – діаметр умовного проходу гнучкого трубопроводу, м; δ – товщина стінки гнучкого трубопроводу в ненавантаженому стані, м.

При згинанні у кожному поперечному перерізі гнучкого трубопроводу будуть змінюватися кільцеві напруги. Якщо всередині труби тиск потоку становить величину P то початкове значення таких кільцевих напружень можна оцінити за виразом

$$\sigma_{xy} = \frac{P(D_n - 2\delta)}{2\delta} \quad (18)$$

Якість роботи гнучкого трубопроводу може оцінюватися за допомогою коефіцієнта надійності. Він дозволяє враховувати набір всіх критеріїв, що призводять до виходу з ладу робочої поверхні трубопроводу під час його експлуатації. Чим вище значення коефіцієнта надійності, тим якісніше експлуатується труба.

Висновки.

Коливання, що виникають при відриві вихорів, завжди носять локальний характер і можуть не поширюватися на всю довжину трубопроводу. Тому синхронізація частоти зриву вихорів на конкретній ділянці труби з власною частотою її коливань носить тільки локальний місцевий характер.

Зменшення діаметра труби призводить до падіння частоти коливання труби, оскільки ті самі частоти відриву вихорів будуть спостерігатися при значно більших швидкостях потоку, що натікає. Залежність частоти відриву вихорів від швидкості потоку, що набігає на гнучкий циліндричний трубопровід, апроксимується лінійним законом.

Власні частоти коливань гнучких трубопроводів під час їх експлуатації під водою безпосередньо визначаються довжинами підвод-

них ділянок. Їх чисельні значення діапазонах довжин від 40 до 120 метрів відповідають інтервалу частот від 0.05 до 1.32 Гц, причому меншим довжинам відповідають більші значення частот коливань і навпаки.

Якість роботи гнучкого трубопроводу може оцінюватися за допомогою коефіцієнта надійності, який враховує всі критерії, що призводять до виходу з експлуатації робочої поверхні трубопроводу. Чим нижче його значення, тим якісніше експлуатується труба.

ЛІТЕРАТУРА

1. Халатов А.А. Теорія і практика закручених потоків / А.А. Халатов. – Київ: Наук. думка, 1989. – 302 с.
2. Ерманюк Е. В. Динамічні характеристики циліндричних тіл, що коливаються в лінійно стратифікованій рідині. / Е.В. Ерманюк, Н.В. Гаврилов // Розрахункові Технології. 2001. Т.6. Ч.2. с. 283–289.
3. Kosaki H., Yabuno H. (2012). Stabilization of Self-Excited Oscillation in a Flexible Fluid-Conveying-Pipe by Position Feedback Control. 24th Conference on Mechanical Vibration and Noise, 12 Aug 2012, Volume 1: Parts A and B.
4. Williamson, C.H.K. Vortex dynamics in the wake // Annu. Rev. Fluid Mech., 1996, No 28, P. 477-539.
5. Bruschi R., Vitali L., Marchionni L., Parrella A., Mancini A. (2015). Pipe technology and installation equipment for frontier deep water projects. Ocean Engineering, Volume 108, November 2015, pp. 369–392.
6. Малахов А. В. Гидромеханика ограниченных потоков. – Одесса: Астропринт, 1999. – 204 с.