

## ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КОМПЕНСАЦІЙНОЇ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ З ЕКСЦЕНТРИКОВИМ ПРИВОДОМ

Створено обладнання, яке застосовує низькочастотні вібрації для формування кавітаційних полів у рідинних субстанціях, що обробляються з метою зміни їх властивостей та знезаражування. В обладнанні використовуються активатори поршневого типу з ексцентриковим приводом. Проте паразитарні коливання, що виникають в ході роботи приводу при проходженні ексцентриком двох бокових положень, які спричинені появою сил інерції від нееврівноваженої маси шатуна, у свою чергу, негативно впливають на роботу вузла шток-втулка і призводять до його прискореного зношування. Для зменшення негативного впливу сил інерції та поліпшення динамічних характеристик машини в конструкцію машини введена пружна система. З метою аналізу діючих інерційних навантажень ланок приводу та обґрунтування динамічних параметрів компенсаційної пружної системи у середовищі SolidWorks створені просторові 3D-моделі ланок, визначені координати центрів мас та моментів їх інерції, з використанням програмного продукту MathCAD визначені швидкості, прискорення, кутова швидкість, а також величина та напрямок дії сили інерції. На основі отриманих результатів було розраховано конструктивні параметри пружної системи гасіння інерційних зусиль ексцентрикового приводу вібраційної машини.

*Ключові слова:* властивості води, вібраційні машини, кавітація.

N.O. KOSTIUK, A.I. HORDEEV, E.A. URBANYUK

Khmelnytskyi National University

## A GROUND OF PARAMETERS OF COMPENSATIVE RESILIENT SYSTEM OF OSCILLATION MACHINE IS WITH ECCENTRIC PERSON OCCASION

Executed researches of the dynamic phenomena in multiphase liquid environments, nationals to the guided oscillation influences, showed that can be successfully used for intensification of different technological processes, namely for the change of properties and disinfection of water-courses. An oscillation equipment is created with the eccentric person occasion of piston type, that are base on application of low-frequency vibrations for forming of the cavitation fields in liquid substances, that is processed. Consists the feature of cavitation method in that the high degree of disinfection of water from eggs and larvae of vermin is arrived at due to their mechanical break by shock by waves. The construction of oscillation equipment of piston type is offered with an eccentric person occasion. Application of such occasion gives an opportunity to carry out the hard guided influence on the process of origin of cavitation cavities with formation of cavitation blisters by the selection of structural parameters of equipment and his office hours. For the improvement of dynamic descriptions of machine and reduction of parasite vibrations that arise up during work of occasion of machine, namely at passing of eccentric person of two lateral positions there are inertia efforts of unstable mass of piston-rod that result in undesirable vibrations that in turn negatively influence to work of knot slide-block-hob and results in her speed-up wear. With the aim of reduction of such influence in a construction the resilient system is entered for extinguishing of inertia forces. In the environment of SolidWorks it is created to space 3-D of model of links and their draft. The next stage of kinematics analysis was establishment of mass, coordinates of center of mass of links, and moments of inertia in the environment of SolidWorks. For a person-piston-rod mechanism it is found the analytical method of speed, acceleration of points and accelerations of links, their analogues, and also sizes and directions of forces and moments of forces of inertia of all links of mechanism and graphic dependences of forces and moments of forces of inertia are built on the corner of turn of crank, applying the software product of Mathcad. On the base of the got results the structural and power parameters of the resilient system of extinguishing of inertia efforts were expected.

*Keywords:* the properties of water, vibration machines, cavitation.

### Вступ

Використання вібраційних коливань у технологіях з використанням рідинного середовища обумовлюється потребами підвищення інтенсивності процесів, поліпшення їх якісних показників, а в деяких випадках і просто можливості їх реалізації. Унікальні властивості вібраційного поля дозволяють успішно здійснювати не лише оздоблювально-зачисні операції та зміцнювальні технології, але і такі операції, як сепарація, перемішування, вібраційного транспортування у важких експлуатаційних умовах, гомогенізація, фільтрування, сушіння, насичення середовища певними речовинами, руйнування поверхонь тощо. Усе це обумовлює широке і ефективне застосування вібраційних технологічних машин в багатьох галузях промислового виробництва.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій

Як показали дослідження [1, 2] динамічних явищ у багатофазових рідинних середовищах, підданих керованим вібраційним впливам, багато з них можуть бути успішно використані як для інтенсифікації зазначених процесів, так і під час розроблення та реалізації принципово нових технологічних прийомів, а саме зміни властивостей та знезаражуванню водних потоків.

Одним із явищ, що впливає на дисперсність та хімічний склад рідини, є кавітація. Кавітація – явище розриву рідини під дією напруги, що виникає при появі розрідження в краплині рідини. При розриві краплини рідини утворюються порожнини – кавітаційні пухирці, заповнені паром чи газом. Отже, розрив рідини обумовлений зміною характеристик швидкостей і тисків. Кавітаційні пухирці утворюються в тих місцях, де тиск у рідині стає нижчим деякої критичної величини. Якщо тиск знижується внаслідок зростання

локальних швидкостей потоку краплинної рідини, то кавітацію називають гідродинамічною, якщо ж зниження тиску викликане проходженням акустичних хвиль, то кавітацію називають акустичною.

Критичне значення тиску, при якому відбувається розрив рідини, залежить від багатьох чинників: від чистоти рідини, вмісту у ній повітря, стану поверхні, стану поверхні тіл різної форми у місцях найбільшого розрідження. Змінне поле тиску створюється різним чином: у результаті зміни швидкості потоку (руху тіла), впливу форми тіла, в наслідок коливального впливу на рідину (ультразвук або вібрації).

Природою кавітації та різними ефектами, що впливають на зношування металів, займались багато дослідників [3, 4]. Проте їх дослідження, в основному, були направлені на пояснення кавітаційного та кавітаційно-ерозійного зношування поверхні металів, а зміни складу середовища, у якому виникала кавітація, були поза увагою досліджень. Якщо на робоче середовище протягом значного періоду часу впливає кавітація, то які фактори діють під час цих процесів і як змінюється хімічний склад робочого середовища?

У зв'язку з виключною складністю процесу кавітації і зв'язаного із ним кавітаційного руйнування поверхонь виробів про можливий механізм процесу дослідники висловлюють різні припущення та існує тенденція пояснювання кавітаційного руйнування дією якогось одного фактору. Усі ці гіпотези можна розділити на окремі групи, які базуються на теорії гідромеханічної дії, електрохімічної теорії кавітаційної ерозії, теорії миттєвих хімічних реакцій та на термодинамічній теорії кавітаційної ерозії. Аналіз робіт із кавітаційного руйнування показує, що більшість авторів як робочу гіпотезу приймають гідродинамічну теорію, розроблену Релеєм, і вважають, що цим визначальним фактором є механічна дія, спричинена руйнуванням пухирця на поверхні виробу. Проте важлива роль відводиться також і корозійному фактору [5], яка у ряді випадків кавітаційного руйнування може бути основною [6].

За останній період з'явився новий напрямок створення вібраційного обладнання для оброблення води кавітаційним процесом, який забезпечує надання воді нових властивостей та її знезараження. У національному університеті «Львівська політехніка» створені вібраційні електромагнітні кавітатори резонансної дії, робота яких ґрунтується на застосуванні низькочастотних вібрацій для формування кавітаційних полів у значних об'ємах оброблюваних рідинних субстанцій [7, 8]. Однак їм притаманні деякі недоліки – незначний час перебування рідини у стані виникнення кавітаційної зони та надмірна енергозатратність, що є, мабуть, найважливішим. Поряд із цим у Хмельницькому національному університеті створено ряд вібраційних машин для кавітаційного оброблення води з метою знезараження та зміни її властивостей [9], які побудовані на основі використання ексцентрикового віброприводу і забезпечують дискретну обробку рідини. На даний час проводиться розроблення методики їх проектування.

#### **Актуальність дослідження**

Дослідження, що спрямовані на пошуки новітніх конструктивних рішень машин із досконалою динамікою роботи, спрямованих на мінімізацію енерговитрат, за умови їх придатності для промислового застосування, все ще залишаються як вагомим науково-технічним завданням, так і суспільною проблемою. Тому дослідження процесу коливань рідини, розвиток наукових основ методики проектування та розроблення на основі цього нових конструкцій технологічного вібраційного обладнання як спеціалізованого, так і універсального типу, у якому рідинна виступає як об'єкт, що піддається керованим вібраційним впливам для зміни властивостей та знезараження, і зумовлюють актуальність порушеної проблеми.

#### **Виклад основного матеріалу**

Запропоновано спосіб та конструкції обладнання для утворення пульсуючих струменів рідини [10], в якому використовується зворотно-поступальний рух рідини через насадок із гострими крайками на вході. При цьому на виході з насадка гідропульсатора отримується пульсуючий струмінь рідини, а при певних режимах його роботи утворюється струмінь із включеннями газових пухирців, що виділяються з рідини внаслідок кавітаційних явищ. На стадії прямої дії акустичних коливань на хід процесу можуть впливати тільки хімічно активні гази, тобто,  $O_2$  і  $H_2$ . У кінцевому результаті вплив кавітації на водні розчини зводиться до єдиного процесу – розщеплення молекул води в кавітаційних пухирцях. Незалежно від природи розчинених у воді речовин акустичні коливання впливають лише на воду, що призводить до зміни її фізико-хімічних властивостей – збільшення рН, електропровідності, числа вільних іонів і активних радикалів, а також структуризації та активації молекул. Окрім того різко збільшується швидкість реакції збуджених коливаннями молекул води з радикалами водню із виділенням складових  $OH$  та  $H_2$ . Ці процеси насичують рідину радикалами  $OH^\cdot$ ,  $O^\cdot$ ,  $O^+$  та активними газами  $O_2$ ,  $H_2$ . З іншого боку зростають електричні нестационарні сили взаємодії між сусідніми диполями, які посилюють їх коливання як цілісного об'єкту і збільшують вірогідність руйнування рідкокристалічної структури рідини. Для підвищення ефективності процесу необхідно збільшити однократність вказаних впливів, що обумовлює високий ступінь зворотності реструктуризації та призводить до часткового повернення води до стану попередньої структури та, як наслідок, до низького ступеня її кінцевої реструктуризації.

Знезаражуюча дія кавітації заснована на ефектах, які виникають у турбулентних потоках рідини. Так при гідродинамічних коливаннях рідини виникають і зникають кавітаційні пухирці. При цьому стимулюються фазові переходи, підвищуються локальні температура і тиск. Окрім того, у моменти утворення і зникнення кавітаційних пухирців у газонаповненій порожнині створюються умови для появи

електричних зарядів, електричних і магнітних полів. У такий спосіб рідина, оброблювана кавітацією, піддається термобаричній і електромагнітній дії. Особливістю кавітаційного методу оброблення води полягає в тому, що високий ступінь знезаражування води від яєць і личинок паразитів досягається за рахунок їх механічного руйнування ударними хвилями. Для руйнування бактерій і вірусів термобаричний вплив підсилюється локальною електромагнітною дією, коли наведені електричні потенціали пробивають їх мембрани і оболонки.

Механічні та фізичні способи очищення води є перспективними. На даний час розроблено ряд нових вібраційних машин та обладнання, у яких вода піддається багаторазовому зворотньо-поступальному проходженню (циклічній гідрокавітації) через кавітаційний пристрій. Типовим представником цієї групи є конструкція вібраційного обладнання поршневого типу з ексцентриковим приводом. Застосування такого приводу дає можливість здійснювати жорсткий керований вплив на процес виникнення кавітаційних порожнин з утворенням кавітаційних пухирців шляхом підбору конструктивних параметрів обладнання та режимів його роботи [10].

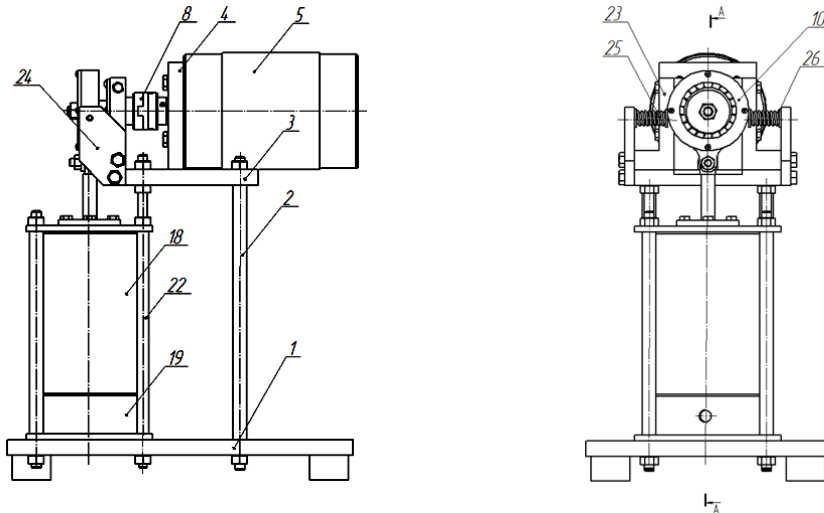


Рис. 1. Загальний вид вібраційної машини

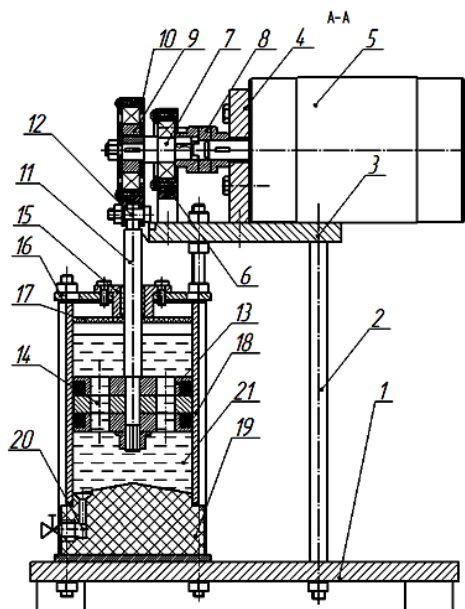


Рис. 2. Перетин А-А (до рис. 1)

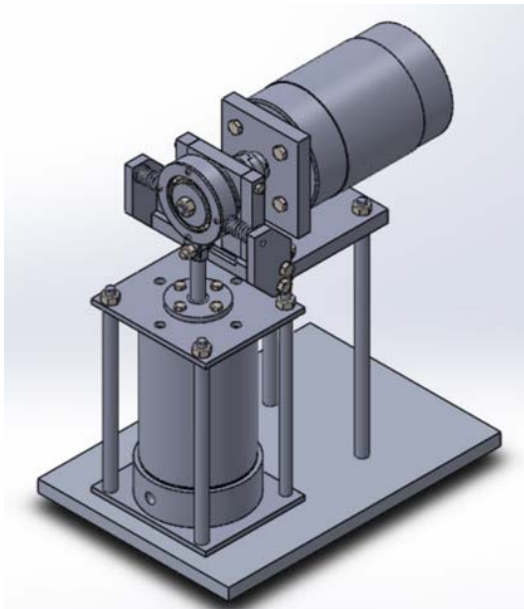


Рис. 3. Просторова 3D-модель вібраційної машини

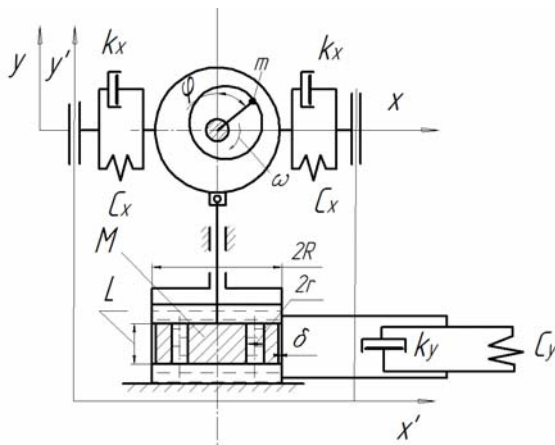
Вібраційна машина для зміни властивостей та знезаражування водних середовищ (рис. 1–3) складається із корпусу 1, на якому на стійках 2 встановлено плиту 3. На фланці 4 встановлено електродвигун 5, а також підшипникову опору 6, в якій знаходиться вал 7, з'єднаний з електродвигуном 5 муфтою 8. На валу 7 встановлено ексцентрик 9 у підшипниковому корпусі шатуна 10, який з'єднаний із штоком 11 пальцем 12. На штокові 11 встановлено поршень 13 з отворами 14, які мають гострі країки. З'єднання шток-втулка, яка знаходиться в корпусі 15, що закріплений на кришці 16, забезпечує можливість зворотньо-поступального руху штока. На штокові 11 також встановлено гумовий відбійник 17. Поршень 13 входить у циліндр 18, який знизу закритий кришкою 19, що має отвір 20 під кран для заливання водного середовища 21. Циліндр 18 кріпиться стійками 22 до корпусу 1. До підшипникової опори 6 болтами

приєднана планку 23, до якої і водночас до плити 3 з допомогою болтів прикріплені два упори 24. Між упорами 24 та підшипниковим корпусом шатуна 10 на пальцях 25 встановлені дві пружини 26. Просторова 3D-модель вібраційної машини для знезаражування водних середовищ з ексцентриковим приводом представлена на рис. 3.

Дослідження, пов'язані з питаннями підвищення ефективності захисту від негативного впливу коливань свідчать про те, що захист машинних агрегатів за допомогою пружинних гасників є одним з обов'язкових елементів технічної конструкції машин. Ефективність пружинних гасників пов'язана насамперед з наявним потенціалом для відтворення необхідної динамічної характеристики пристрою в реальному режимі часу, що дозволяє запобігти руйнуванню елементів машини. Основна мета захисту від негативного прояву коливань полягає в ізоляції визначеного об'єкту від негативного впливу джерела коливань за допомогою пружних елементів [11].

Проте паразитарні коливання, що виникають при роботі приводу при проходженні ексцентриком двох бокових положень, які спричинені появою сил інерції від неврівноваженої маси шатуна, у свою чергу, негативно впливають на роботу вузла шток-втулка і призводять до його прискореного зношування. Для зменшення негативного впливу сил інерції та поліпшення динамічних характеристик машини в конструкцію машини введена компенсаційна пружна система.

Для побудови аналітичної моделі запропонованої конструкції вібраційної машини розроблена її принципова схема, яка представлена на рис. 4. Для дослідження динаміки роботи машини і аналізу режимів роботи її проводу необхідно визначити параметри пружної системи, а саме: жорсткість пружної системи  $C_x$ , її конструктивні параметри та демпфувальну здатність  $k_x$ .



**Рис. 4. Принципова схема вібраційної машини з ексцентриковим приводом:**

$m$  – маса ексцентрикового вузла;  $C_x$  – жорсткість пружної системи вібромашини по осі  $x$ ;  $C_y$  – жорсткість газорідинної суміші по осі  $y$ ;  $k_x$  – демпфувальна здатність пружної системи по осі  $x$ ;  $k_y$  – демпфувальна здатність газорідинної суміші по осі  $y$ ;  $R$  – радіус поршня;  $L$  – глибина отвору у поршні;  $r$  – радіус отвору в поршні;  $\delta$  – зазор між поршнем та циліндром

З метою встановлення параметрів компенсаційної пружної системи вібраційної машини був проведений кінематичний та динамічний аналіз роботи її ексцентрикового приводу. Для цього розроблена кінематична схема ексцентриково-шатунного механізму приводу машини (рис. 5) із визначенням положення центрів мас його ланок та створені їх 3D-моделі у середовищі SolidWorks (рис. 6 і 7).

Наступним етапом аналізу механізму було встановлення для його ланок маси, координат центра мас та моментів їх інерції в середовищі SolidWorks. На рис. 8 представлені результати цього розрахунку для шатуна як найбільш важливої ланки ексцентриково-шатунного механізму.

Окрім того, аналітичним методом з використанням програмного продукту MathCAD для шатуна визначені швидкості, прискорення, кутова швидкість, а також величина та напрямок дії сили інерції. Для виконання цих розрахунків був створений масив постійних та змінних величин.

Як сталі величини приймаємо:

$$m_1 := 0.115 \quad m_2 := 0.383 \quad m_3 := 2.054 \quad \underline{1} := 0.054$$

$$J_{S1} := 0.002 \quad J_{S2} := 0.031 \quad \varphi_0 := 0 \quad \underline{N} := 36$$

як змінні:

$$r := 0.001 \quad I_{AS1} := 0.00108 \quad y_{S2.f90} := 0.00446$$

$$\omega_1 := 400 \quad a_2 := 0.00094$$

де  $r$  – зміщення кривошипа (прийняті значення 1, 1,5 і 2 мм);  $\omega$  – частота обертання кривошипа (прийняті значення 400, 600, 800 і 1000 м/хв). Початкове положення кривошипа прийнято для випадку, коли кривошип знаходиться в крайньому правому положенні.

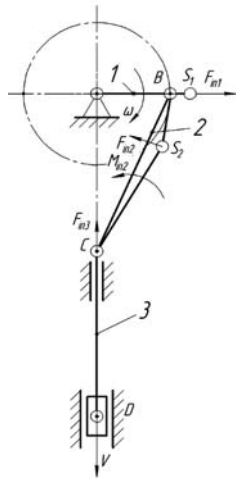


Рис. 5. Кінематична схема ексцентриково-шатунного механізму приводу машини: 1 – ексцентрик; 2 – шатун; 3 – повзун



Рис. 6. 3D-модель шатуна (ланка 2)

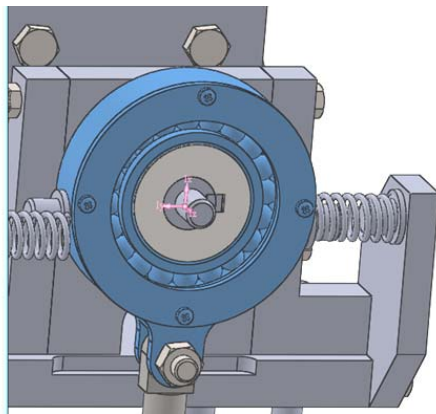


Рис. 7. 3D-модель вузла шатуна

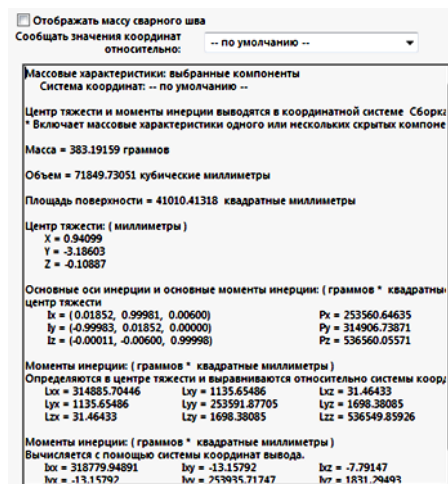


Рис. 8. Результати розрахунку координат центра маси вузла шатуна та моментів інерції в середовищі SolidWorks

Координати центра мас шатуна визначені із використанням методу замкнених векторних контурів за формулами:

- координата центру мас по осі X

$$x_{S2}(\varphi_1) := \frac{(a_2 \cdot b_2 \cdot \cos(\varphi_1))}{\sqrt{b_2^2 \cdot \cos(\varphi_1)^2 + a_2^2 \cdot \sin(\varphi_1)^2}}; \tag{1}$$

- координата центра мас по осі Y

$$y_{S2}(\varphi_1) := \frac{a_2 \cdot b_2 \cdot \sin(\varphi_1)}{\sqrt{b_2^2 \cdot \cos(\varphi_1)^2 + a_2^2 \cdot \sin(\varphi_1)^2}} - y_{S2.fi90} + r \tag{2}$$

Аналоги відповідних швидкостей та прискорень точок шатуна визначені за формулами:

- аналог кутової швидкості шатуна

$$\varphi_2' = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}; \tag{3}$$

- аналог кутового прискорення шатуна

$$\varphi_2'' = \frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2}; \tag{4}$$

- аналог прискорення центру мас шатуна

$$s_{S2}'' = \sqrt{x_{S2}''^2 + y_{S2}''^2} \tag{5}$$

- кутове прискорення шатуна

$$\varepsilon_2 = \omega_1^2 \varphi_2'' \tag{6}$$

Сили та моменти сил інерції, що діють на шатун механізму, визначені за формулами:

- сила інерції шатуна

$$F_{in2} = m_2 a_{S2}; \tag{7}$$

- момент інерції шатуна

$$M_{in2} = J_{S2} \varepsilon_2 \tag{8}$$

За результатами розрахунків були побудовані: траекторія руху центра мас шатуна, графік зміни напрямку сили інерції та залежності сили інерції і моменту інерції шатуна від кута повороту ексцентрика (рис. 9–12).

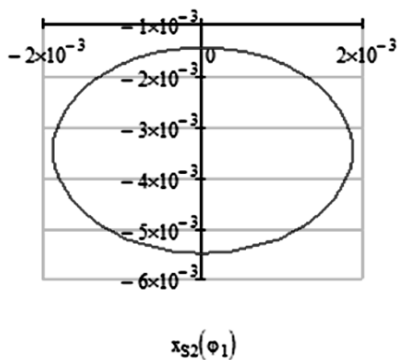


Рис. 9. Траекторія руху центра мас шатуна

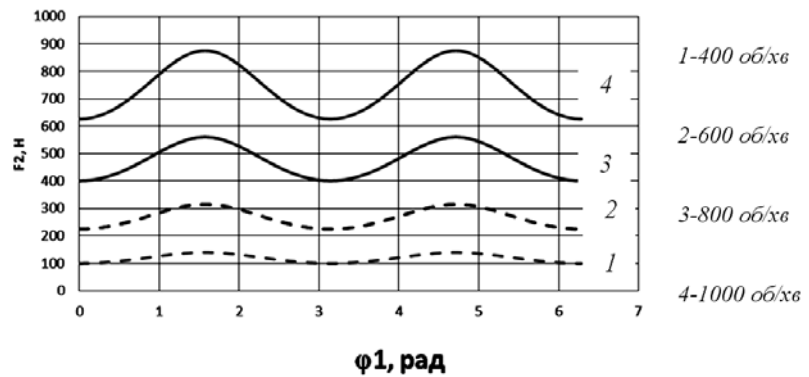


Рис. 10. Графік зміни сили інерції шатуна від кута повороту ексцентрика  $\varphi_1$  з ексцентриситетом  $r = 2$  мм при різних частотах обертання ротора електродвигуна

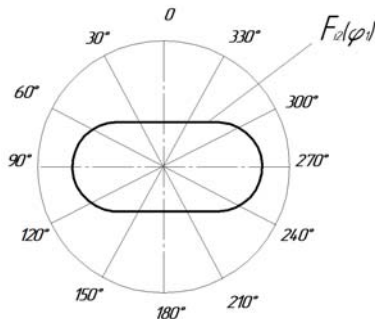


Рис. 11. Графік зміни напрямку сили інерції шатуна від кута повороту кривошипа

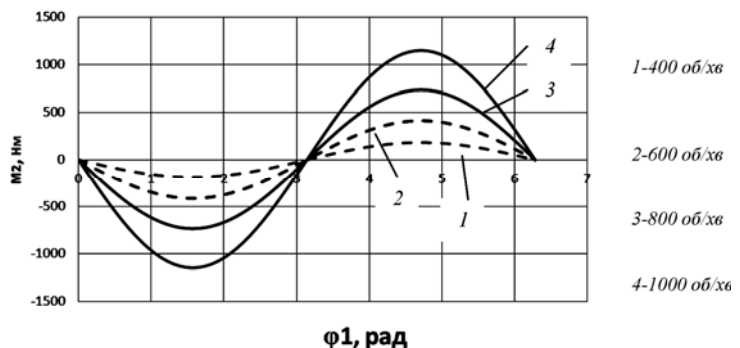


Рис. 12. Графік зміни моменту сили інерції шатуна від кута повороту ексцентрика з ексцентриситетом  $r = 2$  мм при різних частотах обертання ротора електродвигуна

За результатами попередніх досліджень [9] рекомендовано застосовувати амплітуду коливань  $A = 2$  мм та частоту обертання приводного валу з ексцентриком  $n = 800$  об/хв. З графіка на рис. 10 знайдемо максимальну величину сили інерції шатуна, яка становить  $F_2 = 561$  Н. Для цього значення сили інерції проведемо розрахунок силових та конструктивних параметрів пружного елемента – циліндричної гвинтової пружини (поз. 26, рис. 1).

Діаметр дроту пружини визначаємо за формулою:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8kF_2 D_{сер}}{\pi \tau}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 1,2 \cdot 6,15 \cdot 13,2}{3,14 \cdot 750 \cdot 0,5}} = \sqrt[3]{0,6615} = 1,2 \text{ мм}, \tag{6}$$

де  $D_{сер}$  – середній діаметр пружини, який приймаємо, виходячи із конструктивних розмірів машини,  $D_{сер} = 13,2$  мм;  $k$  – коефіцієнт кривизни витків, який приймаємо із врахуванням індексу пружини; якщо  $i > 8$ , то  $k = 1,1 \dots 1,2$ ;  $\tau$  – розрахункове значення напружень кручення, яке приймають із міркувань  $\tau = (0,5 \dots 0,8)[\tau_k]$ , де  $[\tau_k]$  – допустимі напруження для пружин із сталі 60С2,  $[\tau_k] = 750$  МПа.  $F_2 = 6,149$  Н – сила стиснення

пружини при робочій деформації, яка відповідає максимальній величині сили інерції шатуна.  
Зовнішній діаметр пружини (див. рис. 13) визначаємо як:

$$D_{зов} = D_{сер} + d = 13,2 + 1,2 = 14,4 \text{ мм}, \quad (7)$$

де  $d$  – діаметр дроту пружини;  $D_{сер}$  – середній її діаметр.

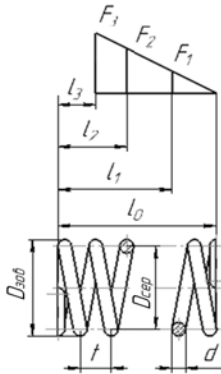


Рис. 13. Основні параметри пружини

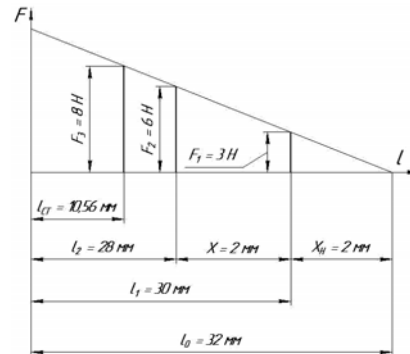


Рис. 14. Характеристика пружини

Внутрішній діаметр пружини визначаємо як:

$$D_{вн} = D_{сер} - d = 13,2 - 1,2 = 12 \text{ мм}. \quad (8)$$

Максимальну величину стиснення пружини у змонтованому стані  $X_k$  визначаємо за формулою:

$$X_k = \frac{X \cdot F_2}{F_2 - F_1} = \frac{2 \cdot 6,1}{6,1 - 3,05} = 4 \text{ мм}, \quad (9)$$

де  $X$  – хід пружини в робочому стані,  $X = 2$  мм (див. рис. 14);  $F_2$  – сила пружини при робочій деформації,  $F_2 = 6,149$  Н;  $F_1$  – сила пружини при попередній деформації,  $F_1 = 0,5 \cdot F_2 = 0,5 \cdot 6,1 = 3,05$  Н.

Тоді число робочих витків:

$$n = \frac{Gd^4 X_k}{8F_2 D_{сер}^3} = \frac{7,85 \cdot 10^4 \cdot 1,2^4 \cdot 4}{8 \cdot 6,1 \cdot 13,2^3} = 6, \quad (10)$$

тут  $G$  – модуль зсуву для пружинної сталі, прийнято  $G = 7,85 \cdot 10^4$  МПа;

Повне число витків пружини:

$$n_1 = n + n_2 = 6 + 3,0 = 9, \quad (11)$$

де  $n$  – число робочих витків;  $n_2$  – число доповнюючих опорних витків, приймаємо  $n_2 = 3$ .

Коефіцієнт жорсткості пружини визначаємо як:

$$c_x = \frac{F_2 - F_1}{X} = \frac{6,149 - 3,05}{2} = 1,55 \text{ Н/м}, \quad (12)$$

де  $X$  – робочий хід пружини,  $X = 2$  мм;  $F_2 = 6,149$  Н – сила стиснення пружини при робочій деформації;

$F_1$  – сила пружини при попередній деформації;

Тоді робоча деформація пружини визначиться як:

$$S_2 = \frac{F_2}{c_x} = \frac{6,149}{1,55} = 3,97 \text{ мм}. \quad (13)$$

Демфувальна здатність пружини  $k_x$  визначається як потенціальна енергія, яку поглинає пружина за один цикл, тобто:

$$k_x = \xi \cdot \frac{F_2 \cdot S_2}{X} = 0,6 \cdot \frac{6,149 \cdot 3,97}{2} = 7,324 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (14)$$

де  $\xi$  – коефіцієнт поглинання енергії за цикл стиснення-розтягування пружини,  $\xi = 0,6$  [12].

### Висновки

У результаті кінематичного та динамічного аналізу параметрів ексцентрикового приводу вібраційної машини встановлені величини силових та конструктивних параметрів компенсаційної пружини

системи вібраційної машини, а саме: жорсткості пружної системи  $C_x$  та її демпфувальної здатності  $k_x$ . Ці динамічні параметри можуть бути використані у подальшому при побудові аналітичної моделі роботи вібраційної машини.

Запропоновані підходи дозволили створити узагальнену методологію для розрахунку раціональних конструктивних і технологічних параметрів вібраційних машин, призначених для впливу на властивості води та її знезаражування.

Отримані результати можуть бути враховані в ході розроблення технологій та конструкцій вібраційного обладнання для очищення стічних вод промислових, комунальних підприємств, тваринницьких комплексів тощо.

### Література

1. Сілін Р.І. Кавітаційна обробка та її вплив на склад води / Р.І. Сілін, А.І. Гордєєв, В.В. Третько, І.І. Сорока // Вісник ТУП. – 2002. – № 3. – С. 253–257.
2. Сілін Р.І. Науково-технічні основи розроблення вібромашин для впливу на властивості води / Р.І. Сілін, А.І. Гордєєв // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – № 4(56) – С. 141–148.
3. Рождественский В.В. Кавитация / В.В. Рождественский. – Ленинград : «Судостроение», 1977. – 240 с.
4. Кнепп Р. Кавитация / Р. Кнепп, Дж. Дейли, Ф. Хеммит ; пер. с англ. – М. : Мир, 1974. – 687 с.
5. Карасюк Ю.А. О соотношении коррозионного и эрозионного факторов в кавитационном разрушении металлов / Ю.А. Карасюк, В.И. Кочеров, В.В. Бенино и др. // Физ.-хим. механика материалов. – 1976. – № 5. – С. 14–16.
6. Тимербулатов М.Г. Влияние коррозии на кавитационную стойкость металлов / Тимербулатов М.Г. // Защита металлов. – 1972. – Т. 8, № 5. – С. 583–587.
7. Шевчук Л.І. Вібраційний електромагнітний кавітатор резонансної дії / Л.І. Шевчук, І.С. Афтаназів, О.І. Строган // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні : український міжвід. наук.-техн. зб. Нац. ун-ту «Львівська політехніка». – 2011. – Вип. 45. – С. 374–380.
8. Низькочастотні віброрезонансні кавітатори : монографія / Л.І. Шевчук, І.С. Афтаназів, О.І. Строган, В.Л. Старчевський. – Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2013. – 173 с.
9. Сілін Р.І. Властивості води та сучасні способи її очищення : монографія / Р.І. Сілін, Б.А. Баран, А.І. Гордєєв. – Хмельницький : ХНУ, 2009. – 254 с., іл.
10. Пат. на корисну модель № 126495 України. МПК (2006) C02F 1/00. Вібраційна машина для знезаражування водних середовищ / А.І. Гордєєв, Н.О. Костюк. – № u 2018 10090 ; заяв. 02.01.2018 ; опубл. 25.08.2018, Бюл. № 12. – 6 с.
11. Вульфсон И.И. Колебания машин с механизмами циклового действия / И.И. Вульфсон. – Л. : Машиностроение, 1990. – 389 с.
12. Вибрации в технике : справочник : в 6 т. / ред. В.Н. Челомей (пред.). – М. : Машиностроение, 1980. – Т. 3. – 544 с.

### References

1. Silin R.I. Kavitatsiina obrobka ta yii vplyv na sklad vody / R.I. Silin, A.I. Hordieiev, V.V. Tretko, I.I. Soroka // Visnyk TUP. – 2002. – № 3. – S. 253–257.
2. Silin R.I. Naukovo-tekhnicni osnovy rozroblennia vibromashyn dlia vplyvu na vlastyvoli vody / R.I. Silin, A.I. Hordieiev // Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh. – 2009. – № 4(56) – S. 141–148.
3. Rozhdestvenskii V.V. Kavitatciia / V.V. Rozhdestvenskii. – Leningrad : «Sudostroenie», 1977. – 240 s.
4. Knepp R. Kavitatciia / R. Knepp, Dzh. Deili, F. Khemmit ; per. s angl. – M. : Mir, 1974. – 687 s.
5. Karasiuk Iu.A. O sootnoshenii korrozionnogo i erozionnogo faktorov v kavitacionnom razrushenii metallov / Iu.A. Karasiuk, V.I. Kocherov, V.V. Benino i dr. // Fiz.-khim. mekhanika materialov. – 1976. – № 5. – С. 14–16.
6. Timerbulatov M.G. Vliianie korrozii na kavitacionnuu stoikost metallov / Timerbulatov M.G. // Zashchita metallov. – 1972. – Т. 8, № 5. – S. 583–587.
7. Shevchuk L.I. Vibratsiinyi elektromahnitnyi kavitator rezonansnoi dii / L.I. Shevchuk, I.S. Aftanaziv, O.I. Strohan // Avtomatyzatsiia vyrobnychkh protsesiv u mashynobuduvanni ta prykladobuduvanni : ukrainskyi mizhvid. nauk.-tekhn. zb. Nats. un-tu «Lvivska politekhnika». – 2011. – Vyp. 45. – S. 374–380.
8. Nyzkochastotni vibrerezonansni kavitory : monohrafiia / L.I. Shevchuk, I.S. Aftanaziv, O.I. Strohan, V.L. Starchevskiy. – Lviv : Vydavnytstvo Lvivskoi politekhniki, 2013. – 173 s.
9. Silin R.I. Vlastyvoli vody ta suchasni sposoby yii ochyshchennia : monohrafiia / R.I. Silin, B.A. Baran, A.I. Hordieiev. – Khmelnytskyi : KhNU, 2009. – 254 s., il.
10. Pat. na korysnu model № 126495 Ukrainy. MPK (2006) S02F 1/00. Vibratsiina mashyna dlia znezarazhuvannia vodnykh sere dovysch / A.I. Hordieiev, N.O. Kostiuk. – № u 2018 10090 ; zaiav. 02.01.2018 ; opubl. 25.08.2018, Biul. № 12. – 6 s.
11. Vulfson I.I. Kolebaniia mashin s mekhanizmami tsiklovogo deistviia / I.I. Vulfson. – L. : Mashinostroenie, 1990. – 389 s.
12. Vibratscii v tekhnike : spravochnik : v 6 t. / red. V.N. Chelomei (pred.). – M. : Mashinostroenie, 1980. – Т. 3. – 544 s.

Рецензія/Peer review : 9.11.2018 р.

Надрукована/Printed : 18.12.2018 р.

Рецензент: д.т.н., проф. Диха О.В.