

УДК 53.088.3; 53.088.7

О. Ю. Олійник<sup>1</sup>, Ю. К. Тараненко<sup>2</sup>

# ПОБУДОВА І АНАЛІЗ КОМП'ЮТЕРНИХ МОДЕЛЕЙ РЕЗОНАТОРІВ ЄМНОСТЕЙ ТЕХНОЛОГІЧНИХ АПАРАТІВ ВІЗУАЛЬНИМИ ЗАСОБАМИ PYTHON

1 – Коледж радіоелектроніки, Дніпро

2 – Приватне підприємство «Лікопак», Дніпро

**Анотація.** Дослідження нелінійних коливань і процесів в апаратах, що відбуваються під впливом складних коливань, викликають значні математичні труднощі. Сильні нелінійні коливання можуть істотно інтенсифікувати технологічні процеси або ж обумовлювати руйнування елементів конструкцій. Тому проблема використання коливальної енергії, що виникає в технологічних апаратах природним шляхом, назрівала тривалий час і у проєктувальників обладнання, і у технологів виробництва.

Запропоновано комп'ютерну модель на основі диференціального рівняння для визначення частот і форм згинальних коливань трубчастого резонатора. Застосування моделі дозволяє візуалізувати форми і частоту коливань для резонатора у вигляді циліндричної частини технологічного апарату будь-якого розміру. При цьому враховується товщина стінок, зовнішній і внутрішній діаметр ємності апарату, його довжина. Модель враховує тип кріплення ємності з варіацією жорсткості опори.

Відмінною особливістю отриманої моделі є те, що вперше використаний підхід до розв'язування диференціального рівняння ємності не шляхом отримання чисельного рішення, а отримання аналітичного виразу для кожної форми коливання з наступною візуалізацією засобами Python.

**Ключові слова:** резонатор, коливання, амплітуда, частота, ємність.

**Аннотация.** Исследование нелинейных колебаний и процессов в аппаратах, которые происходят под влиянием возмущающих воздействий, представляет значительные математические трудности. Возникающие сильные нелинейные колебания могут существенно интенсифицировать технологические процессы или же обуславливать разрушения элементов конструкций. Поэтому задача использование колебательной энергии, которая возникает в технологических аппаратах естественным методом назревала длительное время и у проектировщиков оборудования, и технологических производств.

Предложено компьютерная модель на основе дифференциальных уравнений для определения частот и форм выгибных колебаний трубчатого резонатора. Применение модели позволяет визуализировать формы и частоту колебания для резонатора в виде цилиндрической части технологического аппарата любого размера. При этом учитывается толщина стенок, внешний и внутренний диаметр емкости аппарата, его длина. Модель учитывает тип крепления емкости с вариацией жесткости опоры.

Отличительной особенностью полученной модели является впервые использование подхода к решению дифференциального уравнения емкости не путем получения численного решения, а использование подхода, что включает получение аналитического выражения для каждой формы колебания с последующей визуализацией средствами Python.

**Ключевые слова:** резонатор, колебания, амплитуда, частота, емкость.

**Abstract.** The study of nonlinear oscillations and processes in apparatuses that occur under the influence of complex oscillations presents significant mathematical difficulties. The arising strong nonlinear oscillations can significantly intensify technological processes or cause the destruction of structural elements. Therefore, the problem of using the vibrational energy arising in technological devices naturally matured for a long time both for equipment designers and production technologists.

A computer model based on a differential equation for determining the frequencies and forms of bending vibrations of a tubular resonator is proposed. The use of the model makes it possible to visualize the modes and frequency of oscillations for a resonator in the form of a cylindrical part of a technological apparatus of any size. This takes into account the thickness of the walls, the outer and inner diameter of the vessel of the apparatus, and its length. The model takes into account the type of tank fastening with variation in the support stiffness.

A distinctive feature of the resulting model is that for the first time an approach was used to solve the differential equation of capacity not by obtaining a numerical solution, but an approach was used that includes obtaining an analytical expression for each waveform with subsequent visualization using Python.

**Keywords:** resonator, oscillations, amplitude, frequency, capacitance.

**DOI:** <https://doi.org/10.31649/1999-9941-2021-50-1-105-114>.

## Вступ

У технологічному обладнанні (барботажні колони, апарати зануреного горіння, скрубера і т.д.) можуть виникати сильні нелінійні коливання, обумовлені турбулізацією потоків, природними барботажними процесами в середині резервуарів апаратів. Проведені дослідження свідчать, що такі об'єкти мають складну структуру і не можуть бути адекватно описані лінійними моделями [1].

Разом з тим, дані [2,3] дозволяють говорити про те, що цю коливальну енергію можна було б використовувати для інтенсифікації технологічних процесів (наприклад, підвищувати теплонапруженість топкових камер (як це відбувається в камерах вібраційного горіння), покращувати тепло- і масообмін, знижувати гідравлічний опір) [4].

Однак, дослідження таких нелінійних коливань і процесів в апаратах, що відбуваються під впливом таких складних коливань, представляє значні математичні труднощі. Дані, отримані в роботах [3, 5] свідчать про наявність зворотного зв'язку між коливаннями параметрів газу і теплоносія, що призводить до того, що коливання середовища в апараті самозбуджуються [3].

У ряді робіт [6-9] були отримані залежності амплітуди коливань середовища в технологічних апаратах від параметрів середовища (тиску або густини), але дослідження носять вузько направлений характер, отримані моделі для конкретних апаратів з урахуванням їх індивідуальних розмірів конструкцій,

типу кріплення опори, характеристик середовища всередині. Універсальні алгоритми для розрахунку коливальних характеристик різних апаратів не наводилися.

Тому сьогодні найбільш поширеним підходом до контролю коливань технологічних апаратів є вимір вібрацій обладнання з подальшим застосуванням демпфуючих пристроїв [10]. Інтенсифікують впливу при цьому здійснюються різними способами (механічний, акустичний, електромагнітний і т. д.) за рахунок підведення додаткової енергії [11-12].

Таким чином, розробка математичного апарату і отримання математичних моделей, що дозволяють чисельно оцінити коливальні характеристики апаратів з урахуванням різних конструктивних рішень по їх кріпленню, є актуальним напрямком досліджень, а розробка комп'ютерної моделі для вирішення поставленого завдання дозволить враховувати можливі коливальні процеси і використовувати цю енергію для інтенсифікації технологічних процесів.

### Аналіз літературних даних

Питання використання коливальної енергії, яка виникає в технологічних апаратах природним шляхом неодноразово досліджувалось розробниками обладнання і технологами виробництв [4, 5, 6]. Разом з тим, основні напрямки досліджень були спрямовані на мінімізацію цих впливів шляхом застосування різних демпфуючих пристроїв [7, 8].

У ряді робіт була досліджена віброакустичне навантаження трубопроводів, показані різні типи компоновки залежно від довжини трубопроводів [8]. Відсутність обліку в отриманих моделях впливу конструкційних характеристик трубопроводів (товщини стінки, діаметра перетину) і параметрів технологічного середовища всередині унеможливило застосування результатів досліджень для технологічних апаратів. Крім того, більшість моделей розрахунку віброакустичного навантаження трубопроводів засновані на диференціальному рівнянні коливання балки, що робить результати розрахунків занадто приблизними.

У роботах [8,9] розроблені теоретичні основи віброчастотного методу контролю ефективності роботи технологічного апарату і устрій автоколивальної системи. У дослідженнях використовували роторно-імпульсний апарат, тому отриманих математичні моделі неможливо використовувати при контролі коливальних процесів, які обумовлені турбулізацією потоків, природними барботажними процесами в середині резервуарів апаратів. Крім того не враховувалися типи кріплення апаратів і різні варіанти жорсткості опор кріплення. Основні типи кріплення розглянуті в численних джерелах [10-14].

Вплив типу компоновок кріплень на віброакустичне навантаження вивчалось в ряді робіт з використанням коливань балки [4, 15]. Однак роботи так само присвячені побудові моделей віброакустичного навантаження без урахування геометричних розмірів труб, товщини стінок і щільності матеріалу.

Авторами були проведені дослідження, які підтверджують наявність взаємозв'язку взаємодії вібраційного поля резонатора, в якості якого була використана частина технологічного апарату (труби) з контрольованим середовищем різної густини. Встановлена наявність залежності зміни частоти або амплітуди власних коливань ємності апарату від параметрів середовища всередині в апараті. Конструктивні параметри ємностей, матеріал підбиралися експериментальним шляхом.

Відсутність розробленого математичного апарату, комп'ютерної моделі для розрахунку і аналізу форм і частот коливань ємностей апаратів з урахуванням типу кріплення ускладнює розрахунок та облік природних коливальних процесів на стадії проектування обладнання. Для ефективного контролю необхідний точний розрахунок частот і форми коливань ділянок трубопроводу між кріпленнями з урахуванням їх розташування і жорсткості опор, що дозволить контролювати місця максимальних напружень і відповідно здійснювати ліквідацію аварійних ситуацій, що особливо важливо при перекачуванні легкозаймистих і сильно токсичних рідин. Отримання таких моделей і їх програмна реалізація стане затребуваним продуктом у конструкторів технологічного обладнання, дозволить вирішити проблему достовірного контролю технологічних параметрів всередині обладнання шляхом визначення параметрів частот і форм коливань середовища.

### Мета

Метою даної роботи є розробка комп'ютерної моделі аналізу форм і частот коливань резонаторів в якості яких використовуються ємності технологічних апаратів з різними типами кріплення апаратів з використанням візуальних засобів Python.

### Розробка комп'ютерної моделі резонаторів з використанням візуального програмування Python

В основу моделі покладено диференціальне рівняння, яке було застосоване в роботах для визначення частот і форм згинних коливань трубчатого резонатора густиноміру [11-12]. Застосуємо це рівняння для визначення частот і форм згинальних коливань резонуючої ємності технологічного апарату:

$$EL \frac{d^4 y}{dx^4} + (m_m + m_p) \frac{d^2 y}{dt^2} = 0, \quad (1)$$

де  $EI$  – жорсткість при згинанні в площині коливань;  $E$  – модуль пружності матеріалу резонуючої ємності;  $I$  – статичний момент інерції поперечного перерізу ємності щодо осі коливань;  $m_m, m_p$  – маса одиниці довжини ємності і рідинної суміші всередині апарату відповідно;  $y$  – відхилення осі ємності як функція часу  $t$  і координати  $x$  вздовж осі трубки.

Розв'язок рівняння (1) будемо шукати у вигляді виразу, що визначає форму коливань резонуючої ємності:

$$y = A \sin(kx) + B \cos(kx) + C \sinh(kx) + D \cosh(kx), \quad (2)$$

де  $y$  – форма коливань, відхилення точок вісі резонуючої ємності від вертикальної вісі;  $A, B, C, D$  – коефіцієнти, які визначаються умовами закріплення кінців резонуючої ємності технологічного апарату;

$$k = \sqrt[4]{\frac{m p^2}{EI}} \quad \text{чи} \quad f = \frac{k^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{m}}.$$

Розв'язання диференціального рівняння (1) знайдемо не з використанням класичного чисельного рішення, а застосуємо підхід, що включає отримання аналітичного виразу для кожної форми коливання.

При виборі крайових умов, які визначаються способом закріплення торців ємності, використовуємо загальноприйнятий підхід, відомий з [13]:

$$l \sqrt{\frac{3(1-\nu^2)}{(a h_0)^2}} > 3. \quad (3)$$

де  $\nu$  – коефіцієнт Пуасона,  $l$  – довжина ємності апарату,  $h_0$  – товщина стінки,  $a$  – радіус перетину ємності.

Якщо відношення (3) виконується, то циліндр вважається довгим і вплив крайових умов має тільки місцевий характер, мало впливає на частоту коливань основної форми. Помилка, обумовлена таким припущенням в результаті розрахунку частоти коливань ємності, не має впливу, оскільки завжди для побудови градуовальної характеристики слід з високою точністю експериментально визначати початкову частоту коливань резонатора [13].

Крайові умови закріплення апаратів вибираються відповідно до існуючих умов закріплення, згідно [11]. На рис. 1 представлені розрахункові схеми компонування кріплень з урахуванням типу опор. Жорсткість опор задається при виборі компоновки.

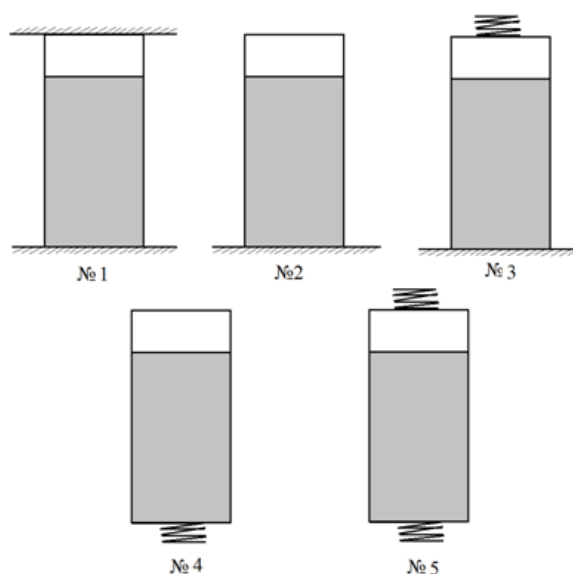


Рисунок 1 – Розрахункові схеми кріплення технологічних апаратів одним кінцем (кріплення 1, 4) і двома кінцями (кріплення 2, 3, 5)

При вільному кінці резонуючої ємності (тип кріплення №1, №4) сила і згинальний момент дорівнюють нулю:  $y'' = y''' = 0$ ; при жорсткому закладанні решт резонуючій ємності (тип кріплення №1, №2,

№ 3) – прогин і кут повороту дорівнюють нулю:  $y = y' = 0$ ; при пружно закріпленому кінці резонатора, вигинає момент дорівнює нулю, а поперечна сила дорівнює реакції пружного закріплення:  $y = y' = 0$  [12].

Лістинг підпрограм розрахунку коефіцієнтів A, B, C, D по крайовим умовам закріплення кінців резонуючій ємності наведено в табл. 1.

Розраховуються значення коефіцієнта k для перших трьох форм коливань (розрахунки форм коливань вище третьої не мають практичного застосування, оскільки в цьому випадку сильно ускладнюється система збудження коливань резонатора). Для демонстрації можливостей комп'ютерної моделі для обраної розрахункової схеми (рис. 1) визначені коефіцієнти трьох форм коливань (табл. 1).

Таблиця 1– Розрахунок коефіцієнтів k для перших трьох форм коливань

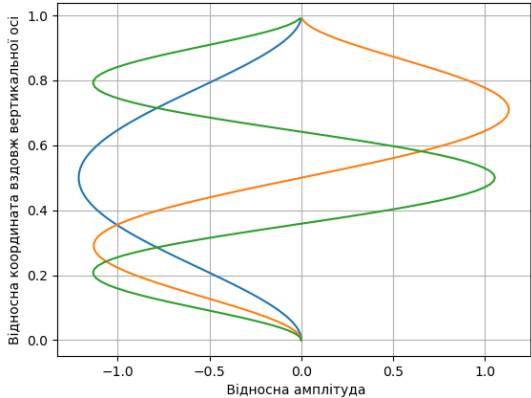
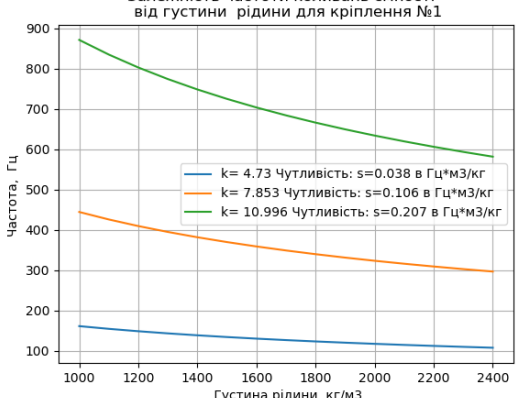
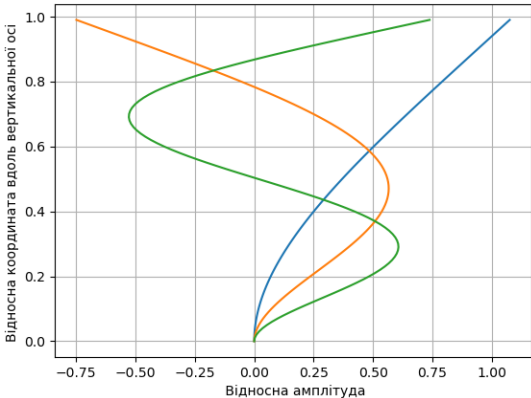
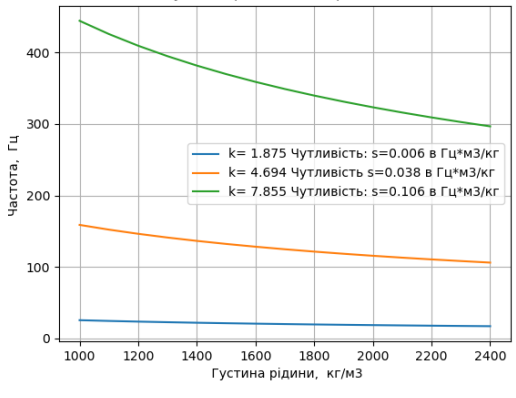
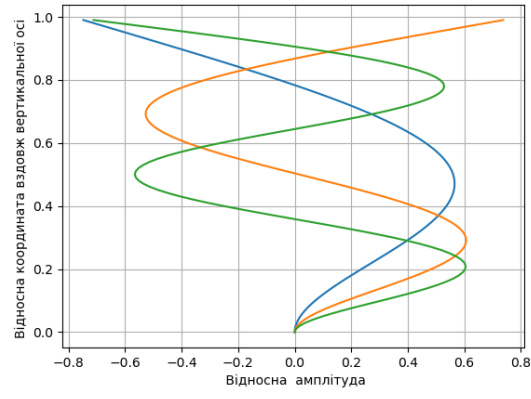
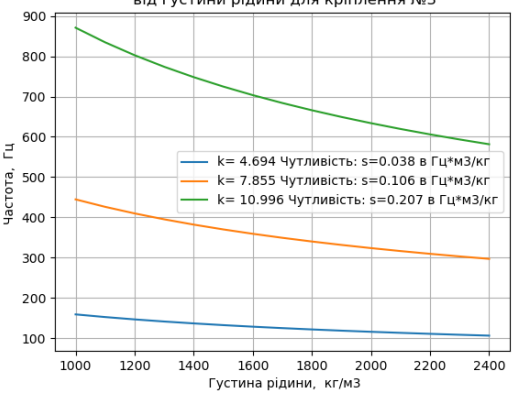
| Тип кріплення № | Підпрограма розрахунку коефіцієнтів A, B, C, D по крайовим умовам кріплення кінців резонуючої ємності   | Значення коефіцієнтів k |             |             |
|-----------------|---|-------------------------|-------------|-------------|
|                 |   | Перша форма             | Друга форма | Третя форма |
| 1               | <pre> var('k x A B C D') def S(k,x):     return (cosh(k*x)+cos(k*x))/2 def T(k,x):     return (sinh(k*x)+sin(k*x))/2 def U(k,x):     return (cosh(k*x)-cos(k*x))/2 def V(k,x):     return (sinh(k*x)-sin(k*x))/2 def y(x):     return A*S(k,x)+B*T(k,x)+C*U(k,x)+D*V(k,x)  #Крайова умова y(0)=0 p1=y(x).subs(x,0) res= solve([p1],A) A=res[A]  #Крайова умова y(l)=0 p2=y(x).subs(x,l) res= solve([p2],C) C= factor(res[C],B,D)  #Крайова умова dy(0)/dx=0 p3=y(x).diff(x,1).subs(x,0) p3= factor(p3,B,D) # Коефіцієнти при невідомих B,D перша система a1=p3.diff(B,1) b1=p3.diff(D,1)  #Крайова умова dy(l)/dx=0 p4=y(x).diff(x,1).subs(x,l) p4= factor(p4,B,D) # Коефіцієнти при невідомих B,D друга система a2=p4.diff(B,1) b2=p4.diff(D,1)  def f(kk):#Визначник системи     return (a1*b2-b1*a2).subs(k,kk) </pre> | 4.73                    | 7.853       | 10.996      |

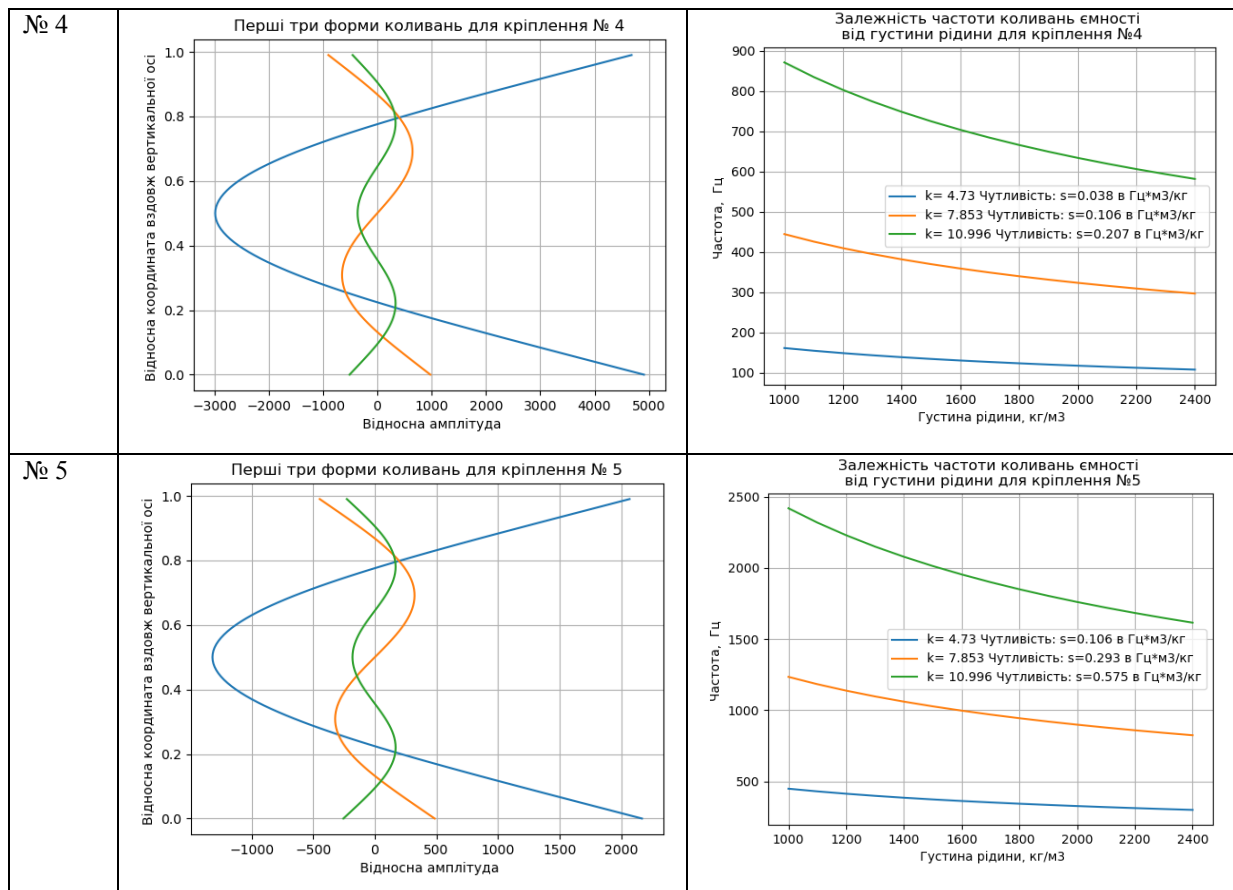
|   |  |       |       |        |
|---|--|-------|-------|--------|
| 2 | <pre> var('k x A B C D') def S(k,x):     return (cosh(k*x)+cos(k*x))/2 def T(k,x):     return (sinh(k*x)+sin(k*x))/2 def U(k,x):     return (cosh(k*x)-cos(k*x))/2 def V(k,x):     return (sinh(k*x)-sin(k*x))/2 def y(x):     return A*S(k,x)+B*T(k,x)+C*U(k,x)+D*V(k,x)  #Крайова умова y(0)=0 p1=y(x).subs(x,0) res= solve([p1],A) A=res[A] #Крайова умова dy2(l)/dx2=0 p2=y(x).diff(x,2).subs(x,l) res= solve([p2],C) C=factor(res[C],B,D) #Крайова умова dy(0)/dx=0 p3=y(x).diff(x,1).subs(x,0) p3=factor(p3,B,D) # Коефіцієнти при невідомих B,D перша система a1=p3.diff(B,1) b1=p3.diff(D,1) #Крайова умова dy3(l)/dx3=0 p4=y(x).diff(x,3).subs(x,l) p4=factor(p4,B,D) # Коефіцієнти при невідомих B,D друга система a2=p4.diff(B,1) b2=p4.diff(D,1) def f(kk):#Визначник системи </pre>                               | 1.875 | 4.694 | 7.855  |
| 3 | <pre> var('k x A B C D') def S(k,x):     return (cosh(k*x)+cos(k*x))/2 def T(k,x):     return (sinh(k*x)+sin(k*x))/2 def U(k,x):     return (cosh(k*x)-cos(k*x))/2 def V(k,x):     return (sinh(k*x)-sin(k*x))/2 def y(x):     return A*S(k,x)+B*T(k,x)+C*U(k,x)+D*V(k,x)  #Крайова умова y(0)=0 p1=y(x).subs(x,0) res= solve([p1],A) A=res[A] #Крайова умова dy2(l)/dx2=0 p2=y(x).diff(x,2).subs(x,l) res= solve([p2],C) C=factor(res[C],B,D) #Крайова умова dy(0)/dx=0 p3=y(x).diff(x,1).subs(x,0) p3=factor(p3,B,D) # Коефіцієнти при невідомих B,D перша система a1=p3.diff(B,1) b1=p3.diff(D,1) #Крайова умова dy3(l)/dx3-(c/EJ)*y(l) p4=y(x).diff(x,3).subs(x,l)-c*y(x).subs(x,l)/EJ p4=factor(p4,B,D) # Коефіцієнти при невідомих B,D друга система a2=p4.diff(B,1) b2=p4.diff(D,1) def f(kk):#Визначник системи </pre> | 4.694 | 7.855 | 10.996 |

|   |   |      |       |        |
|---|---|------|-------|--------|
| 4 | <pre> var('k x A B C D') def S(k,x):     return (cosh(k*x)+cos(k*x))/2 def T(k,x):     return (sinh(k*x)+sin(k*x))/2 def U(k,x):     return (cosh(k*x)-cos(k*x))/2 def V(k,x):     return (sinh(k*x)-sin(k*x))/2 def y(x):     return A*S(k,x)+B*T(k,x)+C*U(k,x)+D*V(k,x)  #Крайова умова dy2(0)/dx2=0 p1=y(x).diff(x,2).subs(x,0) res= solve([p1],C) C=res[C] #Крайова умова y(l)=0 p2=y(x).diff(x,2).subs(x,l) res= solve([p2],A) A=factor(res[A],B,D) #Крайова умова dy3(0)/dx3-(c/EJ)*y(0)=0dy(0)/dx=0 p3=y(x).diff(x,3).subs(x,0)-c*y(x).subs(x,0)/EJ p3=factor(p3,B,D) # Коефіцієнти при невідомих B,D перша система a1=p3.diff(B,1) b1=p3.diff(D,1) #Крайова умова dy(l)/dx= p4=y(x).diff(x,3).subs(x,l) p4=factor(p4,B,D) # Коефіцієнти при невідомих B,D друга система a2=p4.diff(B,1) b2=p4.diff(D,1) def f(kk):#Визначник системи </pre>   | 4.73 | 7.853 | 10.996 |
| 5 | <pre> var('k x A B C D ') def S(k,x):     return (cosh(k*x)+cos(k*x))/2 def T(k,x):     return (sinh(k*x)+sin(k*x))/2 def U(k,x):     return (cosh(k*x)-cos(k*x))/2 def V(k,x):     return (sinh(k*x)-sin(k*x))/2 def y(x):     return A*S(k,x)+B*T(k,x)+C*U(k,x)+D*V(k,x)  #Крайова умова dy2(0)/dx2=0 p1=(y(x).diff(x,2).subs(x,0)) res= solve([p1],C) C=res[C] #Крайова умова dy2(l)/dx2=0 p2=y(x).diff(x,2).subs(x,l) p2=factor(p2,A,B,D) res= solve([p2],A) A=factor(res[A],B,D) # Крайова умова dy3(0)/dx3-c1*y(0)/EJ=0 p3=(y(x).diff(x,3).subs(x,0))-c1*y(x).subs(x,0)/EJ p3=factor(p3,B,D) # Коефіцієнти при невідомих B, D перша система a1=p3.diff(B,1) b1=p3.diff(D,1) # Граничное условие dy3(l)/dx3-c2*y(l)/EJ=0 p4=(y(x).diff(x,3).subs(x,l))-c2*y(l).subs(x,0)/EJ p4=factor(p4,B,D) # Коефіцієнти при невідомих B, D перша система a2=p4.diff(B,1) b2=p4.diff(D,1) def f(kk):#Визначник системи </pre> | 4.73 | 7.853 | 10.996 |

Після визначення коефіцієнтів для перших трьох форм коливань формується візуалізація отриманого аналітичного виразу форми коливань з побудовою графіка перших трьох форм згинальних коливань осевої лінії резонатора для обраної схеми кріплення (табл.2). Програмно визначається так само час розрахунку, однак оскільки він залежить від технічних характеристик ПК, дані не представлені.

Таблиця 2 – Візуалізація форм і частоти коливань резонатора для обраної розрахункової схеми кріплення

| Тип кріплення | Графік розрахунку форм коливань резонатора  | Вид залежності частоти коливань ємності від густини рідини  |
|---------------|---|---|
| № 1           | <p>Перші три форми коливань для кріплення № 1</p>    | <p>Залежність частоти коливань ємності від густини рідини для кріплення №1</p>  <p>— <math>k = 4.73</math> Чутливість: <math>s = 0.038</math> в <math>\text{Гц} \cdot \text{м}^3/\text{кг}</math><br/> — <math>k = 7.853</math> Чутливість: <math>s = 0.106</math> в <math>\text{Гц} \cdot \text{м}^3/\text{кг}</math><br/> — <math>k = 10.996</math> Чутливість: <math>s = 0.207</math> в <math>\text{Гц} \cdot \text{м}^3/\text{кг}</math></p>    |
| № 2           | <p>Перші три форми коливань для кріплення № 2</p>   | <p>Залежність частоти коливань ємності від густини рідини для кріплення №2</p>  <p>— <math>k = 1.875</math> Чутливість: <math>s = 0.006</math> в <math>\text{Гц} \cdot \text{м}^3/\text{кг}</math><br/> — <math>k = 4.694</math> Чутливість: <math>s = 0.038</math> в <math>\text{Гц} \cdot \text{м}^3/\text{кг}</math><br/> — <math>k = 7.855</math> Чутливість: <math>s = 0.106</math> в <math>\text{Гц} \cdot \text{м}^3/\text{кг}</math></p>   |
| № 3           | <p>Перші три форми коливань для кріплення № 3</p>  | <p>Залежність частоти коливань ємності від густини рідини для кріплення №3</p>  <p>— <math>k = 4.694</math> Чутливість: <math>s = 0.038</math> в <math>\text{Гц} \cdot \text{м}^3/\text{кг}</math><br/> — <math>k = 7.855</math> Чутливість: <math>s = 0.106</math> в <math>\text{Гц} \cdot \text{м}^3/\text{кг}</math><br/> — <math>k = 10.996</math> Чутливість: <math>s = 0.207</math> в <math>\text{Гц} \cdot \text{м}^3/\text{кг}</math></p> |



Розроблена комп'ютерна модель дозволяє візуалізувати форми і частоту коливань для резонатора у вигляді циліндричної частини технологічного апарату будь-якого розміру з урахуванням товщини стінок, зовнішнього і внутрішнього діаметра ємності, її довжини. Розрахунок виконаний для кожного типу кріплення розрахункової схеми із зазначенням конкретної жорсткості опори.

Відмінною особливістю отриманої моделі є те, що вперше використаний підхід до вирішення диференціального рівняння ємності не шляхом отримання чисельного рішення, а використаний підхід, що включає отримання аналітичного виразу для кожної форми коливання з подальшою візуалізацією засобами Python.

### Висновки

1. Розроблено комп'ютерну модель аналізу форм і частот коливань резонаторів в якості яких використовуються ємності технологічних апаратів з різними типами кріплення апаратів з використанням візуальних засобів Python. Модель застосовується з метою вибору оптимальної системи кріплення технологічних апаратів

2. Аналіз форм і частот коливань резонаторів з метою вибору оптимальної системи кріплення показав, що максимальна частота коливань у резонуючій ємності буде при типі кріплення №5 (два кінця закріплені пружно). Максимальна амплітуда при типі кріплення №4 (один кінець закріплений пружно). Для підвищення ефективності та інтенсифікації технологічних процесів в рідинній середовищі всередині апарату доцільно використовувати тип кріплення №5. У той же час, на практиці частіше за все використовують другий тип кріплення, який характеризується найменшою частотою коливання резонуючій рідини, що помітно може зменшити ефективність процесу.

3. Точний розрахунок частот і форми коливань резервуарів технологічних апаратів з урахуванням жорсткості (піддатливості) опор кріплення дозволить контролювати місця максимальних напружень і відповідно здійснювати ліквідацію аварійних ситуацій, що особливо важливо при перекачуванні легкозаймистих і сильно токсичних рідин в хімічній промисловості.

### Список літератури

- [1] T. Ikeda, T. Hirayama, N. Nakagawa, «Nonlinear Vibrations of a Structure Caused by Water Sloshing in a Cylindrical Tank (Special Issue on Nonlinear Dynamics)», *JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing*, vol. 41, no. 3, pp. 639-651, 1998.



- [2] T. Ikeda, S. Murakami, «Nonlinear vibrations of elastic structures containing a cylindrical liquid tank under vertical excitation», *Journal of System Design and Dynamics*, vol. 2, no. 3, pp. 822-836, 2008.
  - [3] A. Maekawa, M. Suzuki, K. Fujita, «Nonlinear Vibration Response of a Cylindrical Water Storage Tank Caused by Coupling Effect Between Beam-Type Vibration and Oval-Type Vibration: Part 1—Vibration Experiment», in *ASME 2006 Pressure Vessels and Piping/ICPVT-11 Conference*, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, pp. 329–338, 2006.
  - [4] Д. Н. Самойленко, «Обзор аппаратов и технологических методов для интенсификации массопереноса антоцианов при производстве красных сухих вин», *Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Процессы и аппараты пищевых производств*, № 1, с. 191–199, 2011.
  - [5] В. Н. Хмелев, Д. Ю. Матыцин, Р. В. Барсуков, «Оптимизация энергообеспечения ультразвуковых технологических аппаратов», *Технологическая системотехника-2003: Материалы Второй международной электронной научно-технической конференции*, Тульский государственный университет, 2003.
  - [6] П. П. Иванов, М. А. Халтурин, «Использование аппарата с вибрационной насадкой непрерывного действия для получения экстракта из замороженных плодов рябины красной», *Пищевая промышленность*, № 5, с. 38–41, 2015.
  - [7] О. Ю. Олійник, «Віброчастотний метод контролю густини в умовах вібрації», *Метрологія та прилади контролю якості*, № 2 (43), с. 41–46, 2020.
  - [8] A. Prokofiev, G. Makariyants, E. Shakhmatov, «Modeling of pipeline vibration under the pressure ripples in the working fluid», *17th International Congress on Sound and Vibration, ICSV*, pp. 1142-1149, 2010.
  - [9] О. Ю. Олейник, Ю. К. Тараненко, «Математическая модель вибрационного сенсора динамической вязкости», *Український метрологічний журнал*, № 4, с. 34–39, 2017.
  - [10] И. Е. Ишемгузин, «Демпфирование параметрических колебаний трубопровода», *Сетевое издание «Нефтегазовое дело»*, № 3, с. 84–93, 2011.
  - [11] Д. Ф. Баляков, «Модели демпфирования механических колебаний», *Решетневские чтения*, т. 2, № 20, 2016.
  - [12] Y. K. Taranenko, O.Y. Oliynyk, «Multifunctional vibration frequency transducer with cylindrical resonator», *Measurement Techniques*, vol. 61, no. 7, pp. 41–46, 2018.
  - [13] А. Б. Прокофьев, «Расчет собственных частот и форм колебаний трубопроводов с помощью программного комплекса», *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*, т. 1, №2, 1999.
  - [14] В. А. Рукавишников, О. П. Ткаченко, «Численное и асимптотическое решение уравнений распространения гидроупругих колебаний в изогнутом трубопроводе», *Прикладная механика и техническая физика*, т. 41, № 6, с. 161–169, 2000.
  - [15] O. Oliynyk, Yu. Taranenko, A. Shvachka, O. Chorna, «Development of auto-oscillating system of vibration frequency sensors with mechanical resonator», *Eastern-European journal of enterprise technologies*, vol. 85, pp. 56–60, 2017.
  - [16] В. Л. Бидерман, *Теория механических колебаний*. Москва, Россия: Высшая школа, 1980.
  - [17] И. М. Бабаков, *Теория колебаний*. Москва, Россия: Наука, 1968.
  - [18] Ю. П. Жуков. *Вибрационные плотномеры*. Россия: Энергоатомиздат, 1991.
- Стаття надійшла: 20.02.2021.

#### References

- [1] T. Ikeda, T. Hirayama, N. Nakagawa, «Nonlinear Vibrations of a Structure Caused by Water Sloshing in a Cylindrical Tank (Special Issue on Nonlinear Dynamics)», *JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing*, vol. 41, no. 3, pp. 639–651, 1998.
- [2] T. Ikeda, S. Murakami, «Nonlinear vibrations of elastic structures containing a cylindrical liquid tank under vertical excitation», *Journal of System Design and Dynamics*, vol. 2, no. 3, pp. 822-836, 2008.
- [3] A. Maekawa, M. Suzuki, K. Fujita, «Nonlinear Vibration Response of a Cylindrical Water Storage Tank Caused by Coupling Effect Between Beam-Type Vibration and Oval-Type Vibration: Part 1 – Vibration Experiment», in *ASME 2006 Pressure Vessels and Piping/ICPVT-11 Conference*, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, pp. 329–338, 2006.
- [4] D. N. Samoylenko, «Obzor apparatov i tekhnologicheskikh metodov dlya intensifikatsii massoperenosa antotsianov pri proizvodstve krasnykh sukhikh vin», *Nauchnyy zhurnal NIUITMO. Seriya: Protessy i apparaty pishchevykh proizvodstv*, № 1, s. 191–199, 2011.
- [5] V. N. Khmelev, D. YU. Matytsin, R. V. Barsukov, «Optimizatsiya energoobespecheniya ul'trazvukovykh tekhnologicheskikh apparatov», *Tekhnologicheskaya sistemotekhnika-2003: materialy Vtoroy mezhdunarodnoy elektronnoy nauchno-tekhnikeskoy konferentsii*, Tul'skiy gosudarstvennyy universitet, 2003.

- [6] P. P. Ivanov, M. A. Khalturin, «Ispol'zovaniye apparata s vibratsionnoy nasadkoy nepreryvnogo deystviya dlya polucheniya ekstrakta iz zamorozhennykh plodov ryabiny krasnoy», *Pishchevaya promyshlennost'*, № 5, s. 38–41, 2015.
- [7] O. YU. Oliynik, «Vibrochastotnyy metod kontrolyu gustini v umovakh vibratsii», *Metrologiya ta pri-ladi kontrolyu yakosti*, № 2 (43), s. 41–46, 2020.
- [8] A. Prokofiev, G. Makariyants, E. Shakhmatov, «Modeling of pipeline vibration under the pressure ripples in the working fluid», *17th International Congress on Sound and Vibration, ICSV*, pp. 1142–1149, 2010.
- [9] O. YU. Oleynik, YU. K. Taranenko, «Matematicheskaya model' vibratsionnogo sensora dinamich-eskoy vyazkosti», *Ukrains'kiy metrologichnyi zhurnal*, № 4, s. 34–39, 2017.
- [10] Ye. Ishemguzhin, «Dempfirovaniye parametricheskikh kolebaniy truboprovoda», *Setevoye izdaniye «Neftegazovoye delo»*, № 3, s. 84–93, 2011.
- [11] D. F. Balyakov, «Modeli dempfirovaniya mekhanicheskikh kolebaniy», *Reshetnevskiy chteniye*, t. 2, № 20, 2016.
- [12] Y. K. Taranenko, O.Y. Oliynyk, «Multifunctional vibration frequency transducer with cylindrical res-onator», *Measurement Techniques*, vol. 61, no. 7, pp. 41–46, 2018.
- [13] A. B. Prokof'yev, «Raschet sobstvennykh chastot i form kolebaniy truboprovodov s pomoshch'yu programmnoy kompleksa», *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk*, t. 1, № 2, 1999.
- [14] V. A. Rukavishnikov, O. P. Tkachenko, «Chislennoye i asimptoticheskoye resheniye uravneniy rasprostraneniya gidrouprugikh kolebaniy v izognutom truboprovode», *Prikladnaya mekhanika i tekhnicheskaya fizika*, t. 41, № 6, s. 161–169, 2000.
- [15] O. Oliynyk, Yu. Taranenko, A. Shvachka, O. Chorna, «Development of auto-oscillating system of vi-bration frequency sensors with mechanical resonator», *Eastern-European journal of enterprise tech-nologies*, vol. 85, pp. 56–60, 2017.
- [16] V. L. Biderman, *Teoriya mekhanicheskikh kolebaniy*. Moskva, Rossija: Vysshaya shkola, 1980.
- [17] M. Babakov, *Teoriya kolebaniy*. Moskva, Rossija: Nauka, 1968.
- [18] YU. P. Zhukov, *Vibratsionnyye plotnomery*. Rossija: Energoatomizdat, 1991.

**Відомості про авторів**

**Олійник Ольга Юрївна** – кандидат технічних наук, доцент.

**Тараненко Юрій Карлович** – доктор технічних наук, професор.

О. Ю. Олейник<sup>1</sup>, Ю. К. Тараненко<sup>2</sup>

**ПОСТРОЕНИЕ И АНАЛИЗ КОМПЬЮТЕРНЫХ МОДЕЛЕЙ  
РЕЗОНАТОРОВ ЕМКОСТЕЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ  
АППАРАТОВ ВИЗУАЛЬНЫМИ СРЕДСТВАМИ PYTHON**

1 – Колледж радіоелектроніки, Дніпр

2 – Часное підприємство «Лікопак», Дніпр

O. Yu. Oleinik<sup>1</sup>, Yu. K. Taranenko<sup>2</sup>

**CONSTRUCTION AND ANALYSIS OF COMPUTER MODELS  
OF RESONATORS OF CAPACITIES OF TECHNOLOGICAL  
DEVICES BY VISUAL MEANS OF PYTHON**

1 – College of Radio Electronics, Dnipro

2 – Private Enterprise «Likopak», Dnipro