

АНАЛІТИЧНИЙ АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ЗНЕЗАРАЖУВАННЯ ТА ЗМІНИ ВЛАСТИВОСТЕЙ ВОДИ

За останній період з'явився новий напрямок створення вібраційного обладнання для оброблення води кавітаційним процесом, який забезпечує надання воді нових властивостей та її знезараження [1,2]. Однак їм притаманні деякі недоліки – незначний час одноразового перебування рідини у стані виникнення кавітаційної зони. У Хмельницькому національному університеті створено ряд вібраційних машин для кавітаційного оброблення води з метою знезаражування та зміни її властивостей [3-5], які побудовані на основі багаторазового впливу на рідину у кавітаційній зоні. Тому проектування та розроблення нових конструкцій технологічного вібраційного обладнання і зумовлюють актуальність поставленого завдання.

Для побудови аналітичної моделі робочого органу вібраційної машини розроблена його принципова схема, яка представлена на рис.1.

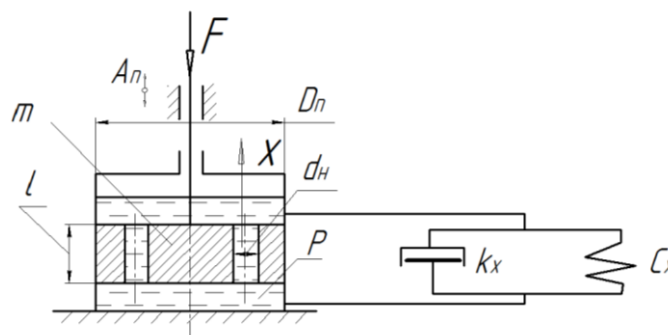


Рис.1 – Принципова схема робочого органу вібраційної машини

Для дослідження динаміки роботи вібраційної машини і аналізу впливу режимів роботи приводу та конструктивних параметрів на ефективність процесу знезаражування і зміні властивостей води запропоновано наступну систему диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} A_n dS_1 = A_n dS_2; \\ m\ddot{x} + k_x \dot{x} + c_x x = F \sin \omega t, \end{cases} \quad (1)$$

де $F = \frac{\pi D_n^2 \cdot P_{\max}}{4}$ – сила, що діє на шток робочого органу; m – маса рідини, яка отримує коливальний рух; D_n – діаметр поршня; S_2 – площа насадку; S_1 – площа поршня; A_n – амплітуда коливання поршня; A_n – амплітуда коливання рідини у насадку; P_{\max} – максимальний тиск у поршневій камері; k_x – демпфуюча здатність поршня з отворами; C_x – жорсткість пружного середовища рідини з пухирцями з урахуванням пружності циліндра.

При аналізі динамічної моделі використано наступні припущення: при коливаннях рідини діє закон нерозривності рідини (відсутній її розрив – кавітація), вплив температури на рідину не враховується, враховується кількість вмісту розчиненого повітря. В дослідженнях будемо визначати миттєвий максимальний тиск P_{\max} у камері при ході поршня униз.

З рівняння системи (1) згідно закону нерозривності рідини можна записати наступну залежність:

$$x = A_n = \frac{\varepsilon D_n^2 \cdot A_n}{d_n^2}, \quad (2)$$

де A_n – амплітуда коливань рідини у насадку; A_n – амплітуда коливань поршня; D_n – діаметр поршня; d_n – діаметр насадку; ε – коефіцієнт урахування звуження потоку рідини у насадку.

Провівши перетворення та визначивши коефіцієнти k та C отримаємо наступне рівняння для визначення тиску:

$$m \frac{4}{\pi} \frac{\varepsilon A_k}{d_n^2} f^2 + k \frac{4}{\pi} \frac{\varepsilon A_k}{d_n^2} f + c \frac{4}{\pi} \frac{\varepsilon A_k}{d_n^2} = P_{\max} \quad (3)$$

Рівняння (3) дозволяє оцінити вплив різних параметрів на величину миттєвого тиску P_{max} при руху поршня униз (стискання рідини) із зміною частоти пульсацій. За допомогою програмного продукту Mtcad були проведені розрахунки та побудовані графіки залежності зміни величини миттєвого тиску P_{max} від частоти при зміні амплітуди коливань A , які представлені на рис.2 та при зміні розміру діаметра поршня D_n (рис.3).

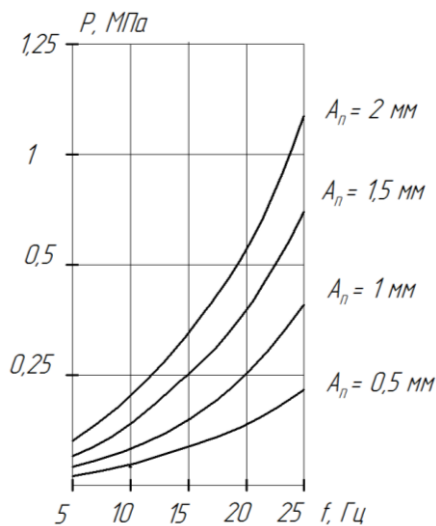


Рис.2 – Графіки залежності тиску P_{max} в рідині від частоти коливань f при зміні амплітуди коливань A_n :
діаметр поршня $D_n = 100$ мм;
діаметр насадка $d = 10$ мм; маса рідини, що коливається $m = 0,1$ кг

Рис.3 – Графіки залежності тиску P_{max} в рідині від частоти коливань f при зміні діаметра поршня D_n :
діаметр насадка $d = 10$ мм;
амплітуда коливань $A_n = 2$ мм; маса рідини, що коливається $m = 0,1$ кг

У результаті проведених аналітичних досліджень встановлено, що із збільшенням частоти коливань, діаметра поршня та амплітуди коливань миттєвий тиск у камері пульсації зростає.

Треба зазначити, що при збільшенні діаметра поршня будуть зростати інерційні параметри машини, що призведе до збільшення реактивної маси (основи машини), зростуть енергетичні витрати приводу.

Тому у подальших дослідженнях необхідно буде визначити оптимальні співвідношення конструктивних параметрів та режимів роботи вібраційного приводу при отриманні максимального миттєвого тиску у робочому органі вібраційної машини.

Висновки

1. Встановлено, що зі збільшенням частоти коливань поршня зростає миттєвий тиск у камері робочого органу завдяки виникненню ефекту гідравлічного удару.

2. Результати аналізу аналітичної моделі показали зростання максимального миттєвого тиску при збільшенні амплітуди коливань, але при великих амплітудах (більше 2 мм) будуть значно зростати інерційні параметри приводу. Що може призводити до виникнення паразитних коливань та швидкого зношування елементів приводу.

3. Зростання максимального миттєвого тиску при зменшенні діаметра насадка має різні наслідки: з однієї сторони зростання максимального миттєвого тиску призводить до пришвидшення руйнування мікробів, а з іншої, зменшення витоку рідини крізь насадок, що призводить до падіння продуктивності процесу, внаслідок зменшення перемішування об'єму рідини.

Список використаних джерел:

1. Вітенько Т.М. Гідродинамічна кавітація у масообмінних хімічних і біологічних процесах : монографія / Т.М. Вітенько. – Тернопіль, 2009. – 224 с.

2. Низькочастотні віброрезонансні кавітатори: монографія / Л.І. Шевчук, І.С. Афтаназів, О.І. Строган, В.Л. Старчевський. – Львів: Видавництво Львівської політехніки. 2013. – 173 с.

3. 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.

4. Патент на корисну модель. №94358 України, МПК В01F 5/00. Вібраційний кавітатор поршневого типу для активації рідини та її знезаражування / Сілін Р.С., Гордєєв А.І., Копицяк О.А. (Україна); заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т. – u 2014 05860; Заяв. 30.05.2014. Опубл. 10.11.2014. Бюл. № 21 – 4 с.

5. Пат. на корисну модель №126495 України. МПК С02F 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.