

МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ ТРЬОХМАСОВОЇ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ УСТАНОВКИ

Виконані раніше дослідження [1] конструктивних ознак віброударних машин, що застосовуються в будівництві для ущільнення бетонних сумішей, являються основою для оцінки їх технологічних параметрів. В таблиці 1 наведені характеристики віброударних машин у відповідності до конструкцій, що наведені в роботі [1].

Таблиця 1. Технічні характеристики розглянутих віброударних машин

№	Найменування (модель) установки	Маса, m кг	Вантажність, Q кг	Частота, ω 1/с	Амплітуда, x_0 (напіврозмах) мм	Потужність, P кВт	Динамічне прискорення, a м/с ²	Вимушуюча сила, F_0 Н	Жорсткість, c Н/м
1	СМЖ-538	6800	18000	146,5	0,8...1	12	19,3	60037	$2,47 \cdot 10^8$
2	СМЖ-460	7400	15000	65	6...10	30	37,2	112554	$0,52 \cdot 10^8$
3	ПОЛІФАЗНА ВІБРОУДАРНА	6500	10000	157	0,8	30	19,7	57388	$2,7 \cdot 10^8$
4	ВБ-10А	2700	10000	175,8	0,5...0,7	11	18,5	23838	$1,4 \cdot 10^8$
5	УДВЕ-2	800	4000	130	0,76	4,5	41,2	4418	$0,3 \cdot 10^8$

Для оцінки технологічних параметрів були вибрані наступні критерії:

- коефіцієнт прискорення;
- коефіцієнт вимушуючої сили;
- коефіцієнт потужності;
- коефіцієнт жорсткості.

На основі обробки результатів таблиці 1 були визначені критерії (табл. 2).

Таблиця 2. Критерії оцінки параметрів розглянутих віброударних машин

№	Найменування (модель) установки	Коефіцієнт прискорення $K_a = a/g$	Коефіцієнт вимушуючої сили $K_F = F_0/(m \cdot x_0 \omega^2)$	Коефіцієнт потужності $K_P = P/Q$	Коефіцієнт жорсткості $K_C = c/(Q \omega^2)$
1	СМЖ-538	1,97	0,46	0,67	0,64
2	СМЖ-460	3,8	0,45	2	0,82
3	ПОЛІФАЗНА ВІБРОУДАРНА	2	0,44	3	1,1
4	ВБ-10А	1,89	0,48	1,3	0,45
5	УДВЕ-2	4,2	0,43	1,1	0,44

Для наочності були побудовані гістограми (рис. 1) із яких слідує, що за приведеними ознаками найбільш ефективною є машина з електромагнітним приводом коливань (УДВЕ-2)

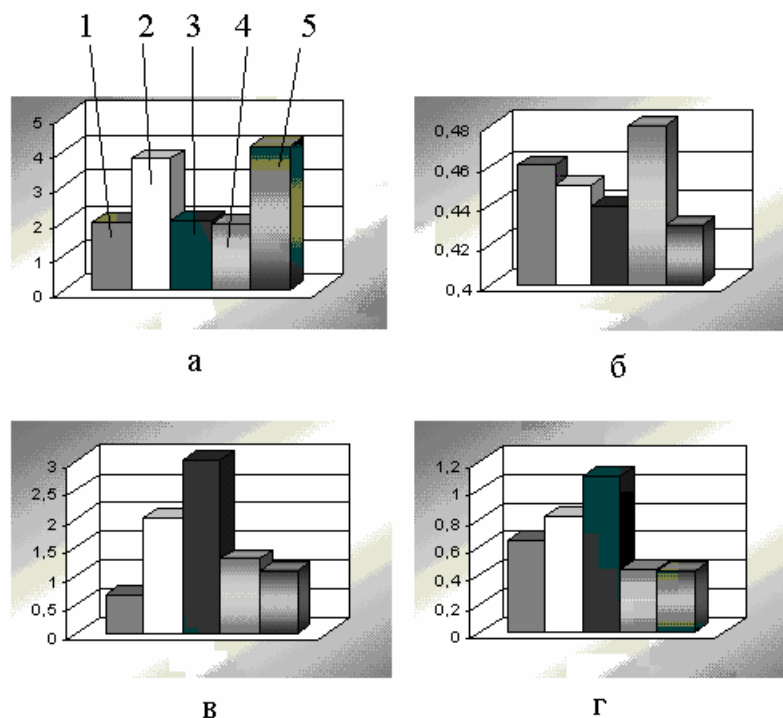


Рис. 1. критерії віброударних машин:

а – K_a ; б – K_F ; в – K_P ; г – K_C ;

1 – СМЖ-538; 2 – СМЖ-460; 3 – поліфазна віброударна; 4 – ВБ-10А; 5 – УДВЕ-2

Була розроблена віброударна установка, на новизну якої отримано патент України [2].

Для обґрунтування фізичної та математичної моделі були прийняті наступні припущення та передумови:

1. пружні елементи зв'язків і обмежників коливань приймаються лінійними і розраховуються відповідно до закону Гука.
2. непружні (дисипативні) характеристики елементів конструкцій машин приймаються за рахунок гіпотези тертя.
3. бетонна суміш в рівняннях руху враховується за методикою проф. Назаренка І.І. [3] через контактну силу.

Виходячи із наведених припущень і передумов була вибрана розрахункова схема (рис.2), у відповідності до якої рух установки здійснюється наступним чином.

На пружні прокладки (c_2 , b_2) і пружні елементи (c_1 , b_1), які закріплені на рухомій рамі (m_3), встановлюють форму з бетонною сумішшю (m_1) та подають в обмотку статора пульсуючий струм, який створює відносні взаємні переміщення в проти фазі якоря і статора, що в свою чергу обумовлює протифазні коливання рухомої рами (m_3) і ударника (m_2) який буферними елементами (c_1 , b_1) наносить удар по дну форми (m_1). В момент удару або трохи раніше котушка електромагніта знеструмлюється. Після удару маса (m_1) відривається від маси (m_3), а маса (m_2) за допомогою пружних елементів (c_3 , b_3) рухається в початкове положення. Під дією власної ваги маса (m_1) повертається ударяючись з масою (m_3) пружними елементами (c_2 , b_2) і знову рухається вгору. В цей час маса (m_2) досягає свого крайнього нижнього положення де і вмикається електромагніт і маси (m_2) і (m_1) рухаються назустріч одна одній до нового зіткнення між собою. Далі цикл повторюється. Були складені рівняння руху у відповідності до розглянутих циклів роботи установки.

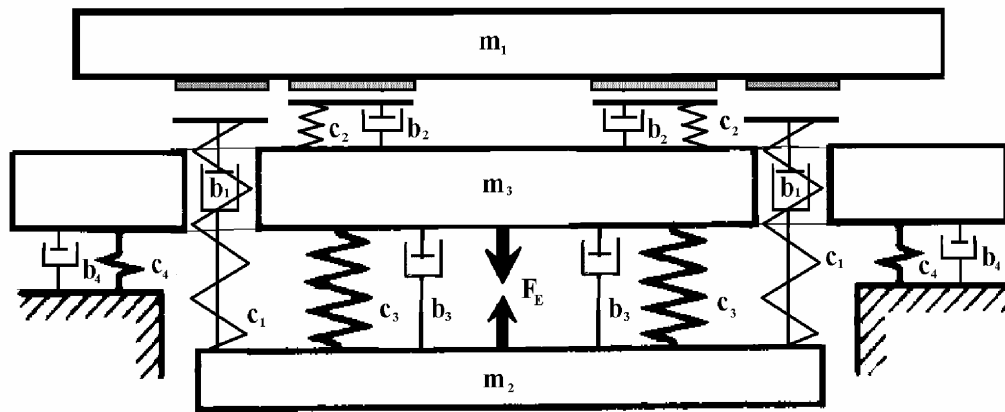


Рис. 2. Розрахункова схема трьох масної віброударної установки

Під час удару маси (m_2) і маси (m_1) рівняння руху системи матимуть такий вигляд

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + c_1(x_1 - x_2) + c_2(x_1 - x_3) &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + b_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_1(x_2 - x_1) + c_3(x_2 - x_3) &= -F_E \\ m_3 \ddot{x}_3 + b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + b_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_2(x_3 - x_2) + c_3(x_3 - x_2) &= F_E \\ F_E &= \frac{\alpha \cdot \sigma \cdot \psi_P^2}{2(\sigma + x)^2} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Після удару маси (m_2) по масі (m_1), а також після удару маси (m_3) по масі (m_1) рівняння руху системи (без контакту з масою m_1)

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + b_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_3(x_3 - x_2) &= F_E \\ m_3 \ddot{x}_3 + b_3\dot{x}_2 - b_3\dot{x}_3 + c_3(x_2 - x_3) &= -F_E \\ F_E &= -\frac{\alpha \cdot \sigma \cdot \psi_P^2}{2 \cdot (\sigma + x)^2} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Під час удару маси (m_3) і маси (m_1) рівняння руху системи матиме вигляд

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + c_1(x_1 - x_2) + c_2(x_1 - x_3) &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + b_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_1(x_2 - x_1) + c_3(x_2 - x_3) &= -F_E \\ m_3 \ddot{x}_3 + b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + b_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_2(x_3 - x_1) + c_3(x_3 - x_2) &= F_E \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Циклічність роботи віброплощини розраховується по формулі

$$t_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4,$$

де $t_{\text{ц}}$ – час циклу; t_1 – час удару маси m_1 та m_2 ; t_2 – час руху маси m_1 без контакту з масами m_2 і m_3 (відрив); t_3 – час удару маси m_1 та m_3 ; t_4 – час між t_3 та t_1 .

В подальших дослідженнях після оцінки пружно-інерційних і дисипативних характеристик установки передбачається рішення рівнянь (1) – (3) і перевірка їх результатів з даними експериментальних досліджень та розробка методики розрахунку подібних машин.

Література

1. Динаміка електромагнітної віброударної установки з інтенсифікованою передачею енергії до оброблювального середовища// Збірник наукових праць. – Полтава, 2000. – Вип. 6. – Ч.1. – 40 с.
2. Деклараційний патент на винахід В28В1/08 № 43553 “Віброударна площадка для ущільнення бетонної суміші”, 2001.
3. Назаренко І.І. Прикладные задачи теории вибрационных систем. – К.: ІСДО, 1993. – 214с.