

УДК 621.62-68:519.876.5

**МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ І РОЗРАХУНОК ГІДРОУДАРНОГО ПРИВОДА  
ДЛЯ ВІБРАЦІЙНИХ УСТАНОВОК**

**Н. В. Васильчук**

Студент 4-го курсу, група МБп-42, навчально-науковий механіко-енергетичний інститут  
Науковий керівник – к.т.н., доц. В. П. Нестеренко

*Національний університет водного господарства та природокористування,  
м. Рівне, Україна*

**У статті наведено результати математичного моделювання і розрахунок гідроударного привода для вібраційних установок.**

**Ключові слова:** гідропривод, вібратор, моделювання.

**В статье приведены результаты математического моделирования и расчет гидроударного привода для вибрационных установок.**

**Ключевые слова:** гидропривод, вибратор, моделирование.

**The article are listed the results of mathematical modeling of hydraulic actuator systems for vibration.**

**Keywords:** hydraulic actuator, vibrator, modeling.

**Постановка проблеми.** Актуальною проблемою видобутку корисних копалин (зокрема сапропелю) і розробки ґрунтів є створення ефективного засобу для цього.

**Аналіз досліджень.** Проблемі використання гідроударного привода для вібраційних установок присвячені роботи Варсоноф'єва В.Д. [1] та Баранова В.Н. [2], де розглянуті їх основні конструкції та визначенні основні параметри типових установок.

**Метою даного дослідження** є розробка конструкційної схеми та визначення основних параметрів гідроударного привода на основі математичного моделювання його робочого процесу.

Розрахункова схема запропонованого гідроударного вібраційного розрихлювача приведена на Рис.1.

При роботі такого привода робоча рідина від насоса 1 по трубопроводу 2 поступає в розподільчу порожнину 3. При відкритих вікнах 4 розподільника 5, що обертається робоча рідина поступає по зливному трубопроводу 6 в бак 7. При закритих вікнах 4 в порожнинні 3 виникає гідравлічний удар. Підвищений тиск передається в порожнину 9. Поршень 8 при цьому переміщається праворуч. При відкриті вікон 4 відбувається падіння тиску в порожнинах 3 і 9. Поршень 8 під дією сили стисненої пружини і зовнішнього навантаження рухається ліворуч, і цикл повторюється. Коливання поршня через шток передаються робочому органу.

В роботі такого привода можна виділити три характерні ділянки періоду коливання.

Перша ділянка відповідає відрізку часу  $t$ , на протязі якого відбувається перекриття розподільчих вікон. Друга ділянка відповідає ділянці часу  $t$ , на протязі якого розподільча порожнина повністю перекрита, і третя ділянка відповідає відрізку часу  $t$ , на протязі якого відбувається повне відкриття розподільчих вікон.

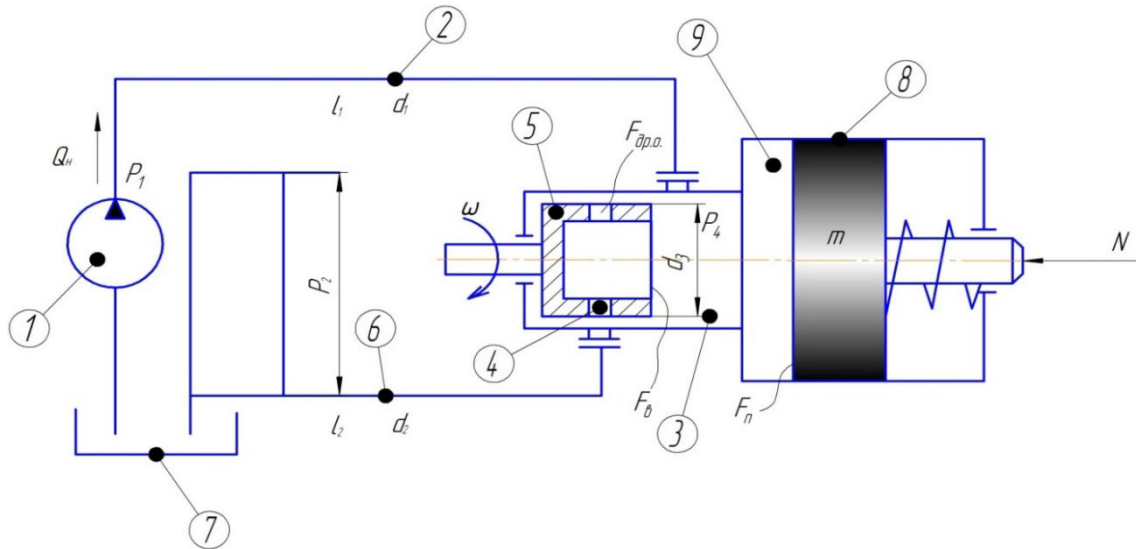


Рис. 1. Схема гідроударного приводу вібраційного розрихлювача

Граничними умовами існування цих ділянок є наступні рівняння:

- для першої ділянки:

$$0 \leq t \leq \frac{2\pi}{n\omega} k \quad (1)$$

- для другої ділянки:

$$\frac{2\pi}{n\omega} k \leq t \leq \frac{2\pi}{n\omega} (1-k) \quad (2)$$

- для третьої ділянки:

$$\frac{2\pi}{n\omega} (1-k) \leq t \leq \frac{2\pi}{n\omega} \quad (3)$$

де  $n$  – число розподільчих вікон;  $k$  – відношення тривалості циклів вільного перетікання рідини через розподільчу порожнину до періоду коливання;  $\omega$  — циклічна частота коливання.

Значення тиску в робочій порожнині віброзбудника мають наступний вигляд:

- для першої ділянки:

$$p_n = p_1 - \Delta p_{11} - \Delta p_{M1} - \Delta p_{i1} - \frac{P}{F_b}, \quad (4)$$

- для другої ділянки:

$$p_n = p_1 - \Delta p_{11} - \Delta p_{M1} - \Delta p_{i1} \quad (5)$$

- для третьої ділянки:

$$p_n = p_1 - \Delta p_{11} - \Delta p_{M1} - \Delta p_{i1} - \Delta p_{др} \quad (6)$$

де  $\Delta p_{11}$ ,  $\Delta p_{12}$  — втрати тиску в напірному і зливному трубопроводах по їх довжині;  $\Delta p_{M1}$ ,  $\Delta p_{M2}$  — втрати тиску на місцевих опорах в зливному та напірному трубопроводах;  $\Delta p_{i1}$ ,  $\Delta p_{i2}$  — втрати тиску на розгін і гальмування рідини;  $\Delta p_{др}$  — втрати тиску на дроселювання в розподільчих вікнах;

Рівняння руху поршня для всіх трьох ділянок буде однаковим і матиме вигляд

$$m_1 \cdot \ddot{x} + C_n \cdot \dot{x} = p_n \cdot F_b - N, \quad (7)$$

де  $m_1$  — приведена маса поршня віброзбудника,  $C_n$  — жорсткість пружини повернення поршня,  $N$  — навантаження на робочий орган,  $x$  — переміщення поршня.

Завданням дослідження було: визначення можливості використання гідроударного привода для інтенсифікації підводної розробки корисних копалин, отримання рекомендацій по проектуванні гідроударних вібробудників і основних режимних характеристик.

За допомогою середовища MathCAD, ввівши необхідні дані, було отримано значення параметрів які досліджувалися (таблиця) та було побудовано три графічних характеристики: амплітудно-витратна (рис. 2), амплітудно-частотна (рис. 3) і залежність потужності привода від частоти коливання робочого органу (рис. 4).

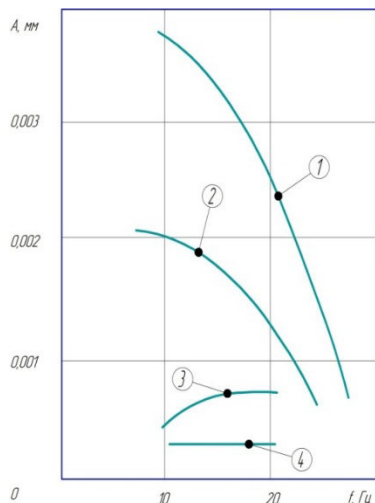


Рис. 2. Амплітудно-частотна характеристика гідроударного привода

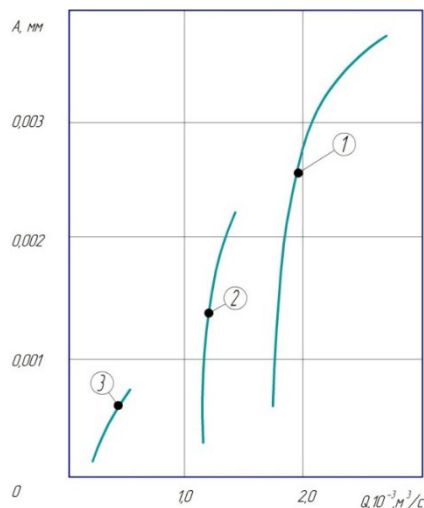


Рис. 3. Амплітудно-витратна характеристика гідроударного привода

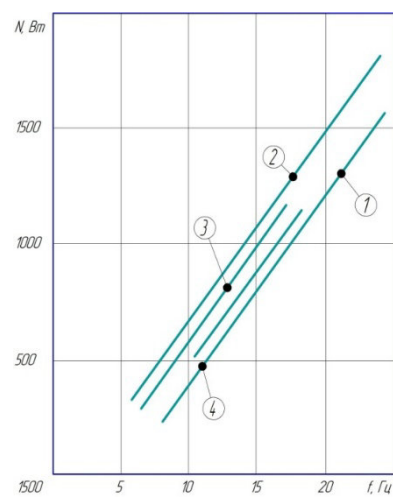


Рис. 4. Залежність потужності на привід від частоти коливання робочого органу

Таблиця

Значення досліджуваних параметрів гідроударного привода

№ з/п	$Q_c$ , $M^3/c$	$\omega$ об/хв	$Q_n$ , $M^3/c$	$P_{\text{масла}}$ , МПа	$f$ , Гц	$A$ , м	$P_{\text{ср}}$ , МПа	$P_{\text{min}}$ , МПа	$P_{\text{ампл}}$ , МПа	$Q_{\text{гм}}$ , $M^3/c$	$N$ , Вт
I	0,00544	500	0,0034	1,6	8,55	0,0034	0,25	0,34	0,09	$240 \cdot 10^{-6}$	384,5
		800	0,00385	1,75	13,33	0,0039	0,28	0,34	0,06	$374,6 \cdot 10^{-6}$	655,6
		900	0,0031	1,82	14,71	0,0032	0,28	0,35	0,07	$413,4 \cdot 10^{-6}$	762,4
		1100	0,00403	2	18,87	0,0031	0,29	0,35	0,05	$530,2 \cdot 10^{-6}$	1050,4
II	0,0042	500	0,0035	2	8,33	0,002	0,28	0,3	0,02	$234,1 \cdot 10^{-6}$	468,2
		800	0,0035	2,1	11,63	0,002	0,25	0,31	0,06	$326,8 \cdot 10^{-6}$	686,3
		900	0,00321	2,4	14,9	0,0019	0,27	0,3	0,03	$419,3 \cdot 10^{-6}$	1006,3
		1100	0,00308	2,5	25	0,0005	0,27	0,3	0,03	$702,5 \cdot 10^{-6}$	1756,3
III	0,0032	500	0,00273	1,7	8,06	0,0003	0,29	0,34	0,05	$226,5 \cdot 10^{-6}$	385,06
		800	0,00248	2,1	11,43	0,0003	0,26	0,3	0,04	$321,2 \cdot 10^{-6}$	674,5
		900	0,00246	2,1	14,7	0,0003	0,29	0,34	0,05	$413,7 \cdot 10^{-6}$	867,4
		1100	0,00223	2,1	18,52	0,0003	0,3	0,35	0,05	$520,4 \cdot 10^{-6}$	1092,9
IV	0,003	500	0,00301	1,8	8,5	0,0003	0,16	0,24	0,08	$238,8 \cdot 10^{-6}$	429,9
		800	0,00329	1,9	11,5	0,0006	0,16	0,24	0,08	$323,2 \cdot 10^{-6}$	614,1
		900	0,00294	2	14,7	0,0006	0,17	0,26	0,09	$418,7 \cdot 10^{-6}$	837,4
		1100	0,00318	2,1	18,2	0,0006	0,17	0,26	0,09	$511,4 \cdot 10^{-6}$	1073,9

**Висновки:**

- амплітуда переміщення робочого органу віброзбудника зростає із збільшенням витрат рідини через віброзбудник;

- при всіх значеннях витрат максимальне переміщення робочого органу спостерігається при частоті коливань (10...20) Гц;

- потужність на привод віброзбудника залежить головним чином від частоти коливань. Отриману залежність можна представити у вигляді прямої;

- потужність, яка затрачається на привод гідрударного віброзбудника і відповідає максимальній величині амплітуди коливань робочого органу, складає 10...15% від потужності привода водяного насоса, що знижує ефективність застосування такого привода

**Список використаних джерел:**

1. Варсонофьев В. Д., Кузнецов О. В. Гидравлические вибраторы. М. : Машиностроение, 1979. – 104 с.
2. Баранов В. Н., Захаров Ю. Е. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы. М. : Машиностроение, 1966. – 326 с.
3. В.П. Нестеренко, В.Д. Кирикович Гідро- і пневмопривод: Інтерактивний комплекс навчально-методичного забезпечення – Рівне : НУВГП, 2006. – 173 с.
4. Машини для земляних робіт: Навчальний посібник / Хмара Л. А., Кравець С. В., Нічке В. В., Назаров Л. В., Скоблюк М. П., Нікітін В. Г. Під загальною редакцією проф. Хмари Л. А. та проф. Кравця С. В. : Рівне - Дніпропетровськ - Харків. – 2010.