



УДК 66.9.033

, д-р техн. наук, професор КНУБА,
, асистент КНУБА

НАЗАРЕНКО І.І. КОСМИНСЬКИЙ І.В. АНАЛІЗ РУХУ ДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ: "ВІБРОУСТАНОВКА – БЕТОННА СУМІШ – ПРИВАНТАЖУВАЧ"

Використання допоміжних робочих органів у вигляді привантаження, потребує більш чіткого і аргументованого вибору загальної моделі "машина–середовище–привантажувач". Це пояснюється тим, що у такому випадку середовище стає тим елементом, який суттєво впливає на загальний рух, оскільки суворо проявляються пружні властивості середовища [1].

Тому виникає проблема в достатньо коректній постановці задачі, вибору фізичної та математичної моделі згаданого процесу. В роботі [2] вибрана модель, визначені рівняння руху та отримані аналітичні залежності для основних параметрів процесу: амплітуд коливань віброплощинки і привантажувача, формули для оцінки деформацій і напруження по висоті виробу

$$x_z = \frac{\left[\left[F_0 \left(\frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \Phi_9 - \Phi_8 \right) + F_{np} \left(\frac{\chi_s}{m_b \omega^2} \Phi_5 - \Phi_4 \right) \right]^2 + \left[F_0 \left(\frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \Theta_9 - \Theta_8 \right) + F_{np} \left(\frac{\chi_s}{m_b \omega^2} \Theta_5 - \Theta_4 \right) \right]^2 \right]^{1/2}}{\left[\left[\chi_s \left(\frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \Phi_1 - \Phi_3 \right) - \chi_{np} \Phi_3 + m_b \omega^2 \Phi_2 \right]^2 + \left[\chi_s \left(\frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \Theta_1 - \Theta_3 \right) - \chi_{np} \Theta_3 + m_b \omega^2 \Theta_2 \right]^2 \right]^{1/2}}; \quad (1)$$

$$\varepsilon_z = \sqrt{\alpha^2 + \beta^2} \times$$

$$\times \frac{\left[\left[F_0 \left(\Phi_{11} - \Phi_{10} \frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \right) + F_{np} \left(\Phi_6 \frac{\chi_s}{m_b \omega^2} - \Phi_7 \right) \right]^2 + \left[F_0 \left(\Theta_{11} - \Theta_{10} \frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \right) + F_{np} \left(\frac{\chi_s}{m_b \omega^2} \Theta_6 - \Theta_7 \right) \right]^2 \right]^{1/2}}{\left[\left[\chi_s \left(\frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \Phi_1 - \Phi_3 \right) - \chi_{np} \Phi_3 + m_b \omega^2 \Phi_2 \right]^2 + \left[\chi_s \left(\frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \Theta_1 - \Theta_3 \right) - \chi_{np} \Theta_3 + m_b \omega^2 \Theta_2 \right]^2 \right]^{1/2}}; \quad (2)$$

$$\sigma_z = \frac{\rho \dot{\omega}}{\sqrt{\alpha^2 + \beta^2}} \times$$

$$\frac{\left[\left[F_0 \left(\Phi_{11} - \Phi_{10} \frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \right) + F_{np} \left(\Phi_6 \frac{\chi_s}{m_b \omega^2} - \Phi_7 \right) \right]^2 + \left[F_0 \left(\Theta_{11} - \Theta_{10} \frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \right) + F_{np} \left(\frac{\chi_s}{m_b \omega^2} \Theta_6 - \Theta_7 \right) \right]^2 \right]^{1/2}}{\left[\left[\chi_s \left(\frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \Phi_1 - \Phi_3 \right) - \chi_{np} \Phi_3 + m_b \omega^2 \Phi_2 \right]^2 + \left[\chi_s \left(\frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \Theta_1 - \Theta_3 \right) - \chi_{np} \Theta_3 + m_b \omega^2 \Theta_2 \right]^2 \right]^{1/2}}; \quad (3)$$

За наведеними аналітичними залежностями розроблено алгоритм розрахунку параметрів робочого процесу при широкому діапазоні змінних параметрів. За допомогою програми MathCAD Professional було проведено розрахунок наступних параметрів: амплітуди коливань, деформації та напруження в залежності від зміни частоти коливань в



межах $100 - 314 \text{ с}^{-1}$ з кроком 10 с^{-1} , коефіцієнт втрат приймався в межах $\gamma = 0,1 \dots 0,5$ з кроком $0,05$, а статичний тиск привантажувача змінювався в межах $\sigma = 4,4 \times 10^4$ до $1,76 \times 10^6 \text{ Н/м}^2$.

Всього було виконано близько 300 варіантів розрахунку. В якості прикладу нижче наведено результати розрахунків з та без врахування привантаження (табл. 1).

Таблиця 1. Числові значення параметрів робочого процесу (без привантажування)

Вихідні параметри				Шукані параметри		
Висота стовпа суміші, $h, \text{ м}$	Частота коливаль, $\omega, \text{ с}^{-1}$	Коефіцієнт втрат, γ	Статичний тиск прив., $\sigma_{\text{при}}, \text{ Па}$	Амплітуда коливаль, $x, \times 10^{-3} \text{ м}$	Відносна деформація, $\varepsilon, \times 10^{-3}$	Напруження, $\sigma_c, \text{ Н/м}^2$
1	2	3	4	5	6	7
0	157	0,1	0	2,245	9,315	53,712
0,01				2,367	8,97	49,817
0,02				2,486	8,608	45,877
0,03				2,597	8,229	41,925
0,04				2,704	7,634	37,992
0,05				2,806	7,423	34,109
0,06				2,902	6,997	30,307
0,07				2,992	6,557	26,617
0,08				3,076	6,104	23,067
0,09				3,155	5,639	19,686
0,1				3,227	5,163	16,502
0,11				3,292	4,678	13,538
1	157	0,1	0	3,351	4,181	10,817
0,12				3,403	3,676	8,367
0,13				3,449	3,165	6,201
0,14				3,488	2,647	4,338
0,15				3,519	2,124	2,793
0,16				3,544	1,597	1,578
0,17				3,562	1,066	0,704
0,18				3,573	0,5337	0,176
0,19				3,576	0	0
0,2				3,576	0	0

Таблиця 2. Числові значення параметрів робочого процесу (з привантажуванням)

Вихідні параметри				Шукані параметри		
Висота стовпа суміші, $h, \text{ м}$	Частота коливаль, $\omega, \text{ с}^{-1}$	Коефіцієнт втрат, γ	Статичний тиск прив., $\sigma_{\text{при}}, \text{ Па}$	Амплітуда коливаль, $x, \text{ м}$	Відносна деформація, ε	Напруження, $\sigma_c, \times 10^3 \text{ Н/м}^2$
0	157	0,1	$4,4 \times 10^5$	0,04	0,093	5,402
0,01				0,039	0,099	6,041
0,02				0,037	0,104	6,691
0,03				0,036	0,109	7,346
0,04				0,034	0,114	8,001
0,05				0,032	0,118	8,65
0,06				0,031	0,122	9,289



0,07				0,029	0,127	9,913
0,08				0,027	0,13	10,52
0,09				0,025	0,134	11,09
0,1				0,023	0,137	11,64
0,11				0,021	0,14	12,16
0,12				0,019	0,143	12,63
0,13				0,017	0,145	13,07
0,14				0,014	0,147	13,46
0,15				0,012	0,149	13,8
0,16				0,01	0,151	14,09
0,17				$7,819 \times 10^{-3}$	0,152	14,32
0,18				$5,567 \times 10^{-3}$	0,153	14,5
0,19				$3,31 \times 10^{-3}$	0,154	14,63
0,2				$1,06 \times 10^{-3}$	0,154	14,69

Для ілюстрації результатів побудовано графіки залежностей амплітуди коливань, деформації та напруження від висоти z та без привантажувача (рис.1 та 2).

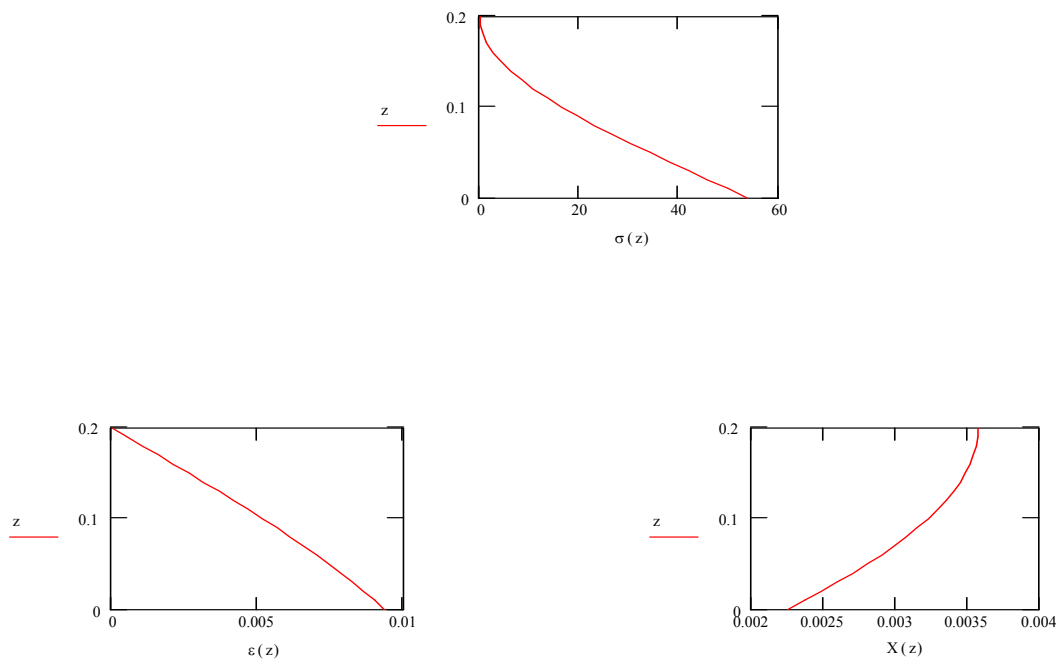


Рис. 1. Графіки зміни амплітуди коливань, деформації і напруження по шарах суміші без привантажувача

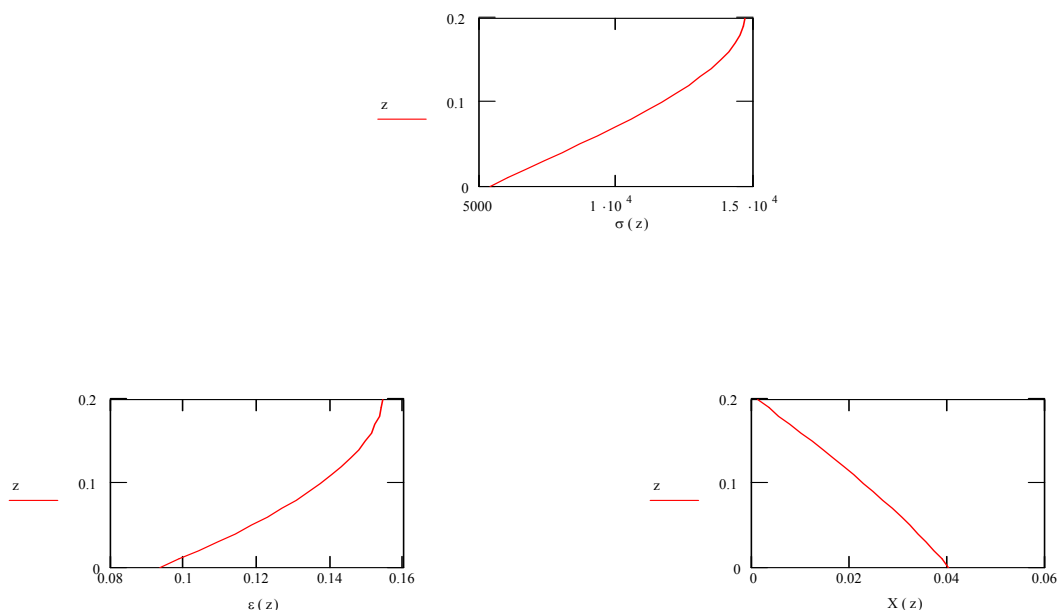


Рис. 2. Графіки зміни амплітуди коливань, деформації і напруження по шарах суміші з привантажувачем

Як видно з графіків наявність привантажувача суттєво впливає на зміну шуканих величин на проміжку від 0 до 0,2 м у розглянутому прикладі та по всіх проведених варіантах розрахунків – від 0 до 0,5 м. Отже ґрунтуючись на цьому можна зробити наступні висновки:

1. Наявність привантажувача в динамічній системі “машина – середовище” суттєво впливає на характер розподілу параметрів, які необхідно знайти, в зонах зміни вихідних даних.
2. Рациональна величина привантажувача для виконаних дослідів знаходиться в межах від $4,4 \times 10^4$ до $1,76 \times 10^6$ Па.
3. При розрахунках параметрів віброплощинки необхідно враховувати модель середовища, як системи з розподіленими параметрами.

Література

1. Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных машин: Учебное пособие. – К: ИСНОУ, 1993. – 216 с.
2. Лаптев І.В Теоретичні дослідження динаміки привантажувача: Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, Збірник наукових праць №55 2000 р., с. 84 – 90.