

УДК69.00.25

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2024-41.0402>**Андрій Заприво́да**

кандидат технічних наук,
завідувач кафедри автоматизації технологічних процесів
Київський національний університет будівництва і архітектури,
просп. Повітряних сил 31, м. Київ, 03037, Україна
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9171-9325>
E-mail: zapryvoda.av@knuba.edu.ua

**МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ ПОВЕРХНЕВИХ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН
ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ**

АНОТАЦІЯ. В роботі розроблено методи розрахунку основних параметрів поверхневих вібраторів, установок, вібраційних котків на основі дослідження змішаної дискретно-континуальної моделі системи «робочий орган машини- ущільнюоче середовище». Алгоритми розрахунку побудовані на попередньому визначенню вибору типу машини в залежності від виду технологічного процесу ущільнення, складу суміші, обґрунтування режимів та параметрів. Запропоновані числові значення критеріїв оцінки із забезпеченням ефективних та енергетичних масових, силових та енергетичних показників. Методики розрахунку передбачають як за резонансні та резонансні режими роботи вібраційних машин. Отримані результати відкривають шлях для проектування вібраційних машин і інших конструкцій даного класу.

Ключові слова: методи розрахунку, вібраційна система, резонанс, параметри, критерії амплітуда, частота коливань.

METHODS FOR CALCULATING THE PARAMETERS OF SURFACE VIBRATING MACHINES FOR COMPACTING BUILDING MIXTURES

ABSTRACT. The paper developed methods for calculating the main parameters of surface vibrators, installations, and vibratory rollers based on the study of a mixed discrete-continuous model of the system "machine working body - compacting medium". The calculation algorithms are based on a preliminary definition of the choice of the type of machine depending on the type of compaction process, the composition of the mixture, and the justification of modes and parameters. The numerical values of the evaluation criteria are proposed to ensure effective and energy mass, power, and energy indicators. The calculation methods provide for both resonant and resonant modes of operation of vibrating machines. The results obtained open the way for the design of vibrating machines and other structures of this class.

Keywords: calculation methods, vibration system, resonance, parameters, amplitude criteria, oscillation frequency.

1. Вступ. При розрахунках параметрів вібраційних машин варто вибрати розрахункову схему, яка відображає враховувати вплив бетонної суміші, що ущільнюється, на динаміку машини [1,2]. Ці закономірності вібраційного ущільнення бетонної суміші свідчать про те, що для розв'язання цієї задачі потрібно розглядати ущільнювальну машину і бетонну суміш як єдину динамічну систему. Саме такий підхід використаний в розробці методів розрахунку основних параметрів поверхневих вібраторів, установок, вібраційних котків на основі раніше виконаних досліджень [2-5].

2. Аналіз публікацій по темі дослідження. Розрахункам параметрів вібраційних машин присвячена низка робіт [1-4]. Аналізом з'ясовано, що існує два методи врахування бетонної суміші при визначенні параметрів: емпіричний та теоретичний. Емпіричний метод заснований на такому підході [6]. Вважається, що при завантаженні бетонною сумішшю форми, що розміщується на формувальній вібраційній машині для за резонансного режиму роботи, збільшення коливної маси зменшує амплітуду коливань робочого органу. Тому у фор-

мулах для її визначення коливань робочого органу враховується коефіцієнтом α приєднання бетонної суміші, який являє собою відношення ту частину маси, $m_{пр}$, яка відображає ступінь впливу до повної маси суміші m : $\alpha = m_{пр}/m$. За такого підходу формула для визначення коливань робочого органу вібраційної машини X_0 буде мати вигляд:

$$X_0 = \frac{m_0 r_0}{M_0 + \alpha m}, \quad (1)$$

де $m_0 r_0$ - статичний момент маси дебалансів, який є складовою зовнішньої сили, F_0 , яка визначається за залежністю: $F_0 = m_0 r_0 \omega^2$. Тут ω - частота коливань вібромашини.

За різними експериментальними даними коефіцієнт приєднання бетонної суміші коливається в доволі широких межах, $\alpha = 0,15 \dots 0,60$. Коефіцієнт α не враховує витрати енергії, які необхідні для ущільнення бетонної суміші. Тому, враховуючи вплив маси бетонної суміші на динаміку вібраційної машини, що працюють у за резонансному режимі, їх розрахункова схема розглядається у спрощеному вигляді як дисипативну систему (тобто з розсіюванням енергії) з одним ступенем вільності. При цьому дисипація енергії, пов'язана з ущільненням бетонної суміші, моделюється опором b , а кут φ зсуву фаз між зовнішньою силою і переміщенням при розрахунку потужності беруть таким, що дорівнює $145 \dots 160^\circ$. Середню потужність коливань вібраційної машини P_{cp} обчислюють формулою:

$$P_{cp} = \frac{1}{2} F_0 X_0 \omega \sin \varphi. \quad (2)$$

Очевидно, що формули (1) і (2) є занадто спрощеними і можуть бути використані тільки в рамках отриманих експериментальних значень коефіцієнта α і кута φ .

Другий метод розглядає спільний рух машини і бетонної суміші на основі моделі, в якій елементи машини є дискретними, а бетонна суміш розподіленими параметрами. За такої моделі формула для визначення коливань робочого органу вібраційної машини X_0 буде мати вигляд:

$$X_0 = \frac{F_0}{\sqrt{(M\omega^2 + m\omega^2 a)^2 + (m\omega^2 d)^2}}, \quad (3)$$

де a і d - коефіцієнти, що враховують вплив пружно-інерційних та дисипативних властивостей бетонної суміші на рух вібраційної машини:

$$a = \frac{\alpha_n sh 2\alpha_n h + \beta_n \sin 2\beta_n h}{h(\alpha_n^2 + \beta_n^2)[ch 2\alpha_n h + \cos 2\beta_n h]}; \quad d = \frac{\alpha_n \sin 2\beta_n h - \beta_n sh 2\alpha_n h}{h(\alpha_n^2 + \beta_n^2)[ch 2\alpha_n h + \cos 2\beta_n h]}. \quad (4)$$

Залежності (4) враховують геометричні характеристики і реологічні властивості бетонної суміші та акустичні параметри, в тому числі і номер гармоніки частоти коливань, що є свідченням повноти врахування впливу бетонної суміші на коливання машини. Потужність приводу вібраційної машини на відміну від формули (2) окремо визначаються на ущільнення $P_{ущ.}$ та на розсіяння енергії в вузлах машини P_{TP} :

$$P_{ущ.} = \frac{1}{2} F_0 X_0 \omega d; \quad P_{TP} = F_0 \mu \frac{d_y}{2} \omega. \quad (5)$$

де $\mu = 0,005 \dots 0,008$ — коефіцієнт тертя в підшипниках; d_y — діаметр цапфи підшипника.

Аналіз залежності (3)...(5) засвідчує їх можливість застосування для широкого класу вібраційної техніки і тому саме цей підхід використаний в даних дослідженнях.

3. Мета та задачі роботи. Мета роботи полягає у розробці методів розрахунку основних параметрів поверхневих вібротрипів та вібраційних котків.

Задачі роботи:

- визначення раціональних параметрів поверхневих вібротрипів;
- розробка методів розрахунку їх основних параметрів поверхневих вібротрипів;
- визначення раціональних параметрів котків та розробка методів розрахунку їх основних параметрів.

4. Визначення раціональних параметрів поверхневих вібротрипів та розробка методів розрахунку їх основних параметрів.

4.1. Визначення раціональних параметрів поверхневих вібротрипів.

Поверхнєве ущільнення застосовують для всіх видів рухомих бетонних сумішей при укладанні їх завтовшки не більш як 200 мм. Особливо часто таке ущільнення використовують при спорудженні залізобетонних покриттів у дорожньому будівництві. Найпоширенішими вібраційними машинами поверхневого ущільнення є віброплити, віброрейки та вібраційні котки. За результатами теоретичних та експериментальних досліджень віброплит та віброрейок визначені числові значення амплітуд безвідривних коливань X_0 і меж їх граничних значень X_r (табл. 1). В таблиці 2 наведені числові значення раціональних частот коливань вібраційних плит і вібраційних рейок для основних характеристик будівельних сумішей.

Таблиця 1. Числові значення амплітуд безвідривних коливань X_0 і меж їх граничних значень X_r

Table 1. Numerical values of the amplitudes of continuous oscillations X_0 and the limits of their limiting values X_r

h, м	$X_0, м$	$X_r, м$
0,10	$6,24 \cdot 10^{-5} \dots 2,01 \cdot 10^{-4}$	$2,48 \cdot 10^{-5} \dots 1,02 \cdot 10^{-4}$
0,15	$6,86 \cdot 10^{-5} \dots 2,26 \cdot 10^{-4}$	$3,71 \cdot 10^{-5} \dots 1,53 \cdot 10^{-4}$
0,20	$7,48 \cdot 10^{-5} \dots 2,52 \cdot 10^{-4}$	$4,95 \cdot 10^{-5} \dots 2,04 \cdot 10^{-4}$

Таблиця 2. Числові значення частот коливань віброплит і рейок

Table 2. Numerical values of vibration frequencies of vibrating plates and rails

Характеристики бетонної суміші	Частота коливань, ω 1/с			
	Дрібнозернисті заповнювачі суміші		Крупнозернисті заповнювачі суміші	
Жорсткість, Ж, сек	Ж<100	Ж>100	Ж<100	Ж>100
Висота шару, мм	400-500	500-600	-	-
h<50				
50 < h < 200	350-400	400-450	300- 350	350-400
h>200	300- 350	350-400	250- 300	300- 350

Робота всіх машин для ущільнення пов'язана з прикладенням на їхню поверхню циклічних навантажень. При навантаженні напружений стан суміші підвищується, а при розвантаженні знижується. У деяких випадках розвантаження не відразу відбувається за навантаженням, тобто максимальний напружений стан суміші підтримується протягом деякого часу.

Циклічне навантаження характеризується швидкістю зміни напруженого стану, яке визначається швидкістю зміни напруженого стану v_{uz} розуміється перша похідна від напруження $d\sigma$ до часу dt :

$$v_{uz} = \frac{d\sigma}{dt} . \quad (6)$$

Якщо напруження в часі змінюється рівномірно, то швидкість зміни напруженого стану визначається як:

$$v_{uz} = \frac{\sigma}{t} . \quad (7)$$

В табл.3 представлені отримані значення параметрів циклічних навантажень, які мають місце при ущільненні ґрунтів різними засобами.

Таблиця 3. Параметри циклічних навантажень

Table 3. Parameters of cyclic loads

Спосіб ущільнення	Максимальний контактний тиск, $H/cm^2 \cdot 10^{-2}$	Швидкість зміни напруженого стану біля поверхні	Загальний час напруженого стану ґрунту за один цикл
Вібраційними плитами: – в гармонійному режимі коливань;	3,0-9,0	10-90	0,01-0,30
в режимі вібраційного трамбування	5,0-50,0	45-500	0,008-0,012

Ефективність вибраних та визначених параметрів із урахуванням залежності (6) оцінювалася за критерієм:

$$I_{в.пл.} = X_0 \omega^3 / h . \quad (8)$$

Поряд із віброплитами і віброрейками застосовується поверхнєве віброштампування, засноване на принципі одночасного впливу на будівельну суміш вібрації та навантаження (тиску) від штапу. Ефективність віброштампування із урахуванням залежності (6) оцінюється співвідношенням змушувальні сили вібратора F_0 до величини статичної сили тиску на суміш F_{cm} :

$$I_{в.штм} = F_0 / F_{cm} . \quad (9)$$

Оптимальне значення величини F_0 / F_{cm} знаходиться в межах 2–2,5. Абсолютна величина тиску при цьому складає 0,008–0,012 МПа. Найбільш ефективним для віброштампування є суміші підвищеної жорсткості (150–200 с). Для них величина питомого тиску знаходиться в межах 0,015–0,020 МПа, а відношення $F_0 / F_{cm} = 2,5–3$.

4.2 Розробка алгоритму розрахунку параметрів поверхневих вібромашин.

Принцип роботи алгоритму розрахунку машин поверхневого ущільнення будівельних сумішей полягає в наступному. Вихідні параметри для розрахунку (блок 1) обираються в залежності від конкретного виду будівельної суміші, прийнятої схеми машини. На основі цього вибір фізичної моделі ущільнюючої бетонної суміші (блок 2) та здійснюється якісний аналіз і перевірка коректності моделі (блок 3), яка відображає реальний

процес законів зміни її реологічних властивостей. В залежності від умов та висоти ущільнюючого шару вибирається математична модель (дискретна чи дискретно-континуальна) (блок 4) і надалі паралельно здійснюється розрахунок параметрів і критерія (блок 5) та відбувається числове порівняння критеріїв ефективності технологічного процесу (блок 6). Якщо розраховані параметри є задовольняють даному критерію, параметри відповідають даному процесу (блок 7), як що ні (блок 8), програма переходить на блоки 2-4.

На рисунку 1 наведено алгоритм розрахунку поверхневих вібромашин.

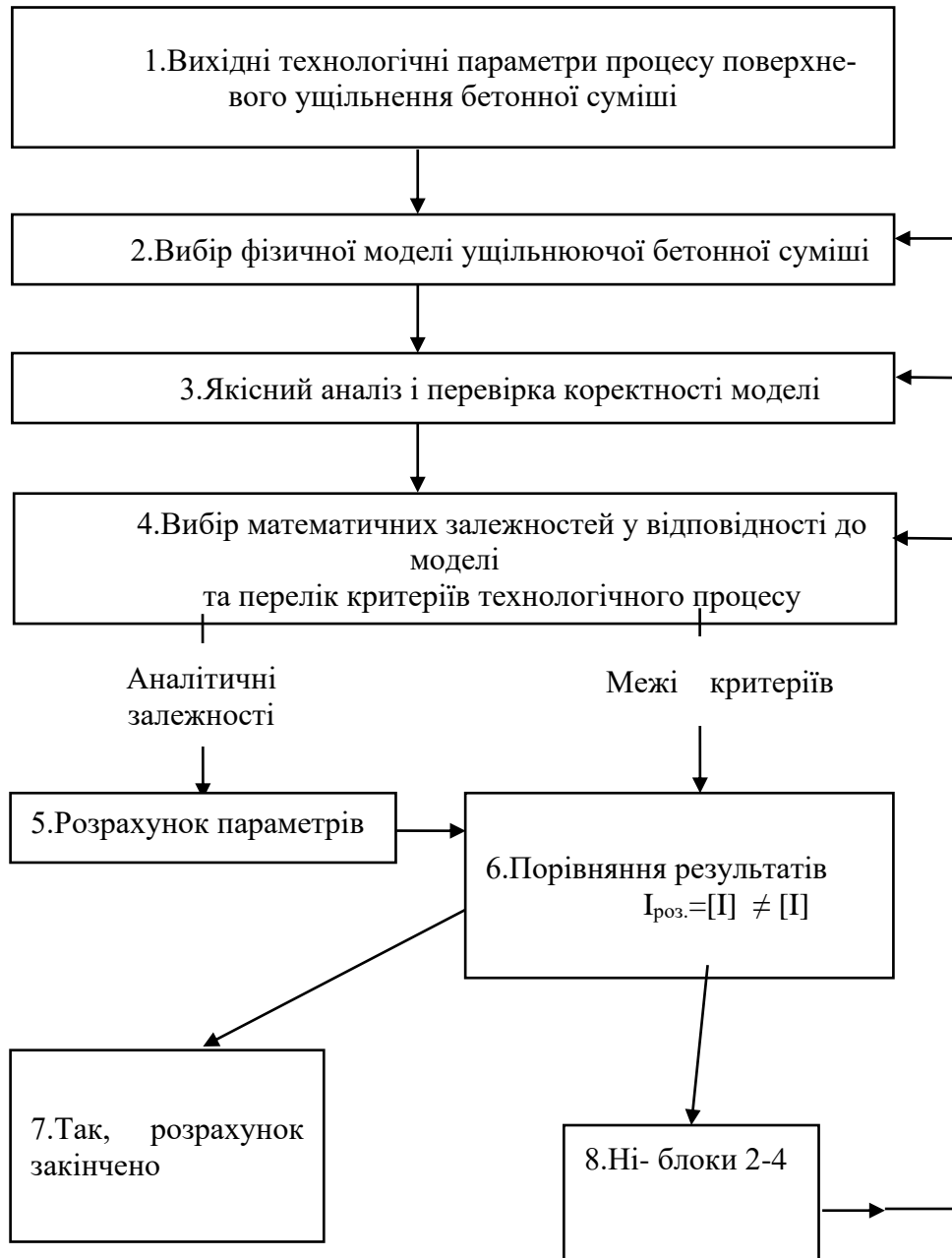


Рис. 1. Алгоритм розрахунку машин поверхневого ущільнення будівельних сумішей
 Fig. 1. Algorithm for calculating machines for surface compaction of building mixtures

Для визначення амплітуди коливань за схемою (рис.1,а) використовуємо формулу:

$$x_0 = \frac{F_0}{c - m\omega^2}, \quad (10)$$

де m - маса вібратора; c - коефіцієнт пружності будівельної суміші; F_0 – змушувальна сила вібратора; x -переміщення вібратора.

Коефіцієнт пружності будівельної суміші визначався на основі ізотермічного стискування повітря, тобто приймалася гіпотеза «повітряної» природи зв'язку між напруженням і деформацією:

$$c = \frac{S(\rho_{am} + \rho_{cm})^2}{l_0 \varepsilon \rho_0}, \quad (11)$$

де S – площа вібратора, що контактує із будівельною сумішшю; ρ_{am} , ρ_{cm} - атмосферний і статичний тиск на суміш; l_0 - глибина шару ущільнювальної будівельної суміші.

Розглядаються дві розрахункові схеми «поверхневий вібратор-ущільнююча будівельна суміш»(рис.2).

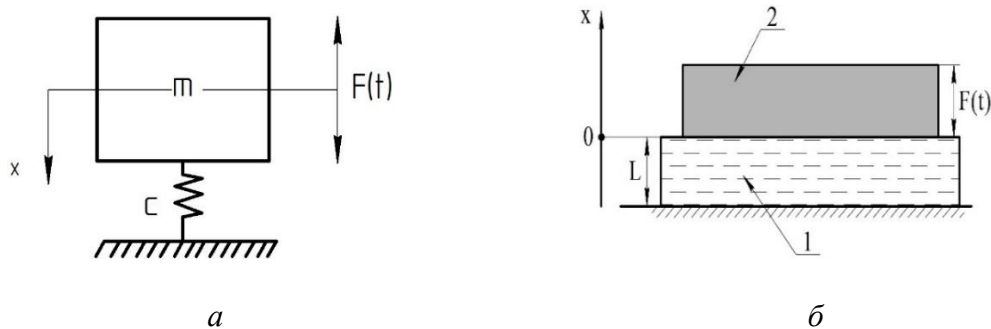


Рис.2. Розрахункові схеми «поверхневий вібратор-ущільнювальна будівельна суміш»:
а- дискретна; б-дискретно-континуальна.

Fig. 2. Calculation schemes "surface vibrator-compacting construction mixture":
a- discrete; b-discrete-continuous.

Для визначення амплітуди коливань за схемою (рис.2,б) використовуємо формулу(3). За схемою (рис.2,а) для вібропристроїв з направленими коливаннями, що працюють у резонансному режимі, потужність коливань P_{cp} , визначається за залежністю:

$$\max P_{cp} = \frac{1}{4} F_0 x_0 \omega, \quad (12)$$

де F_0 — необхідна для підтримки заданої амплітуди змушуючи сила розрахована з урахуванням впливу бетонної суміші на вібропристрій; ω – частота змушених коливань;

Для вібропристроїв із круговими коливаннями:

$$\max P_{cp} = \frac{1}{4} F_0 x_0 \omega. \quad (13)$$

Потужність сил тертя в підшипниках вібровозбуджувача:

$$P_{TP} = F_0 \mu \frac{d_y}{2} \omega, \quad (14)$$

де $\mu = 0,005...0,008$ — коефіцієнт тертя в підшипниках; $d_{\text{ц}}$ — діаметр цапфи підшипника.

Загальна потужність двигуна, кВт:

$$P_{\text{д}} = \frac{\max P_{\text{CP}} + P_{\text{TP}}}{1000\eta}, \quad (15)$$

Потужність вібраційних плит та вібраційних рейок за розрахунковою схемою (рис.1,б) визначається по формулі(4).

Продуктивність визначається для конкретного матеріалу з урахуванням товщини шару, що ущільнюється:

$$\Pi = b_y \cdot h_y \cdot l_y \cdot \frac{60}{t_{\text{ц}}}, \quad (16)$$

де Π - продуктивність, т/год або м³/год; b_y - ширина шару, що ущільнюється, м; h_y - товщина шару, що ущільнюється, м; l_y - довжина ущільнювальної ділянки 10-20 м; $t_{\text{ц}}$ - тривалість циклу ущільнення, що включає час одного подвійного проходу на перших (низька швидкість) та наступних (висока швидкість) проходах, помножене на кількість проходів по ширині та кількість проходів по одному місцю, хв.

4.3. Визначення раціональних параметрів котків та розробка методів розрахунку їх основних параметрів.

Розрахункова схема вібраційного котка приведена на рисунку 3. Вібраційний коток (рис.3,а) моделюється масами m_1 m_2 , (рис.3,б), які рухаються під дією змінної змушуючої сили, F в ідеальних (без тертя) напрямних, і отже, у будь-який момент часу її положення може визначатися координатами. x_1 і x_2 [7]. Всі пружні властивості моделюються лінійними пружинами із коефіцієнтами пружності c_1 та c_2 . Опір коливанням моделюється демпфером, що характеризує в'язкий характер.

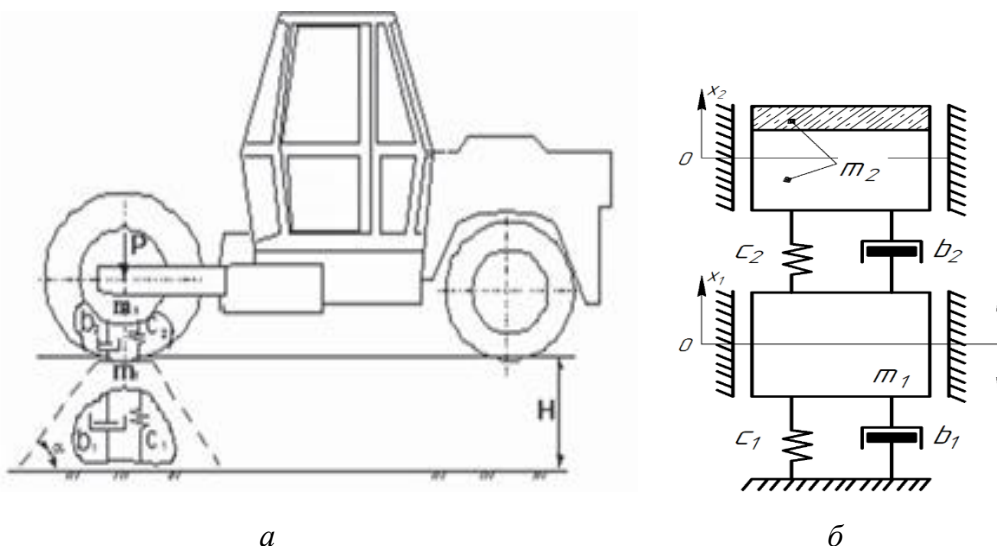


Рис. 3. Вібраційна система «віброкоток-ущільнюючий матеріал»:

а – загальна схема; б – розрахункова схема

Fig. 3. Vibration system "vibrating roller-compacting material":

a - general scheme; b - calculation scheme

В табл.4 представлені отримані значення параметрів циклічних навантажень, які мають місце при ущільненні ґрунтів різними котками.

Наведені дані відповідають кінцю процесу, коли щільність ущільнюючого матеріалу близька до $0,95\delta_{\text{шах}}$. З таблиці видно, що процес ущільнення характеризується великою швидкістю процесу й високими контактними тисками. Висока частота ударів вібраційних машин підвищує ефективність їхньої дії. Таким чином, в результаті впливу зовнішнього навантаження деформація ущільнюючого матеріалу значно залежить від параметрів навантаження, при цьому параметри міняються в досить широких межах.

Таблиця 4. Параметри циклічних навантажень котками

Table 4. Parameters of cyclic loading by rollers

Спосіб ущільнення	Максимальний контактний тиск, $H/cm^2 \cdot 10^2$	Швидкість зміни напруженого стану біля поверхні	Загальний час напруженого стану ґрунту за один цикл
Котками: з гладкими вальцями на пневматичних шинах	70-120	25-300	0,04-0,25
	60-100	5-60	0,10-0,40
Вібраційними котками	40-120	50-800	0,01-0,015

Перехід від вібраційного до ударного режиму коливань відбувається при $F_0 = 2F_{\text{ст}}$ (F_0 - змушуюча сила, $F_{\text{ст}}$ - вага вальця). Тут розмах коливань вальця котка збільшується прямо пропорційно відносній величині вимушених коливань. Така закономірність має місце до $F_0 = 8F_{\text{ст}}$, після чого вона набуває експонентний характер. Ущільнення незв'язних ґрунтів більш ефективно в тому випадку, коли коток робить квазігармонійні коливання великої амплітуди. При такому режимі на ущільнення одиниці об'єму ґрунту витрачається мінімальна робота. Цей режим при частотах 30-60 Гц досягається за умови $F_0 \ll 2F_{\text{ст}}$. Разом з тим, ущільнення зв'язкових ґрунтів повинно проводитися при ударних коливаннях котка, і тому при виборі відносної величини вимушених коливань можливо керуватися нерівністю $F_0 (3,5-4,0) F_{\text{ст}}$. Одержуваний від застосування віброкотків ефект можна оцінити коефіцієнтом ефективності, який представляє собою відношення:

$$K_{\text{эф}} = q_{\text{ст}} / q_{\text{дин}} \quad (17)$$

де $q_{\text{ст}}$ - лінійний тиск котка статичної дії, $q_{\text{дин}}$ - лінійний тиск котка динамічної дії.

Максимальні значення контактних напружень в ущільнюючому середовищі для віброкотків виражаються залежністю:

$$\sigma_{\text{max}} = 0,5 \sqrt{\frac{q_{\text{в}} E}{R}} \quad (18)$$

де R - радіус вальця; E - модуль деформації в ущільнюючому середовищі; $q_{\text{в}}$ - лінійний тиск, який визначається за формулою

$$q_{\text{в}} = K_{\text{пр}} \frac{F_0 + F_{\text{ст}}}{L} \quad (19)$$

де F_0 - амплітудне значення гармонійної сили вальця; $F_{ст}$ - сила тяжіння вальця; L - ширина вальця; $K_{пер}$ - коефіцієнт перевищення, $K_{пер} = 3 - 5$ (рис.4)

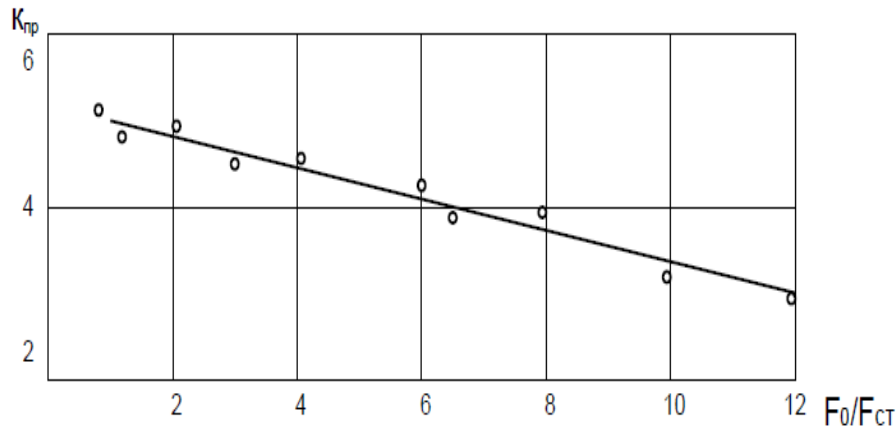


Рис.4.Залежність коефіцієнта перевищення $K_{пер}$ контактного тиску від співвідношення амплітудного значення гармонійної сили вальця до сили тяжіння вальця

Fig. 4. Dependence of the coefficient of excess K_{per} of contact pressure on the ratio of the amplitude value of the harmonic force of the roller to the force of gravity of the roller

5. Висновки:

1. Встановлені раціональні параметри поверхневих вібр машин та розроблено алгоритм розрахунку їх основних параметрів.

2.Виявлено раціональні параметри котків та розроблена методика розрахунку їх основних параметрів.

3.Визначення режимів та параметрів поверхневих вібропристроїв здійснювалося із урахуванням, що розрахункова модель суміші достеменно відображає реальні умови її руху із урахуванням: всіх складових опор, до яких відносяться інерційні, пружні і дисипативні її властивості; характер коливань з урахуванням сил, які діють в контактній зоні; вираховування впливу конструктивної схеми машини на режими формування поверхні виробу.

Список використаних джерел:

- 1.Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем (2-е видання). К.:Видавничий дім «Слово», 2010. – 440с.
- 2.Ivan Nazarenko, Viktor Gaidaichuk, Oleg Dedov, Oleksandr Diachenko. Investigation of vibration machine movement with a multimode oscillation spectrum. Eastern European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol 6, No 1 (90). P. 28–36.
- 3.Запривода А.В. ,Ручинський М.М Стабілізація і синхронізація режиму роботи вібропристрою для формування великих горизонтальних поверхонь /– К.: КНУБА: «Техніка будівництва», №34, 2015. – С. 57-61.
- 4.Запривода А.В. Ручинський М.М Дослідження режимів руху вібропристрою в умовах взаємодії із оброблювальним середовищем / Матеріали XVII міжнародної науково-практичної конференції «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», м. Одеса, 2016. С.258.
- 5.Запривода А.В. Параметри і режими роботи вібропристрою для формування горизонтальних поверхонь / Запривода А.В. К.: КНУБА: «Гірничі, будівельні, дорожні, меліоративні машини», № 5 , 2016. С.48-53.
- 6.Nesterenko M.P.and others. Vibration platform for forming large-sized reinforcedconcrete products // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, 2019, No 5. – P. 284 – 288.

7. Андрій Заприво́да. Ефективність процесу ущільнення будівельних сумішей для улаштування до-ріг. Тези V Міжнародної науково-практичної конференції «Енергоощадні машини і технології», КНУБА, 2024.

References:

1. Nazarenko I.I. (2010) Applied problems of the theory of vibration systems (2nd edition). K.: Publishing house "Slovo", p. 440.
2. Ivan Nazarenko, Viktor Gaidaichuk, Oleg Dedov, Oleksandr Diachenko. (2017) Investigation of vibration machine movement with a multimode oscillation spectrum. Eastern European Journal of Enterprise Technologies. Vol 6, No 1 (90). P. 28–36.
3. Zaprivoda A.V., Ruchinsky M.M. (2015) Stabilization and synchronization of the operating mode of a vibrating device for forming large horizontal surfaces /– K.: KNUBA: “Construction Technology”, No. 34, P. 57-61.
4. Zaprivoda A.V. Ruchinsky M.M. (2016) Research of the modes of motion of a vibrating device in conditions of interaction with the processing environment / Materials of the XVII international scientific and practical conference "Progressive equipment, technology and engineering education", Odessa. P.258.
5. Zaprivoda A.V. (2016) Parameters and operating modes of a vibrating device for forming horizontal surfaces / Zaprivoda A.V. K.: KNUBA: "Mining, construction, road, and land reclamation machines", No. 5, P.48-53.
6. Nesterenko M.P. and others. (2019) Vibration platform for forming large-sized reinforced concrete products // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, No 5. – P. 284 – 288.
7. Andriy Zaprivoda. (2024) Efficiency of the compaction process of building mixtures for road construction. Abstracts of the V International Scientific and Practical Conference "Energy-saving Machines and Technologies", KNUBA, 2024.