

Техніка Будівництва



15, 2004

Техніка Будівництва



Науково-технічний журнал

№15, 2004

УДК 623.413:625.7:69.002

**ТЕХНІКА
БУДІВНИЦТВА**

Науково-технічний журнал
15 '2004

Видається з 1997р. двічі на рік
Свідоцтво про державну реєстрацію КВ №1250 від 17.02.95 р.

Засновники: Академія будівництва України,
Київський національний університет будівництва і архітектури

Редакційна колегія:

Назаренко І.І., д-р техн. наук (головний редактор)
Андріяннов В.П.; Антонюк А.С., канд. техн. наук; Бойко І.П., д-р техн. наук;
Баладінський В.Л., д-р техн. наук; Барашиков А.Я., д-р техн. наук;
Войтенко С.П., д-р техн. наук; Гвоздь О.О.; Гончаренко Д.Ф., д-р техн. наук;
Гречанінов В.П., Григоровський Є.П., д-р техн. наук; Гулеватий С.І., канд. техн. наук;
Злобін Г.К.; Клименко М.О. (відповідальний секретар); Кривенко П.В., д-р техн. наук;
Лівінський О.М., д-р техн. наук; Лимаренко В.О., канд. техн. наук;
Ловейкін В.С., д-р техн. наук; Муляр Л.Х., канд. арх., Олійник О.Я., д-р техн. наук;
Пермяков В.О., д-р техн. наук; Проценко К.І., Рунова Р.Ф., д-р техн. наук;
Сівко В.Й., д-р техн. наук; Смірнов В.М., канд. техн. наук (заст. головного редактора);
Сукач М.К., д-р техн. наук; Хмара Л.А., д-р техн. наук; Черненко В.К., д-р техн. наук

Рекомендовано до друку Вченою радою
Київського національного університету будівництва і архітектури
Протокол № 2 від 29.10.2004 р.

Редактор Баранов Ю.О.
Технічний редактор Свідерський А.Т.
Комп'ютерна верстка Клименко М.О., Климчук О.А.
Коректор Крашевська Л.Г.

Мова видання: українська і російська

© Техніка будівництва, 2004

ЗМІСТ

<i>Техніка для земляних і дорожніх робіт</i>	4
Смірнов В.М., Пристайло Ю.П. Новий робочий орган екскаватора.....	4
Пелевін Л.Є., Рашківський В.П. Динаміка землерийної машини з торцевим робочим органом.....	8
Сукач М.К., Никитенок С.А. Целевая функция оптимизации селективного рабочего органа.....	15
Лесько В.І. Імовірність безвідмовної роботи гідроприводу екскаватора як складної технічної системи.....	19
<i>Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії</i>	22
Назаренко І.І., Баранов Ю.О., Ручинський М.М., Свідерський А.Т., ін. Дослідження робочих процесів вібромашин із змінним режимом руху.....	22
Пентюк Б.М. Теоретичні дослідження робочих процесів системи "прес-середовище" при її дискретному моделюванні.....	31
Ловейкін В.С., Почка К.І., Паламарчук Д.А. Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму роликів формувальної установки з рекуперативним приводом.....	40
Сівко В.Й., Омельченко О.О. Методика дослідження взаємодії гнучких робочих органів з ущільнюючою сумішшю.....	49
Гавриш В.С., Медвідь О.С. Сучасний стан та перспективи механізації процесу виготовлення габійних сіток.....	55
Сергєєв А.М. Створення класифікатора з активними динамічними робочими органами для переробки будівельного піску.....	60
<i>Технологія і організація будівництва</i>	66
Єрмаков М. О. Оцінка методів і визначення організаційних основ працездатності будівельних машин і механізмів.....	66
Меграбян Х.А. Экспериментальные исследования технологии уплотнения бетонных покрытий в монолитном строительстве.....	71
Лівінський М.О. Дослідження ефективності гідроізоляції під хімічно стійкі покриття підлоги.....	74
<i>Автоматизація та моделювання технологічних процесів</i>	78
Зухба А.Г. Об имитационном моделировании работы траншекопателя во временных и фазовых координатах в связи со сложноструктурным забоем.....	78
Гарнець В.М., Косминський І.В. Вплив властивостей середовища на визначення параметрів привантаження.....	86
Човнюк Ю.В., Корнійчук Б.В. Оптимальне керування періодичними рухами ударно-вібраційного майданчика з електромагнітним приводом: метод інтегральних рівнянь.....	92
Клюєва В.В. Методи управління знаннями у системі проектного менеджменту.....	100
Правила підготовки рукописів.....	104

Техніка для земляних і дорожніх робіт

УДК 624.876

В.М. Смірнов, канд. техн. наук, професор КНУБА,
Ю.П. Пристало, канд. техн. наук, доцент КНУБА

НОВИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН ЕКСКАВАТОРА

Робота екскаватора зворотного копання з умов збереження техногенно-екологічної безпеки має свої особливості. Це торкається наступних обмежень:

– зменшення заpresовки ґрунтової стружки у ківш. Це сприятиме збереженню умов для розвантаження ковша за рахунок зниження вірогідності налипання і наступного примерзання ґрунту до металоконструкції ковша. В підсумковому значенні це збільшить продуктивність процесу і, як наслідок, зменшить витрати пального та загазованість повітря;

– зменшення об'єму елементів стружки, що відокремлюються від масиву. Сприятиме зниженню динамічних навантажень на екскаватор взагалі і на ківш зокрема. Полегшить заповнення ковша і запобігатиме втратам ґрунту при переносі ковша на вивантаження;

– відмова або значне обмеження використання машин динамічної дії при попередній підготовці масиву. Тому, що їх застосування супроводжується, як правило, підвищенням рівня шуму та сприяє розповсюдженню хвиль деформації у масиві, а це негативно відбивається на цілісності фундаментів та інженерних споруд, стійкості деяких видів обладнання тощо.

Для виконання означених вимог розроблена конструкція нового ковша для екскаватора зворотного копання типу ЕО-2628, що працюватиме взимку. Особливості конструкції нового ковша спрямовані, крім за все, на обмеження кусковатості стружки та покращення умов для занурення ковша в масив, при цьому враховані кінематичні особливості екскаватора зворотного копання.

Згідно з результатами попередніх досліджень опору ґрунтів різанню в зимових умовах (Ю. Ветров, О. Кисленко, В. Баладінський, Ю. Пристайло, А. Фомін, В. Смірнов, В. Бажан та інші) маємо можливість вважати зростання опору ґрунту різанню з глибиною за кривою, близькою до тангенсоїди (рис. 1). Максимальне значення опору ґрунту різанню спостерігається біля поверхні масиву, де температура ґрунту майже дорівнює температурі повітря. Із зростанням глибини температура масиву збільшується, тоді як міцність його зменшується і відчутно залежить від вологості.

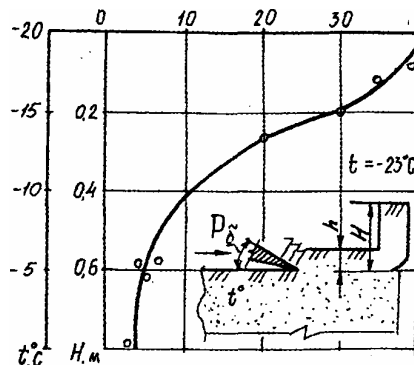


Рис. 1. Залежність опору ґрунту різання плоским клином шириною 40 мм, під кутом різання $\delta = 40^\circ$, (товщина зрізу $n = 75$ мм) від глибини залягання в масиві. Суглинок вскриші Лісаковського родовища залізної руди. Температура повітря $t = -23^\circ\text{C}$, вологість масиву $W_0 = 20\%$

Згідно з кінематикою роботи екскаватора зворотного копання, ківш входить у масив зверху-донизу (рис. 2, а), тобто зуби руйнують спочатку самий міцний шар ґрунту (рис. 2, б).

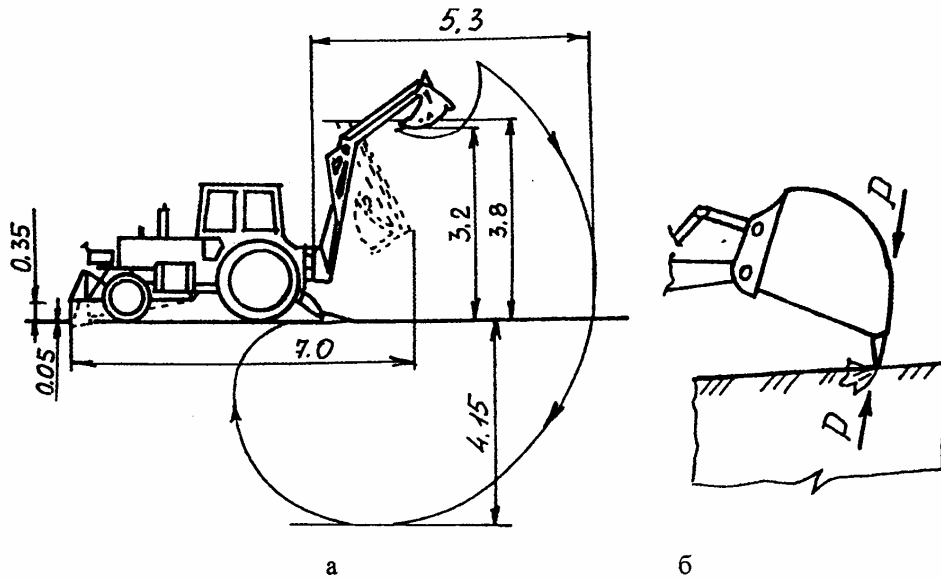


Рис. 2. Конструктивні розміри і траекторія руху ковша екскаватора зворотного копання (а) і початок роботи машини на поверхні масиву (б)

Сучасні ковші екскаваторів другої розмірної групи оснащують, як правило, 4-ма зубами, два з яких розташовані по кутам ковша, а решта на однаковій відстані між собою і між кутовими зубами. Можна припустити, що загальне зусилля копання P ($P \approx 2500$ даН) розподіляється між 4-ма зубами і приблизно дорівнює:

$$P_1 = \frac{P}{4} = \frac{2500}{4} = 625 \text{ (даН)}.$$

Цього зусилля явно не достатньо для входу ковша в масив ґрунту, тому виникає потреба повторювати рух занурення ковша декілька разів. З екологічної точки зору це негативні дії, тому, що підвищується шум, відлітають частки ґрунтової стружки з-під зубів і т.п. До того ж, збільшується час циклу, зменшується продуктивність машини взагалі.

Аби збільшити зусилля на зубі, що починає руйнувати масив, вирішили до середніх зубів додати ще один, але зменшити ширину зубів із $b = 0,07$ м до $b = 0,05$ м. Щоб не було впливу кутових зубів на роботу середніх, останні було висунуто вперед по траекторії різання на кут $\theta = \frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2}$, де ρ - величина кута внутрішнього тертя ґрунту. За дослідними даними, для ґрунтів $\rho = 15^\circ$ [2]. Тоді величина

$$\theta = 45^\circ - 7,5^\circ = 37,5^\circ.$$

При такому розташуванні лише центральний зуб утворює блокований, найбільш енергоємний різ. Решта зубів руйнує масив різми, наближеними до напіввільних.

Аби зменшити зусилля копання ковша, необхідно керовано спрямувати ґрунтову стружку в ківш. Це потребує додаткових зусиль на руйнування ґрунту, до того ж, уламки елементів стружки часто заклинюються між ковшем і стінкою траншеї, а це взимку потребує додаткових зусиль на руйнування ґрунту зрізом або тертям. Заміряти ці додаткові зусилля практично не можливо тому пропонуємо засоби, які повністю виключають додаткове подрібнення елементів стружки кутовими зубами або заклинення

стружки між ковшем і стінкою траншеї. Аби спрямувати у ківш елементи стружки від кутових зубів, пропонується передню грань кожного кутового зуба зробити ламаною, за рахунок устрою додаткової клиноподібної пластини. Поверхня додаткової пластини вгнута, тому рух стружки по кожній грані кожного зуба криволінійний, подібно тому, як відокремлює рілля леміш плуга.

Загалом, взаємодія запропонованого ковша з масивом така. На початку занурення вся сила різання P екскаватора сконцентрована на відносно невеликому лезі центрального зуба і якщо цього достатньо, зуб руйнує ґрунт і входить у масив. Через деякий час до роботи приєднуються спочатку два бічних зуби, а потім ще два кутових зуби, але випереджаючому центральному вже легше, бо він пройшов твердий шар масиву. Тепер у ґрунті знаходиться центральний зуб, якому переміщуватись легше (див. рис.1), хоча він і утворює блокований різ і чотири бічних зуби, які утворюють незалежні від центрального зуба різи. Піки сили різання від кожного зуба не співпадають за часом, тому процес буде не таким динамічним, як коли розробляти ґрунт звичайним ковшем.

До того ж, заповнення ковша ґрунтовою стружкою іде за трьома потоками. Найбільш великі елементи поступають у середню частину ковша від середнього зуба. Слідом ідуть потоки від бічних та кутових зубів. Потоки від кутових зубів проходять довший шлях по кривій, тому стружка розривається й остаточно покриває шар ґрунту, що вже поступив від інших зубів. При щільному заповненні ковшової порожнини не буде утрамбування ґрунту в ковші, що для звичайних ковшів є суттєвим недоліком (ґрунт в ковші запресовується, прилипає, якщо вологості достатньо, і нарешті, намерзає на внутрішню поверхню днища та обичайка). Запропонований ківш буде легше розвантажувати, адже немає умов для створення аркового ефекту в ковші.

Отже, загалом, робота ковша зі зміщенням зубів за траєкторією різання й оснащеними відхиляючими пластинами, що переходять у такої ж кривизни кутові пластини ковша, можна охарактеризувати такими узагальненими показниками:

- зниження динамічності навантаження на ківш і запобігання глибоутворення;
- забезпечення рівномірного заповнення ковша декількома потоками ґрунтової стружки, що зменшує вірогідність запресовки ґрунту у ківш і, як наслідок, зникає можливість налипання (і, взимку, намерзання) ґрунту до металоконструкції ковша;
- збільшення продуктивності машини за рахунок зменшення часу циклу.

Зсув зубів ковша на випередження різання дає ефект незалежності стружкоутворення при товщині зрізу від нуля до якоїсь товщини h^* (рис. 3):

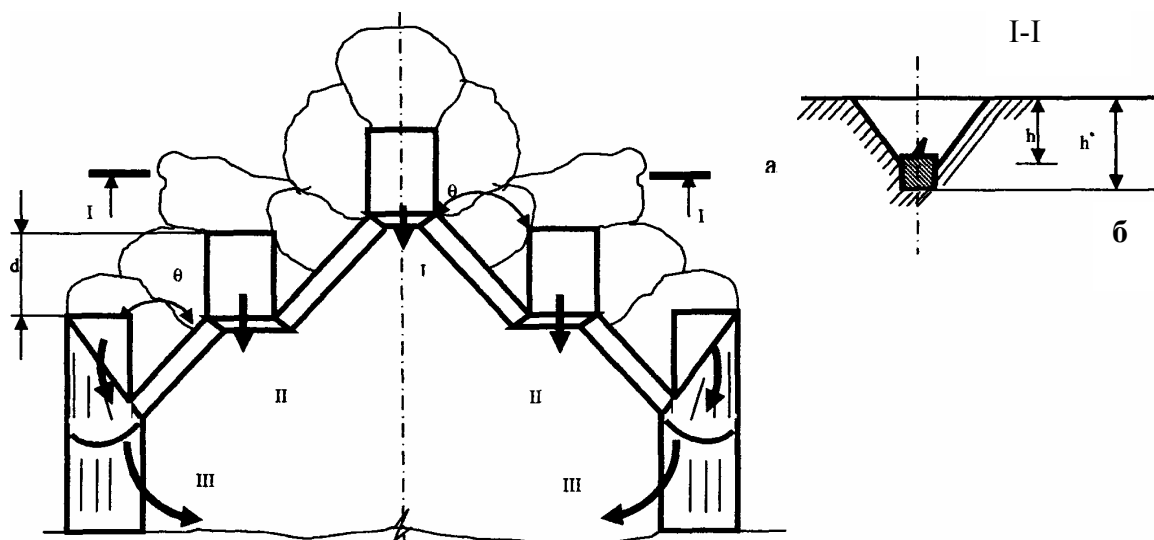


Рис. 3. Схема стружкоутворення запропонованим ковшем:
а – вигляд згори; б – переріз по I-I

$$h^* = \frac{B - n \cdot b}{(2n - 2)k_{\text{біч}} \cdot \text{ctg}\theta}, \quad (1)$$

де B – ширина ковша; n – кількість зубів; $k_{\text{біч}}$ – коефіцієнт розширюючої частини прорізу зубом; b – ширина зуба.

При товщині зрізу $h > h^*$ для збереження незалежності дії зубів рекомендується користуватись формулою для визначення довжини випередження d [1].

$$d = h_1 \cdot \text{ctg}\theta - (h - h_1) \text{ctg}\delta, \quad (2)$$

де δ – кут різання у зуба, $\delta = 30^\circ - 45^\circ$; $h_1 = h \cdot k_{\text{біч}}$ – висота розширюючої частини прорізу ґрунту зубом;

або

$$d \geq h \cdot k_{\text{біч}} \text{ctg}\theta - h(1 - k_{\text{біч}}) \text{ctg}\delta. \quad (3)$$

Наведені особливості враховані в розробках нового ковша для екскаваторів зворотного копання, що випускає фірма "Борекс" у м. Бородянка.

Література

1. *Ветров Ю.А.* Резание ґрунтов землеройными машинами – М.: Машиностроение, 1971.
2. *Пристайло Ю.П.* Определение оптимального числа зубьев ковша роторного экскаватора// Сб. Горные, строительные и дорожные машины. – К.: Техніка, 1970. – Вып.10.

УДК 61.879

Л.Є. Пелевін, канд. техн. наук, професор КНУБА,
В.П. Рашківський, аспірант КНУБА

ДИНАМІКА ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ З ТОРЦЕВИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ

Основними робочими навантаженнями землерийної машини з торцевим робочим органом є навантаження від сил копання. При розробці порід середньої та великої міцності переважаючу частину сил копання складають сили різання [1].

Відомі методики розрахунку дозволяють визначити при заданих умовах середньо максимальну та середню силу різання на основі дослідних коефіцієнтів міцності матеріалу [2].

Однак, при визначенні дійсних робочих навантажень машини, недостатньо визначати середні або середньо максимальні навантаження, так як установлено, що коливання сил різання та копання носять випадковий характер і тому можуть бути описані достатньо повно лише статистичними методами. Більш того, за значеннями середніх та середньо максимальних сил різання та копання проектується робочий орган машини, а його привід проектується за максимальним значенням навантаження при розробці визначеної категорії ґрунту.

Такий підхід призводить до того, що запроектована землерийна машина має низький ККД через відсутність адаптації робочого органу та приводу до змін у робочому середовищі.

Метою роботи є створення землерийної машини з адаптивним робочим органом. Поставлена задача вирішується в декілька етапів: створення низько енергоємних конструкцій робочих органів та проектування їх приводів із можливістю зміни параметрів у часі.

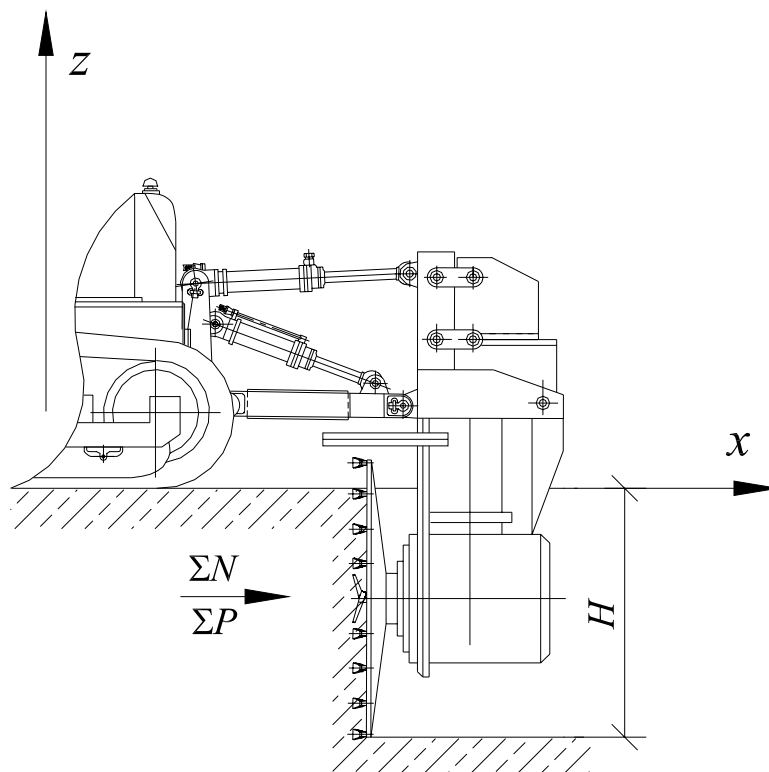


Рис. 1. Загальний вид землерийної машини з торцевим робочим органом

Високоєфективну розробку ґрунту можливо проводити з використанням землерийної машини з торцевим робочим органом (рис. 1). Визначення характеру зміни навантаження від сил копання та різання для цієї машини дозволить провести проектування спеціального приводу, що дозволить змінювати силові параметри торцевого робочого органу в процесі розробки ґрунту.

Торцевий робочий орган (рис. 2), представляє собою диск з модульно розміщеними ріжучими елементами.

Для дискового робочого органу, що працює торцевою стороною, траєкторія руху ріжучих елементів має серпоподібну форму, а зубці розміщуються за принципом перекриття. Ґрунт, що знаходиться в зоні робочого органу, але не контактує з ріжучим елементом, під впливом хвиль деформацій, що поширюються в робочому середовищі, попередньо руйнується. В подальшому ці частки ґрунту обвалюються та виносяться із забою. Важливим є те, що загальна складова сили різання, що залежить від сумарної площі контакту ґрунту з ріжучими елементами, значно зменшується у випадку модульного розташування ріжучих елементів. Це дозволяє зменшити потужність, потрібну для приводу робочого органу при тих самих параметрах виконання роботи.

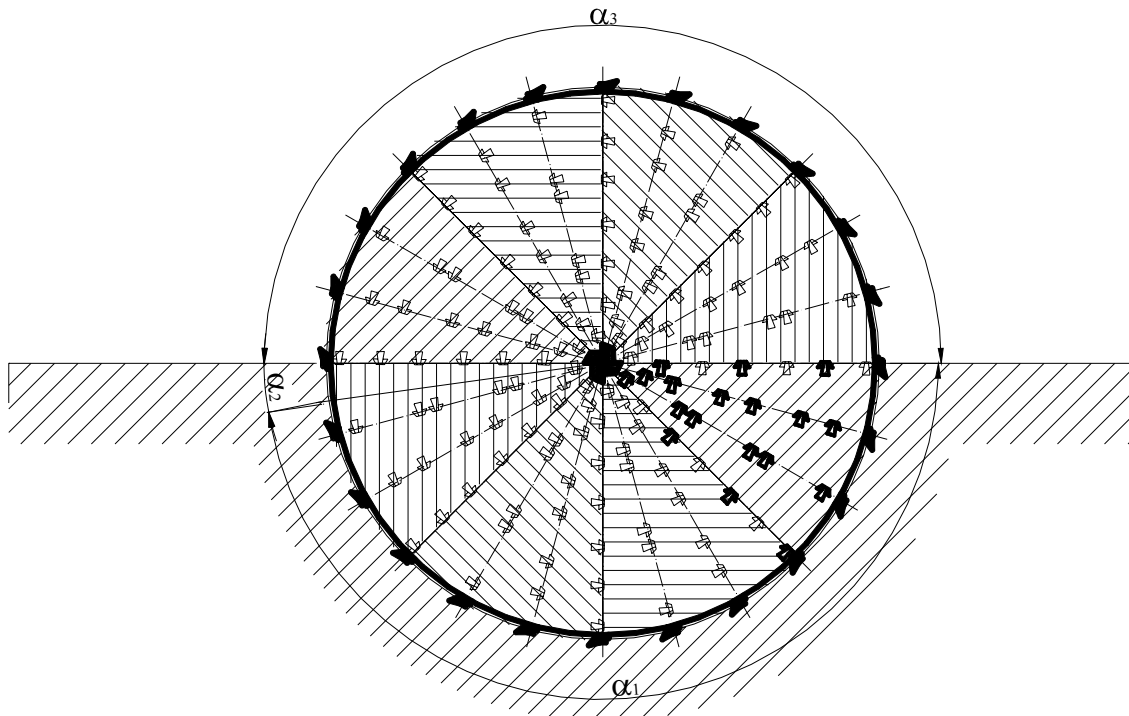


Рис. 2. Загальний вид торцевого робочого органу

Для робочого органу з модульним розміщенням ріжучих елементів визначальним є кількість ліній ріжучих елементів n , кількість основних модулів n_1 та період одного оберту робочого органу T .

Загальне навантаження на робочому органі визначається рівністю:

$$Q(t) = \bar{Q}(t) + \overset{0}{Q}(t), \quad (1)$$

де $\bar{Q}(t)$ - математичне очікування (детермінуюча складова) навантаження $Q(t)$;

$\overset{0}{Q}(t)$ - випадкова складова загального навантаження $Q(t)$.

Прийемо відносно дотичної складової P_x наступні допущення: математичне очікування \bar{P}_x сили P_x в процесі копання залишається пропорційним площі перетину зрізу F .

Загальне навантаження на робочому органі визначається рівністю (для гострих різців):

$$Q(t) = 2p \sum_{i=0}^{n-1} \varphi\left(t + i \frac{T}{n}\right) \xi_{2i}(t) - p \sum_{i=0}^{\frac{n-1}{2}} \varphi\left(t + i \frac{n_1 T}{n}\right) \xi_{1i}(t), \quad (2)$$

де $Q(t)$ - один з компонентів загального навантаження, прикладеного до верху шарніру рами (зусилля, напрямлене по вісі x , зусилля, напрямлене по вісі y); p - середня питома сила різання; $\varphi(t)$ - деяка періодична функція з періодом оберту робочого органу T ; зокрема, якщо $Q(t)$ - зусилля, направлене по вісі x , то $\varphi(t)$ - при гострих різцях – це площа перетину зрізу одним різцем; $\xi_{1i}(t)$ - безрозмірна стаціонарна випадкова функція з математичним очікуванням $\xi_{1i} = 1$ та дисперсією $D_{\xi_{1i}} = W_p^2$, де W_p - коефіцієнт варіації сили різання одним різцем; вона характеризує відносну величину випадкових коливань цієї сили; $\xi_{2i}(t)$ - стаціонарна випадкова функція, рівна півсумі 2-х незалежних стаціонарних випадкових функцій $\xi_{1i}(t)$ та $\xi'_{1i}(t)$ з однаковими статистичними характеристиками. (такими ж, як у функції $\xi_{1i}(t)$).

Кореляційна функція випадкової величини $\xi_{1i}(t)$:

$$K_{\xi_1}(\tau) = W_p^2 \rho_p(\tau), \quad (3)$$

де $\rho_p(\tau)$ - нормована кореляційна функція сили різання.

Основні статистичні характеристики випадкової функції $\xi_{2i}(t)$ відповідно відомим положенням теорії випадкових процесів [3], визначаються рівностями:

- 1) математичне очікування $\bar{\xi}_{2i} = 1$
- 2) дисперсія $D_{\xi_{2i}} = 0,5W_p^2$
- 3) кореляційна функція $K_{\xi_2}(\tau) = 0,5W_p^2 \rho_p(\tau)$.

Взаємна кореляційна функція між стаціонарними випадковими функціями $\xi_{2i}(t)$ та $\xi_{1i}(t)$:

$$R_{\xi_2 \xi_1}(\tau) = 0,5K_{\xi_1}(\tau) = 0,5W_p^2 \rho_p(\tau). \quad (4)$$

Розглянемо кожен доданок загального навантаження. Математичне очікування навантаження $Q(t)$:

$$\bar{Q}(t) = 2p \sum_{i=0}^{n-1} \varphi\left(t + i \frac{T}{n}\right) - p \sum_{i=0}^{\frac{n-1}{2}} \varphi\left(t + i \frac{n_1 T}{n}\right). \quad (5)$$

Перший доданок у формулі є періодична функція з періодом $\frac{T}{n}$, інший доданок – періодична функція з періодом $\frac{Tn_1}{n}$.

Для описання періодичних складових навантажень розкладаємо функцію в ряд Фур'є:

$$\bar{Q}(t) = \frac{A_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} A_k \cos\left(\frac{2\pi n}{n_1 T} Kt\right) + \sum_{k=1}^{\infty} B_k \sin\left(\frac{2\pi n}{n_1 T} Kt\right). \quad (6)$$

Функція $\bar{Q}(t)$ має період $\frac{Tn_1}{n}$; переважаюча частина цієї функції є періодичною функцією з періодом $\frac{T}{n}$. Коефіцієнти Фур'є визначаються за формулами:



$$A_k = -\frac{2pn}{n_1 T_0} \int_0^T \varphi(t) \cos\left(\frac{2\pi n}{n_1 T} Kt\right) dt,$$

$$B_k = -\frac{2pn}{n_1 T_0} \int_0^T \varphi(t) \sin\left(\frac{2\pi n}{n_1 T} Kt\right) dt.$$

якщо K не кратне n_1 , де $K = 0, 1, 2, 3, \dots$. У випадку коли K кратне n_1 , то коефіцієнти набувають виду:

$$A_k = -\frac{4pn}{T} \left(1 - \frac{1}{2n_1}\right) \int_0^T \varphi(t) \cos\left(\frac{2\pi n}{n_1 T} Kt\right) dt,$$

$$B_k = -\frac{4pn}{T} \left(1 - \frac{1}{2n_1}\right) \int_0^T \varphi(t) \sin\left(\frac{2\pi n}{n_1 T} Kt\right) dt,$$

$$A_0 = \frac{2pn}{T} \left(1 - \frac{1}{2n_1}\right) \int_0^T \varphi(t) dt.$$

Навантаження $Q(t)$ характеризується двома компонентами:

I - зусилля $R_x(t)$, направлене по вісі x :

$$R_x(t) = \sum_{i=1}^n P_i(t),$$

де $P_i(t)$ - дотична сила різання (складова сили різання);

II - зусилля $R_y(t)$, направлене по вісі y :

$$R_y(t) = \sum_{i=1}^n N_i(t).$$

де $N_i(t)$ - нормальна сила різання;

Необхідно визначити коефіцієнти Фур'є для кожного компонента без врахування опору переміщення лінії різальних елементів.

Якщо розглядувати проходження однієї лінії ріжучих елементів у забої (див. рис. 4), то весь шлях її проходження можна розбити на дві ділянки:

1) шлях різання;

2) відстань, пройдена лінією різальних елементів після виходу з контакту з ґрунтом.

Якщо прийняти швидкість ріжучої кромки постійною, то час контакту зубців з ґрунтом (рис. 3), в загальному випадку визначається з рівності:

$$t_1 = \frac{2\pi - \alpha_1}{\omega_{P.O.}}, \quad t_2 = \frac{2\pi - \alpha_2 - \alpha_3}{\omega_{P.O.}}, \quad (7)$$

або

$$t_1 = \frac{2l_3 - l_{\text{різ}}}{V_k}, \quad t_2 = \frac{l_3 + l_2}{V_k}, \quad (8)$$

де 2π - повний оберт балочки; $\alpha_2 + \alpha_3$ - кут, пройдений лінією різальних елементів після виходу з забою (в даному випадку $\alpha_3 = \pi$); α_1 - кут, пройдений балочкою при різанні;

$\omega_{P.O.}$ - швидкість обертання робочого органу; $l_2 + l_3$ - довжина проходження точки прикладання рівнодійної сили опору ґрунту руйнуванню після виходу з забою;

$l_{\text{різ}}$ - довжина проходження точки прикладання рівнодійної сили опору ґрунту

руйнуванню при різанні; V_k - швидкість руху точки прикладання рівнодійної сили опору

грунту руйнуванню $\left(V_k = \omega_{p.o.} \cdot R_{p.o.} \cdot \frac{2}{3} \right)$; t_1 - час до взаємодії лінії різальних елементів з грунтом; t_2 - тривалість взаємодії лінії різальних елементів з грунтом.

Якщо $t_1 = 0$, то при $Q(t) = R_x(t)$ та $Q(t) = R_y(t)$ отримуємо вираз:

$$\varphi(t) = \begin{cases} F, & \text{при } t < t_2, \\ 0, & \text{при } t > t_2, \end{cases}$$

де F - площа зрізу одного різця.

Таким чином, вираз для постійного члена ряду Фур'є, прийме вид

$$A_0 = 2pFn \left(1 - \frac{1}{2n_1} \right) \frac{l_{\text{різ}}}{V_k}.$$

Підраховуємо коефіцієнти Фур'є для окремих гармонік (рис. 5). При K не кратному n_1

$$A_k = -\frac{pF}{\pi K} \cdot \sin\left(\frac{2\pi n K}{n_1} \cdot \frac{l_{\text{різ}}}{V_k}\right), \quad B_k = \frac{pF}{\pi K} \cdot \left[\cos\left(\frac{2\pi n K}{n_1} \cdot \frac{l_{\text{різ}}}{V_k}\right) - 1 \right].$$

При K , кратному n_1 ,

$$A_k = \frac{2pFn_1}{\pi K} \left(1 - \frac{1}{2n_1} \right) \sin\left(\frac{2\pi n K}{n_1} \cdot \frac{l_{\text{різ}}}{V_k}\right),$$

$$B_k = \frac{2pFn_1}{\pi K} \left[1 - \cos\left(\frac{2\pi n K}{n_1} \cdot \frac{l_{\text{різ}}}{V_k}\right) \right].$$

Для зусилля R_y , коефіцієнти Фур'є отримують шляхом множення знайдених значень A_0 , A_k , B_k на $\text{ctg}(\delta + \mu)$, де δ - кут різання; μ - кут тертя ґрунту по матеріалу різця.

При описанні складової R_y , значення A_0 , A_k та B_k для R_x при гострих різцях потрібно помножити на $\text{ctg}(\delta + \mu)$, значення A_{03} , A_{k3} , B_{k3} для R_x при затуплених різцях – на $\text{ctg}(\delta + \mu)$ та відняти, тоді отримуємо загальні значення

$$A_{0(\text{заг})} = A_0 \text{ctg}(\delta + \mu) - A_{03} \text{ctg}(\delta_1 + \mu),$$

$$A_{k(\text{заг})} = A_k \text{ctg}(\delta + \mu) - A_{k3} \text{ctg}(\delta_1 + \mu),$$

$$B_{k(\text{заг})} = B_k \text{ctg}(\delta + \mu) - B_{k3} \text{ctg}(\delta_1 + \mu),$$

де δ_1 - кут нахилу площадки зносу.

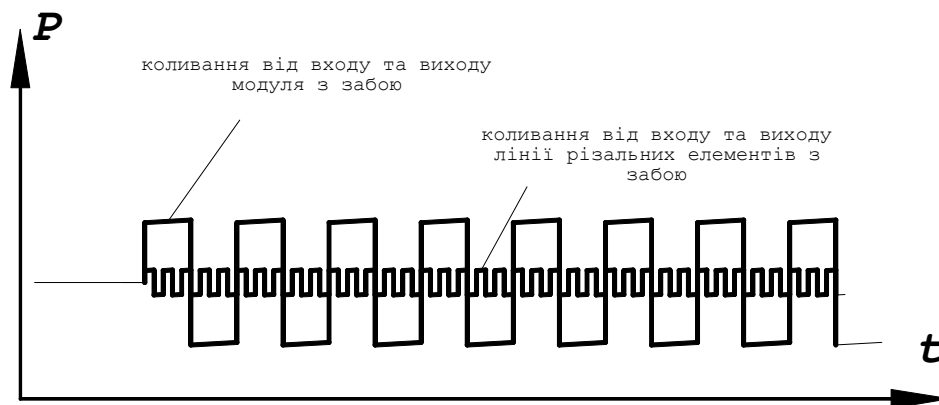


Рис. 5. Схема періодичних складових навантаження від сил різання на торцевому робочому органі



З виразу (1) видно, що випадкова складова загального навантаження може бути визначена як

$$\overset{0}{Q}_0(t) = Q(t) - \bar{Q}(t), \quad (9)$$

або

$$\overset{0}{Q}_0(t) = 2p \sum_{i=0}^{n-1} \varphi\left(t + i \frac{T}{n}\right) \overset{0}{\xi}_{2i}(t) - p \sum_{i=0}^{\frac{n-1}{2}} \varphi\left(t + i \frac{n_1 T}{n}\right) \overset{0}{\xi}_{1i}(t), \quad (10)$$

де $\overset{0}{\xi}_{1i}(t) = \xi_{1i}(t) - 1$; $\overset{0}{\xi}_{2i}(t) = \xi_{2i}(t) - 1$.

Кореляційна функція компоненти $\overset{0}{Q}(t)$ визначається виразом:

$$K_Q(t, t + \tau) = 2p^2 W_p^2 \rho_p(\tau) \sum_{i=0}^{n-1} \varphi\left(t + i \frac{T}{n}\right) \varphi\left(t + i \frac{T}{n} + \tau\right) - 2p^2 W_p^2 \rho_p(\tau) \sum_{i=0}^{\frac{n-1}{2}} \varphi\left(t + i \frac{n_1 T}{n}\right) \varphi\left(t + i \frac{n_1 T}{n} + \tau\right).$$

В формулі перша сума є періодичною функцією часу t з періодом $\frac{T}{n}$, а друга - з періодом $\frac{Tn_1}{n}$, тому вся кореляційна функція в цілому є періодичною функцією часу з періодом $\frac{Tn_1}{n}$.

Враховуючи, що відносні амплітуди коливань вказаних сум малі по відношенню до випадкових коливань навантаження $Q(t)$ можна усереднити кореляційну функцію $K_Q(t, t + \tau)$ в межах $\frac{Tn_1}{n}$. При цьому отримаємо середню кореляційну функцію:

$$K_Q(\tau) = 2p^2 W_p^2 \rho_p(\tau) \frac{n}{n_1 T} \int_0^{\frac{n_1 T}{n}} \sum_{i=0}^{n-1} \varphi\left(t + i \frac{T}{n}\right) \varphi\left(t + i \frac{T}{n} + \tau\right) dt - p^2 W_p^2 \rho_p(\tau) \frac{n}{n_1 T} \int_0^{\frac{n_1 T}{n_1}} \sum_{i=0}^{n_1-1} \varphi\left(t + i \frac{n_1 T}{n}\right) \varphi\left(t + i \frac{n_1 T}{n} + \tau\right) dt.$$

При введенні заміни

$$t + i \frac{T}{n} = T_1; \quad dt = dT_1;$$

$$t + i \frac{n_1 T}{n} = T_2; \quad dt = dT_2;$$

отримаємо

$$K_Q(\tau) = p^2 W_p^2 \rho_p(\tau) \left[\frac{2n}{T} \sum_{i=0}^{n-1} \int_{\frac{T_i}{n}}^{\frac{(i+1)T}{n}} \varphi(T_1) \varphi(T_1 + \tau) dT_1 - \frac{n}{n_1 T} \sum_{i=0}^{\frac{n-1}{2}} \int_{\frac{Tin_1}{n}}^{\frac{n-1(i+1)Tn_1}{n}} \varphi(T_2) \varphi(T_2 + \tau) dT_2 \right].$$

Кінцево

$$K_Q(\tau) = \frac{n}{T} p^2 W_p^2 \rho_p(\tau) \left(2 - \frac{1}{n_1} \right) \int_0^T \varphi(t) \varphi(t + \tau) dt. \quad (11)$$

Аналогічно отримуємо середню взаємну кореляційну функцію для компонентів $Q_i(t)$ та $Q_k(t)$:

$$R_{Q_i, Q_k}(\tau) = \frac{n}{T} p^2 W_p^2 \rho_p(\tau) \left(2 - \frac{1}{n_1} \right) \int_0^T \varphi_i(t) \varphi_k(t + \tau) dt. \quad (12)$$

Рекомендації по вибору коефіцієнта варіації W_p сили різання описані в роботі [1].

Виходячи з цього, отримуємо, що загальний характер коливань на робочому органі при його роботі визначається:

- основною частотою ν_1 , що визначається коливанням від входу-виходу модуля робочого органу;
- додатковою частотою ν_2 , що визначається коливанням від входу-виходу лінії різальних елементів робочого органу;
- випадковою складовою, що визначається варіацією сил різання.

Визначення повного спектру частот коливання на робочому органі, дозволяє утворювати відповідне загальне навантаження $Q(t)$, що в свою чергу обумовлює проведення силового та міцнісного розрахунків землерийної машини з урахуванням адаптивних властивостей її робочого органу до робочого середовища.

Література

1. Ветров Ю.О., Власов В.В. Машини для земляних робіт. Приклади розрахунку. К.: ІСДО, 1995. – 304 с.
2. Баладинский В., Смирнов В., Фомин А., Доу М., Спектор М., Вольф Л. Теория разрушения рабочих сред. – К.: Техніка будівництва, 1999. – 230 с.
3. Минцер О.П., Угаров Б.Н., Власов В.В. Методы обработки медицинской информации. – К.: Вища школа, 1991. – 272 с.

УДК 624.132.3

*М.К. Сукач, д-р техн. наук, профессор КНУСА,
С.А. Никитенок (КНУСА)*

ЦЕЛЕВАЯ ФУНКЦИЯ ОПТИМИЗАЦИИ СЕЛЕКТИВНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА

Введение

Совершенствование подводных землеройных машин возможно путем оптимизации рабочих органов за счет установления их рациональных параметров. В соответствии с принципами оптимизации землеройных машин, предложенными Е.Н.Кудрявцевым [1], В.П.Станевским [2] и др., для установления рациональных параметров рабочих органов необходимо определить целевую функцию, варьируемые параметры, параметрические и функциональные ограничения. Обычно в качестве целевых функций принимают энергоемкость разработки грунта (отношение мощности машины к ее производительности $\mathcal{E} = M/P$), максимальную или удельную силу сопротивления на рабочем органе.

Если производительность традиционных землеройных машин определяют по объему разработанного грунта, то для агрегатов сбора донных полезных ископаемых производительность находят по весу собранных конкреций, количество которых существенно зависит от величины просоров

$$P = P_T K_{np},$$

где P_T - теоретическая производительность; K_{np} - коэффициент учета просора конкреций. Для рабочих органов, содержащих селективный отвал и устройство принудительной отгрузки, просор определяется потерями конкреций, которые проходят между режущими элементами отвала K_S и в углублениях микрорельефа дна K_h :

$$K_{np} = K_S K_h.$$

Изложение основного материала

Железомарганцевые конкреции, залегающие на океаническом дне, представляют собой тела сфероидальной и эллипсоидальной формы. В качестве определяющего размера d выбирают среднее арифметическое линейных размеров тела по трем взаимно перпендикулярным осям. На рис. 1 представлена гистограмма распределения валового веса по размерам океанических конкреций.

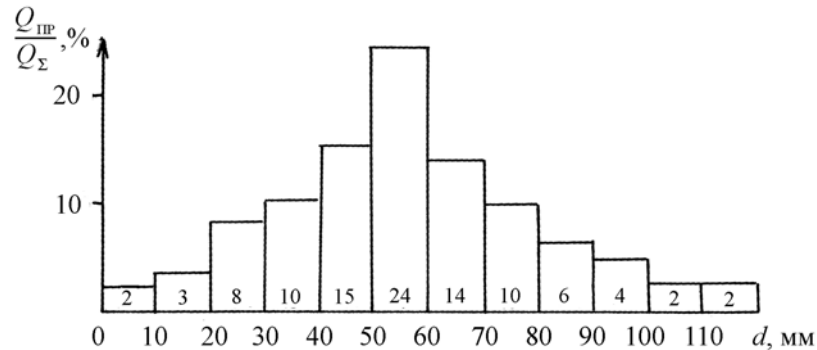


Рис. 1. Распределение веса конкреций по размерам

Числовыми характеристиками этого статистического распределения являются математическое ожидание \bar{d} и дисперсия $D(d)$. Проверка по критерию Пирсона [3] показала, что в данном случае может быть принята гипотеза о нормальном законе распределения. Вероятность того, что встреченный размер конкреций d окажется меньше расстояния между режущими элементами S , определяется по формуле:

$$\Phi(d < S) = \frac{1}{D(d)\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^S e^{-\frac{(d-\bar{d})^2}{2D(d)^2}} \partial d. \quad (1)$$

После интерполирования табличных значений вероятности (1) в пределах изменения величины d от 0 до 40 мм, получена приближенная зависимость

$$\Phi(d < S) = 2,31 \cdot 10^{-4} S^2. \quad (2)$$

Так как рассматриваемое распределение построено по значениям валового веса конкреций, вероятность (2) определяет долю потерянных конкреций по отношению к весу залегающих на дне конкреций, $Q_{пр}/Q_{\Sigma}$. Поэтому коэффициент K_S может быть записан в виде

$$K_S = 1 - \Phi(d < S) = 1 - 2,31 \cdot 10^{-4} S^2.$$

Для оценки потерь конкреций в углублениях микрорельефа использовано статистическое моделирование на ЭВМ. Сечение микрорельефа задавали, исходя из известных допущений [4], в виде гармонического ряда со случайными коэффициентами [5]

$$Z_i = \sum_{j=1}^n a_{1j} \sin(ja_{2j} + a_{3j}),$$

где Z_i - ордината рельефа; a_{1j} - случайный коэффициент, отражающий амплитуду рельефа и имеющий нормальное распределение $a_{1j} \in N(0, \sigma/j)$; a_{2j} - случайный коэффициент, отражающий горизонтальный размер неровностей и имеющий нормальное распределение $a_{2j} \in N(\pi, \sigma)$; a_{3j} - случайный коэффициент, обеспечивающий смещение гармоник и распределенный по нормальному закону $a_{3j} \in \text{Rav}(0, 2\pi)$.

При генерации случайного сечения рельефа (6) определено положение движителей землеройной машины $Z(0)$, $Z(L)$ и отклонение рельефа от линии, проведенной между этими точками (рис. 2),

$$Z'_i = \frac{Z(L) - Z(0)}{L} X_i + Z_i.$$

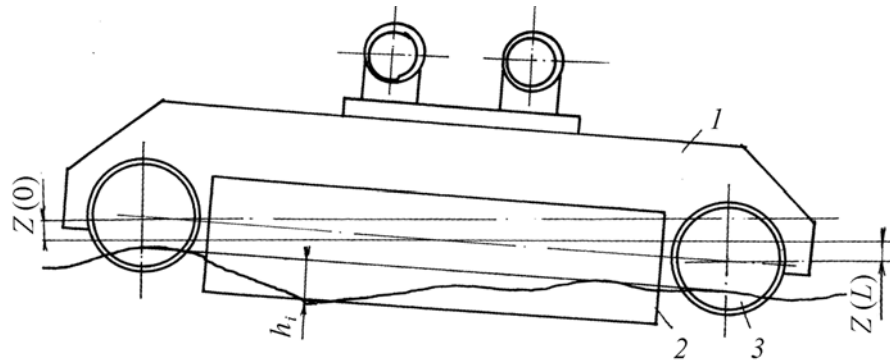


Рис. 2. Подводная землеройная машина на рельефе (вид спереди):
1 – корпус; 2 – рабочий орган; 3 – двигатель

Отсчитывая определенное количество шагов программы l , для которых отклонение рельефа больше глубины разработки $Z'_i > h$, определяли текущее значение коэффициента потерь конкреций в углублениях рельефа.

$$K_{hij} = \frac{1 - l_i}{L}.$$

Статистическая обработка данных позволила вычислить значение K_{hj} для каждого значения переменной h_j . Интерполируя полученные значения смещенной гиперболической функцией, получена приближенная зависимость:

$$K_h = \left(1 - \frac{40}{h + 150}\right).$$

Алгоритм программы, реализующей статистический эксперимент, представлен на рис.3. Учитывая вышесказанное, можно определить производительность Π , являющуюся функцией глубины разработки h и расстояния между режущими элементами S :

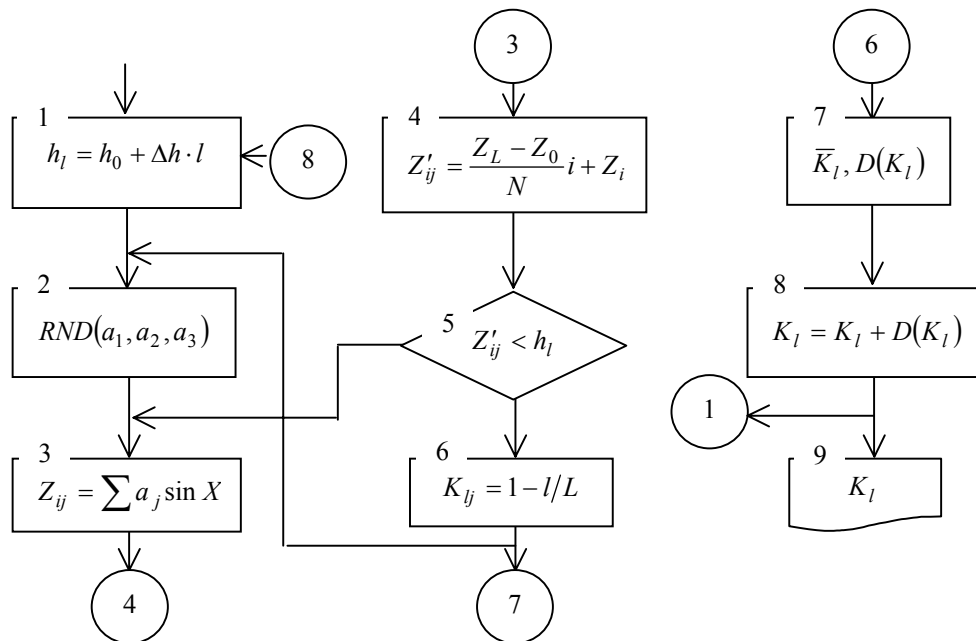


Рис. 3. Алгоритм программы, моделирующей рельеф грунта



$$\Pi = f(h, S)\Pi_r = (1 - 2,31 \cdot 10^{-4} S^2) \left(1 - \frac{40}{h + 150}\right) \Pi_r.$$

Мощность, затрачиваемая на разработку грунта с включениями конкреций, которая необходима для определения энергоемкости процесса, определяется произведением скорости передвижения машины v на рабочую нагрузку P . В исследованиях Н.Г.Домбровского, Ю.А.Ветрова, А.Н.Зеленина, В.И.Баловнева, Л.А.Хмары и др. установлено, что основной составляющей нагрузки землеройных машин является сопротивление резанию грунта, определяющие факторы которого – глубина разработки h , ширина ножа b , угол резания α . Нагрузка на составной рабочий орган зависит также от расстояния между единичными режущими элементами S . Поэтому энергоемкость резания, как целевая функция совершенствования селективного рабочего органа, может быть представлена в виде функциональной зависимости от его параметров

$$\Theta = \frac{Pv}{\Pi} = \left[\frac{f(h, S)\Pi_r}{\varphi(h, b, \alpha, S)v} \right]^{-1} \rightarrow \min.$$

Выводы

Проектирование рациональных параметров рабочих органов, функционирующих в условиях селективной выемки, должно предусматривать снижение энергоемкости и рабочих нагрузок землеройных машин при обеспечении достаточно высокой производительности по конкрециям, исключении просоров и забутовки перед отвалом.

Этого можно достичь путем:

- анализа взаимодействия селективных рабочих органов с грунтом и экспериментального определения функциональных ограничений параметров рабочего органа в зависимости от режимов его взаимодействия с грунтом;
- установления зависимостей эксплуатационной нагрузки от параметров рабочего органа;
- оптимизации параметров рабочего органа по минимуму энергозатрат;
- проверки полученных функциональных ограничений и зависимостей при модельных испытаниях рабочего органа.

Литература

1. Кудрявцев Е.М. Научные основы синтеза и оптимизации параметров систем машин для земляных работ. – Автореферат дис. д-ра техн. наук: 05.05.04. – М., 1979. – 52 с.
2. Станевский В.П. Совершенствование рабочего процесса землеройных машин. – К.: Высшая школа, 1984. – 128 с.
3. Уитл П. Вероятность // Пер. с англ. – М.: Наука, 1982. – 288 с.
4. Шалыгин А.С., Палагин Ю.И. Прикладные методы статистического моделирования. – Л.: Машиностроение, 1986. – 320 с.

ІМОВІРНІСТЬ БЕЗВІДМОВНОЇ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДУ ЕКСКАВАТОРА ЯК СКЛАДНОЇ ТЕХНІЧНОЇ СИСТЕМИ

Гідропривод одноковшевого екскаватора як будь-яка складна технічна система характеризується множиною ймовірних станів працездатності $S\{x\}$, обумовлених станом працездатності кінцевої кількості його елементів та умовами збереження заданого рівня ефективності функціонування.

В разі відмови елементів або порушення умов збереження ефективності ГП переходить з одного стану множини $S\{x\}$ в інший стан тієї ж множини. Так, якщо кожний елемент або умова може знаходитися у двох станах (працездатний або непрацездатний) і ГП складається з N елементів (умов), то множина $S\{x\}$ складається з 2^N різноманітних несумісних станів. Кожній точці простору $S\{x\}$ можна поставити у відповідність певний рівень W працездатності ГП.

Вважаємо, що ГП працездатний (безвідмовний), якщо рівень працездатності його елементів знаходиться у заданих межах, а рівень ефективності відповідає заданому, і навпаки, якщо значення хоча б одного параметра, який характеризує здатність ГП виконувати задані функції, виходять за встановлені межі, то ГП визнається непрацездатним.

Тоді точки простору $S\{x\}$ можна розділити на два множники, які не перетинаються: працездатних станів $S_1\{x\}$ і непрацездатних станів $S_2\{x\}$, котрі повинні відповідати умовам:

$$S_1\{x\} + S_2\{x\} = S\{x\}, \quad (1)$$

$$S_1\{x\} \cdot S_2\{x\} = 0; \quad (2)$$

Якщо гідропривод працездатний, то він знаходиться в одному зі станів x_j , визначених співвідношенням:

$$x_j \in S_1\{x\}; \quad (3)$$

і якщо гідропривод знаходиться в стані:

$$x_j \in S_2\{x\}; \quad (4)$$

то він втратив працездатність.

Таким чином, подія A , яка полягає у безвідмовній роботі ГП, є складною подією і може бути визначеною як сума елементарних подій A_j :

$$A = \sum_{j=1}^N A_j, \quad (5)$$

де A_j - подія, яка полягає в тому, що складові, які забезпечують надійність ГП, знаходяться в стані $x_j \in S_1\{x\}$; N - число точок множини $S_1\{x\}$, тобто число працездатних станів.

Оскільки вираз (5) описує працездатність стану системи у формі подій, його можна прийняти за основний аналітичний запис структурної схеми надійності (ССН) гідроприводу.

Для ГП як для системи з послідовним з'єднанням його елементів (агрегатів, складових частин) аналітичну форму ССН можна представити у вигляді добутку подій:

$$A = \prod_{j=1}^N A_j, \quad (6)$$

де A - подія, яка означає безвідмовне функціонування ГП в процесі виконання поставленої



задачі; A_j - імовірність безвідмовного функціонування j -го елемента ГП та імовірність збереження заданого рівня ефективності, N - число складових елементів, з'єднаних послідовно, або умов роботоздатності.

Застосувавши до (6) правила визначення ймовірності добутку випадкових подій, запишемо в загальному вигляді:

$$P(A) = P(A_1) \prod_{j=2}^N P(A_j / A_1 A_2 \dots A_{j-1}), \quad (7)$$

де $P(A)$ - імовірність безвідмовного функціонування ГП при виконанні поставленої задачі та заданому рівні ефективності;

$P(A_j)$ - імовірність безвідмовного функціонування елемента ГП або імовірність збереження умови роботоздатності при виконанні поставленої задачі;

$P(A_j / A_1 A_2 \dots A_{j-1})$ - умовна імовірність збереження j -ої умови роботоздатності або безвідмовного функціонування j -го елемента, яка вираховується при умові безвідмовного функціонування всіх елементів від першого до j -го, з'єднаних послідовно, та збереження всіх умов роботоздатності

Формулу (7) в розгорнутому вигляді можна записати так:

$$P(A) = P(A_1) \cdot P(A_2 / A_1) \cdot P(A_3 / A_1 A_2) \dots P(A_j / A_1 A_2 \dots A_{j-1}) \dots P(A_N / A_1 A_2 \dots A_{N-1}) \quad (8)$$

Формула (8) дозволяє враховувати не тільки безвідмовність функціонування елементів системи та умови збереження заданого рівня ефективності гідроприводу, але й наявність взаємозв'язків між ними.

Кількісною характеристикою лінійного зв'язку між подіями \bar{A}_i та \bar{A}_j є коефіцієнт кореляції:

$$\rho(\bar{A}_i, \bar{A}_j) = \frac{P(\bar{A}_i \bar{A}_j) - P(\bar{A}_i) \cdot P(\bar{A}_j)}{\sqrt{P(\bar{A}_i) \cdot P(\bar{A}_i) \cdot P(\bar{A}_j) \cdot P(\bar{A}_j)}}, \quad (9)$$

де $P(\bar{A}_i \bar{A}_j)$ - імовірність добутку подій \bar{A}_i та \bar{A}_j ;

$P(\bar{A}_i)$ та $P(\bar{A}_j)$ - імовірність подій \bar{A}_i та \bar{A}_j ;

$P(A_i)$ та $P(A_j)$ - імовірність подій A_i та A_j , протилежних подіям \bar{A}_i та \bar{A}_j .

У формулі (9) події A_i та A_j означають безвідмовне функціонування i -го та j -го елементів (збереження умов роботоздатності), \bar{A}_i та \bar{A}_j - відмови i -го та j -го елементів (порушення умов роботоздатності).

Значення коефіцієнта кореляції $\rho(\bar{A}_i \bar{A}_j)$ знаходиться в межах:

$$-1 \leq \rho(\bar{A}_i \bar{A}_j) \leq 1 \quad (10)$$

або

$$0 \leq |\rho(\bar{A}_i \bar{A}_j)| \leq 1 \quad (11)$$

При $\rho(\bar{A}_i \bar{A}_j) = 1$ відмови елементів ГП (або умови) повністю залежні (лінійно), при $\rho(\bar{A}_i \bar{A}_j) = 0$ відмови елементів ГП (або умови) повністю незалежні.

При незалежних відмовах елементів ГП для всіх пар елементів $\rho(\bar{A}_i \bar{A}_j) = 0$, і формула (8) приймає вигляд:

$$P(A) = P(A_1) P(A_2) \dots P(A_j) \dots P(A_N) \quad (12)$$

або

$$P(A) = \prod_{j=1}^N P(A_j). \quad (13)$$

де $P(A)$ - імовірність безвідмовного функціонування ГП при виконанні поставленої задачі;

$P(A_j)$ - імовірність безвідмовної роботи j -го елемента ГП ($j = \overline{1, N}$).

Якщо відмови всіх N елементів ГП залежні повністю, то $\rho(\overline{A_i}, \overline{A_j}) = 1$, і імовірність безвідмовної роботи ГП залежить від імовірності $P(A_j)_{\min}$ безвідмовної роботи її найменш надійного елемента (модель "слабкої ланки"). В цьому випадку формула (8) має вигляд:

$$P(A) = P(A_j)_{\min} \quad (14)$$

Оскільки, в дійсності, реальних гідроприводів, в яких відмови елементів повністю залежні, або повністю незалежні, немає, то формули (13) та (14) не відображають структурної надійності реальних ГП.

В дійсності ймовірність безвідмовної роботи ГП $P(A)$ знаходиться в інтервалі:

$$\prod_{j=1}^N P(A_j) < P(A) < P(A_j)_{\min} . \quad (15)$$

Для зменшення невизначеності в кількісній оцінці $P(A)$ необхідно отримати інформацію щодо кореляції відмов, тобто про коефіцієнт кореляції відмов. Складність визначення коефіцієнта парної (9) або множинної кореляції відмов елементів ГП полягає у вирахуванні ймовірності добутку подій:

$$P(\overline{A_i}, \overline{A_j}) = P(\overline{A_i})P(\overline{A_j}/\overline{A_i}) = P(\overline{A_j})P(\overline{A_i}/\overline{A_j}). \quad (16)$$

Крім того, в теорії надійності відсутні методи визначення умовних ймовірностей $P(\overline{A_i}/\overline{A_j})$ та $P(\overline{A_j}/\overline{A_i})$. Іноді, для того, щоб уникнути розрахункових проблем, безпідставно вважають, що з достатньою для практики точністю можна використовувати модель незалежності відмов. Але застосування моделі (13) при оцінці показників надійності таких складних систем як гідропривід ОЕ, а особливо тоді, коли умовами збереження роботоздатності прийняті задані рівні ефективності його функціонування, може привести до великих похибок. Вихід із цього положення можна знайти, використовуючи методи статистичного, імітаційного моделювання на основі імовірнісно-фізичних та імовірнісно-статистичних моделей надійності з урахуванням мінливої структури при функціонуванні гідроприводу, зв'язків між елементами та умовами роботоздатності, процесів формування відмов в залежності від заданих умов роботоздатності та рівня ефективності.



Машина і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

УДК 693.546

*І.І. Назаренко, д-р техн. наук, професор КНУБА,
Ю.О. Баранов, канд. техн. наук, доцент КНУБА,
М.М. Ручинський, канд. техн. наук, доцент КНУБА,
А.Т. Свідерський, канд. техн. наук, доцент КНУБА,
М.О. Клименко, асистент КНУБА,
І.В. Косминський, асистент КНУБА,
О.П. Дєдов, асистент КНУБА,
В.А. Басараб, інженер КНУБА*

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ВІБРОМАШИН ІЗ ЗМІННИМ РЕЖИМОМ РУХУ

Актуальність. Вивчення динаміки вібротехніки для сталого режиму руху [1–3] дало можливість оцінити загальні підходи до визначення сил опору як в самій машині так і в оброблювальному середовищі. Однак найбільш важливим із точки зору виконання (протікання) робочого процесу, безумовно, є знання законів руху для перехідних режимів. Так, наприклад, процес ущільнення суміші, очевидно, проходить із зміною параметрів. Це можливо, коли система змінюється від початкового значення ω_0 до сталого ω із переходом руху машини через резонанс або з примусовою зміною амплітудно-частотного спектра (змінюється й амплітуда і частота коливань). Такий режим є не тільки важливий для оцінки процесу ущільнення, а і для визначення такого важливого показника як надійність елементів і машини в цілому. Обумовлюється це тим, що при переході через резонанс, розмах коливань може значно перевищувати коливання при робочому режимі, що шкідливо впливає на міцність деталей машини. Тому для проектування й експлуатації це явище необхідно враховувати. Узагалі під час переходу через резонанс спостерігаються наступні явища [4]:

- максимального значення амплітуда досягає не в момент співпадання частот власних і вимушених коливань, а дещо пізніше;
- максимальна амплітуда коливань менша за резонансну амплітуду сталих коливань;
- зміщення і зменшення максимуму амплітуди тим більше, чим швидше змінюється частота змушуючої сили;
- якщо сили опору в системі невеликі і перехід через резонанс відбувається достатньо швидко, то амплітуда коливань після першого максимуму не зменшується монотонно, а має декілька максимумів меншої величини, що є причиною наявності характеру биття коливань.

Методика розв'язання задачі. У якості моделі на етапі аналізу системи і визначення методів дослідження приймається одномасова вібротехніка із законами зміни дисипативного опору по гіпотезі Кельвіна-Фойгта. Змушуюча сила, частота якої збільшується рівномірно, наведена рівнянням

$$F(t) = F_0 \cos(ht^2 + \varphi), \quad (1)$$

де $\omega = \frac{d}{dt}(ht^2 + \varphi) = 2ht$, – миттєве значення частоти; $h = \frac{1}{2} \frac{d\omega}{dt}$ – коефіцієнт, що пропорційний швидкості.

Якщо взяти для прикладу рівняння руху одно масової вібростеми з демпфуванням коливань, що пропорційні швидкості

$$\ddot{X} + 2n\dot{X} + \omega_0^2 X = \frac{F(t)}{m}, \tag{2}$$

то переміщення вібростеми для закону руху (1) має вигляд

$$X = \frac{1}{m\omega_0} \int_0^t F(\tau) e^{-n(t-\tau)} \cdot \sin \omega_0(t-\tau) dt, \tag{3}$$

де τ - змінна інтегрування.

Результати досліджень та їх аналіз.

На рис.1 наведено зміну амплітуди коливань із зростанням частоти змушуючої сили для коефіцієнта демпфування $\gamma=0,05$ [5].

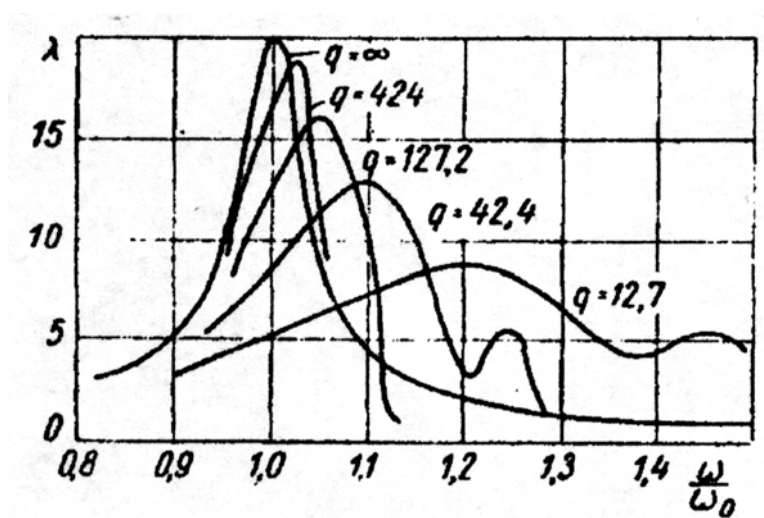


Рис.1. Залежність коефіцієнта підсилення коливань $\lambda(\lambda = X / X_0)$ від відношення частоти змушуючої сили $\omega(\omega = 2\pi ht)$ до частоти власних коливань $\omega_0(\omega_0^2 = c / m)$ для різних швидкостей зростання частоти змушуючої сили

Графіки побудовано для різних швидкостей зростання частоти змушуючої сили, що характеризуються числом періодів власних коливань q , які змінилися від початку вмикання машини в роботу до моменту досягнення резонансу

$$q = \frac{\omega_0^2}{4\pi \cdot h}.$$

Характер кривих підтверджує, що чим із більшою швидкістю зростає частота ω , тим менше параметр q і навпаки. При $q = \infty$ має місце сталий резонансний режим. Максимум амплітуди досягається при ω , значення якої дещо більше, ніж ω_0 . Величина максимальної амплітуди тим менше, чим менше q , тобто чим більша швидкість переходу через резонанс.

У відповідності до роботи [4] при незначному дисипативному опорі миттєве значення частоти змушуючої сили, при якій досягається максимальне значення амплітуди коливань, буде мати вигляд

$$\omega_{\max} = \omega_0 \left[1 \pm \frac{1}{(1 + 0,14\gamma\sqrt{2\pi \cdot q})^2} \sqrt{\frac{3}{4q}} \right], \tag{4}$$

а максимальна амплітуда коливань визначається за формулою

$$X_{\max} = X_0 \sqrt{\left[\frac{f_1}{\sqrt{\frac{1}{2\pi \cdot q} + \gamma^2}} \pm \frac{1}{2\left(1 + \frac{\omega_{\max}}{\omega_0}\right)} \right]^2 + \frac{f_2^2}{\frac{1}{2\pi \cdot q} + \gamma^2}}, \quad (5)$$

де $X_0 = \frac{F_0}{c}$ - амплітуда коливань без урахування інерційних і дисипативних сил; F_0 ,

c - відповідно амплітуда змушуючої сили і коефіцієнт пружності вібростеми;

f_1, f_2 - коефіцієнти, що залежать від відношення $\frac{r}{\sqrt{\frac{1}{2\pi \cdot q} + \gamma^2}}$, значення яких можна

визначити із графіків (рис.2).

В формулах (4) і (5) знак плюс перед другим членом правої частини ставиться зі збільшенням частоти змушуючої сили, знак мінус – із зменшенням частоти.

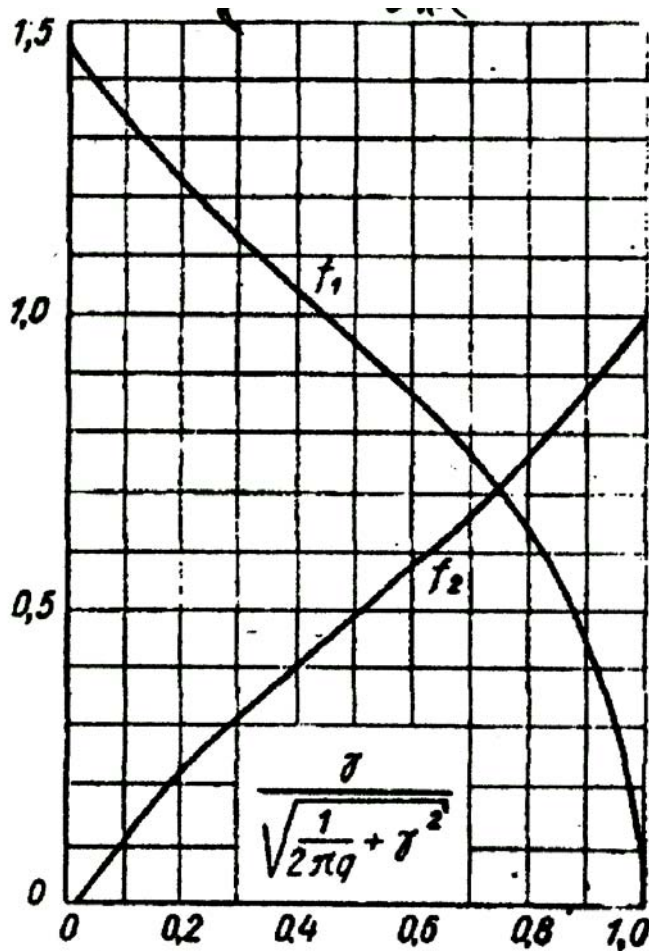


Рис.2. Графіки для визначення коефіцієнтів f_1, f_2

Виконані розрахунки [2], (таблиця 1) для двох значень потужностей P і чисел обертів n для двох режимів (розгін і зупинка) показують на значні величини амплітуд коливань, що перевищують на порядок сталі величини.

Таблиця 1. Зміна параметрів коливань в залежності від режиму роботи

Параметри коливань	$P_1 = 30 \text{кВт}$ $n_1 = 1500 \text{об/хв}$		$P_2 = 60 \text{кВт}$ $n_2 = 3000 \text{об/хв}$	
	Режим роботи вібростеми			
	Розгін	Зупинка	Розгін	Зупинка
Частота, Гц	10,40	3,25	27,40	13,10
Амплітуда, 10^{-3} , м	6,30	7,13	7,25	7,42

У зв'язку з цим, розглянемо зміну моментів опору і двигуна для випадків:

- пуск двигуна без навантаження ($M_0 = 0$);
- навантаження вібромашини, що має залежність для моменту опору [6]:

$$M_0(\omega) = \frac{M_{ном}}{(1 - S_{ном})^2} (\omega - \omega_0^2), \quad (6)$$

де $M_0(\omega)$ - навантажувальна характеристика машини в резонансній зоні, яка в загальному вигляді визначається залежністю [2]:

$$M_0(\omega) = F_0 \mu \frac{d_u}{2} + \frac{2(m_0 r_0)^2}{m + m_0} \cdot \frac{h \omega^5}{(\omega_0^2 - \omega_p^2) - (2\delta \omega_p)^2}. \quad (7)$$

У формулах (6) і (7):

$S_{ном}$ - ковзання при номінальному режимі; $M_{ном}$ - номінальний момент двигуна; μ - приведений коефіцієнт тертя кочення в підшипникових вузлах машини; d_u - діаметр цапфи під підшипником; $m_0 r_0$ - статичний момент маси дебалансів; m_0 - незрівноважена маса дебаланса; δ - коефіцієнт згасання коливань; ω_p - резонансна частота коливань.

На рис. 3 наведено графіки зміни моментів $M_{об}$ і M_0 в залежності від частоти, як впливає з цих графіків, опір суттєво впливає на характер руху, а зміна M_0 для двох випадків опору (рис.3, а) впливає на загальну зміну моменту ($M_{об} - M_0$).

Отже, якщо розглядати отримані вище залежності, де прийняті значні припущення і передумови (дискретна модель, постійні коефіцієнти опору і т.п.), а змінюється тільки частота коливань, то навіть в такому випадку впливає (див. рис.1, рис.3), що система є дуже чутливою і має суттєві зміни своїх параметрів (див. дані таблиці).

І другий дуже важливий висновок, що зміна амплітудно-частотного спектру визначається рядом параметрів, які при їх знаходженні потребують надто тонкого експерименту, а достовірність їх величин є основою отримання даних, що адекватні реальному процесу.

Тому при проведенні досліджень головною задачею аргументований вибір методики досліджень із коректною оцінкою похибок вібрації, встановлення критеріїв оцінки якості вимірів і їх параметрів.

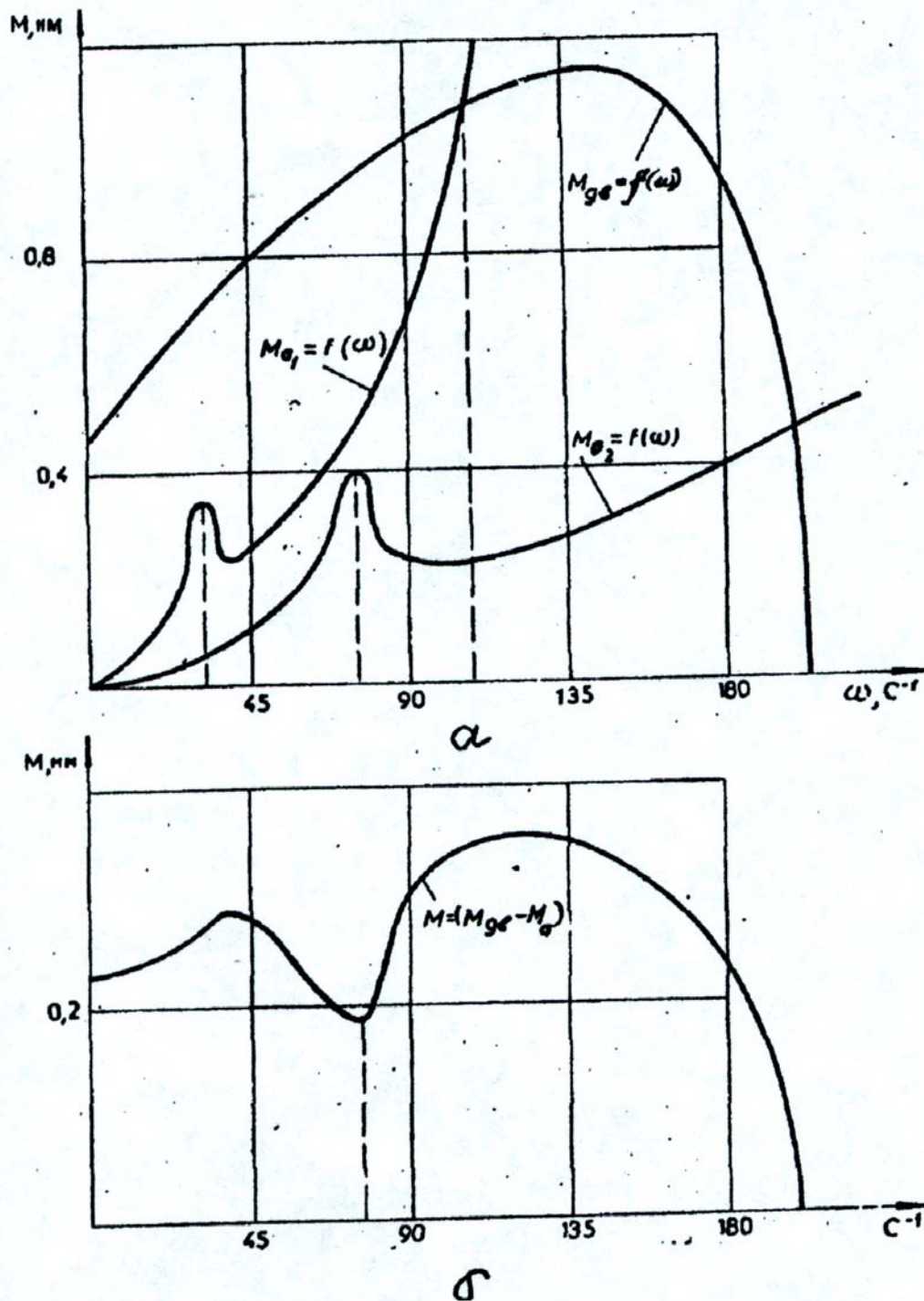


Рис.3. Залежність моменту двигуна і моменту опору (а) і їх різниці (б) від частоти коливань

Виходячи з таких міркувань, проблему вібраційних випробувань можна розділити на ряд етапів:

I – вибір і обґрунтування критеріїв Q_i для оцінки якості матеріалу, що ущільнюється та допустимих значень критерію $Q_{дон}$.

II – вибір характеру і кількісних характеристик вібраційної дії F на оброблювальний матеріал;

III – довготривалість досліджень T_{doc} з метою адекватності умов лабораторних досліджень реальним умовам робочого процесу;

IV – фізична реалізація вибраного дослідницького режиму (F, T_{doc}) і проведення необхідних вимірів;

V – аналіз результатів вимірів, оцінка надійності і якості отриманих результатів досліджень.

Прийнята розбивка дає можливість більш чітко усвідомлювати процес досліджень і встановлює зв'язок етапів між собою і одночасно допускає відносну самостійність цілої низки питань і задач, які відповідають етапам, які згадувалися (рис. 4).

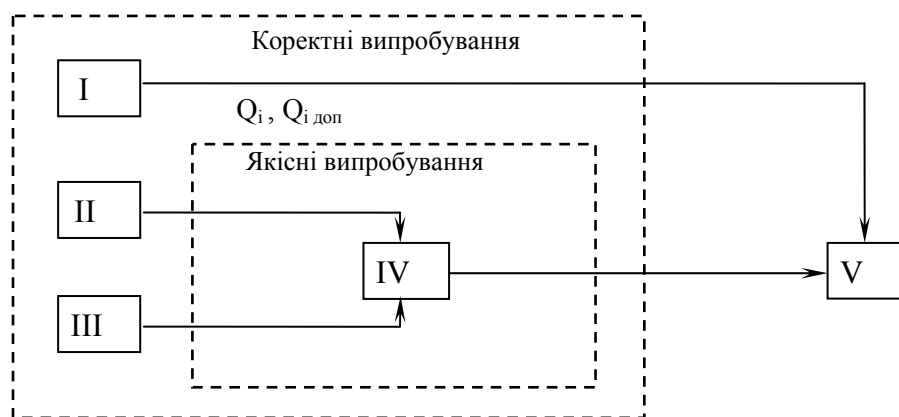


Рис.4. Зв'язок етапів випробувань

Етап I обумовлений вибором тих критеріїв Q_i , які визначають досягнення тої задачі досліджень, які формулюються на початковому етапі. Це критерії або динамічні (швидкість, прискорення і т.п.) або енергетичні (питома енергія, тиск, потужність і т.п.). Важливим елементом є встановлення меж цих критеріїв $Q_{i доп}$.

Етапи II і III тісно пов'язані між собою і цей зв'язок потребує врахування природи середовища, що оброблюють. Це може бути реєстрація щільності, етапи її зміни і зв'язок з параметрами коливань або контактний тиск, як запропоновано в роботі [7], що акумулює інтегральну оцінку якості процесу. Тобто вибір характеру і величини вібраційної дії F і довготривалості цієї дії T_{doc} має бути зумовлений необхідністю забезпечення потрібних умов адекватності лабораторних і реальних вібродій, тобто необхідно мати повну подібність явищ вібростереми.

Якщо прийняти вібродію у вигляді $\{F_{op}\}$, час дії $\{T\}$, а окремо діючу F_{op} на протязі T умовою записати як деякий вібраційний випробувальний режим F_{op}, T або просто робочий режим $F_{op} \in \{F_{op}\}, T \in \{T\}$, то сформульовані вимоги до вибору дослідницького режиму (F, T_{doc}) і проведенню дослідів на вібростійкість можна записати у вигляді

$$\left. \begin{aligned} & (F_{op}, T) Adekv | (F, T_{doc}) \\ & F_{op} \in \{F_{op}\}; \quad F \in \{F\}; \\ & T \in \{T\}; \quad T_{doc} \in \{T_{doc}\} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

де $Adekv$ - символ адекватності фізико-механічних процесів і явищ, що протікають в середовищі, що оброблюють, в реальних і лабораторних умовах, а також послідовність у проходженні цих процесів.

Етап IV є визначальним з точки зору обробки результатів досліджень і на цій основі важливими є такі поняття як якісні і коректні випробування, а також чітка оцінка



похибки моделювання вібрацій. Якісними вважаються такі заміри і випробування, які забезпечують необхідну точність моделювання заданого режиму і вібростеми в цілому. Коректними можна вважати такі випробування, для яких є справедливими прийняті критерії оцінки робочого процесу, вибраний режим і параметри, надійність вимірів та забезпечення якісних вимірів. Структурна схема вимірювань з оцінкою можливих похибок може бути прийнятою у відповідності до методики [8], трансформованої до нашої вібростеми.

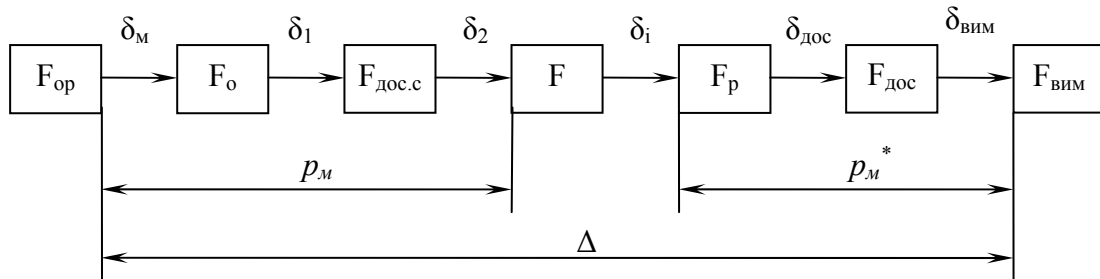


Рис.5. Структурна схема вимірювання:

- p_u - похибка моделювання і вимірювання сили F при розробці методики досліджень;
 p_u - похибка моделювання і вимірювання сили F при розробці методики досліджень;
 p_m^* - похибка моделі дослідницького сигналу; Δ – загальна похибка проведення досліджень;
 δ_m – похибка вибору моделі; δ_1 – похибка наближення сигналу; δ_2 – похибка представлення сигналу;
 δ_i – інструментальна похибка; $\delta_{дос}$ – похибка дослідження; $\delta_{вим}$ – похибка вимірювання.

Як видно з рис. 5, загальна похибка Δ від моделювання коливань до обробки складається з похибки при моделюванні p_m і при проведенні самого експерименту і вимірює p_m^* . Тобто реальне значення сигналу $F_{оп}$ навіть на етапі моделювання відрізняється від передбачуваного F , тобто $F_{оп}$ відомий з точністю, який залежить від точності вимірювальної апаратури, вибраної моделі цього процесу. Таким чином передбачається вимірювання не $F_{оп}$, а F_o і, отже вноситься похибка δ_m вибору моделі. Наближення F_o періодичним процесом F вносить похибку наближення δ_1 і похибку його представлення δ_2 . На загал при заміні $F_{оп}$ на F вноситься похибка моделі вібрації

$$p_m = (\delta_m^2 + \delta_1^2 + \delta_2^2)^{\frac{1}{2}},$$

де

$$\delta_m = p(F_{оп}, F_o) = \left(\sum_{i=1}^3 |F_{опi} - F_{oi}|^2 \right)^{\frac{1}{2}};$$

$$\delta_1 = p(F_o, F_{дос.с.}) = \left(\sum_{i=1}^3 |F_{oi} - F_i|^2 \right)^{\frac{1}{2}}; \quad (9)$$

$$\delta_2 = p(F_{дос.с.}, F) = \left(\sum_{i=1}^3 |F_{дос.с.i} - F_i|^2 \right)^{\frac{1}{2}}.$$

З урахуванням (9) маємо

$$p_m = \left(\sum_{i=1}^3 |F_{опi} - F_i|^2 \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (10)$$

На значення F впливає похибка δ_i , коли здійснюється моделювання безпосередньо на експериментальній віброустановці і у підсумку маємо не F , а F_p . Однак датчик, який фіксує сигнал (наприклад, датчик контактного тиску) в реальних умовах на суміш, що оброблюють, дає сигнал не F_p , а F_{doc} , який відрізняється на величину похибки δ_{doc} . При вимірюванні вимірювальною апаратурою також вноситься похибка $\delta_{вим}$, що в кінцевому результаті маємо $F_{вим}$.

Похибка моделювання на етапі самого експерименту має вигляд

$$p_m^* = (\delta_i^2 + \delta_{doc}^2 + \delta_{вим}^2)^{\frac{1}{2}},$$

або за аналогією з (9)

$$p_m^* = p \cdot (F, F_{doc}) = \left(\sum_{i=1}^3 |F_i - F_{вим.i}|^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

Отже з урахуванням (9) – (11) і у відповідності до рис. 5, отримуємо загальну похибку вібраційних випробувань:

$$\Delta = (p_m^2 + \delta_i^2 + \delta_{doc}^2 + \delta_{вим}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (12)$$

Що до якості випробувань і ефективності оцінки надійності, то ці показники взаємозв'язані (рис. 6).

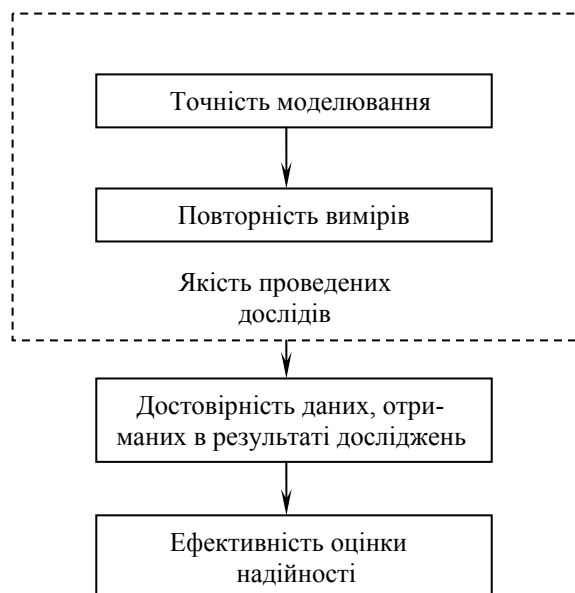


Рис. 6. Структурна схема оцінки надійності вимірів

Висновки

1. Робочий процес вібросистем із змінним режимом руху у часі є визначальним з точки зору оцінки доцільності вибраних параметрів і ефективності вібросистеми в цілому.
2. Незаперечним фактом є те, що у загальному процесі руху вібросистеми вона знаходиться практично у змінному русі і сталий рух є перед усім для попереднього моделювання.
3. Оцінка змінного руху залежить від параметрів, що потребують надто точного моделювання і вимірювання, що потребує проведення аналізу і визначення дійсних значень похибок при моделюванні і вимірюванні.
4. Подальші дослідження руху машин зі змінними параметрами лежать у площині обґрунтування доцільності вимірів тих чи інших параметрів (наприклад, контактного



тиску), вибору критеріїв оцінки забезпечення якості обробки матеріалу (наприклад, досягнення максимальної щільності матеріалу за мінімальний час роботи вібростеми), їх якісна та числова оцінка.

Література

1. *Бауман В.А., Быховский И.И.* Вибрационные машины и процессы в строительстве. – М.: Высшая школа, 1977. – 255с.
2. *Назаренко И.И.* Прикладные задачи теории вибрационных систем. – К.: ИСИО, 1993. – 216с.
3. *Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И., Гарнец В.Н.* Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. – К.: Высшая школа, 1985. – 168с.
4. *Кац А.М.* Вынужденные колебания при прохождении через резонанс// Инженерный сб. – 1947. – Т3. – Вып.2 – С.100-125.
5. *Гончаревич И.Ф., Сергеев П.А.* Вибрационные машины в строительстве. – М.: Машгиз, 1963. – 311с.
6. *Кошкин Н.И., Ширкович М.Г.* Справочник по элементарной физике. – М.: Наука, 1965. – 246с.
7. *Назаренко И.И.* Определение сил сопротивления бетонной смеси при колебаниях виброплощадки// Горн., строит. и дор. машины – К. 1973. – Вып.16. – С. 129-135
8. *Божко А.Е., Гноевой А.В., Шпачук В.П.* Пространственные вибровозбуждение. – К.: Наукова думка, 1987. – 192с.

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ СИСТЕМИ "ПРЕС-СЕРЕДОВИЩЕ" ПРИ ЇЇ ДИСКРЕТНОМУ МОДЕЛЮВАННІ

Гідравлічні преси з гідроімпульсним приводом успішно використовуються у виробництві заготовок із керамічних (вогнетривких) порошкових матеріалів [1,2]. Перспективною є розробка вібропресів із насосно-акумуляторним приводом, який зменшує енерговитрати привода і підвищує надійність роботи [2,3]. Проте недостатні дослідження взаємодії системи "прес-середовище", невизначеність робочих процесів у гідросистемі ускладнює розрахунок параметрів преса і силових режимів навантаження заготовки.

Метою роботи є встановлення закономірностей роботи системи "прес-середовище" на основі дискретної моделі гідроімпульсного привода вібропреса.

Метод дослідження прийнятий на основі складання рівнянь по принципу Даламбера і використання пружно-зосередженої моделі рідини.

У відповідності з конструктивною схемою [2], розроблена динамічна модель вібропреса з насосно-акумуляторним приводом. В якості вихідної моделі приймається система із зосередженими параметрами. Основні допущення, які приймаються при розробці моделі, наступні: рідина володіє постійною в'язкістю, нетеплопровідна, взаємодії розповсюджуються миттєво; стискання рідини і деформування трубопроводів представляються пропорційними приведенням лінійним жорсткостям; маси рідини і робочих частин машини приводяться до визначених точок, рух яких аналізується в припущенні, що рух рідини і робочих частин машини еквівалентний руху цих точок приведення; припускається, що опір коливальним рухам рідини пропорційний швидкості, а опір перетіканню під дією різниці тиску на кінцях гідролінії пропорційний квадрату швидкості; тиск в джерелах і зливних баках постійний; маси робочих частин постійні на протязі одного циклу; сили механічного опору постійні; коефіцієнти місцевих опорів елементів гідросистеми і по довжині гідролінії постійні, а сумарний опір гідроліній підкоряється принципу накладення втрат; розподільчі пристрої відкриваються лінійно в часі; температура рідини встановлена; ущільнене середовище моделюється пружним тілом.

На основі передумов та припущень складено динамічну модель (рис. 1), де прийняті наступні позначення:

m_1, m_2 - маси вібростола з матрицею і заготовкою, пуансона з траверсою;
 m_3, m_4, m_5 - маси рідини в гідро лініях l_3, l_4, l_5 ; m_6, m_7, m_8 - маси поршня приводного акумулятора, станини;

l_3, l_4, l_5 - гідролінії між відповідними рухомими масами;

$x_i; \dot{x}_i; \ddot{x}_i$ - координати переміщення, швидкості і прискорення мас;

$c_1; c_0$ - жорсткості пружного повернення вібростола і відпресованої заготовки;

c_3, c_4, c_5, c_6 - жорсткість гідроліній, c_7, c_8, c_{8-9} - жорсткості вібростола, основи вібропреса, станини;

ν_3, ν_4, ν_5 - коефіцієнти опору в гідролініях l_3, l_4, l_5 ; ν_6 - коефіцієнт опору в з'єднанні поршня приводного акумулятора; ν_7 - в з'єднанні вібростола з основою; ν_8 - основи;

i_{13} - передаточне число від поршня вібростола до гідролінії l_3 ; i_{43} - від гідролінії l_3 до циклового акумулятора; i_{45} - від циклового акумулятора до гідролінії l_5 ; l_{56} - від гідро лінії l_5 до приводного акумулятора.

$F_{k1}(t, \dot{x})$ - функція клапана-пульсатора; $F_{k2}(t, \dot{x})$ - функція клапана-дозатора;
 $F_i; F_k$ - максимальне зусилля на i -тому і k -му циклі навантаження;
 $F_d(x)$ - функція зусилля на деталі; $F_4(x)$ - функція циклового акумулятора;
 $F_6(x)$ - функція приводного акумулятора;
 $r_1(\dot{x}), r_2(\dot{x}), r_3(\dot{x})$ - функція зовнішнього опору відповідних рухомих мас.

Динамічна модель вібропреса (рис.1) може бути описана диференціальними рівняннями за числом степенів вільності. Розв'язком системи рівнянь числовими методами можна отримати уявлення про рух мас, деформацій пружних ланок. Для розробки методів розрахунку параметрів пресу на ЕОМ необхідно виділити основні етапи роботи вібропреса і розглянути динамічну модель із врахуванням умов праці на кожному етапі.

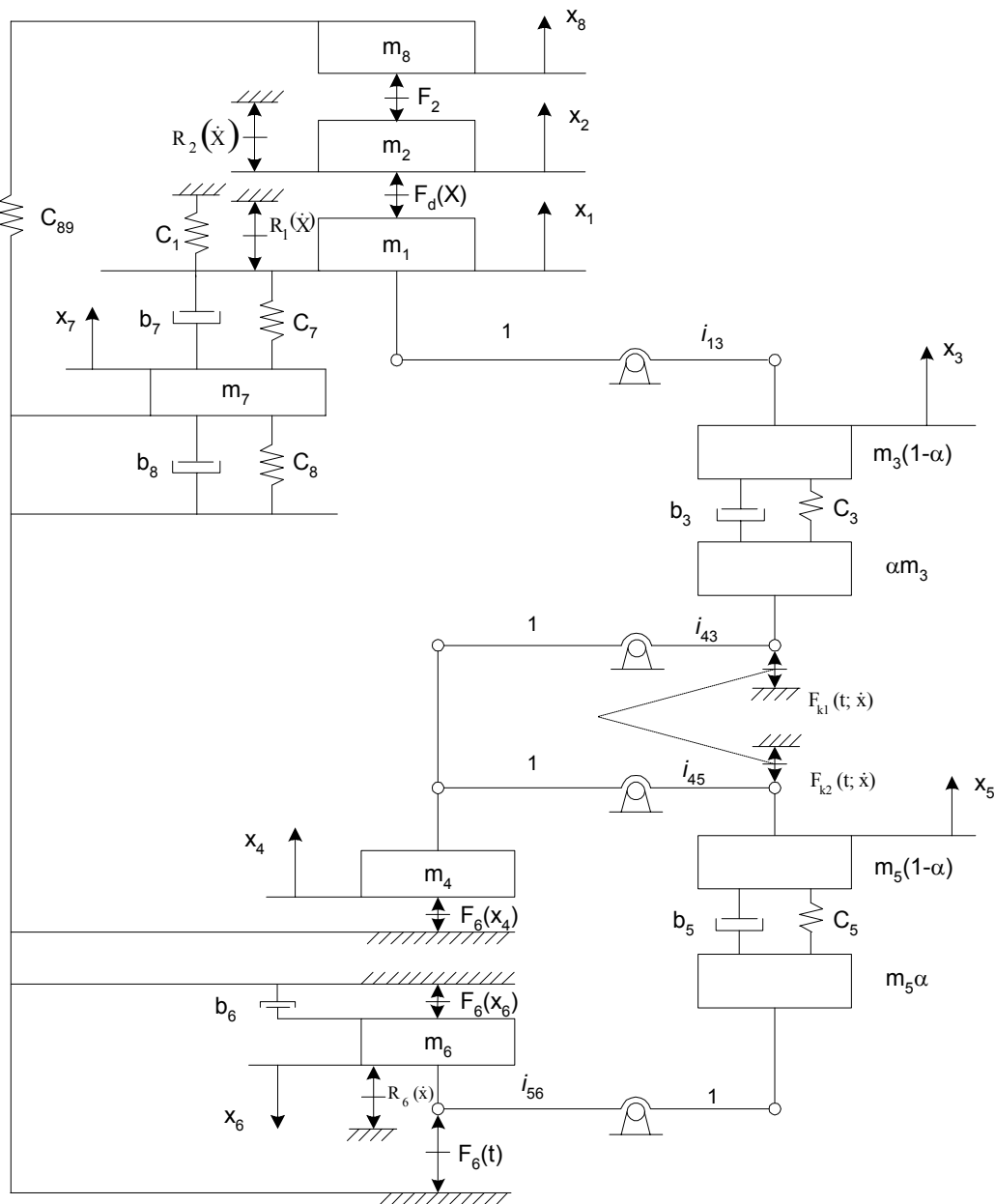


Рис. 1. Динамічна модель з урахування пружно-зосередженої моделі гідросистеми

Враховуючи особливості роботи вібропреса з насосно-акумуляторним приводом і припускаючи, що перехідні процеси при закритті розподільчих елементів є затухаючими і

діють протягом часу, значно меншого, за протяжність досліджуваного процесу, складну динамічну систему поділяємо на дві підсистеми, які працюють послідовно:

підсистема 1 – цикловий акумулятор m_4 ; клапан – пульсатор $F_{k1}(t, \dot{x})$, гідролінія l_3 ; вібростіл m_1 ; виріб жорсткістю C_0 ; пуансон з притискачем m_2 ;

підсистема 2 – привідний акумулятор m_4 ; регулюючий опір v_6 , гідролінія l_5 ; клапан – дозатор $F_{k2}(t, \dot{x})$, цикловий акумулятор m_6 .

Підсистема 2 не впливає суттєвим чином на робочі процеси системи "прес-середовище", тому в подальшому розглянемо тільки підсистему 1.

Приведення параметрів m, c, v підсистеми 1 виконуємо до перерізу f_3 гідролінії l_3 . Приведення мас до відповідних перерізів ліній здійснюємо відповідно методиці [4]

$$M = \left(\frac{f_3}{S_1} \right)^2 \cdot m, \quad (1)$$

де f_3 і S_1 - площа перетину гідролінії l_3 і циліндра вібростола.

Приведену масу рідини гідролінії довжиною l знаходимо із умови збереження кінетичної енергії системи, приймаючи лінійну зміну швидкості

$$m_{зр} = \frac{1}{3} \rho \sum_1^n f_i l_i, \quad (2)$$

Здійснюючи приведення елементів гідросистеми до перерізу f_3 гідролінії l_3 , розглядаємо маси вібростола, рідини під поршнем S_1 і в гідролінії l_3 як одну приведену масу M_1

$$M_1 = \left(\frac{f_3}{S_1} \right)^2 \cdot m_1 + \frac{1}{3} \rho \cdot f_3 l_3 + \frac{1}{3} \left(\frac{f_3}{S_1} \right)^2 \rho \cdot S_1 l_1 \quad (3)$$

Приведена маси рідини в гідролінії l_4 і цикловому акумуляторі

$$M_3 = \frac{1}{3} \left(\frac{f_3}{S_4} \right)^2 \rho \cdot S_4 L_4 + \frac{1}{3} \left(\frac{f_3}{f_4} \right)^2 \rho \cdot f_4 l_4 \quad (4)$$

Приведена маса пуансона

$$M_2 = \left(\frac{f_3}{S_1} \right)^2 \cdot m_2 \quad (5)$$

Приведену жорсткість гідролінії, заповненої рідиною, визначаємо з умови рівності потенціальної енергії послідовно з'єднаних рідини c_1 і трубопроводу c_2 .

$$c = \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \quad (6)$$

Враховуючи стикове виконання клапана – пульсатора з цикловим акумулятором і робочим циліндром припускаємо, що для підсистеми 2 трубопроводу абсолютно жорсткі, тоді жорсткість приведена до гідролінії з перерізом f_3 визначаємо

$$c_3 = \frac{f_3^2}{V_3} \kappa_3, \quad (7)$$

де V_3 - повний об'єм рідини в гідролінії l_1 і l_3 , κ - адіабатичний модуль об'ємної пружності.

Жорсткість рідини циклового гідроакумулятора і гідролінії l_3 приведена до перерізу f_3



$$c'_4 = \frac{f_3^2}{V_4} ж_4^*, \quad c''_4 = \frac{f_3^2}{l_4 S_4} ж_4, \quad (8)$$

де V_4 - об'єм циклового акумулятора, $ж_4^*$ - приведений модуль об'ємної пружності циклового акумулятора, $d_{ц}$ і $\delta_{ц}$ - внутрішній діаметр і товщина стінки циклового акумулятора, $E_{ц\mu}$ - модуль пружності і коефіцієнт Пуассона матеріалу циклового акумулятора.

Приведена жорсткість гідролінії l_4 і циклового акумулятора до перерізу f_3

$$c_4 = \frac{c'_4 \cdot c''_4}{c'_4 + c''_4} \quad (9)$$

Приведений коефіцієнт в'язкого демпфірування рідини визначається згідно методики [4]:

$$v_i = 2\sqrt{c_i m_i \beta_i}, \quad (10)$$

де β_i - відносний коефіцієнт демпфірування визначається по емпіричній формулі:

$$\beta_i \approx \frac{Av}{2\pi \cdot v_B} \left(\sum_1^n \frac{l_{3i}}{d_i} \right)^2, \quad (11)$$

де A - експериментальний коефіцієнт, для систем з мінеральним маслом $A = 0,1 \cdot 10^{-6}$,

v, v_B - коефіцієнти кінематичної в'язкості мінерального масла і води при робочій температурі; l_{3i}, d_1 - еквівалентна довжина і діаметр ділянок гідро лінії.

На основі викладеного запишемо:

$$v_3 = 2\sqrt{C_3 M_3} \cdot \beta_3, \quad \beta_3 = \frac{A}{2\pi} \frac{V}{V_B} \left(\frac{l_3}{d_3} + \frac{l_1}{d_1} \right)^2,$$

$$v_4 = \frac{f_3 \rho}{2} \left[\lambda_3 \frac{l_3}{d_3 f_3^2} + \frac{l_4}{d_4 f_4^2} + \frac{\xi_{4-3}}{f_{4-3}^2} + \frac{\xi_{3-1}}{f_{k1}^2} \right] \quad (12)$$

де ξ_i - коефіцієнти місцевих витрат; λ_i - коефіцієнти опору

Приведені сили тертя в направляючих і ущільненнях визначаємо:

$$R_1(\dot{x}_1) = \frac{f_3}{S_1} r_1 \text{sign}(\dot{x}_1), \quad R_2(\dot{x}_2) = \frac{f_3}{S_1} r_2 \text{sign}(\dot{x}_2) \quad (13)$$

В результаті приведення мас, рідин, демпферів, опорів, прийнятих припущень з врахуванням властивостей пружно – зосередженої моделі гідросистеми й особливостей спрацьовування розподільчих елементів складена трьохмасова динамічна модель підсистеми 1 (рис. 2). Дана динамічна модель приведена до перерізу f_3 гідролінії l_3 , в ній розглядається три характерних приведених маси; маса вібростола з виробом M_1 , маса пуансона з інерційним притискачем M_2 , маса рідини в цикловому акумуляторі M_3 .

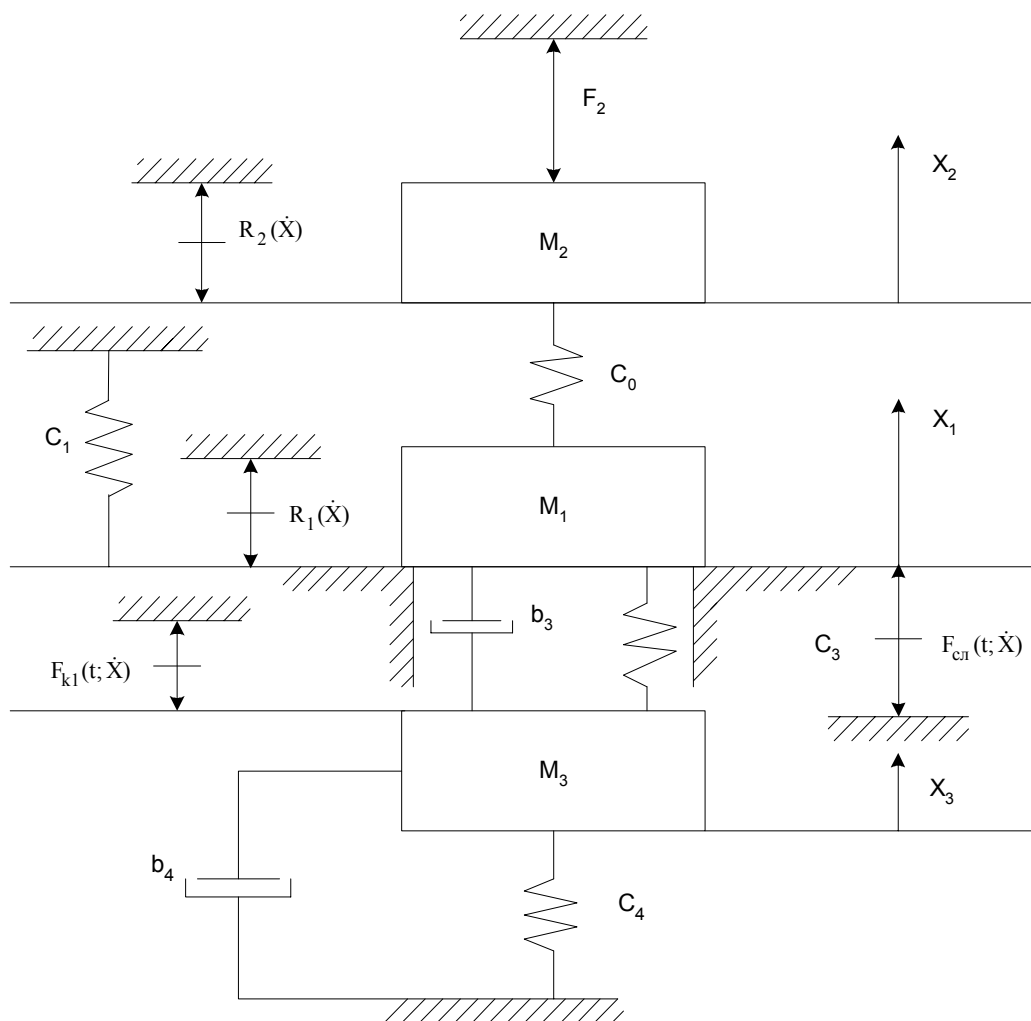


Рис.2. Динамічна модель підсистеми 1 вібропреса

Враховуючи особливості процесу віброударного пресування доцільно розглядати динамічну і математичну модель не для всіх циклів навантаження заготовок, а тільки для тих, при яких зусилля на заготовці приймає максимальне значення $F_{\text{ом}} = F_k (k < i < n)$. При вказаних циклах навантаження зусилля на заготовці, середня щільність практично не змінюється, а відбувається зменшення відносної нерівнощільності ε_p . В даний момент заготовці притаманні пружні властивості, тому припускаємо, що функцію зусилля на заготовці можна записати як

$$F_o(x) = C_o(x_1 - x_2). \quad (14)$$

Важливий вплив на динамічні процеси здійснює функція клапана-пульсатора $F_{k1}(t, \dot{x})$, яку знаходимо, складаючи рівняння витрат

$$Q_{K1}(t) = f_{K1}(t) \cdot K_{K1} \sqrt{\Delta P(t)} \quad (15)$$

і рівняння нерозривності потоку

$$Q_{K1}(t) = \dot{x}_3 f_3, \quad (16)$$

де $Q_{K1}(t)$ - витрати через клапан-пульсатор; K_{K1} - коефіцієнт витрат клапана-пульсатора; $\Delta P(t)$ - перепад тиску на клапані-пульсаторі; $f_{K1}(t)$ - функція прохідного перерізу клапана-пульсатора.



Припускаємо, що прохідний переріз клапана-пульсатора при його відкритті і закритті змінюється лінійно за час t_1 на величину f_{klm} . Функцію прохідного перерізу $f_{kl}(t)$ клапана-пульсатора запишемо у вигляді:

$$f_{kl}(t) = \begin{cases} f_{klm} \frac{t}{t_1}, & \text{при } 0 < t < t_1, \\ f_{klm}, & \text{при } t_p < t \leq t_p + t_1, \\ f_{klm} \frac{t_1 + t_p - t}{t_1}, & \text{при } t_p < t \leq t_p + t_1 \end{cases} \quad (17)$$

З врахуванням роботи гідросистеми й особливостей виміру функції клапана-пульсатора розглянемо основні етапи вібропреса для підсистеми 1.

Етап 1.1. $0 < t \leq t_0$ переміщення маси M_3 .

$$M_3 \ddot{x}_3 + \ddot{c}_3 x_3 + b_4 (\dot{x}_3)^2 = c_4 x_{03} - c_4 x_3 - F_k(t; \dot{x}_3) \quad (18)$$

Якщо початкове зусилля циклового акумулятора у виразі записано $c_4 x_{03}$, то початкова умова для x_3 рівна 0.

Етап 1.2. $t_0 < t \leq t_p + t_1$ переміщення мас M_1, M_2, M_3 .

Математичну модель підсистеми 1 на етапі 1.2 представимо у вигляді системи із трьох диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} M_3 \ddot{x}_3 + c_4 (\dot{x}_3)^2 + c_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + C_3 (x_3 - x_1) + M_3 g = c_4 x_{03} - c_4 x_3 - F_k(t; \dot{x}_3), \\ M_2 \ddot{x}_2 + F_2 + M_2 g + R_2 (\text{sign } \dot{x}_2) = c_0 (x_1 - x_2), \\ M_1 \ddot{x}_1 + c_1 (x_{01} + x_1) + b_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + c_0 (x_1 - x_2) + M_2 g = c_3 (x_3 - x_1). \end{cases} \quad (19)$$

Початкову умову для розв'язку системи визначаємо з врахуванням значень x_3 і \dot{x}_3 для часу $t = t_0$ з рівнянь для етапу 1, а положення маси M_2 записуємо при умові попереднього деформування пружного елемента c_0 .

Етап 1.3. $t_p + t_1 \leq t < t_n$ переміщення мас $M_1; M_2$.

В момент часу $t = t_p + t_1$, клапан-пульсатор закритий і перешкоджає перетіканню рідини з циклового акумулятора в робочий циліндр, який з'єднує останній зі зливом. Таким чином, усувається зв'язок між масами M_1 і M_2 . На масу M_1 при цьому діє додаткове зусилля $F_{зл}(t; \dot{x})$, викликане витіканням рідини з робочого циліндра при відкриванні клапана-пульсатора на злив. Функцію клапана-пульсатора при зливі $F_{зл}(t; \dot{x})$ визначаємо по аналогії з визначенням функції $F_{зл}(t; \dot{x})$. При цьому допускаємо, що швидкість витікання рідини на злив буде рівна швидкості переміщення маси M_1 , т.я. система приведена до перетину гідролінії f_3 і через неї забезпечується злив.

З урахуванням особливостей функції відкриття клапана-пульсатора на злив записуємо функцію

$$F_{\text{зл}}(t; \dot{x}_1) = \begin{cases} 0, & \text{якщо } 0 < t \leq t_p + t_1, \\ \frac{f_3^3}{f_{\text{к1}}^2 \cdot K_{\text{кп1}}^2} \cdot \left(\frac{t_1}{t_1 + t_p - t} \right)^2 \cdot (\dot{x}_1)^2, & \text{якщо } t_p + t_1 < t < t_p + 2t_1, \\ \frac{f_3^3}{f_{2\text{к1}} \cdot K_{\text{кп1}}^2} \cdot (\dot{x}_1)^2, & \text{якщо } t_p + 2t_1 < t < t_c \end{cases} \quad (20)$$

Час t_c відповідає часу повернення маси M_1 в початкове положення, тобто $t = t_c$, якщо $x_1(t_c) = 0$, а $\dot{x}_1(t_c) \neq 0$

По динамічній моделі складаємо рівняння руху мас M_1 і M_2

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{x}_1 + c_1(x_{01} + x_1) + \epsilon_c (\dot{x}_1)^2 + F_{\text{зл}}(t; \dot{x}_1) + c_0(x_1 - x_2) + R_1(\text{sign} \dot{x}_1) + M_1 g &= 0 \\ M_2 \ddot{x}_2 + F_2 + M_2 g + R_2(\text{sign} \dot{x}_2) &= c_0(x_1 - x_2) \end{aligned} \quad (21)$$

Етап 1.4. Попереднє навантаження пружної ланки C_0 $t_n < t \leq t_u$.

Припустимо, що повернення маси M_1 в початкове положення не викликає суттєвих змін виробі і розглядаємо процес деформування пружної ланки C_0 при поверненні маси M_2 в початкове положення.

Рівняння переміщення маси M_2

$$M_2 \ddot{x}_2 + R_2(\text{sign} \dot{x}_2) + F_2 + M_2 g = c_0 x_2 \quad (22)$$

Знаходимо час повернення маси M_2 (пуансона) в початкове положення з умови; якщо $x_2(t_n) = 0$, а $\dot{x}_2(t_n) \neq 0$, то $t = t_n$. Функцію зусилля на заготовці визначаємо $F_\partial(x) = c_0 x_2$.

Послідовним рішенням диференціальних рівнянь для кожного етапу отримано характер зміни робочих процесів системи "прес-середовище" при роботі вібропреса.

Зміна регулюючих параметрів вібропреса $x_{01}; c_1; P_4; V_4; F_2; M_2$ можна досягти необхідне зусилля на виробі, яке відповідає розрахунковим параметрам вібропреса, розрахувати мінімальний час послідовності циклів, який буде вихідним для розрахунку підсистеми 2.

Для зручності розрахунку рівняння приводимо до безрозмірного виду і розв'язуємо методом Хемінга четвертого порядку. На рис. 3 приведені результати розв'язку рівнянь для експериментального вібропреса з насосно-акумуляторним приводом. Діаграма робочих процесів системи "прес-середовище" дає уявлення про зміну тисків в робочому циліндрі P_3 , цикловому акумуляторі P_4 та приводному P_5 , функції зусилля на заготовці F_∂ , переміщень вібростолу x_1 і пуансона x_2 за час t_a – період слідування одного імпульсу тиску в робочому циліндрі. Для зручності точками b, c, a, d, q позначені границі змін відповідних параметрів.

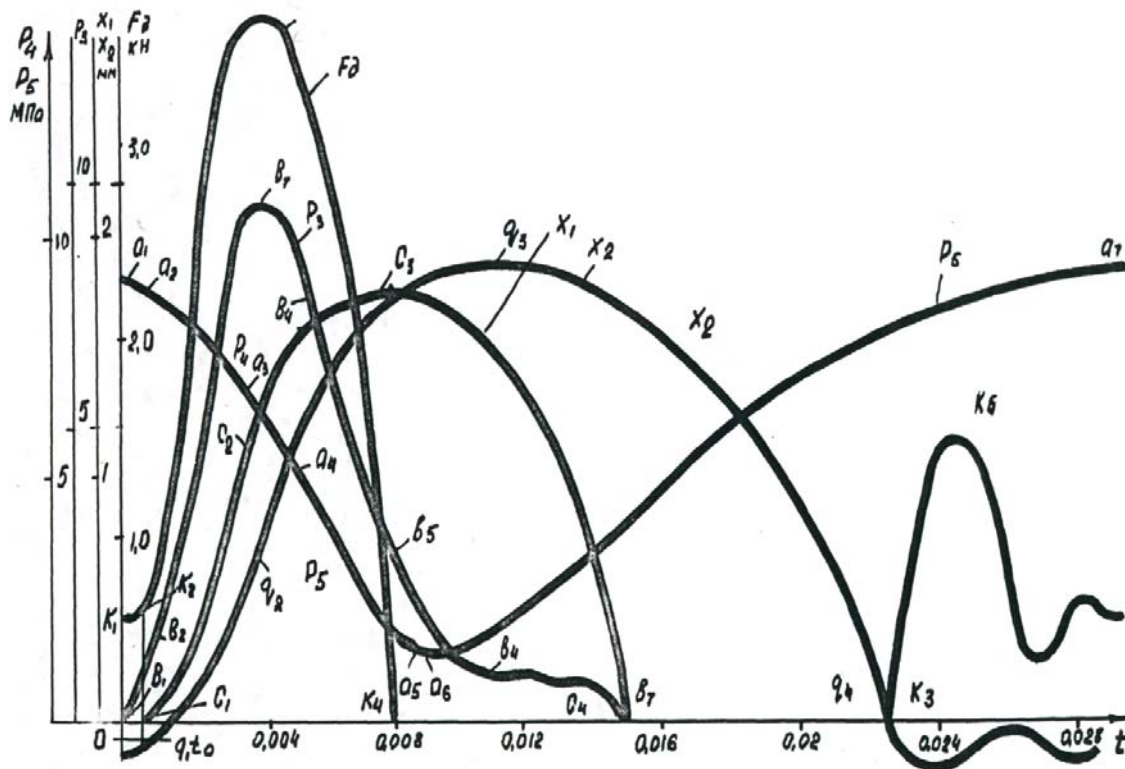


Рис. 3. Результати розрахунку процесів роботи вібропреса на ЕОМ

Вплив параметрів преса на зусилля в заготовці F_0 показано на рис. 4. Спостерігається ріст зусилля F_0 при збільшенні енергії циклового акумулятора E_{4i} , співвідношення маси притискача M_2 до маси вібростолу $M_1 \left(\frac{M_2}{M_1} \right)$. Найбільш прийнятне співвідношення $\frac{M_2}{M_1} = 1 \dots 5$. Постійне зусилля F_2 діє на масу притискача M_2 , від співвідношення $\frac{F_2}{M_2 g}$ в визначній мірі залежить від режиму силового навантаження, проте параметр суттєвим чином не впливає на зусилля F_0 заготовки. Подібним чином на зусилля F_0 впливає і зусилля пружного навантаження вібростолу ($F_{пр} = c_1 x_{01}$). Із збільшенням $F_{пр}$ зменшується час повернення вібростолу у вихідне положення і зменшується зусилля на заготовці F_0 .

З аналізу розрахункових даних слідує, що збільшення максимального зусилля F_0 доцільно забезпечувати збільшенням маси притискача з пуансоном $M_2 \left(\frac{M_2}{M_1} < 5 \right)$, а потім збільшувати енергію циклового акумулятора E_4 .

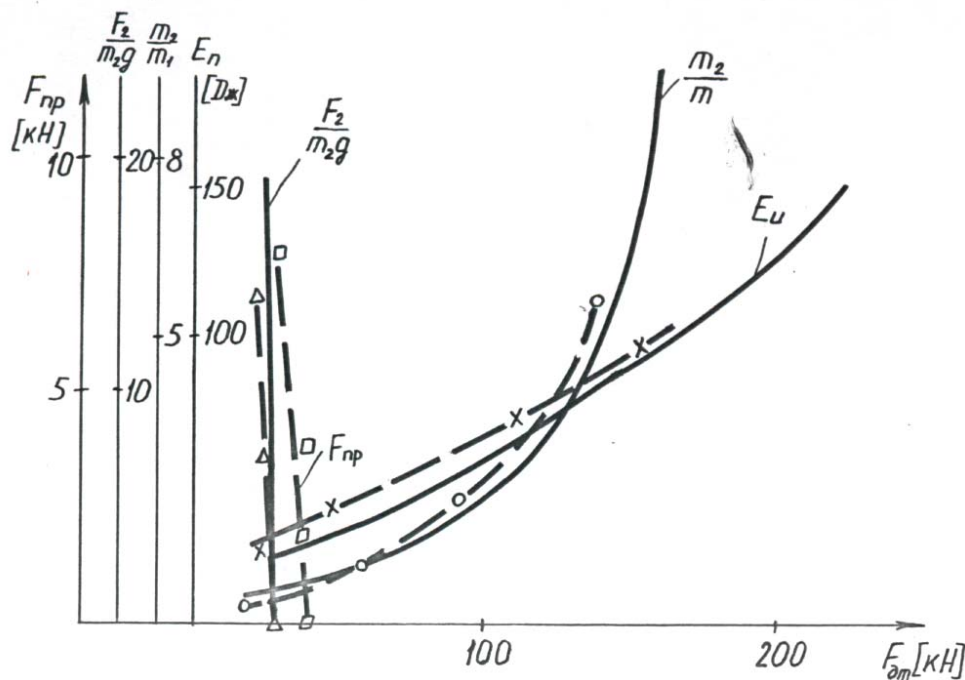


Рис. 4. Вплив параметрів пресу на максимальне зусилля пресування

Запропоновані дослідження робочих процесів системи "прес-середовище" використані при модернізації серійних пресів ДА і ДВ [5] для виготовлення вогнетривких виробів.

Висновки

Виведені аналітичні залежності взаємодії робочих елементів системи "прес-середовище" при її дискретному моделюванні на основі пружно-зосередженої моделі рідини.

Встановлені закономірності виникнення робочих процесів в системі "прес-середовище", які визначаються масовими співвідношеннями рухомих елементів, параметрами відкриття-закриття розподільчої апаратури, потенційною енергією одно- і багатоциклових акумуляторів, силами в'язкого опору робочої рідини.

Визначено вплив основних параметрів вібропреса на зусилля деформування заготовки і час руху вібростола з притискачем, що дозволяє проектувати необхідні силові режими навантаження і використовувати дискретне моделювання на основі пружно-зосереджених моделей в розробці вібропресового обладнання з гідроімпульсним приводом.

Література

1. *Искович-Лотоцкий Р.Д., Матвеев И.Б., Крат В.А.* Машины вибрационного и виброударного действия. – К.: Техніка, 1982. – 208с.
2. *Бочаров Ю.А., Искович-Лотоцкий Р.Д., Пентюк Б.Н.* Возможности снижения энергозатрат в приводе импульсных вибрационных пресс-молотов// Известия ВУЗов, Машиностроение. – 1983. – №1. – С.148-151.
3. *Искович-Лотоцкий Р.Д., Пентюк Б.Н.* Модернизация гидропрессов ДА и ДБ// Кузнечно-штамповочное производство. – 1987. – №8. – с. 48-52.
4. *Бочаров Ю.А.* Основы общей теории гидравлических кузнечно-прессовых машин// Труды МВТУ. – 1980. – №355. – С.12-40.



УДК 693.546

*В.С. Ловейкін, д-р, техн. наук, професор КНУБА,
К.І. Почка, аспірант КНУБА,
Д.А. Паламарчук, інженер КНУБА*

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З РЕКУПЕРАЦІЙНИМ ПРИВОДОМ

Упровадження безвібраційних роликів машин у виробництво залізобетонних виробів зумовлене потребою підвищення ефективності формуючого обладнання. Незважаючи на постійне удосконалення вібраційних БФА, досі неможливо позбавитися підвищеного рівня шуму та вібрації на робочих місцях, що створює шкідливі умови праці. Безвібраційні методи формування не тільки усувають недоліки вібраційної технології, але й відкривають нові можливості підвищення продуктивності праці, зниження металомісткості обладнання. Метод роликів формування [1,2] успішно випробуваний у виробництві виробів із наджорстких дрібнозернистих (піскуватих) та середньозернистих бетонів, фібробетону, керамзитобетону. Роликове формування – багаторазове вдавлювання у свіжоукладений шар нових порцій суміші-підсипки багатороликівим робочим органом, який здійснює зворотно-поступальні рухи поперек форми. Виходячи з цього, компонуєть функціональну схему машин роликів формування. Формуючі ролики розміщують між рукавами роздавального бункера, за зворотно-поступальних рухів вони захоплюють суміш і вдавлюють її у свіжоукладений шар, що знаходиться у формі.

В існуючих установках поверхневого ущільнення залізобетонних виробів використовується механічний або гідравлічний привод зворотно-поступального руху формувального візка з укочуючими роликами. В установках із гідравлічним приводом формувальний візок приводиться в рух за допомогою гідроциліндра, а в установках із механічним приводом – за допомогою кривошипно-повзунного механізму.

Для зменшення витрат енергії при постійних пуско-гальмівних режимах руху формувального візка запропонована конструкція роликів формувальної установки з рекупераційним приводом [4], яка складається з двох спарених візків, що приводяться в рух від спільного приводу. Привод складається з двох кривошипно-повзунних механізмів, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валі і зміщені між собою на кут $\frac{\pi}{2}$. Така конструкція формувальної установки дозволяє здійснювати передачу енергії від одного візка до другого при постійних пуско-гальмівних процесах руху практично без втрат.

В багатьох випадках для отримання більш раціональних режимів руху, які реалізуються тим чи іншим механізмом, необхідно оптимізувати його конструктивні параметри. Так, для роликів формувальної установки з рекупераційним приводом, кінематична схема якої показана на рис. 1, основними конструктивними параметрами є довжина шатуна l та відхилення осі кривошипів від осі переміщення візків a [3].

Даний механізм складається з двох поєднаних кривошипно-повзунних механізмів, що приводять у зворотно-поступальний рух візки 1 та 2. Кривошипи 5 та 6 жорстко закріплені на одному приводному валу 7 і зміщені один відносно іншого на кут $\Delta\varphi = \frac{\pi}{2}$ та шарнірно з'єднані з шатунами 3 та 4, які в свою чергу з'єднані з візками 1 та 2 відповідно.

Так як візки 1 та 2 виконують однакові робочі процеси в будь-якому напрямку руху і швидкість їх у кожному напрямку повинна бути рівною швидкості цього ж візка в

зворотному напрямку на будь-якому відрізку шляху, то приймаємо значення відхилення осі кривошипів від осі переміщення візків рівним нулю – $a = 0$.

Для визначення оптимального значення довжини шатуна l необхідно знайти вирази для обчислення таких важливих параметрів як кінетична енергія установки та моменту опору переміщенню формувальних візків.

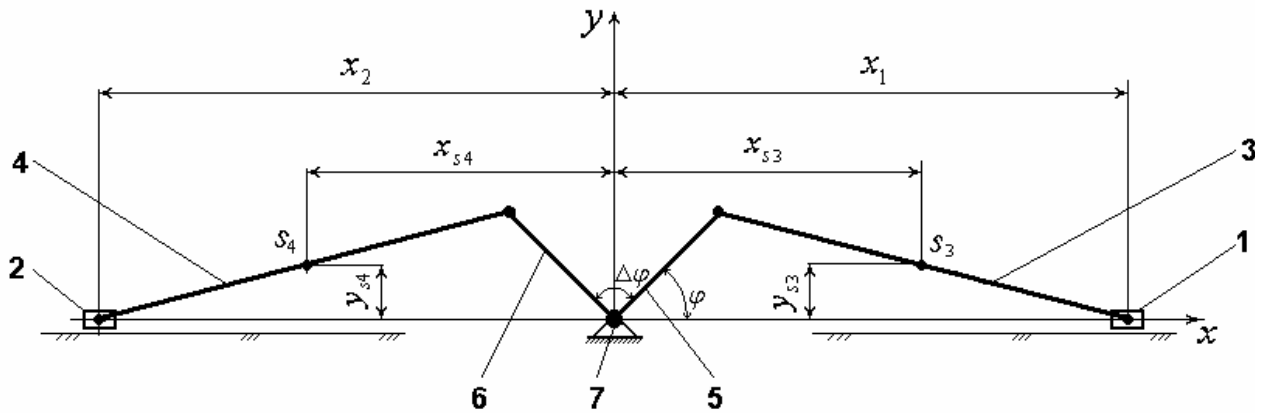


Рис. 1. Кінематична схема роликової формувальної установки з рекуперативним приводом

Для визначення кінетичної енергії установки необхідно спочатку визначити кінетичну енергію кожного її елемента, для чого спочатку визначимо швидкості та прискорення візків 1, 2 та центрів мас шатунів 3 та 4 – s_3 та s_4 .

Швидкості візків 1 та 2:

$$\dot{x}_1 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_2 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}, \quad (1)$$

де

$$\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right);$$

$$\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right), \quad (2)$$

де r - радіус кривошипів; l - довжина шатунів; φ - кутова координата положення кривошипа 5; $\dot{\varphi} = \omega$ - кутова швидкість кривошипів; $\Delta\varphi$ - кут зміщення одного кривошипу відносно іншого.

Швидкості центрів мас шатунів 3 та 4:

$$\dot{x}_{s_3} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_{s_3}}{\partial \varphi}; \quad \dot{y}_{s_3} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial y_{s_3}}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_{s_4} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_{s_4}}{\partial \varphi}; \quad \dot{y}_{s_4} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial y_{s_4}}{\partial \varphi}, \quad (3)$$

де

$$\frac{\partial x_{s_3}}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \quad \frac{\partial y_{s_3}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos \varphi;$$



$$\frac{\partial x_{s4}}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right); \quad \frac{\partial y_{s4}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi). \quad (4)$$

Прискорення візків 1 та 2:

$$\ddot{x}_1 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_2 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}, \quad (5)$$

де

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos \varphi - \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi \right)} - 1 \right)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \\ \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos(\varphi + \Delta\varphi) + \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \right)} - 1 \right)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right). \end{aligned} \quad (6)$$

Прискорення центрів мас шатунів 3 та 4:

$$\ddot{x}_{s3} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_{s3}}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{y}_{s3} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 y_{s3}}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_{s4} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_{s4}}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{y}_{s4} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 y_{s4}}{\partial \varphi^2}; \quad (7)$$

де

$$\frac{\partial^2 x_{s3}}{\partial \varphi^2} = r \cdot \left(-\cos \varphi - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi \right)} - 1 \right)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right);$$

$$\frac{\partial^2 x_{s4}}{\partial \varphi^2} = r \cdot \left(-\cos(\varphi + \Delta\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \right)} - 1 \right)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right);$$

$$\frac{\partial^2 y_{s3}}{\partial \varphi^2} = -\frac{r}{2} \cdot \sin \varphi; \quad \frac{\partial^2 y_{s4}}{\partial \varphi^2} = -\frac{r}{2} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi). \quad (8)$$

Вирази для визначення кінетичної енергії елементів установки:

- візків 1 та 2

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot \dot{x}_1^2; \quad T_2 = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot \dot{x}_2^2, \quad (9)$$

де $m_1 = m_2 = m$ - маса формувального візка;

- шатунів 3 та 4

$$T_{ш3} = \frac{1}{2} \cdot l \cdot q \cdot (\dot{x}_{s3}^2 + \dot{y}_{s3}^2); \quad T_{ш4} = \frac{1}{2} \cdot l \cdot q \cdot (\dot{x}_{s4}^2 + \dot{y}_{s4}^2), \quad (10)$$

де q - маса одиниці довжини шатуна.

Тоді сумарне значення кінетичної енергії установки буде дорівнювати:

$$T = T_1 + T_2 + T_{ш3} + T_{ш4}. \quad (11)$$

При цьому середнє значення кінетичної енергії всієї установки за один оберт кривошипу має вигляд

$$T_{cp} = \frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} T \cdot dt, \quad (12)$$

де $t_1 = \frac{2\pi}{\omega}$ - тривалість руху установки за один оберт кривошипу.

З іншого ж боку мінімально-можливе середнє значення кінетичної енергії одного візка установки буде дорівнювати:

$$T_{min1} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V_{cp}^2, \quad (13)$$

де $V_{cp} = \frac{S}{t_1/2}$ - середнє значення швидкості візка за один оберт кривошипа,

$S = 2 \cdot r$ - відстань від одного крайнього положення візка до іншого.

Підставивши всі значення, отримаємо вираз для визначення мінімально-можливого значення кінетичної енергії всієї установки:

$$T_{min} = 2 \cdot T_{min1} = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{2 \cdot r}{2 \cdot \pi / 2 \cdot \omega} \right)^2 = 4 \cdot m \cdot \frac{r^2 \cdot \omega^2}{\pi^2}. \quad (14)$$

Визначені також відносні значення відхилень кінетичної енергії



$$k_1 = \frac{T_{ext}}{T_{cp}}; k_2 = \frac{T_{cp}}{T_{min}}; k_3 = \frac{T_{ext}}{T_{min}}, \quad (15)$$

де T_{ext} - екстремальне значення сумарної кінетичної енергії.

Під час руху формувальних візків на них діють сили опору, моменти від яких визначаються шляхом інженерного розрахунку [5,6] з використанням наступних вихідних даних: попередньо визначене зусилля, яке необхідне на переміщення формувального візка з трьома укатувальними роликками радіусом $R = 0,1$ м, дорівнює $F_B = 3562$ Н, розміри виробу, що формується: висота плити – $h_0 = 0,22$ м, ширина виробу – $B = 1,164$ м; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{yщ} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{yщ} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $p = 625$ кПа.

З умови рівності миттєвої потужності на переміщення формувального візка та необхідної потужності на приводному валі кривошипа отримуємо залежність для визначення моменту статичного опору переміщенню першого та другого формувального візка на приводному валі кривошипа:

$$M_{on1} = \frac{F_B}{\omega \cdot \eta} \cdot \dot{x}_1, \quad M_{on2} = \frac{F_B}{\omega \cdot \eta} \cdot \dot{x}_2 \quad (16)$$

η - ККД передаточного механізму від кривошипа до формувального візка.

Тоді сумарний момент статичного опору переміщенню формувальних візків всієї установки буде дорівнювати:

$$M_{on} = M_{on1} + M_{on2} = \frac{F_B}{\omega \cdot \eta} \cdot (\dot{x}_1 + \dot{x}_2). \quad (17)$$

Під час руху формувальних візків на них також діють сили інерції, моменти від яких визначаються за залежностями

- для візків 1 та 2

$$M_{i1} = m \cdot \ddot{x}_1 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad M_{i2} = m \cdot \ddot{x}_2 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}, \quad (18)$$

- для шатунів 3 та 4

$$M_{i3} = l \cdot q \cdot \left(\ddot{x}_{s3} \cdot \frac{\partial x_{s3}}{\partial \varphi} + \ddot{y}_{s3} \cdot \frac{\partial y_{s3}}{\partial \varphi} \right); \quad M_{i4} = l \cdot q \cdot \left(\ddot{x}_{s4} \cdot \frac{\partial x_{s4}}{\partial \varphi} + \ddot{y}_{s4} \cdot \frac{\partial y_{s4}}{\partial \varphi} \right). \quad (19)$$

Тоді момент сил інерції всієї установки в процесі формування визначається залежністю:

$$M_i = M_{i1} + M_{i2} + M_{i3} + M_{i4}. \quad (20)$$

Отже, під час процесу формування загальний опір переміщенню формувальних візків визначається за залежністю:

$$M_{zag} = M_{on} + M_i. \quad (21)$$

Для формувальної установки з параметрами: $\omega = 10,5$ рад/с; $r = 0,2$ м; $q = 80$ кг/м; $m = 1000$ кг; $\eta = 0,9$; $\Delta\varphi = \frac{\pi}{2}$ визначені функції зміни сумарної кінетичної енергії установки T , її середнє значення T_{cp} , а також мінімально-можливе середнє значення кінетичної енергії установки, яке дорівнює $T_{min} = 1777,8$ Дж. Визначені відносні значення відхилень кінетичної енергії k_1 , k_2 та k_3 , а також функції зміни моментів статичного опору, моментів сил інерції та моментів загального опору переміщенню формувальних візків при різних значеннях довжини шатуна l . Графіки зміни максимального значення кінетичної енергії установки, її середнього значення, відносних показників k_1 , k_2 та k_3 ,

максимального значення моменту загального опору та його середнього значення в залежності від довжини шатуна наведені на рис. 2...8. Ці характеристики також наведені в таблиці 1.

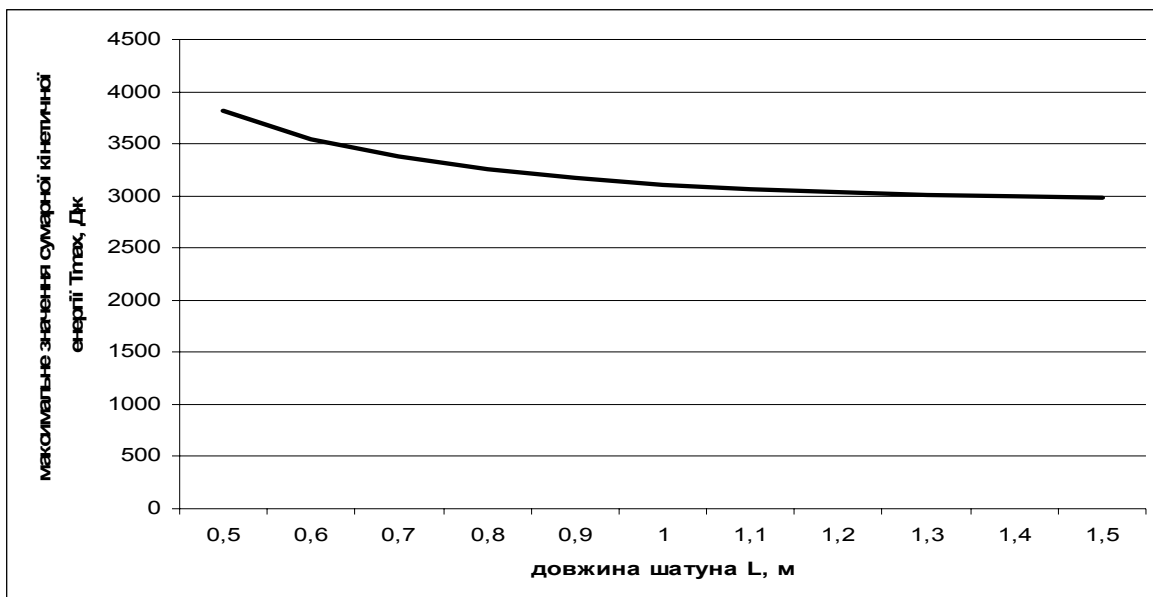


Рис. 2. Графік зміни максимального значення сумарної кінетичної енергії в залежності від довжини шатуна

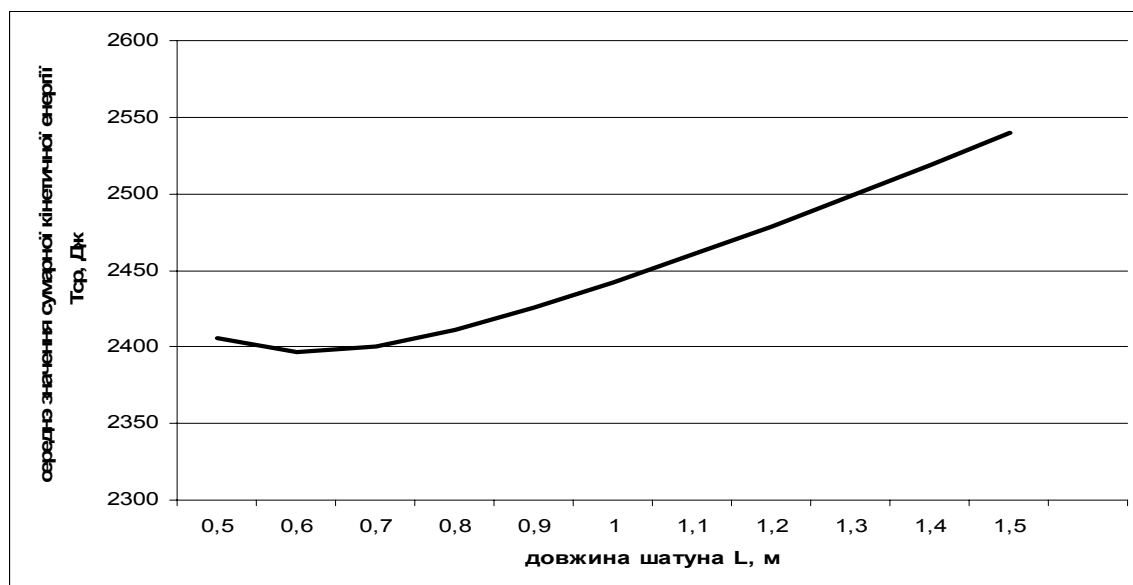


Рис. 3. Графік зміни середнього значення сумарної кінетичної енергії в залежності від довжини шатуна

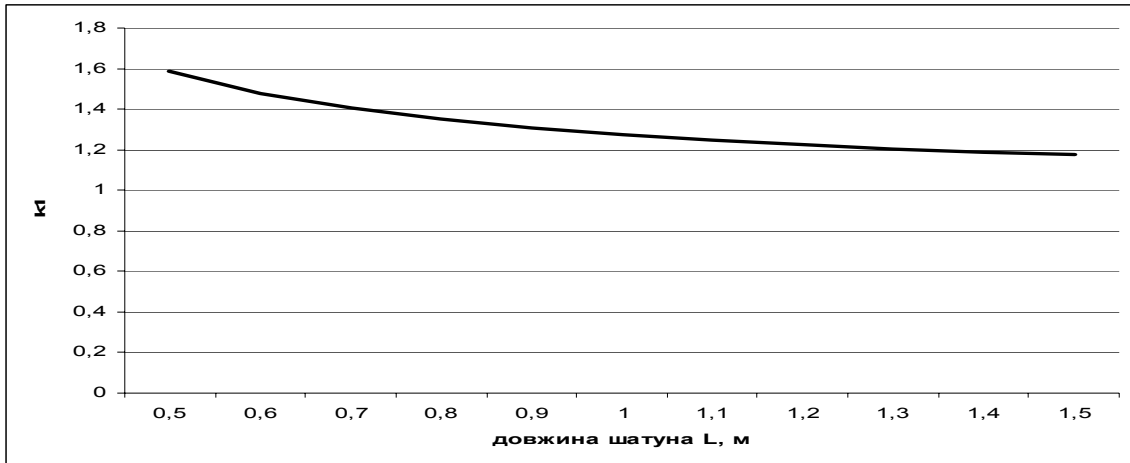


Рис. 4. Графік зміни відносного відхилення кінетичної енергії k_1 в залежності від довжини шатуна

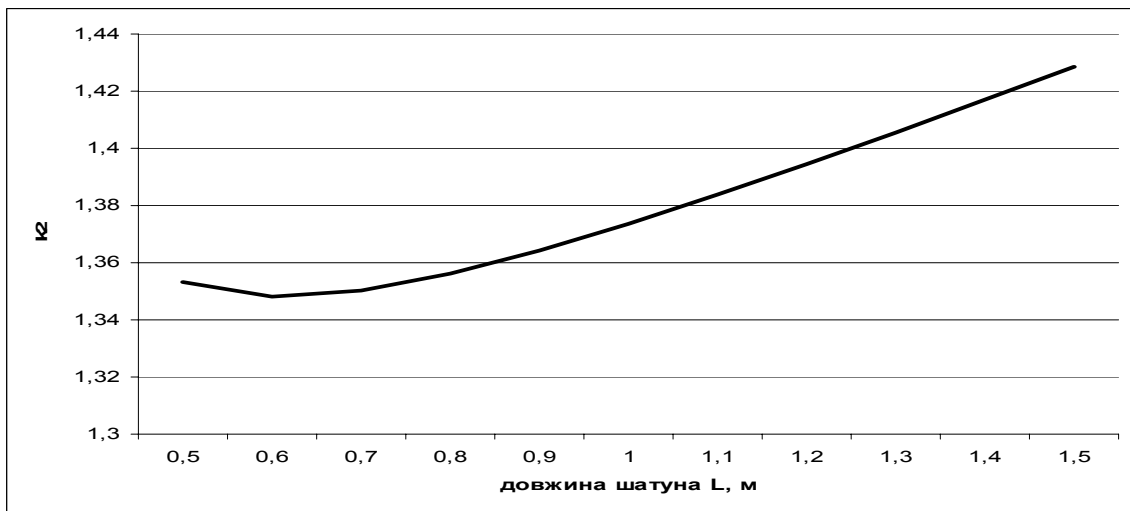


Рис. 5. Графік зміни відносного відхилення кінетичної енергії k_2 в залежності від довжини шатуна

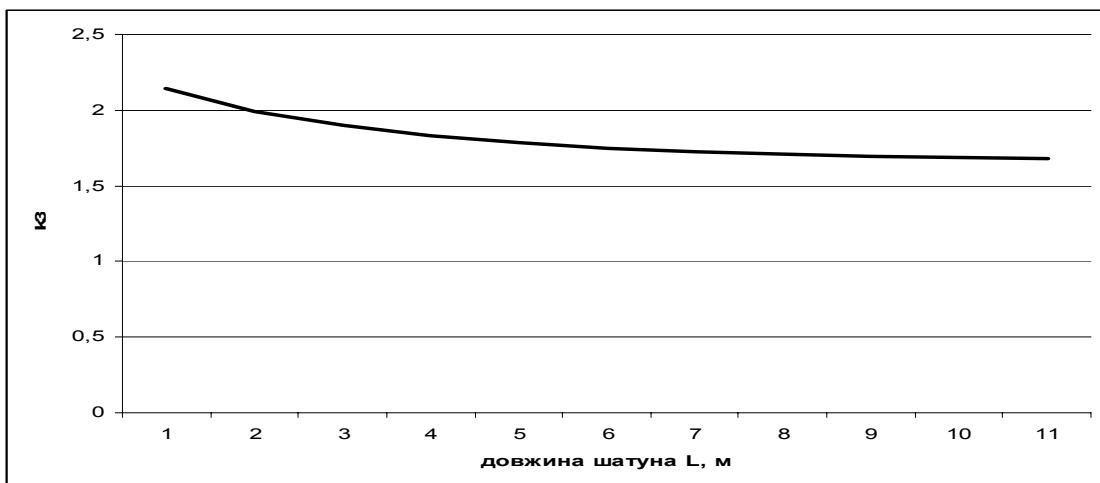


Рис. 6. Графік зміни відносного відхилення кінетичної енергії k_3 в залежності від довжини шатуна

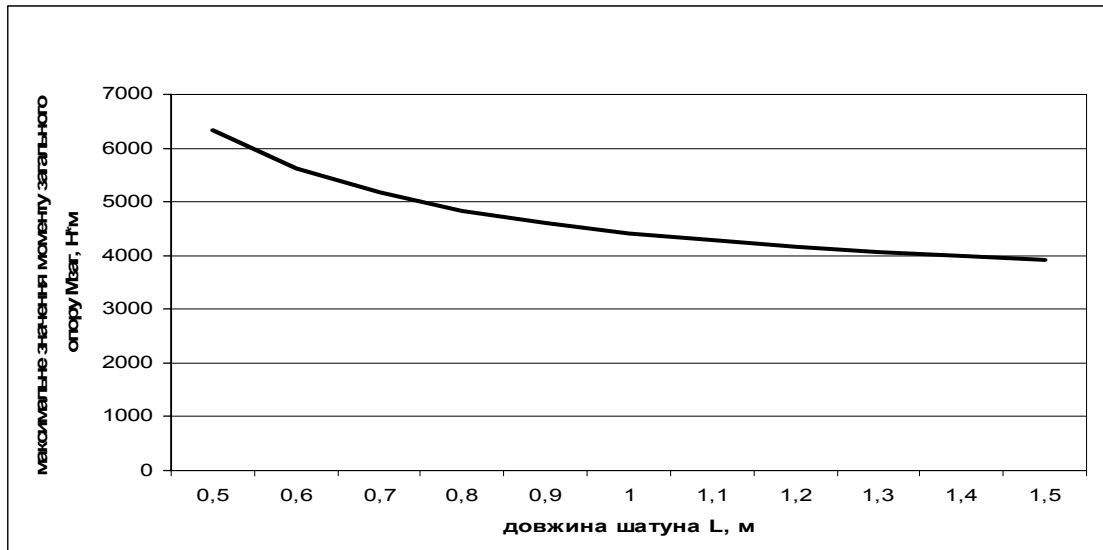


Рис. 7. Графік зміни максимального значення моменту загального опору в залежності від довжини шатуна

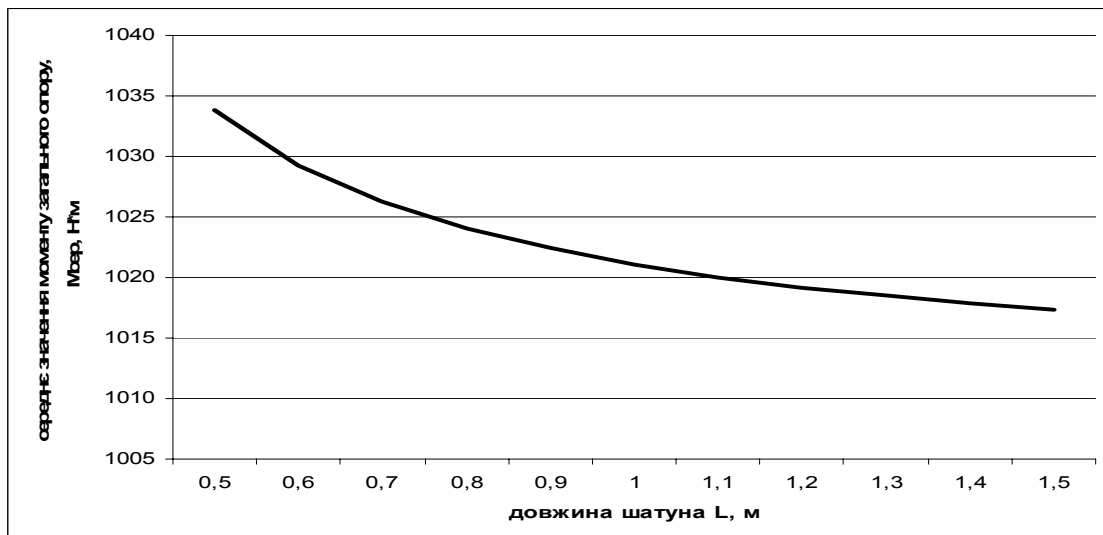


Рис. 8. Графік зміни середнього значення моменту загального опору в залежності від довжини шатуна

Аналізуючи графіки на рис. 2...8 та дані таблиці 1, можна зробити наступні висновки: максимальне значення сумарної кінетичної енергії установки на проміжку від $l=0,5\text{м}$ до $l=0,8\text{м}$ різко спадає, а потім настає її плавна стабілізація; середнє значення сумарної кінетичної енергії при значенні $l=0,6\text{м}$ приймає мінімальне значення, після якого починається процес зростання. Показники відносного відхилення кінетичної енергії k_1 та k_3 спадають при всіх значеннях довжини шатуна. Показник відносного відхилення кінетичної енергії k_2 своє мінімальне значення приймає при $l=0,6\text{м}$, а потім починає зростати. Аналізуючи графіки зміни максимального значення моменту загального опору та його середнього значення можна прослідкувати їх різкий спад на відрізок від $l=0,5\text{м}$ до $l=0,9\text{м}$ із подальшою стабілізацією.



Таблиця 1.

$l, \text{ м}$	T_{max}	T_{cp}	k_1	k_2	k_3	$M_{\text{заг}}$	$M_{\text{сеп}}$
0,5	3814,9	2405,8	1,5857	1,3532	2,14585	6323,3	1033,8
0,6	3544,82	2396,64	1,4791	1,3481	1,9939	5625,5	1029,3
0,7	3371,6	2400,63	1,4044	1,3503	1,8965	5166	1026,23
0,8	3252,94	2411,24	1,349	1,3563	1,8297	4842,53	1024,05
0,9	3170,23	2425,55	1,307	1,3643	1,7832	4603,6	1022,4
1,0	3109,9	2442,1	1,2734	1,3737	1,7493	4422,9	1021,1
1,1	3065,86	2460,1	1,2462	1,3838	1,7245	4280,23	1020,05
1,2	3033,6	2479,1	1,2237	1,3945	1,7064	4165	1019,2
1,3	3010,3	2498,73	1,2047	1,4055	1,6933	4072,5	1018,46
1,4	2993,86	2518,87	1,1886	1,4168	1,684	3994,62	1017,85
1,5	2982,83	2539,37	1,1746	1,4284	1,6778	3930	1017,32

Отже, проаналізувавши всі графіки та дані таблиці 1, можна зробити загальний висновок: для розглянутої роликівної формувальної установки з рекупераційним приводом рекомендується вибирати довжину шатуна в межах від $l=0,6\text{м}$ до $l=0,8\text{м}$. Така оптимізація дозволила зменшити енергетичні витрати на зворотно-поступальні рухи візків і покращити динамічні властивості установки в цілому.

Література

1. Гарнець В.М. Прогресивні бетоноформуєчі агрегати і комплекси. – К.: Будівельник, 1991. – 144 с.
2. Кузин В.Н. Технология роликівного формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов: Автореф. дис. канд. наук. – М. – 1981. – 20с.
3. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
4. Ловейкин В.С., Почка К.І. Динамічний аналіз роликівної формувальної установки з рекупераційним приводом // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. І-ї Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM - I), 4-7 жовтня 2004. – Тернопіль. – С. 507-514.
5. Ловейкин В.С., Почка К.І. Силовий аналіз роликівної формувальної установки з рекупераційним приводом // Техніка будівництва, К.: – 2003. – Вип. 14 – С.27-37.
6. Рюшин В.Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликівного формования бетонных смесей: Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – К. – 1986.

УДК 693.546

В.Й. Сівко, д-р, техн. наук, проф. КНУБА,
О.О. Омельченко, пошукувач КНУБА

МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ ГНУЧКИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ З УЩІЛЬНЮЮЧОЮ СУМІШШЮ

Постановка задач досліджень.

Гнучкі робочі органи на відміну від традиційних органів (типу віброплощадок) діють на середовище завдяки згинаючим коливанням плоскої поверхні. Плоска поверхня при цьому в процесі згинання має певну форму коливань, яке строго відповідає частоті її власних коливань. При цьому форма коливань крім частоти залежить також від фізико-механічних властивостей матеріалу робочого органа, її маси. На форму коливань впливає також середовище, в якому знаходиться робочий орган. В даній роботі досліджується вплив середовища на форму коливань гнучких робочих органів.

Методика досліджень та рівняння руху

Розглянемо робочий орган у вигляді пластини. Розмірами a і b , товщиною h (рис. 1), яка защемлена по трьох сторонах (на прикладі роздільних листів касетних установок).

Рівняння власних коливань такої пластини [1], як сума потенціальної кінетичної енергії має вигляд

$$\frac{D}{2} \iint \left[\left(\frac{d^2 W_0}{dx^2} + \frac{d^2 W_0}{dy^2} \right) - 2(1-\sigma) \left\{ \frac{d^2 W_0}{dx^2} \cdot \frac{d^2 W_0}{dy^2} - \left(\frac{d^2 W_0}{dxdy} \right)^2 \right\} \right] dx dy + \quad (1)$$

$$+ \iint \sigma_0(x, y, t) W_0 dx dy - \frac{\rho h p^2}{2} \iint \left(\frac{dW_0}{dt} \right)^2 dx dy = 0.$$

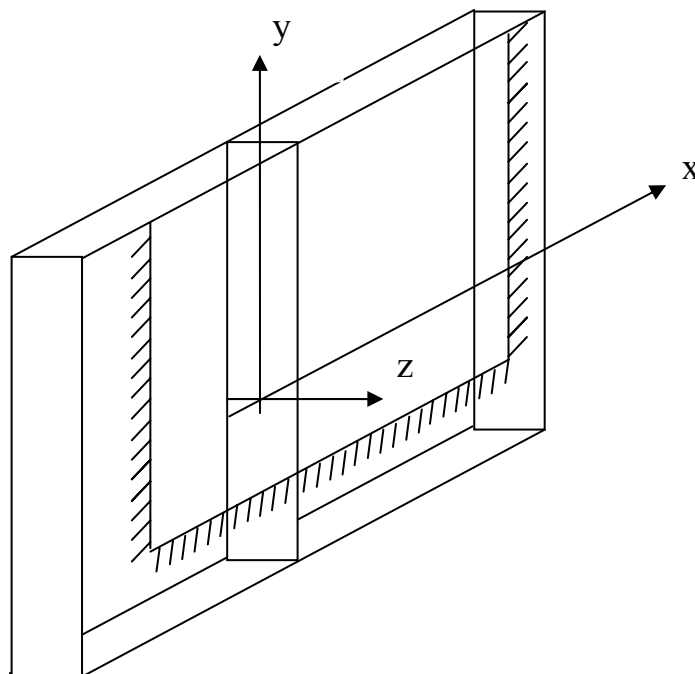


Рис. 1. Розрахункова схема пластини

Перший член разом із другим у цьому рівнянні виражає повну потенціальну енергію пластини ($2U$), а третій – кінетичну енергію (T).



Тут: $D = \frac{Eh^3}{12(1-\sigma^2)}$ - так звана циліндрична жорсткість на згинання; W_0 - прогин

пластинки; σ - число Пуасона; ρ - щільність матеріалу пластини, кг/м^3 ; $\sigma_0(x, y, t)$ - напруження в середовищі на контакті з робочим органом (опір середовища на одиницю поверхні); E - модуль пружності, Па.

Рівняння (1) вирішується відомими способами [1] при визначеному опорі середовища.

Динамічне деформування елемента середовища описується рівнянням

$$\rho_0 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{d\sigma}{dx}. \quad (2)$$

Замість рівняння (2) розглянемо еквівалентну систему двох диференціальних рівнянь першого порядку

$$\frac{dv}{dt} = c^2 \frac{d\varepsilon}{dx}, \quad \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{dv}{dx},$$

де ε - відносна деформація, V - швидкість деформування.

Ці рівняння мають два сімейства характеристик.

$$\text{Перше сімейство: } \frac{dv}{d\varepsilon} = c, \quad dx = c \cdot dt;$$

$$\text{Друге сімейство: } \frac{dv}{d\varepsilon} = -c, \quad dx = -c \cdot dt.$$

Вони характеризують розповсюдження прямих і зворотних хвиль у середовищі.

Після заміни характеристик кусочно-лінійних функцій стає можливим рішення нелінійних рівнянь (2) наближеним методом при заданому законі деформування.

Закони деформування задає робочий орган. Рівняння (1) і (2) повинні вирішуватись спільно, тому що на закон деформування оказує вплив середовище і при цьому міняється характер руху робочого органа.

Основна умова спільного вирішення рівнянь

$$U(0, t) = W_0; \quad \text{при } x = 0.$$

Ідея метода знаходження опору середовища полягає в тому, що береться ділянка робочого органа, обмежена однією формою коливань і для неї у декількох точках знаходиться опір. Після чого будується епюра розподілу опору.

Після заміни диференціалів сімейств характеристик на кінцеві величини маємо

$$(x - x_1) + C(\varepsilon_1)(t - t_1) = 0;$$

$$(x - x_2) - C(\varepsilon_2)(t - t_2) = 0;$$

$$(V - V_1) + C(\varepsilon_1)(\varepsilon - \varepsilon_1) = 0;$$

$$(V - V_2) - C(\varepsilon_2)(\varepsilon - \varepsilon_2) = 0,$$

де x і t - координати (положення, час), в яких шукається значення параметрів; ε і V - параметри напруженого стану середовища.

Для вирішення задачі опору потрібні дві початкові і дві граничні умови:

A - початкові умови:

при $t = 0$

$$1) \varepsilon = \varepsilon_0 = \varepsilon(x, 0);$$

$$2) V = V_0 = V(x, 0).$$

- закони розподілу відносної деформації й модуля вектора швидкості вздовж ущільнюючої маси (товщини виробу) у початковий момент часу:

B - граничні умови:

$$1) \text{ при } x = x_0(t), \quad V[x_0(t), t] = 0,$$

2) при $x = h$, $F[\varepsilon(h,t);V(h,t)] = 0$.

Смисл першої граничної умови – рівність нулю V на протилежній стороні опалубки. Смисл другої граничної умови – наявність певної залежності між функціями.

ε і V у місці контакту робочого органа й середовища (визначається прогином і частотою власних коливань).

Задамо рівняння прогину параболою в межах однієї форми (більш точно прогин визначається методами опору матеріалу - $\frac{dy}{dx} = \frac{M}{EI}$).

Задамо також величину прогину (тобто амплітуда коливань) у т. 0, 1, 2, 3 – відповідно 0,0005; 0,0004; 0,0003; 0 м.

Частота коливань, скажімо, $f = 25$ Гц.

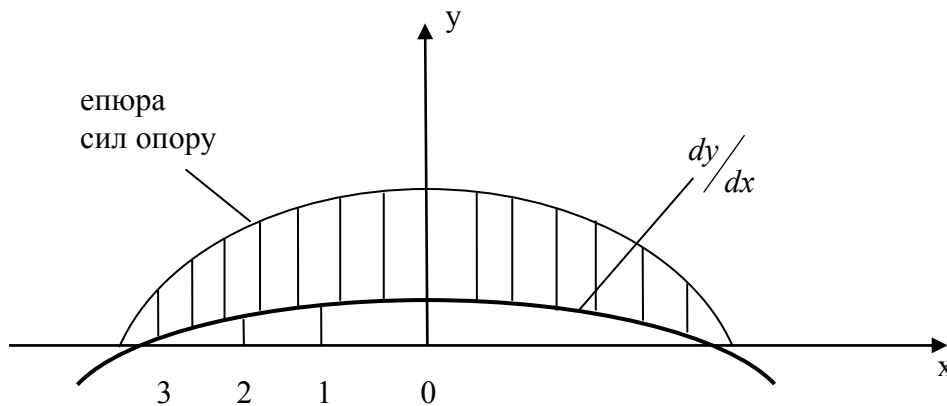


Рис. 2. Ферма прогину

Визначимо величину опору середовища спочатку в т. 2.

Розділимо лінію ОВ (лінію початкових умов) на n відрізків і задамо в точках 0, 1, 2, 3 - $\varepsilon = 0$ і $V = 0$, тобто середовище нерухоме і не завантажене. Користуючись експериментальними графіками, знаходимо значення C_0 , відповідне $p = p_0$ і $V = 0$. В площині $x-t$ проводимо пряму ОС із нахилом, що відповідає розрахованій швидкості хвилі $C_0 = h/t$.

Для точки 2 системи рівнянь

$$x_2 = W_0 \cdot \sin \omega t_2;$$

$$(x_2 - x_1) + C_2(t_2 - t_1) = 0;$$

$$V_2 = W_0 \cdot \omega \cdot \cos \omega t_2;$$

$$(V_2 - V_1) - C_1(\varepsilon_2 - \varepsilon_1) = 0.$$

Тут $W_0 = 0,0003$ м. Товщина виробу 0,16 м; $C_2 = 63 \frac{м}{с}$ (при $\rho = 2400$ кг/м³ для суміші помірно-жорсткої [3]).

$$t_1 = \frac{0,16}{88 \cdot 3} = 0,000606 \text{ с.}$$

$$x_2 = 0,0003 \cdot \sin \omega t_2;$$

$$\left(x_2 \cdot \frac{0,16}{3} \right) + 88(t_2 - t_1) = 0;$$

$$x_2 + 88t_2 - 0,053 - 0,003 = 0;$$

$$x_2 = 0,106 - 88t_2.$$



$$0,106 - 88t_2 = 0,0003 \cdot 157t_2;$$

$$88,0471t_2 = 0,106;$$

$$t_2 = 0,012 \text{ с};$$

$$x_2 = 0,0003 \cdot \sin 10,80 = 0,000057 \text{ м.}$$

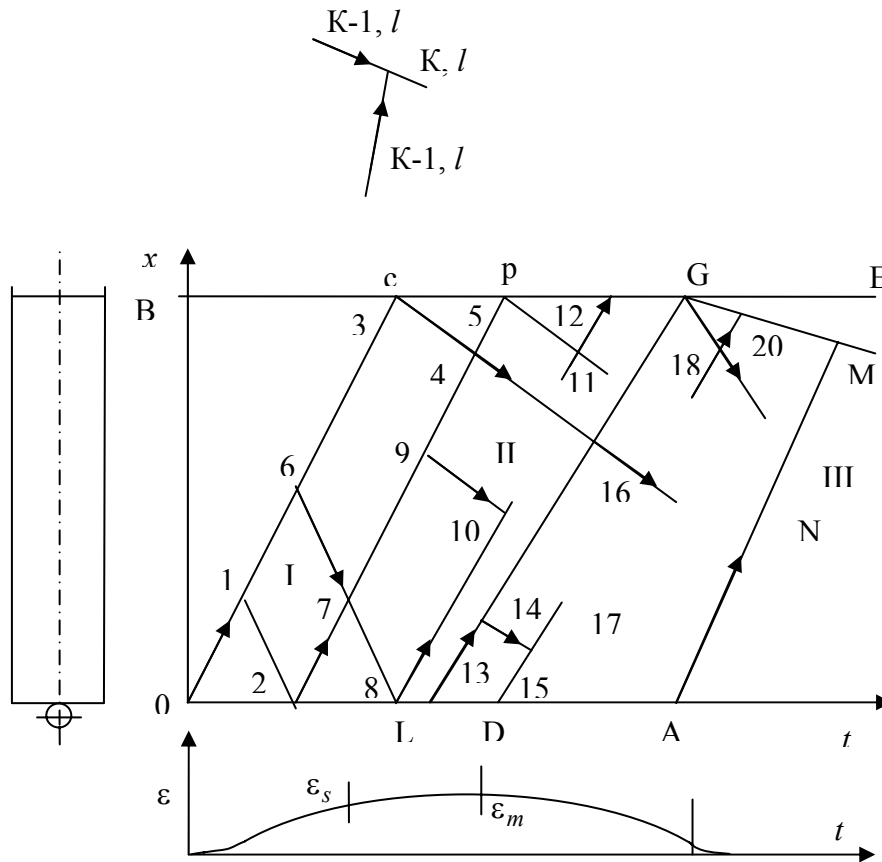


Рис. 3. Схема розрахунку сил опору в середовищі

Кут $\beta = \omega t_2$ розрахуємо так

$$\beta = \frac{t_2}{T} \cdot 2\pi; T = \frac{1}{f} = \frac{1}{25} = 0,04 \text{ с};$$

$$\beta = \frac{t_2}{0,04} \cdot 2\pi = 157t_2; \sin \beta = \beta - \frac{\beta^3}{3!} + \frac{\beta^5}{5!} - \frac{\beta^7}{7!};$$

$$\beta = \frac{0,0012}{0,04} \cdot 360^\circ = 10,8^\circ;$$

$$V_2 = 0,0003 \cdot 157 \cdot 0,9833 = 0,046313 \text{ м/с};$$

$$V_2 - 88\varepsilon_2 = 0; \varepsilon_2 = \frac{0,046313}{88} = 0,000526;$$

$$\sigma_2 = E_1 \varepsilon_2 [3]; \sigma_2 = 650 \cdot 10 \cdot 0,000562 = 3419 \text{ Па.}$$

Процес визначення опору повинен бути продовжений доти, поки $\beta = 90^\circ$, тобто до амплітуди значення прогину в т. 2 (рис. 2). Для знаходження опору в т. 8 (рис. 3) необхідно розрахувати напруження в т. 7. Використовується наступна система

$$(x_7 - x_2) - C_2(t_7 - t_2) = 0;$$

$$(x_7 - x_6) + C_6(t_7 - t_6) = 0;$$

$$(V_7 - V_2) - C_2(\varepsilon_7 - \varepsilon_2) = 0;$$

$$(V_7 - V_6) + C_6(\varepsilon_7 - \varepsilon_6) = 0.$$

Оскільки $\varepsilon_2 = 0,000526 > \varepsilon_2 = 0,00001$ [3, табл. 1], в приведених вище формулах C_2 необхідно брати швидкість пластичної хвилі ($C_2 = 63 \frac{m}{c}$).

Результати та аналіз досліджень

Амплітуда значення опору для т. 2. (рис. 2) складає $\sigma_0 = 51,6 \cdot 10^{-4}$ МПа.

Відповідно, для т. 0 опір складає $62,0 \cdot 10^{-4}$, $73,1 \cdot 10^{-4}$ МПа

Представимо опір середовища у функції прогину

$$\sigma = E_1 \varepsilon = E_1 \frac{W_0}{h} = \frac{650 \cdot 10^{-2}}{0,16} \cdot W_0 = 4062,5 \cdot 10^{-2} W_0 \text{ МПа.}$$

Як бачимо з рис. 4 всі точки залежності прогину від опору середовища розміщуються на одній прямій. Тому що залежність можна представити формулою:

$$\sigma = KW_0,$$

де $K = \frac{E_1}{h}$.

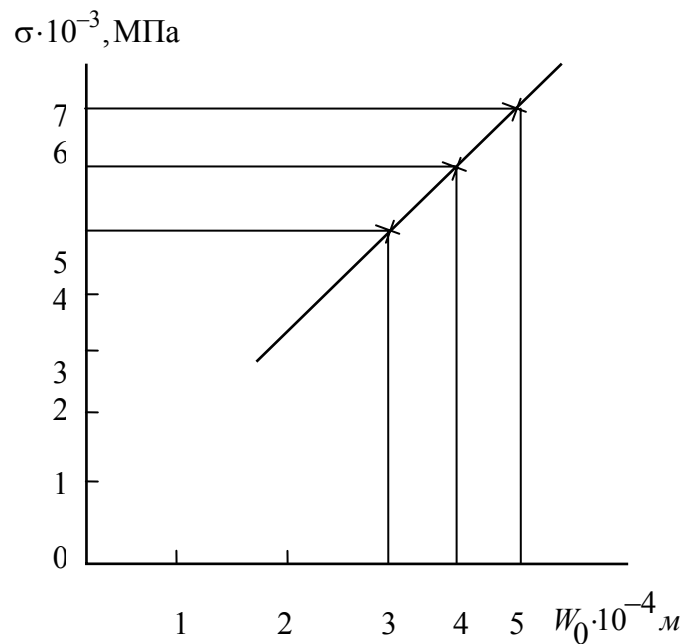


Рис. 4. Залежність опору середовища від прогину робочого органу

Модуль пластичної деформації E_1 , визначається як дотична рівняння стану середовища в пластичній зоні деформацій (рис. 5).

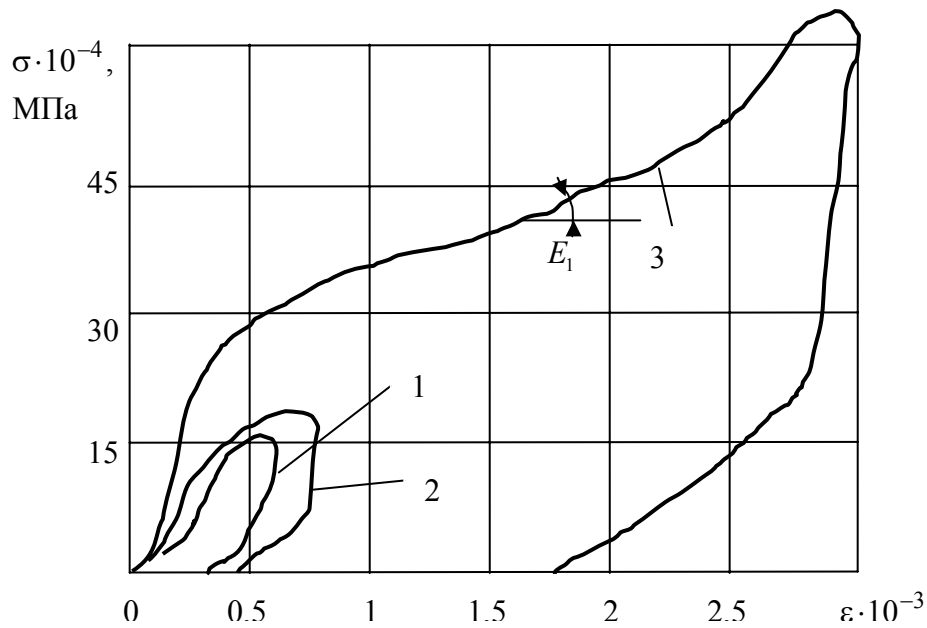


Рис. 5. Схема визначення модуля деформацій E_1 в опорі середовища

Рівняння стану береться з [3] для досліджених середовищ, а для інших матеріалів може бути встановлено згідно запропонованої методики. В рівнянні коливань пластини після цього опор може бути представлений як

$$\iint \sigma(x, y, t) \cdot W_0 \cdot dx dy = K W_0^2 dx dy = K \int_{-a/2}^{a/2} X_1^2 dx \int_{-b/2}^{b/2} Y_1^2 dy,$$

де X_1 і Y_1 - балочні функції Крилова

Висновки:

1. Запропонована математична модель руху суміші в умовах взаємодії з вертикально вібруючою пластиною.
2. Сформовані основні положення деформованого стану бетонної суміші при динамічному навантаженні.
3. Визначенні раціональні режими ущільнення бетонної суміші.

Література

1. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Техника, 1958. – 628с.
2. Сивко В.И. Основы механики вибрируемой бетонной смеси. – К.: Вища школа, 1988. – 168с.
3. Сивко В.И. Расчёт параметров процесса воздействия среды на рабочие органы вибрационных машин. – К.: КИСИ, 1986. – 43с.

УДК 621. 778. 04

*В.С. Гавриш, канд. техн. наук, доцент,**О. С. Медвідь, аспірант (Український державний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне)*

СУЧАСНИЙ СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ МЕХАНІЗАЦІЇ ПРОЦЕСУ ВИГОТОВЛЕННЯ ГАБІОННИХ СІТОК

Для захисту берегів річок, гідротехнічних споруд, доріг від руйнування та запобігання ерозії ґрунтів існує ряд способів їх укріплення. Вибір оптимального способу є актуальною задачею, так як від нього залежить надійність споруди, її довговічність, вартість робіт, екологічність та інше.

В Україні найбільш поширені способи укріплення з використанням бетону, залізобетону та габіонів [1].

Бетон, що є доречним в опорах конструкцій мостів та інших споруд, не може повністю задовольнити усі вимоги, які висуваються до матеріалу при облаштуванні укріплень берегів гірських річок, дамб, доріг. Головною проблемою вищезгаданих укріплень [2] є порушення зв'язку між поверхневими та підземними водами. Це призводить до порушення цілісності екосистеми і руйнує природне середовище проживання тварин і рослин, а також загрожує цілісності і стійкості самих кріплень. Гідростатичний тиск, що виникає на контакті ґрунту та бетонних плит, через забруднений дренаж ґрунтових вод призводить до руйнування плит. В результаті суфозії – механічного виносу частинок ґрунту підземними водами, за короткий термін під ними утворюються великі порожнини. Через це плити втрачають свою стійкість, тріскають та руйнуються. Поверхнева ерозія формує глибокі промоїни в місцях їх примикання до ґрунтових відкосів.

Тому останнім часом, для створення надійних та довговічних захисних конструкцій все більше застосовуються габіони, які являють собою ящик із металевої оцинкованої сітки на каркасі, заповнений камінням або галькою [3, 4, 5].

В залежності від форми габіони можуть бути коробчаті й циліндричні. Частіше всього застосовують коробчаті габіони розміром $2 \times 1 \times 1$ м; $3 \times 1 \times 1$ м та $3 \times 1 \times 0,5$ м, матраци Рено товщиною 0,17 м; 0,23 м; 0,30 м; та розмірами 3×2 м (рис. 1). Габіони та матраци Рено розділені на секції діафрагмами, які служать для підсилення конструкції, полегшення робіт по їх монтажу й зручності експлуатаційних робіт. По краях сітка підсилюється дротом (каркас), що має більший діаметр, ніж дріт, що використовується для виготовлення сітки. Це робиться для того, щоб зміцнити металічну арматуру та полегшити її вкладання.

Для побудови оболонки габіона використовується спеціальна габіонна сітка - скручена, або звита у декілька разів із металевого дроту, покритого цинком (рис. 2). При використанні габіонів у більш агресивному середовищі (солоня морська вода) використовують дріт з ПВХ покриттям, який наноситься поверх цинкового. Середній термін служби цинкового покриття з густиною $260 \dots 130$ г/м² становить відповідно 50...25 років. Сітка, що виготовлена з дроту, який має межу міцності $0,38 \dots 0,50$ кН/мм² і видовження менше 12% може витримувати розривне навантаження від 35 до 53 кН/м, в залежності від різних комбінацій між розміром чарунок сітки і діаметром дроту [5].

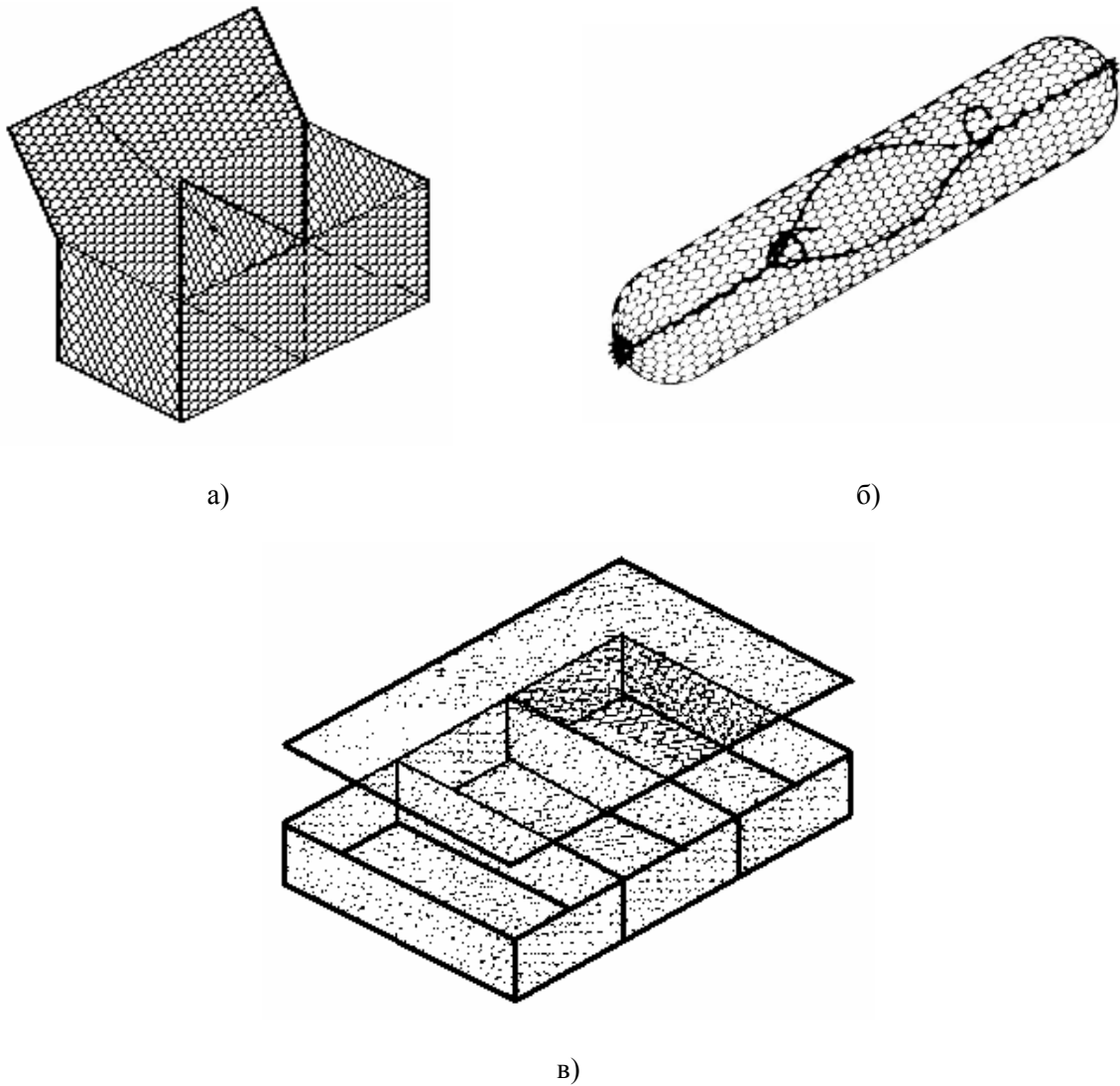


Рис. 1. Габіонні ящики:
а) коробчатий; б) циліндричний; с) матрац Рено



Рис. 2. Схема чарунок габіонної сітки:
а) з подвійною звивкою; б) з подвійною скруткою з О-подібним отвором

Такі фізичні та геометричні властивості габіонної сітки зумовлюють ряд її переваг:

- при механічному ушкодженні однієї чи декількох дротів сітка не розплітається завдяки подвійному скручуванню у вузлах;
- сітка має плоску фіксовану поверхню, що дозволяє створювати конструкції необхідних контурів;

- стійка до стирання;
- сприймає великі навантаження без руйнування оскільки ці навантаження через подвійну скрутку рівномірно розподіляються по всій площі сітки.

Для наповнення габіонів використовується любий кам'яний матеріал, запаси якого розміщені поблизу виконання робіт по габіонному кріпленню. Рекомендується використовувати матеріал з підвищеною питомою вагою, особливо у випадках, коли домінують властивості сили тяжіння конструкції, або якщо вона сама піддається дії кінетичної енергії води.

Для довшої служби габіона потрібно, щоб камінь був морозостійким, не крихким, не розмивним і мав достатню твердість. Найбільш прийнятною є фракція каміння, яка має величину 1-2 розмірів чарунки сітки, що запобігає його втраті. Якщо розмір каміння знаходиться саме в таких межах, то процес заповнення габіонів спрощується і вони в цьому випадку дають більш рівномірну осадку по всьому фронту споруди.

При заповненні габіонів більше каміння вкладаються біля сітки, а менше – в середину габіонного ящика. Крім того, в місцях, де габіони піддаються більш агресивній дії води, через її високу швидкість (у гірських зонах) каміння вкладають так, щоб воно виступало за сітку габіона назовні у місцях змочуваного периметра. Це призводить до зменшення швидкості потоку та запобігає стиранню сітки важкими предметами, які переносяться водою.

Густина матеріалу заповнювача повинна бути не меншою 1700 кг/м^3 , марка по міцності – не менше 600, по морозостійкості – не нижче МР350 [5].

Те, що матеріали, які складають габіон, мають такі властивості, зумовлює наявність певних переваг цієї технології перед бетонним кріпленням. До таких можна віднести:

Міцність і стійкість. Під час експлуатації, через деякий час, порожноти між камінням заповнюються пилом, мулом та ґрунтом, що сприяє збільшенню його властивостей, що визначають міцність, так як ці частинки в подальшому відіграють роль зв'язуючого матеріалу. На додачу до цього, відбувається консолідація ґрунту - покращення його фізичних властивостей у період експлуатації споруд.

Гнучкість. Габіонні структури сприймають можливі просідання ґрунту, реагуючи на це незначними прогинами. При цьому сама габіонна структура не руйнується і споруда продовжує виконувати своє основне функціональне призначення.

Проникливість. Пориста структура габіона, що зумовлює проникливість усієї габіонної споруди виключає можливість виникнення гідростатичних навантажень та не спричиняє розрив зв'язку ґрунтових і поверхневих вод. Отже, процеси суфозії під подошвою таких берегоукріплювальних споруд відсутні.

Крім того, водопроникність габіонів створює ідеальні умови для появи рослинності, що надає їм ще більшої міцності.

Тривалий термін служби. Споруди з габіонів сприяють відновленню стану природної рівноваги в зоні їх зведення. Завдяки цьому в процесі експлуатації на них діють навантаження менші, за розрахункові. Таким чином, ефективність габіонних конструкцій не зменшується, а зростає з роками.

Екологічність. Завдяки тому, що габіони акумулюють часточки ґрунту, проникні та сприяють росту рослинності, вони являють собою унікальний будівельний матеріал для відновлення й оздоровлення ландшафтів.

Економічність. Економічна ефективність від впровадження габіонних кріплень є суттєвою і може становити 10-50% [4, 5].

До того ж, область застосування габіонної сітки не обмежується лише берегоукріпленням. Її також використовують при захисті об'єктів від кам'яних обвалів у гірських районах. Сітка Родмеш® (габіонна сітка додатково армована дротом більшого діаметра) використовується для армування пісчано-гравійної подушки та асфальтового покриття при будівництві доріг.

Системи Террамеш® та Зелений Террамеш® використовують для укріплення нестійких масивів ґрунту замість гравітаційних стін. Габіони є надійним матеріалом при захисті

нафтопроводів від ушкодження. До того ж, габіони широко застосовують при реалізації дизайнерських рішень.

Крім того, фундамент з габйонів може гасити сейсмічність при землетрусах силою майже у 2 бали [2].

Широке застосування габйонів в Україні стримується відсутністю засобів для механізації процесу виготовлення габйонної сітки.

В Івано-Франківській області габйонну сітку виготовляють вручну. Такий спосіб виготовлення є трудомістким та низькопродуктивним, а якість сітки не завжди відповідає технічним вимогам.

Разом з тим, за період 2000-2002 років в області для берегоукріплення укладено 13,8 тисяч штук габйонних ящиків загальним обсягом 20,7 тисяч м³.

Водогосподарські організації Закарпатської області для виготовлення габйонів змушені використовувати звичайну плетену сітку Рабіца, що значно знижує надійність споруд.

В Російській Федерації з цією метою використовують звиту сітку, що виготовляється компанією Officine Massaferrі (Італія).

На сьогодні в Україні установка для механізованого виготовлення металевої сітки з подвійним скручуванням дротів розроблена в Українському державному університеті водного господарства та природокористування (м. Рівне). Технологічна схема виготовлення крученої металевої сітки такою установкою показана на рис. 3.

Принцип роботи машини полягає в наступному. Дроти 1 з котушок 2 через направляючі втулки 3 подаються в механізм скручування 4, який утворює подвійну скрутку. Після цього готова сітка виводиться із зони скручування на довжину двох чарунок механізмом 5 протяжки готової сітки 6. Далі цикл повторюється.

Утворення скрутки здійснюється вузлом (рис. 4), що являє собою шестерню 1 з пальцем 2, яка обертається в кільцевому пазу корпусу 3. При обертанні шестерні, скручування відбувається у двох зонах з утворенням скрутки довжиною $L_{ск}$. Кількість таких вузлів, які приводяться в дію зубчатою рейкою, залежить від кількості дротів, що скручуються. Їх розміщення у два ряди в шаховому порядку дає можливість утворення шестикутних чарунок, розміри яких залежать від відстані між рядами та вузлами.

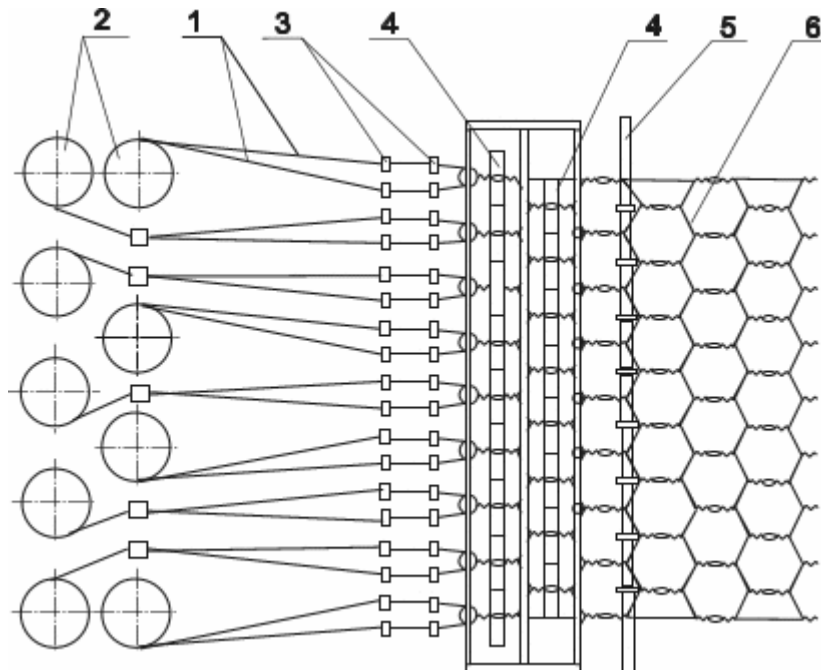


Рис. 3. Технологічна схема виготовлення крученої металевої сітки з О-подібним отвором

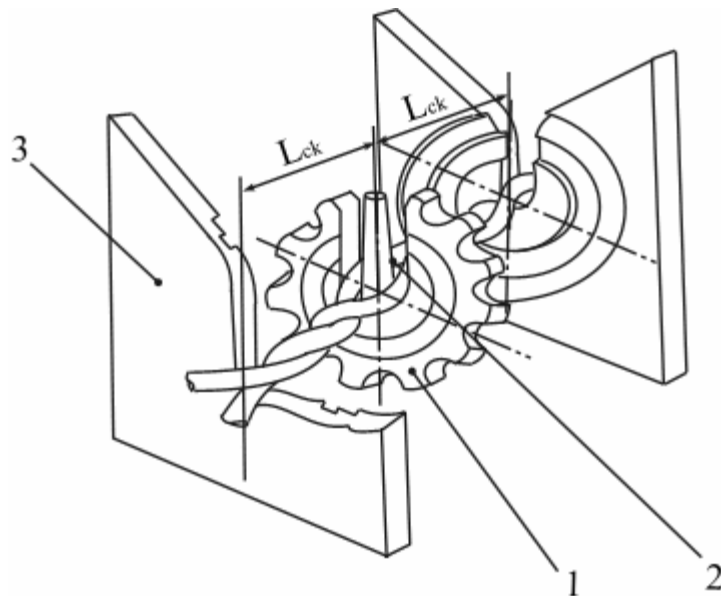


Рис. 4. Узел скручивания

На даний час проводяться теоретичні та експериментальні дослідження по визначенню технологічних і конструктивних параметрів такої установки з метою впровадження її у виробництво.

Література

1. Рекомендации по строительству и эксплуатации регуляционных сооружений на реках Карпат. – К., 1991. – 98 с.
2. Тюрин В., Подбелло А. Дом, что построен на камне// Строительный сезон. – 2002. – №29.
3. Ламердонов З. Г., Дашеков А. Х., Хаширова Т. Ю. Гибкие подпорные стенки адаптированные к местным морфологическим условиям// Гидротехническое строительство. – 2004. – №5. – С.15-20.
4. Иванов И. А., Маммаев З. М. Укрепление откосов ГТС и дорог габионами. Проблемы их экологии и эксплуатации// Строительные и дорожные машины. – 2003. – С.26-30.
5. Шевченко К. И. Габионы – надежная защита грунтов от эрозии// Гидротехническое строительство. – 1996. – №11. – С.33-37.



УДК 693.542.523

А.М. Сергєєв, пошукувач КНУБА

СТВОРЕННЯ КЛАСИФІКАТОРА З АКТИВНИМИ ДИНАМІЧНИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ ДЛЯ ПЕРЕРОБКИ БУДІВЕЛЬНОГО ПІСКУ

При переробці будівельних матеріалів, їх сортуванні на відповідні фракції, застосовується різноманітне обладнання (табл. 1). Аналізом встановлено, що існуюче обладнання для фракціонування будівельного піску за граничними крупностями 0,16 мм; 0,315 мм; 0,63 мм; 1,25 мм; 2,5 мм, які широко використовуються в сучасних технологіях, не в повній мірі відповідає сучасним потребам.

З відомих конструкцій класифікаторів найбільш перспективними й економічними для отримання будівельних пісків при переробці корисних копалин і для багатофракційного розділення їх за вузькими класами крупності в згаданих вище межах можуть бути ударно-лопатові металеві класифікатори [1]. При цьому в одній конструкції апаратів можливо створювати умови класифікації за допомогою циркуляційного поперечного потоку повітря, який генерується ротором, розташованим усередині та з попереднім розділенням на лопатях, за рахунок використання пружних властивостей, що приводить до селективного збільшення швидкості руху частинок різної крупності або досягнення того ж ефекту з використанням сил тертя під час руху частинок по робочій поверхні лопатей [9]. Ця ідея була покладена в основу розробки методу багатофракційної балістичної класифікації за аеродинамічними властивостями та тертю.

Основою визначення параметрів методу класифікації, що пропонується, є математична модель взаємодії початкового матеріалу з роторним металевим органом, який є робочим органом апарату. Існуючі методи не дозволяють здійснити необхідний розрахунок у достатній мірі точності. Так математичний опис процесу взаємодії зернин, що класифікуються, з лопатями роторного металевика з верхнім викидом при надходженні матеріалу до торцевої частини ротора приведено у [4], але апарат, котрий розглядається, виступає в ролі лопатної металевік машини для завантаження сипких матеріалів. При такому призначенні апарата до моменту викиду частинок з лопаті вони знаходяться на її кінці, тобто деякий час пересуваються по внутрішній радіальній поверхні кожуха, який огорожує ротор. Виходячи з цього, при складі диференційного рівняння руху частки матеріалу по лопаті не врахована дія на зерно сил тяжіння й аеродинамічного тиску повітря. З іншого боку, система з двох диференційних рівнянь, яка описує рух зерна в декартових координатах при верхньому надходженні матеріалу на лопаті [1], не може бути використана у випадку надходження матеріалу в торцеву частину ротора з верхнім викидом.

У даній роботі розглядається математична модель руху зерна по лопаті ротора, який обертається, з надходженням матеріалу в його торець у полярних координатах з урахуванням діючих сил тяжіння, тертя, аеродинамічного тиску повітря, відцентрової та коріолісової сил інерції (рис. 1), а також її зв'язок із відомою моделлю польоту зерна у зароторному просторі [2, 4].



Для розрахунків приймаємо окреме не пружне кулясте зерно з урахуванням коефіцієнта тертя кочення при переміщенні його по поверхні лопаті та силу аеродинамічного опору повітря, пропорційну квадрату швидкості.

За істотне приймаємо диференційне рівняння [4]:

$$\ddot{x} = \omega^2 r (\cos \sigma - \mu \sin \sigma) - 2\omega \dot{x}$$

де \ddot{x} - результуюче прискорення зерна удовж лопаті, м/с^2 ; $\omega^2 r$ - доцентрове прискорення, м/с^2 ; ω - кутова швидкість ротора, рад/с ; r - відстань від центра ротора до точки зіткнення зерна з лопаттю, м ; σ - кут між поверхнею лопаті та радіусом через зерно, яке пересувається по лопаті; μ - коефіцієнт тертя кочення між зерном і лопаттю; $2\omega \dot{x}$ - прискорення Коріоліса, м/с^2 .

Вводимо в рівняння невраховані сили:

- аеродинамічного опору середовища:

$$F_a = \frac{1}{2} C_x \rho S V^2,$$

де C_x - коефіцієнт опору; ρ - щільність середовища, кг/м^3 ; S - площа міделя, м^2 ; V - швидкість зерна, м/с ;

- тяжіння:

$$F_T = mg,$$

де m - маса зерна, кг ; $g = 9,807 \text{ м/с}^2$ - прискорення сили тяжіння.

З урахуванням введених сил одержуємо:

$$\ddot{x} = \omega^2 r (\cos \sigma - \mu \sin \sigma) - 2\omega \dot{x} - g [\cos(\omega t - \gamma) - \mu \sin(\omega t - \gamma)] - \frac{1}{2} C_x \rho S V^2 \frac{(\sin \sigma + \mu \cos \sigma)}{m},$$

де γ - кут нахилу лопаті до радіуса ротора.

Після ряду перетворень, враховуючи, що:

$$r = \sqrt{r_1^2 + x^2 - 2r_1 x \cos \gamma}$$

та

$$\sin \sigma = r_1 \sin \frac{\gamma}{r},$$

де r_1 - відстань від центра ротора до внутрішнього торця лопаті, м , одержуємо:

$$\begin{aligned} \ddot{x} + \frac{C_x \rho S V^2 \left[r_1 \sin \gamma + \mu (x - r_1 \cos \gamma) \right]}{2m \sqrt{r_1^2 + x^2 - 2r_1 x \cos \gamma}} + 2\omega \dot{x} - \omega^2 x + \\ + \omega^2 r_1 (\cos \gamma + \mu \sin \gamma) + g [\cos(\omega t - \gamma) - \mu \sin(\omega t - \gamma)] = 0. \end{aligned}$$

Вираз відноситься до диференціальних рівнянь другого порядку виду $\ddot{y} = f(x, y, \dot{y})$. У результаті вирішення рівняння отримуємо значення швидкості \dot{x} зерна вздовж лопаті ротора у мить відриву від неї та надходження до аеродинамічної класифікації.

Абсолютна швидкість вильоту зерна дорівнює геометричній сумі відносній його швидкості по лопаті у момент відриву від неї та окружній швидкості ротора ωr_2 :

$$V_o = \sqrt{(\omega \cdot r_2)^2 + \dot{x}^2 + 2\omega \cdot r_2 \dot{x} \sin \gamma}.$$

Знаючи напрямок швидкості V_o , який визначається кутом β , та кут τ , що характеризує положення кінця лопаті у мить вильоту зерна, визначаємо кут нахилу траєкторії вильоту зерна до горизонту [4]:

$$\alpha_o = \arctg \left[\frac{\dot{x} \sqrt{r_2^2 - r_1^2 \sin^2 \gamma}}{\left(\dot{x} r_1 \sin \gamma + \omega r_2^2 \right)} \right] + \arcsin \left(\frac{r_1 \sin \gamma}{r_2} \right) + \gamma - \omega t.$$

Параметри V_0 та α_0 є початковими для математичного опису польоту зерна у зароторному просторі [2]. Рівняння руху зерна по лопаті ротора, який обертається, і його польоту у зароторному просторі є вихідними для розрахунку відомими чисельними методами з використанням ЕОМ.

На рис. 2 у якості прикладу наведено залежності різниці довжини польоту зерен граничних розмірів вузьких класів крупності від ряду конструктивних і технологічних параметрів робочого процесу.

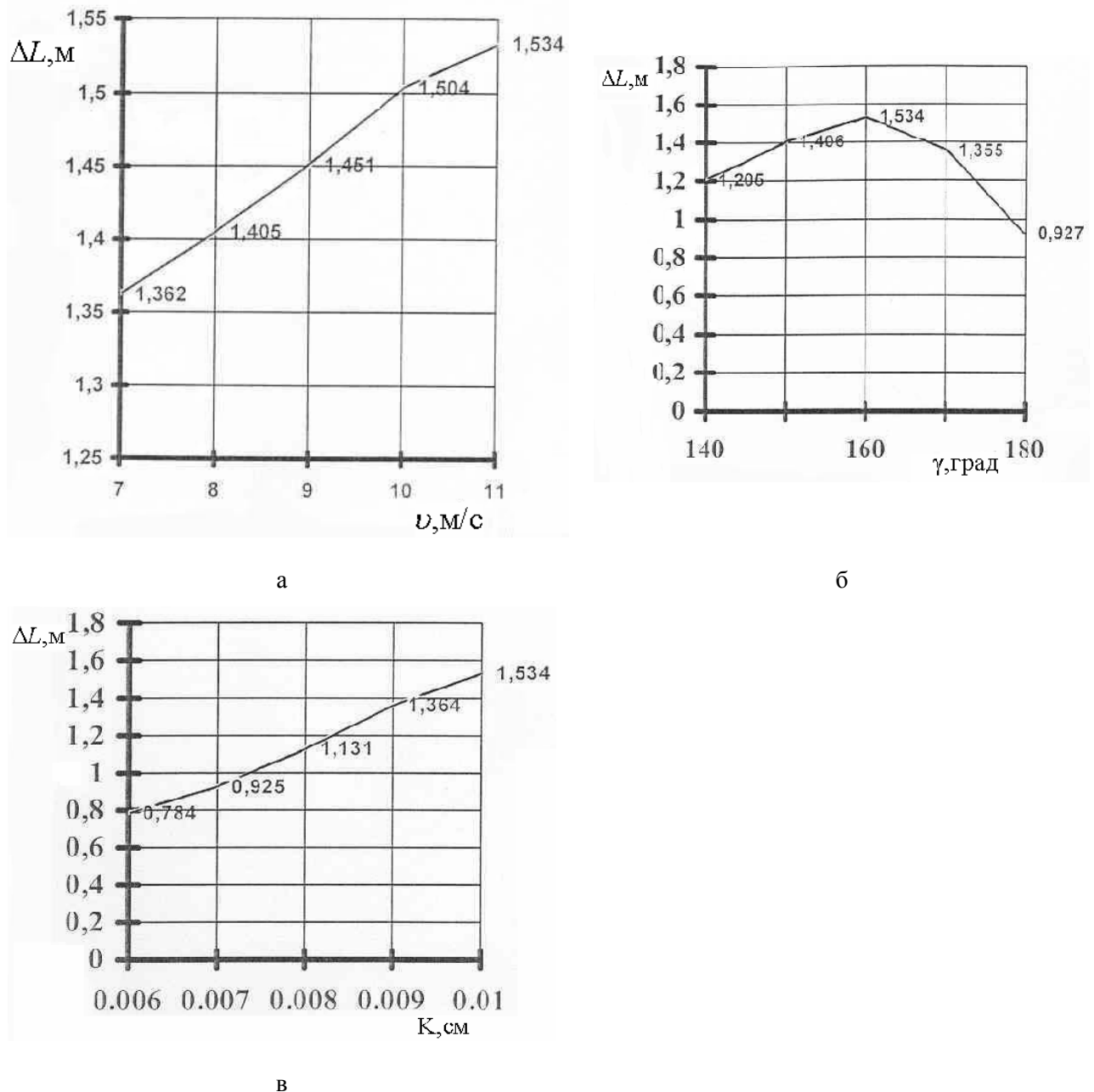


Рис. 2. Залежності різниці довжини польоту зерен межових розмірів:
а – від колової швидкості ротора; б – кута нахилу пластини; в – коефіцієнту тертя

В результаті виконаних досліджень був запропонований апарат балістичної класифікації [7] (рис. 3), який діє наступним чином: початковий матеріал, що подається до апарату, потрапляє під дію лопатей роторного метальника 1.

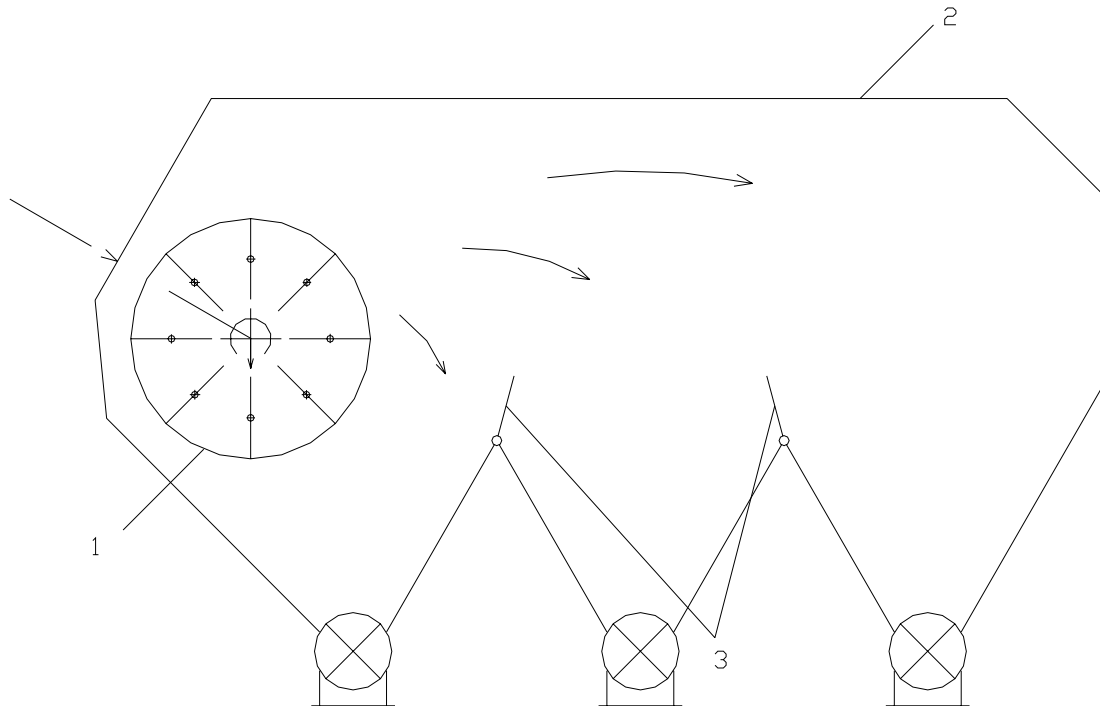


Рис. 3. Апарат балістичної класифікації

Під дією відцентрової сили частки матеріалу переміщуються по периметру роторного метальника та одночасно підіймаються на лопатях до верхньої його частини. При цьому по довжині лопаті відбувається попередня класифікація часток, а основна класифікація відбувається в процесі вільного польоту часток у відносно нерухомому повітряному середовищі камери класифікації під кожухом 2. Для забезпечення заданої межі поділу матеріалу існує роз'єднувальна перегородка 3.

Висновки

1. Доведено актуальність в необхідності проведення досліджень по створенню більш ефективних класифікаторів для сепарації будівельного піску.

2. Обґрунтовано фізичну та математичну модель руху зернин по лопаті ротора, який обертається при її сполученні з відомою моделлю польоту зерна у зароторному просторі, що дозволяє визначити технологічні параметри апарату, який реалізує принцип багатофракційної балістичної класифікації й створює основу для конструювання пристрою й оптимізації його конструктивних параметрів.

3. У результаті досліджень балістичної багатофракційної класифікації встановлено практичну можливість ефективного розподілу зернистих матеріалів із вологістю до 4% на три та більше фракцій, передусім, у гірничих галузях та промисловості будівельних матеріалів.

Література

1. Афанасьев В.В. Энергосберегающая технология классификации мелкозернистых продуктов при переработке нерудных полезных ископаемых. – Автореф. дис. на соиск. учен. степ. к.т.н. – Днепропетровский горный институт им. Артема.

2. Журба В.В., Булгаков Ф.Н., Зельдин Б.Б., Горохова Л.Н. Баллистическое обогащение полезных ископаемых// Обогащение полезных ископаемых. – К.: Техніка, 1985. – Вып. 35. – С.54-59.
3. Барский М.Д., Ревнивцев В.И., Соколкин Ю.В. Гравитационная классификация зернистых материалов. – М.: Недра, 1974. – 232 с.
4. Кукибный А.А. Метательные машины. – М.: Машиностроение, 1964. – 196 с.
5. Назаренко І.І. Машины для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. – К.: КНУБА, 1999. – 448 с.
6. Олюнин В.В. Переработка нерудных строительных материалов. – М.: Недра, 1988. – 232 с.
7. Патент України № 24635А. Пристрій для багатопродуктової класифікації сипких матеріалів/ Афанасьєв В.В., Сергєєв А.М., Угланов І.О. – Заяв. 09.06.97. № 97062704.
8. Перов В.А., Андреев С.Е., Биленко Л.Ф. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых: Учебн. пособ. для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1990. – 301 с.
9. Сергєєв А.М., Афанасьєв В.В. Розробка апаратів балістичної класифікації відходів кар'єрів та збагачення руд// Відомості Академії гірничих наук України. – 1998. – № 1. – С.96-97.
10. Троицкий В.В. Обогащение нерудных строительных материалов. – Л.: Стройиздат, 1986. – 192 с.



Технологія і організація будівництва

УДК 69.003:69.002.5

М.О. Єрмаков, інженер – директор фірми "ОГМ Будсервіс"

ОЦІНКА МЕТОДІВ І ВИЗНАЧЕННЯ ОРГАНІЗАЦІЙНИХ ОСНОВ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ

Актуальність проблеми. Значна кількість будівельної техніки, що експлуатується в країнах із ринковою економікою, використовується до періоду використання моторесурсу двигунів, зношенню ходової частини, станини, рами й ін. частин, тобто машина працює до так званого повного "зношення". Після цього машини списуються й відправляються в металобрухт під прес. До такого класу машини відносяться автомобілі, розчино- і бетонозмішувачі, практично всі засоби малої механізації. Однак є клас машин, що підлягають відповідному ремонту. Це землерийна техніка, крани різної конструкції та різного призначення. Таке положення обґрунтовується тим, що швидко кількість зношуваних деталей і агрегатів складає всього 5-20% від усієї вартості машини. Тому і не дивно, що, наприклад, баштові крани успішно експлуатуються і 20 і 30 років.

Тому оцінка технічного рівня тієї чи іншої будівельної машини коректно визначений рівень працездатності деталей і машини в цілому є задачею актуальної від вирішення якої і залежить вибір і обґрунтування, ремонту або своєчасної заміни деталі або агрегату в цілому.

При цьому цілком очевидно, що технічний рівень машини оцінюється як на етапах її створення (проектування, користування, виготовлення), так і на етапах її експлуатації, тобто на всьому "життєвому" циклі машини.

Виконані дослідження [1–3] значно розширили уявлення про використання будівельної техніки в сучасних умовах. Однак, структурно-системна оцінка стану будівельної техніки з точки зору її експлуатаційної надійності, практичне вирішення задач, підвищення ефективності експлуатації будівельних машин із використанням нових технологій будівництва, розробка сучасних методів діагностування і ремонту потребує подальших досліджень, що і є задачею даних досліджень.

Методи досліджень. При виборі методів досліджень важливе значення має оцінка макроекономіки в системі "техніка-наука-економіка", що визначається трьома факторами: прогресом у науці, економічних можливостей і потреб суспільства [3], рис.1.

У цьому напрямку американський вчений Л.Д. Майлс запропонував методіку нових принципово технічних рішень [4], за якою пропонується аналізувати абстрактні функціональні зв'язки у існуючому виробі з урахуванням витрат на їх реалізацію для галузі машинобудування. Новий техніко-економічний напрямок одержав назву "функціонально-вартісного аналізу", який застосовується для рішення різних задач:

- пошук і вибір областей застосування, розширення ринків збуту;
- пошук і вибір областей застосування сировини, матеріалів, напівфабрикатів і відходів виробництва;
- пошук і вибір сфер використання нових засобів виробництва;
- пошук і вибір власних технічних рішень для здійснення рішення по уніфікації конструкцій виробу, оснащення або устаткування.

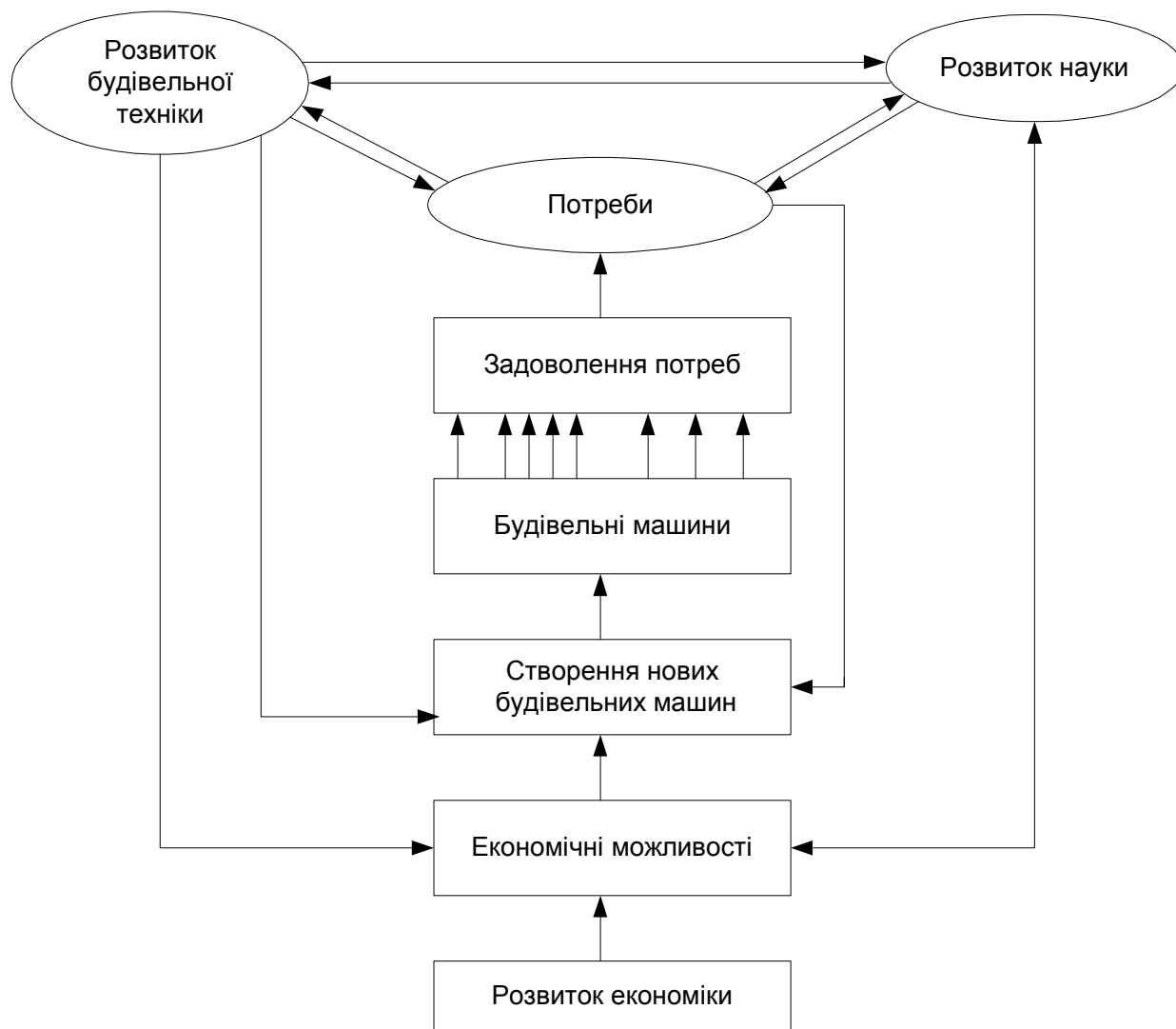


Рис.1. Схема створення машини в системі "техніка-наука-економіка"

В задачах, що розв'язуються із застосуванням зазначеної методики, поки ще не вирішені питання підвищення ефективності експлуатації будівельних машин. Очевидно, функціонально-вартісний аналіз (ФБА), як один із найбільш результативних інструментів економії ресурсів, дозволити вирішувати задачі ефективної експлуатації і модернізації будівельних машин.

При рішенні задач ефективного застосування будівельних машин ФБА спрямований на максимальне використання їх потенційних можливостей. Адже кількісна міра вартості одиниці роботи машин із деяким функціональним органом існує тільки потенційно і тільки в сфері її експлуатації може бути перетворена у фактичну величину.

Використовуючи основне положення методології ФБА на рис. 2 приведена блок-схема застосування цього методу [3].

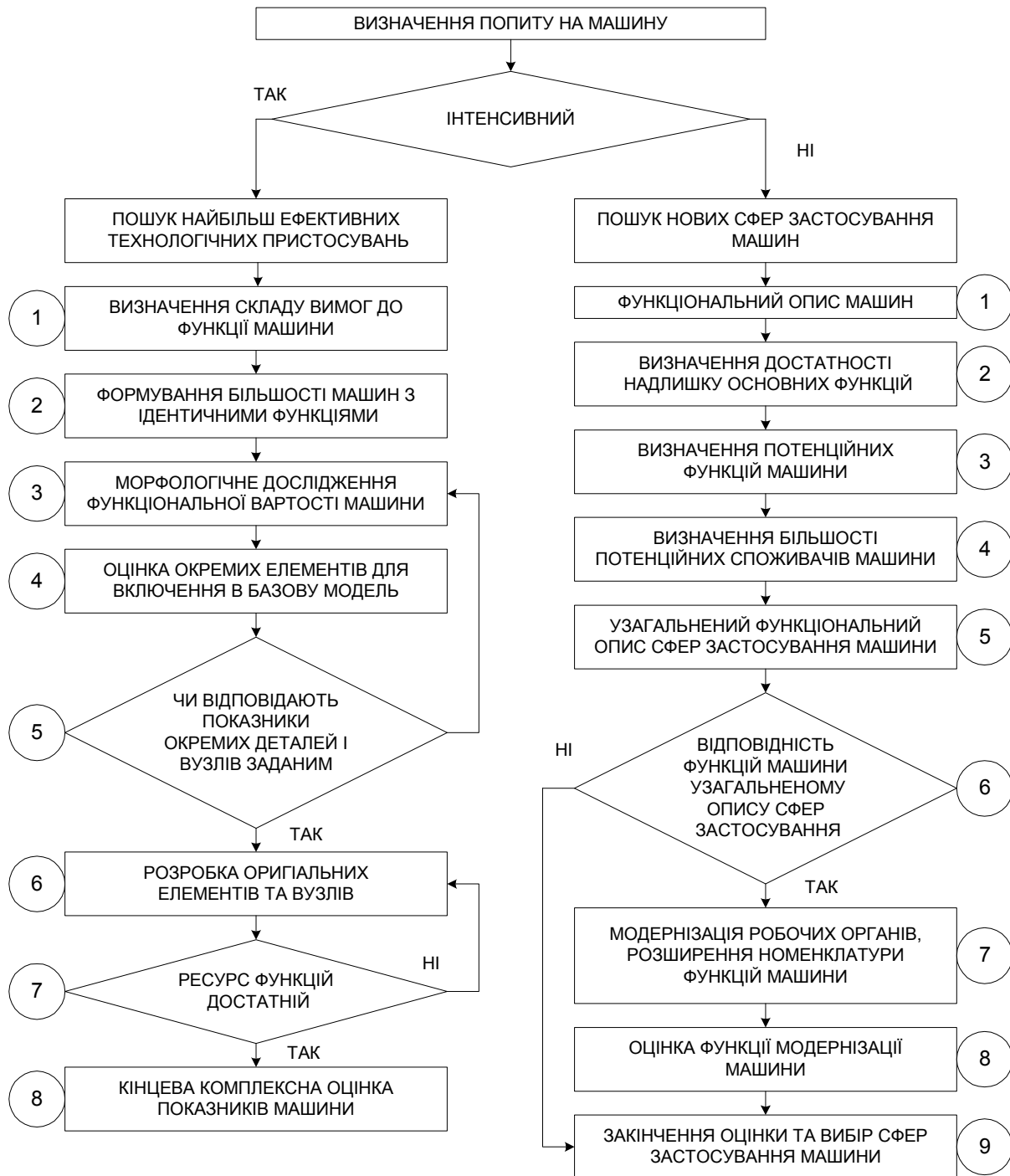


Рис. 2. Блок – застосування методу ФБА в сфері експлуатації машин

Один із варіантів оцінки ефективної експлуатації машини можна прийняти показник інтегральної якості, представляє собою функціональну корисність і сукупність витрат на експлуатацію машини [3]

$$K_{\Sigma} = \frac{\Pi(t)}{\sum B} \rightarrow \max, \quad (1)$$

де $\Pi(t)$ - продуктивність машини; $\sum B$ - сукупні витрати на експлуатацію машини.

Найчастіше як цільову функцію ФБА використовують зворотну величину показника К-функцію приведених витрат [3]:

$$B_{np} = \frac{1}{K_{\Sigma}} = \frac{\sum B}{\Pi(t)} \rightarrow \min. \quad (2)$$

Інтегральний показник "приведених витрат" не цілком відбиває суть ринкових взаємин між власником машини й інвестором будівництва.

Для вибору більш об'єктивного критерію цільової функції ФБА необхідно розглянути структуру витрат на ту чи іншу будівельну машину. За відомою схемою витрати діляться на придбання машини, потім для експлуатації цієї машини потрібні поточні витрати на паливо змащувальні матеріали. на зарплату операторів, ремонтників і ін.

Всі витрати можуть бути компенсовані тільки з прибуткової частини, що пов'язана з ефективною експлуатацією машини.

Прибуткова частина може бути представлена так:

$$D_t(t) = \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^k \Pi_{Fi} \gamma_{Fi}, \quad (3)$$

де m - кількість будівельних об'єктів, на яких працювала машина; k - кількість робочих функцій, реалізованих машиною; Π_{Fi} - продуктивність машини на j -м об'єкті з F_i - функцією; γ_{Fi} - вартісний еквівалент одиниці роботи з F_i - функцією.

Якщо прибуткова частина представляє корисні результати машини за поточний рік, то "чисті" прибутки показують їх перевищення над витратами:

$$H_D^t = D_t(+)-D_t(-), \quad (4)$$

де $D_t(-)$ - річні витрати, зв'язані з експлуатацією машини.

З урахуванням існуючої системи ринкових відносин в економіці видаткову частину можна представити як:

$$D_t(-) = \frac{B_m}{(1+i)^t} + B_{Пе}^t + H^t + U^t + A^t, \quad (5)$$

де $\frac{B_m}{(1+i)^t}$ - вартість машини, приведена до t -ому року; i - коефіцієнт дисконтування;

$B_{Пе}^t$ - поточні експлуатаційні витрати; H^t - відрахування на податки; U^t - втрати через інфляцію; A^t - сума річних відрахувань на амортизацію.

Як цільову функцію ФБА доцільно використовувати показник ефективності капіталовкладень:

$$E_{ef} = \frac{\sum_{t=1}^{t_{жцм}} \frac{D_t(t)}{(1+i)^t}}{\sum_{t=1}^{t_{жцм}} \frac{D_t(-)}{(1+i)^t}} \rightarrow \max. \quad (6)$$

Показник відносної ефективності капіталовкладень дозволяє порівнювати варіанти вкладення капіталів у різну будівельну техніку, що відрізняються за вартістю циклу роботи.

Після підстановок і перетворень розширене значення показника відносної ефективності визначається як:



$$E = \frac{\sum_{t=1}^{t_{\text{жцм}}} \frac{\sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^k P_{Fi} \gamma_{Fi}}{(1+i)^t}}{\sum_{t=1}^{t_{\text{жцм}}} \frac{B_m}{(1+i)^t} + B_{\text{Пе}}^t + H^t + U^t + A^t} \rightarrow \max. \quad (7)$$

Оцінка ефективності капіталовкладень у будівельну техніку зв'язана на практиці трьома основними проблемами:

- складність визначення ступеня використання машини по роках експлуатації;
- труднощами обліку продуктивності машини;
- складністю прогнозування значень коефіцієнта дисконтування i , податкової ставки і інфляції по роках.

Висновки:

1. Цільова функція ФВА і показник її відносної ефективності дозволяють зробити кількісний аналіз варіантів вкладання капіталів як у виробництво будівельної техніки, так і в її модернізацію.
2. Для практичного застосування даної методики необхідно провести дослідження по визначенню параметрів процесу, що включені у залежності (1-7).

Література

1. *Ливинский А.М., Васильковский А.А., Назаренко И.И.* и др. Теоретические основы использования средств механизации в строительстве. – К.: "МП Леся", 2001. – 221с.
2. *Назаренко И.И., Пенчук В.А., Сердюк В.И.* и др. Основы модернизации строительных машин. – К.: "МП Леся", 2003. – 164 с.
3. *Назаренко И.И., Сердюк В.И.* Эффективные методы использования засобів механізації в будівництві. – К.: "МП Леся", 2003. – 154с.
4. *Функционально-стоимостный анализ// В.С.Василенок, В.А.Глезер.* Под ред. М.Г. Карпушина. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 287с.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИИ УПЛОТНЕНИЯ БЕТОННЫХ ПОКРЫТИЙ В МОНОЛИТНОМ СТРОИТЕЛЬСТВЕ

Бетонные поверхности в монолитном строительстве занимают существенное место и от качества их устройства зависит качество строительства дома или сооружения в целом. Поэтому актуальной задачей является усовершенствование этой технологии.

Методикой проведения исследований предусматривалось измерение при обустройстве бетонных покрытий:

Основными параметрами процесса уплотнения бетонных смесей при обустройстве полов являются следующие:

- глубина проработки смеси;
- время виброуплотнения;
- режимы работы;
- амплитуда и частота колебаний;
- давление виброрейки на бетонный слой, который подвержен уплотнению.

Глубина проработки смеси зависит от ее подвижности и параметров вибрации (таблица 1)

Для сравнения легких, управляемых вручную виброреек максимальная глубина слоя, который прорабатывается, как правило, не превышает 0,2 м.

Время виброуплотнения определяется составом, толщиной проработки и параметрами колебаний. Этот показатель также определяет технологическую скорость перемещения виброрейки.

Таблица 1. Влияние длительности процесса виброуплотнения смеси на глубину ее проработки (м) при различных осадках конуса $\tilde{\Delta}$

$\tilde{\Delta}$, м	Время вибрации, с			
	30	60	90	120
0,03-0,05	0,2	0,32	0,38	0,40
0-0,03	0,12	0,19	0,22	0,24
0	0,07	0,10	0,13	0,13

Рекомендуемая технологическая скорость перемещения виброрейки при уплотнении бетонной смеси составляет величину $8,3 \cdot 10^{-3} \dots 2,5 \cdot 10^{-2}$ м/с или (0,5...1,5м/мин). При этом следует учесть, что чем менее подвижна бетонная смесь, тем меньше скорость перемещения виброрейки.

Очень важной характеристикой процесса является соотношение между силой давления на бетон Q создаваемой собственным весом виброрейки, и вынуждающей силой вибратора F_0

$$\frac{Q}{F_0} = m_p \frac{g}{F_0},$$

где m_p - статическая масса виброрейки, g - ускорение земного тяготения. Известно, что это соотношение для известных поверхностных вибраторов находится в пределах $Q/F_0 = 0,4 \dots 0,6$. При значениях $Q/F_0 < 0,3$ колебания носят неустойчивый характер, а при превышении показателем Q/F_0 значения 0,6 амплитуды колебаний в смеси начинают интенсивно угасать. Для жестких смесей колебания практически полностью угасают при $Q/F_0 = 1$.



Оптимальная величина удельного давления виброуплотнителя на бетонную смесь зависит от ее консистенции. Значения давления (в кПа) в зависимости от водосодержания бетонной смеси (в л/м³) приведены в таблице 2.

Для смесей, используемых в монолитном домостроении, удельное давление поверхностных виброуплотнителей принимают равным приблизительно 4 кПа.

Для жестких бетонных смесей удельное давление целесообразно увеличить. Это, однако, можно сделать только для навесных виброуплотнителей; для управляемых вручную виброреек повышение удельного давления может привести к увеличению их массы и, соответственно, трудоемкости работ.

Увеличение веса виброуплотнителя для достижения необходимого удельного давления на бетонную смесь должно быть согласовано с условием $Q/F_0 = 0,6$. Чтобы избежать эффекта угасания амплитуды при повышении давления виброуплотнителя на смесь, последний можно выполнить как двухмассную (с реактивной массой) систему.

Таблица. 2. Оптимальное давление виброуплотнителя на бетонную смесь (кПа) в зависимости от ее водосодержания (л/м³)

Водосодержание смеси, л/м ³	Удельное давление на смесь, кПа
130	9
140	8
150	6,8
160	6
170	5,5

Самым главным требованием для поверхностных виброуплотнителей является равномерность распределения колебаний по длине изделия (формуемого бетонного пола). Основным параметром виброуплотнителя, который влияет на равномерность колебаний, является его твердость. При недостаточной твердости уплотнителя колебания в его центре могут существенно отличаться от таковых на краях (табл. 3). Из этого, кстати, не вытекает, что плотность и прочность бетона в зонах с повышенной амплитудой будут выше.

Напротив, тут возможно и снижение качества уплотнения из-за возникновения негармонических колебаний виброуплотнителей с отрывом от поверхности бетона и ударами по нему. Бетон, который прилипает к поверхности виброуплотнителя, при отрыве последнего разуплотняется, а при последующих ударах виброуплотнителей по бетону в него может вовлекаться воздух. Негармонические колебания могут быть причиной образования по длине виброуплотнителя т.н. нулевых точек. Это, по сути, зоны, в которых, благодаря интерференции волн, вообще отсутствуют колебания.

Возникающие биения разрушительно действуют на боковую опалубку и на виброуплотнитель. Самым неприятным при этом является возникновение нулевых точек, которые не перемещаются во времени и по длине виброуплотнителя. Это неминуемо приведет к недоуплотнению положенного бетона и к необходимости доработки полосы добавочным вибрированием. В расчетах, которые были проведены только на основе гармонических колебаний (гармоническое приближение), было установлено, что предотвратить возникновение нулевых точек можно, выбрав длину полуволны возбуждаемых виброуплотнителем колебаний большей, чем расстояние от его центра до края. С этой же целью на тяжелых вибробрусах с несколькими вибраторами шаг их размещения принимают меньшим длины полуволны.

Оптимальным диапазоном частоты колебаний для поверхностных виброуплотнителей, рассчитанных на уплотнение бетонных полов толщиной 0,1...0,2 м, является 25...41,67 с⁻¹ (или 1500...2500 мин⁻¹).

Рекомендуемая амплитуда колебаний виброуплотнителей, как показывают проведенные расчеты, находится в пределах $(0,35...0,5) \cdot 10^{-3}$ м. При больших амплитудах

наблюдается подсос воздуха в смесь, которая уплотняется, и заметное снижение качества затвердевшего бетона.

Эффективность работы поверхностных виброуплотнителей обычно следует проверять экспериментальным путем, что и сделано в настоящем исследовании. Такая необходимость проверки связана с рядом допущений в методике конструкторских расчетов балок на упругом основании, сложностью расчета характеристик уплотняемой смеси и влиянием основания, на котором производят бетонирование. Было установлено, что в ряде случаев виброрейка хорошо уплотняет слои бетонной смеси толщиной 0,2 м и более, но является совершенно неэффективной для уплотнения меньших по толщине слоев (возникает т.н. размерный интерференционный эффект). При этом вместе с хорошо уплотненными верхней и нижней зонами бетонного пола наблюдается недоуплотненная срединная зона вследствие наличия эффекта гашения в ней колебаний виброрейки отраженными от основания волнами.

Таблица. 3. Распределение амплитуды колебаний по длине вибробруса для различной его твердости

Длина бруса, м	Амплитуда колебаний, м
150	0,0020/0,0013
300	0,0016/0,0015
450	0,0012/0,0014
600	0,0011/0,0014
750	0,0007/0,0013
900	0,0008/0,0013
1050	0,0014/0,0014
1200	0,0015/0,0014
1350	0,0016/0,0013
1500	0,0017/0,0012

Примечание. В числителе – амплитуда колебаний бруса малой твердости, в знаменателе – амплитуда колебаний бруса большой твердости.

Анализ достоинств и недостатков существующих конструкций виброреек для уплотнения бетонных смесей в процессе обустройства полов, оценка их параметров [1,2], а также проведенные экспериментальные исследования позволяют сформулировать основные выводы и технологии использования новой конструкции виброрейки.

1. Конструкция виброрейки должна быть достаточно жесткой, чтобы амплитуда колебаний по ее длине не отличалась от заданной в пределах $\pm 10\%$.
2. Конструктивно виброрейка должна состоять из двух балок, одна из которых выполняет функцию разравнивания и предварительного уплотнения бетонной смеси, а вторая - окончательного уплотнения и заглаживания поверхности.
3. Источник колебаний – вибратор должен быть установлен в центральной части балок при условии, что подмоторная плита была максимально приближена к основанию вибробалки. Такое условие необходимо для того, чтобы исключить возможность галопирования виброрейки.
4. Направление вращения вала вибратора должно быть обеспечено в сторону перемещения виброрейки (для более удобного ее перемещения).
5. Параметры колебаний вибратора рекомендуется выбирать в пределах:
 - амплитуда колебаний - 0,0003 5... 0,0004 м;
 - частота колебаний (круговая) - 250 ... 300 с^{-1} .
6. При конструировании виброрейки необходимо предусмотреть установку захватов для ее перемещения.
7. Для обеспечения безотрывного движения виброрейки совместно со смесью, которая нею уплотняется, уместно выбрать соотношение между вынуждающей силой вибратора F_0 и весом виброрейки Q в пределах $Q / F_0 = 0,4...0,6$.

*Література*

1. *Бадеян Г.В.* Технология и механизация возведения монолитных железобетонных конструкций. – К.: Наукова думка, 2003. – 406 с.
2. *Функционально-стоимостный анализ/ Н.Г. Чумаченко, В.М. Дегтярева, Ю.С. Игумков.* – К.: Вища школа. Головне видавництво, 1985. – 223 с.
3. *Меграбян Х.А.* Вібров'язкість бетонної суміші у процесі формування підлог поверхневими вібропристроями// Техніка будівництва. – 2002. – №12. – С.20-22.

УДК 624.132.336

М.О.Лівінський М.О., пошукувач ВНТУ

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРОІЗОЛЯЦІЇ ПІД ХІМІЧНО СТІЙКІ ПOKPИТТЯ ПІДЛОГИ

Актуальність теми.

В останні роки будівельне виробництво зазнало змін, обумовлених необхідністю скорочувати строки і вартість робіт, впроваджувати нові технології для підвищення продуктивності праці і якості кінцевої продукції. Особливо це стосується технології улаштування корозійностійкої підлоги для цехів з агресивними середовищами. Тому науковий пошук і створення новітніх технологій цього процесу - це вимога часу.

Мета і задачі досліджень.

Метою досліджень є розробка ефективної технології улаштування полімербетонної підлоги з наперед заданими властивостями.

Методи дослідження.

В роботі використані наукові методи досліджень, такі як, планування експерименту, експериментальні дослідження на зразках, математико-статистичні методи.

Практика експлуатації підлоги та результати виконаних досліджень визначили три основних напрями конструктивних і технологічних рішень влаштування корозійностійкої підлоги: створення гідроізоляційного шару під хімічно стійкі покриття підлоги, використання домішок до бетону (монолітні полімербетонні підлоги) та захист лицьових покриттів полімерними композиційними матеріалами.

Використання гідроізоляції під хімічно стійкою підлогою при певних умовах показали їх ефективність і доцільність. Однак, для її використання необхідно було виконати певні дослідження.

Відомо [1], що матеріали, що використовуються для влаштування бітумної, дьогтьової і полімерної гідроізоляції, не є абсолютно непроникними. Проте, для остаточного вирішення цього питання при облаштуванні гідроізоляції необхідно провести певні дослідження. Останнім часом у якості покриттів хімічно стійкої підлоги у більшості випадків використовують полімерні мастики та розчини, які мають дуже низьку проникність. Тому виникають сумніви в необхідності гідроізоляційного шару під такими покриттями.

Для того, щоб вирішити це питання, необхідно знати порядок дифузійної проникності матеріалів як покриттів, так і гідроізоляційного шару. (рис. 1, поз. 3)

Для цієї мети були вивчені проникність склоруберіда, толь-шкіри, поліізобутилену і полівінілхлоридної плівки, а також полімер-розчинів на основі мономера ФА, модифікованих фуриловим спиртом та каучуковим латексом СКС-65ГП марки Б. За критерій проникності було прийнято коефіцієнт дифузії води в ці матеріали, який визначався сорбційним методом [1], з урахуванням вимивання водорозчинних інгредієнтів (табл. 1).

Таблиця 1. Статистичні дані для визначення коефіцієнта дифузії води в гідроізоляційні матеріали

Строк	Зміна ваги зразка у %					
	Скло- руберойд	Толь-шкіра	Полізо- бутилен	Полівініл- хлорид	Полімер- розчин з додаванням фурилового спирту	Полімер- розчин з додаванням каучукового латексу СКС- 65гп
1	2	3	4	5	6	7
3	-	-	-	1,19	2,44	-
8	-	-	-	1,68	3,16	-
12	16,31	55,00	1,21	1,88	3,29	2,76
19	17,02	56,93	1,69	1,89	-	3,12
30	19,89	60,09	-	1,87	-	-
41	20,63	60,24	1,89	1,86	3,47	-
82	20,67	60,52	1,91	1,90	-	4,56
100	22,98	60,94	1,99	1,92	4,62	5,29
119	22,84	61,02	-	-	-	5,48
135	23,02	61,09	-	-	-	6,06
175	23,42	60,36	-	-	5,03	6,09
230	-	-	-	-	5,11	-
250	-	-	-	-	5,20	-

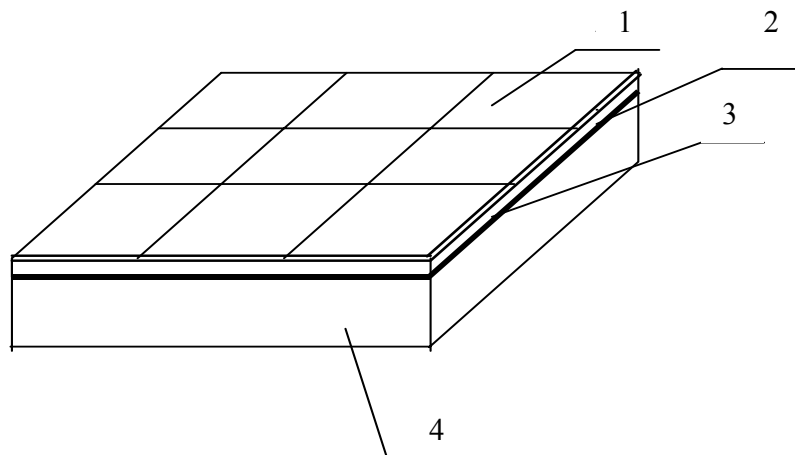


Рис. 1. Конструкція підлоги з новими видами гідроізоляції:

1 - покриття; 2 - прошарок з хімічно стійкого полімерного покриття; 3 - гідроізоляційний шар на основі бутилкора або армованої ПВХ-плівки; 4 - плита перекриття

Для цього з вказаних вище гідроізоляційних матеріалів вирубували зразки – диски діаметром 80 мм, зважували їх на аналітичних вагах і занурювали у воду. Через певні проміжки часу виймали по п'ять зразків, висушували їх фільтрувальним папером, знову зважували на аналітичних вагах, а потім сушили при температурі 30-45°C до отримання постійної маси зразка.

Величину водопоглинання визначали за формулою:



$$W_n = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_0} \cdot 100\% \quad (1)$$

де - Q_0 початкова маса зразка; Q_1 - маса після витримання у воді; Q_2 - маса після сушіння.

Масу після сушіння вимитих водорозчинних інгредієнтів визначали за формулою:

$$W_s = \frac{Q_0 - Q_2}{Q_0} \cdot 100\% \quad (2)$$

При розрахунках коефіцієнта дифузії води приймали дійсні значення збільшення маси зразків у рівноважному стані за кожен період витримки, розраховані за формулою (1). Розрахунок проводився за формулою, запропонованою Б.І.Борисовим [2].

Коефіцієнти дифузії води, розраховані по формулі [3], в склоруберойд, толь-шкіру, поліізобутилен, полівінілхлоридну плівку, одержали рівними відповідно $0,365 \cdot 10^{-9}$, $0,489 \cdot 10^{-9}$, $0,127 \cdot 10^{-9}$ і $0,038 \cdot 10^{-9}$ $\text{см}^2/\text{с}$, а в зразки, модифікованих полімеррозчинами на основі мономера ФА - $0,109 \cdot 10^{-8}$, $0,208 \cdot 10^{-8}$ $\text{см}^2/\text{с}$.

Це означає, що гідроізоляційні матеріали володіють приблизно в 10 раз меншою проникністю, ніж полімеррозчини на основі мономера ФА. Однак час проникнення агресивних речовин підприємств м'ясопереробної, молочної, пивоварної промисловості, та по виробництву кока-кола і ін. через матеріали залежить не тільки від коефіцієнтів дифузії, але і від товщини матеріалу [3].

$$\tau = \frac{d^2}{\pi D}, \quad (3)$$

де τ - тривалість проникнення агресивної рідини, с; d - товщина матеріалу, см; D - коефіцієнт дифузії агресивної рідини в матеріал, $\text{см}^2/\text{с}$.

Товщина гідроізоляційних матеріалів, що застосовуються в будівлях по переробці сільськогосподарської продукції та харчової промисловості складають 0,02 – 0,2 см. Тому час проникнення агресивних рідин через них буде в 7,5 – 100 разів менше ніж через шар полімеррозчину товщиною 1 см, хоча проникність останніх є вищою в 10 разів (табл. 2).

Таблиця 2. Порівняльний аналіз проникнення агресивних рідин через гідроізоляційні матеріали, підлоги будівель харчової промисловості

Гідроізоляційні матеріали	Коефіцієнт дифузії води $D \cdot 10^{-8}$ $\text{см}^2/\text{с}$	Товщина матеріалу, см	Час проникнення води, 10^7 с
Склоруберойд	0,372	0,148	1,93
Толь-шкіра	0,489	0,096	0,63
Поліізобутилен	0,129	0,059	0,876
Полівінілхлоридна плівка	0,039	0,019	0,309
Полімер-розчин на основі мономера ФА з доданням фурильного спирту	1,092	0,968	29,376
Полімер-розчин на основі мономера ФА з доданням каучукового латексу СКС – 65 гп	2,109	0,996	14,386

Розрахункові дані по тривалості проникнення рідин через вказані вище гідроізоляційні матеріали підтвердились експериментальними дослідженнями. Так, покриття товщиною 10 мм із полімеррозчину на основі мономера ФА з добавкою каучукового латексу СКС – 65 ГП після півторарічного контакту з водою просочувалась водою на глибину близько 3 мм (установлено візуально і рН зрізу покриття після його руйнування).

Звичайно, необхідно враховувати і ту обставину, що гідроізоляційні шари не мають безпосереднього контакту з агресивними речовинами харчової промисловості, а

захищають розташовані нижче елементи підлоги лише від агресивних речовин, що проникають через покриття.

Але оскільки улаштування оклеювальної гідроізоляції – операція трудомістка й багатоопераційна, а, крім того, наявність гідроізоляції безпосередньо близько від покриття (товщина суцільного покриття з полімеррозчину очевидно не буде перевищувати 1 см) значно знижує його ударну стійкість [3].

Виходячи з вищевикладеного можна констатувати, що доцільно відмовитися від улаштування гідроізоляції в умовах малої й середньої інтенсивності дії агресивних середовищ. Для підвищення надійності ізоляції нижче розташованих елементів підлоги в спорудах підприємств по переробці сільськогосподарської продукції та харчової промисловості, а також інших бетонних конструкцій можна збільшити товщину самого покриття: збільшення товщини до 2 см, наприклад, може в 4 рази збільшити час проникнення агресивних рідин. Крім того, надійність агресивних властивостей покриття підвищується і внаслідок наявності шару ґрунтування, виконаного з епоксидних смол або каучукового латексу.

Висновки

1. Виконані дослідження дають підставу стверджувати, що при великій інтенсивності дії агресивних розчинів в залізобетонних конструкціях будівель харчової промисловості, є найбільш доцільним улаштування гідроізоляції, причому найбільш ефективною слід визнати ізоляцію поліізобутиленом.

2. У випадку застосування малопроникних модифікованих полімеррозчинів на основі полімеру ФА, а також композицій з малопроникними властивостями (наприклад, на основі фенольних або епоксидних смол) стане можливим відмовитися від улаштування гідроізоляції навіть при великій інтенсивності агресивних рідин.

Література

1. *Афанасьев А.А.* Бетонные работы. Учебник. 2-е изд. перераб. и дополненное. – М.: Высшая школа, 1991. – 286 с.
2. *Анзигитов В.А., Завражин Н.Н., Ким И.П., Максимова О.М.* Устройство полов. Справочник строителя. – М.: Стройиздат, 1987. – 225 с.
Волженский А.В. Минеральные вяжущие вещества. – М.: Стройиздат, 1979. – 476 с.



Автоматизація та моделювання технологічних процесів

УДК 623.413

А.Г. Зухба, ст. н. с. НИИ СДИТ

ОБ ИМИТАЦИОННОМ МОДЕЛИРОВАНИИ РАБОТЫ ТРАНШЕЕКОПАТЕЛЯ ВО ВРЕМЕННЫХ И ФАЗОВЫХ КООРДИНАТАХ В СВЯЗИ СО СЛОЖНОСТРУКТУРНЫМ ЗАБОЕМ

Ключевой задачей теории и практики землеройных машин непрерывного действия с фрезерными рабочими органами является определение закономерностей развития сопротивления грунтов. Множество экспериментальных и теоретических работ, посвященных тем или иным образцам фрезерной техники, выполнены Ветровым Ю.А., Беляковым Ю.И., Подерни Р.Ю., Владимировым В.М., Власовым В.В. и др. учеными. Они убедительно показали, что (помимо конструктивных параметров рабочего органа и других элементов машины) неоднородность физико-механических характеристик грунта в забое определяет значительную вариацию суммарных сопротивлений его разрушению. В частности, в работах [1, 2] и др., посвященных роторным экскаваторам, продемонстрировано, что наиболее существенными факторами являются слоистость грунта и наличие отрицательного температурного поля в зимний период. Вообще говоря, такие условия являются естественными на территории стран СНГ. Поэтому их учет при создании фрезерных машин, например – траншеекопателей, предназначенных для работы и зимой, является необходимым.

Ранее выполненный автором анализ существующих принципиальных методов математического описания нагрузок на элементы траншеекопателей, среди которых чисто аналитический, графоаналитический, статистической динамики, показал, что эти методы обладают рядом существенных недостатков, а имитационное моделирование является перспективной альтернативой [3, 4, 5].

Рассматривая схему работы траншеекопателя (рис. 1), в данном случае – пальцефрезерного, легко прийти к выводу, что компоненты сопротивления разрушению грунта R_{xi}, R_{yi}, R_{zi} каждого из резцов фрезы, определяются его мгновенным положением в анизотропном сложноструктурном забое. Иначе говоря, выполняется условие вида:

$$(R_{xi}, R_{yi}, R_{zi}) = f(H_{Ti}; (l - L_{K3} - L_{Ki})), \quad (1)$$

где H_{Ti} - текущая глубина заложения резца относительно дневной поверхности; l - координата машины относительно некоторой выбранной неподвижной точки отсчета (например – начала движения); L_{K3} - расстояние от заднего колеса машины до поворотного шарнира К, L_{Ki} - вылет резца относительно поворотного шарнира; i - подстрочный индекс, обозначающий порядковый номер резца.

Аналитические выражения для определения величин H_{Ti} и L_{Ki} найдены автором в [3]. Они имеют следующий вид:

$$H_{Ti} = (L_Z(X) + L_{HP}) \cdot \sin \beta - (L_{SV} - R_{ФР} \cdot \sin \varphi_i) \cdot \cos \beta - H_{КЛ}, \quad (2)$$

$$L_{Ki} = (L_{SV} - R_{ФР} \cdot \sin \varphi_i) \cdot \sin \beta + (L_{HP} + L_Z(X)) \cdot \cos \beta. \quad (3)$$

Изменение границ раздела слоев грунта по ходу движения машины могут быть представлены в виде функций:

$$Hc_k = f_k(l), \text{ при } k = (\overline{1; s}), \quad (4)$$

где Hc_k - текущее положение границы раздела слоев, k - подстрочный индекс,

обозначающий порядковый номер границы раздела, s - количество слоев в пределах забоя. Такие функции могут быть получены, например, в результате натурных замеров на отдельных участках трассы и дальнейшим применением сплайнов или иными методами.

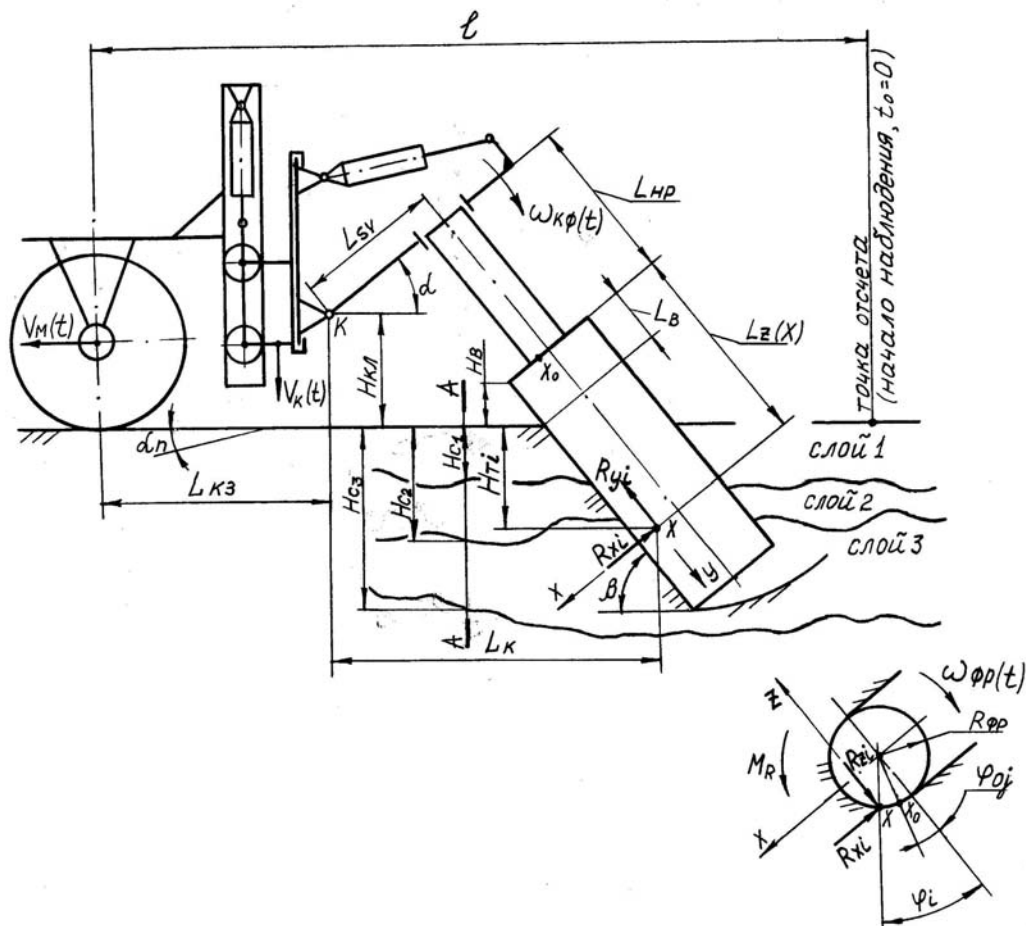


Рис. 1. Расчетная схема для определения компонент сопротивления грунта разрушению резцом траншекопателя в условиях слоистого анизотропного грунта в забое

Ранее задача имитационного моделирования в форме (1), по крайней мере, применительно к траншекопателям, не ставилась, так как расчетные схемы не учитывали ни анизотропности грунта, ни изменчивости параметров слоистости по ходу движения машины, потому и не были сформулированы условия (2)...(4).

Очевидно, что определение в имитационной модели компонент сопротивлений грунта разрушению (1) через условия (2)...(4) означает необходимость учета одновременности протекающих процессов управления. Это требует математической формулировки изменения параметров управления во взаимосвязи друг с другом. В классических работах по имитационному моделированию рекомендовано синхронизировать события введением так называемых модельных временных координат или фазовых, которые являются функциями модельного времени [6, 7]. Последний прием, вообще говоря, в похожем виде применяется в теории механизмов и машин и ряде смежных дисциплин. Сравнительному анализу этих методов с точки зрения построения алгоритмов применительно к поставленной задаче посвящена эта статья.

Представим себе, например, что рассматривается режим работы машины, при котором изменяются все параметры управления. За один и тот же промежуток времени Δt они одновременно изменяют свои значения на некоторые приращения, которые можно представить в виде следующих выражений:



$$\begin{aligned}
\Delta\varphi_{0j} &= \int_{t_j}^{t_j+\Delta t} \omega_{\text{ФР}}(t) dt, \\
\Delta l_j &= \int_{t_j}^{t_j+\Delta t} V_{\text{М}}(t) dt, \\
\Delta H_{\text{КЛ}j} &= \int_{t_j}^{t_j+\Delta t} V_{\text{К}}(t) dt, \\
\Delta\alpha_j &= \int_{t_j}^{t_j+\Delta t} \omega_{\text{КФ}}(t) dt.
\end{aligned}
\tag{5}$$

где Δ - функционал приращений параметров управления; $\omega_{\text{ФР}}$ и $\omega_{\text{КФ}}$ - угловая скорость вращения фрезы вокруг своей оси и поворота плиты вместе с фрезой вокруг шарнира (соответственно), $V_{\text{М}}$ и $V_{\text{К}}$ - линейная скорость перемещения машины и каретки навески (соответственно), t - текущее время, Δt - периодичность наблюдения за работой системы с начала функционирования, t_j - момент наблюдения (модельное время), j - подстрочный индекс, обозначающий порядковый номер наблюдения.

Обратим внимание, что кинематические параметры являются функциями текущего времени, что, вообще говоря, является наиболее общей формой представления и позволяет отражать их вибрационный характер, переходные режимы и т.д.

Дополнительно на (19) накладываются следующие условия:

$$\begin{aligned}
\Delta t &= \text{const}, \\
t_j &= j \cdot \Delta t, \text{ где } j = [0; n], n = \frac{T}{\Delta t}.
\end{aligned}
\tag{6}$$

где n - общее количество наблюдений, T - продолжительность реального функционирования системы, которое моделируется.

Легко представить себе, что в каждые последующие моменты наблюдения абсолютные значения параметров управления будут равны:

$$\begin{aligned}
\varphi_{0j+1} &= \varphi_{0j} + \Delta\varphi_{0j}, \\
l_{j+1} &= l_j + \Delta l_j, \\
H_{\text{КЛ}j+1} &= H_{\text{КЛ}j} + \Delta H_{\text{КЛ}j}, \\
\alpha_{j+1} &= \alpha_j + \Delta\alpha_j.
\end{aligned}
\tag{7}$$

Фактически, последовательность формул (5), (6), (7) является итеративным вычислительным алгоритмом определения параметров управления в имитационной модели в зависимости от изменения модельного времени, наращиваемого с постоянным шагом. Так как позиционные и иные параметры взаимодействия элементов системы зависят от управляющих, то, выражаясь языком программирования, это не что иное, как алгоритм управляющей программы, которая организует вычисления их текущих значений в подчиненных программах в каждые моменты наблюдения с учетом параллелизма протекающих в системе процессов.

В ряде случаев (например, при решении задач критериального синтеза) имеет смысл получать динамику изменения позиционных, силовых и иных параметров взаимодействия элементов системы не в координатах времени, а в координатах одного из параметров управления, который называют фазовой координатой. Таким образом, в этом случае в имитационной модели не текущее время, а фазовая координата должна наращиваться с некоторым постоянным шагом и, следовательно, учет параллелизма в функционировании элементов системы должен быть основан на несколько иной логике, чем при использовании в качестве аргумента модельного времени.

Представим себе, что фазовой координатой является угол наклона поворотной плиты, на которой установлена фреза, т.е. α . Такой выбор тем более обоснован, так как известно, что угловая скорость ее поворота $\omega_{\text{КФ}}(t)$ является существенно нелинейной функцией времени (даже при постоянной скорости движения штоков гидроцилиндров, осуществляющих поворот) из-за идентичности механизмов наклона и кулисных механизмов. Итеративную процедуру изменения фазовой координаты можно представить в виде:

$$\alpha_{j+1} = \alpha_j + \Delta\alpha. \quad (8)$$

При этом соблюдаются следующие условия:

$$\Delta\alpha = \text{const},$$

$$\alpha_j = \alpha_{\min} + j \cdot \Delta\alpha, \text{ где } j = [0; n], n = \frac{\alpha_{\max} - \alpha_{\min}}{\Delta\alpha}, \quad (9)$$

где α_{\min} и α_{\max} - минимальное и максимальное значения фазовой координаты α .

Так как кинематика наклона плиты нам известна, то есть, известна функция $\omega_{\text{КФ}}(t)$, то можно связать фазовую координату с текущим временем. Из (8) и (9) вытекают два уравнения вида:

$$\begin{aligned} \alpha_j &= \alpha_{\min} + \int_0^{t_j} \omega_{\text{КФ}}(t) dt, \\ \alpha_{j+1} &= \alpha_{\min} + \int_0^{t_{j+1}} \omega_{\text{КФ}}(t) dt. \end{aligned} \quad (10)$$

Решение уравнений (10) позволяет определить две неизвестные – текущее время t_j и t_{j+1} , при которых фазовая координата α достигает значений α_j и α_{j+1} соответственно.

Так как в соответствии с (8) и (9) процесс изменения α итеративный, то это дает возможность построить сначала точечные функции и далее на их основе сплайны вида:

$$\begin{aligned} t_j &= f(\alpha_j), \\ \Delta t_j &= f(\alpha_j), \end{aligned} \quad (11)$$

где t_j и Δt_j - в постановке (11) суть функции для определения модельного времени и его приращения (соответственно) в зависимости от значения фазовой координаты на каждом шаге итерации в имитационной модели.

По сути, выражение (11) раскрывает отличие моделирования по времени от моделирования по фазовой координате.

Формулы (11) позволяют по аналогии с (5) определить приращения прочих параметров управления на каждом шаге изменения координаты α в виде:

$$\begin{aligned} \Delta\varphi_{0j} &= \int_{t_j}^{t_j+\Delta t_j} \omega_{\text{ФР}}(t) dt, \\ \Delta l_j &= \int_{t_j}^{t_j+\Delta t_j} V_{\text{М}}(t) dt, \\ \Delta H_{\text{КЛJ}} &= \int_{t_j}^{t_j+\Delta t_j} V_{\text{К}}(t) dt. \end{aligned} \quad (12)$$

Видно, что если в формулах (5) приращение модельного времени есть величина постоянная, то в (12) оно меняется с каждым шагом в зависимости от значения фазовой координаты α в соответствии с (11).

Далее не представляет труда определить конкретные значения параметров управления φ_0 , l и $H_{\text{КЛ}}$ в каждой итерации по аналогии с (7).



Таким образом, формулы (7), (8)...(12) являются частью вычислительного алгоритма, с помощью которого в имитационной модели можно получить зависимость позиционных, силовых и иных параметров взаимодействия элементов системы "базовая машина – навеска – пальцевая фреза – грунт" не от времени, а от выбранного нами одного из параметров управления. В данном случае это угол наклона поворотной плиты α , на которой установлена фреза. Можно легко догадаться, что такой подход будет оправданным, например, при моделировании процесса погружения фрезы в грунт.

Отметим, что по аналогии всегда можно построить вычислительный алгоритм имитационной модели в зависимости от любого из рассматриваемых параметров управления, который может быть принят в качестве фазовой координаты в соответствии со спецификой решаемой задачи.

Желание получить зависимость между собой тех или иных параметров взаимодействия элементов системы во временных или фазовых координатах отражает различные подходы в моделировании. Тем не менее, это отнюдь не означает, что они взаимно исключают друг друга.

Так как при обоих подходах считается, что кинематические законы движения элементов системы заданы (или, например, определяются в одном из блоков имитационной модели), то это означает, что конкретному значению модельного времени всегда однозначно соответствует одно и только одно значение фазовой координаты и наоборот. Этот закономерный факт дает возможность преобразовывать графики зависимости параметров взаимодействия элементов системы из временных координат в фазовые при моделировании по времени и наоборот - при моделировании по фазовой координате. Такое преобразование подразумевает, например, при первом подходе следующие действия:

- определение и запоминание в каждой итерации одновременно с модельным временем и соответствующего ему значения фазовой координаты,
- построение точечных графиков параметра (параметров) взаимодействия и фазовой координаты в зависимости от этого времени,
- перевод графика изменения параметра взаимодействия из временной координаты в фазовую (тоже точечный),
- построение непрерывного графика изменения параметра взаимодействия в фазовой координате с использованием сплайна или аппроксимации для получения равномерно изменяемой шкалы.

При втором подходе преобразование из фазовых координат во временные осуществляется содержательно идентичными действиями.

Слабым местом преобразования параметров взаимодействия из одних координат в другие справедливо можно считать погрешность, вносимую применением сплайнов или аппроксимации. При этом, как известно, погрешность будет тем больше, чем более нелинейны одни координаты, выраженные в других.

Тем не менее, есть частные случаи, когда временные или фазовые координаты идентично отражают моделируемые процессы.

Представим себе, что из возможных движений системы "базовая машина – навеска – пальцевая фреза – грунт" исключен поворот фрезы, который, как отмечалось, отличается нелинейностью угла ее наклона во времени. Тогда для установившегося режима копания траншеекопателя (без переходных процессов) можно обоснованно считать, что линейные скорости базовой машины и каретки, а так же угловая скорость вращения фрезы вокруг своей оси весьма близки к постоянным. Это позволяет в имитационной модели принять ограничения на кинематику их движений вида:

$$\begin{aligned}\omega_{\text{ФР}}(t) &= \omega_{\text{ФР}} = \text{const}, \\ V_{\text{М}}(t) &= V_{\text{М}} = \text{const}, \\ V_{\text{К}}(t) &= V_{\text{К}} = \text{const}.\end{aligned}\tag{13}$$

Подставив ограничения (13) в первые три равенства (5), получим соотношения между приращениями параметров управления при моделировании по времени:

$$\begin{aligned}\Delta\varphi_0 &= \omega_{\text{ФР}} \cdot \Delta t = \text{const}, \\ \Delta l_{\text{М}} &= V_{\text{М}} \cdot \Delta t = \text{const}, \\ \Delta H_{\text{КЛ}} &= V_{\text{К}} \cdot \Delta t = \text{const}.\end{aligned}\tag{14}$$

В соответствии с (14) алгоритм для определения текущих значений параметров управления (7) в зависимости от времени приобретает вид:

$$\begin{aligned}\varphi_{0j+1} &= \varphi_{0j} + \omega_{\text{ФР}} \cdot \Delta t, \\ l_{j+1} &= l_j + V_{\text{М}} \cdot \Delta t, \\ H_{\text{КЛ}j+1} &= H_{\text{КЛ}j} + V_{\text{К}} \cdot \Delta t.\end{aligned}\tag{15}$$

В этой формуле моменты наблюдений определяются по (6).

Обратим внимание, что приращения (14) в отличие от (5) не зависят от текущего времени из-за условий (13), а являются величинами постоянными в связи с тем, что периодичность наблюдения Δt так же постоянна. Эти два качества позволяют напрямую перейти в имитационной модели от временных координат к фазовым. Для этого представим величину Δt , например, через $\Delta\varphi_0$ и $\omega_{\text{ФР}}$, что следует из первого равенства (14):

$$\Delta t = \frac{\Delta\varphi_0}{\omega_{\text{ФР}}}.\tag{16}$$

Подставив (16) в (15), получим:

$$\begin{aligned}\varphi_{0j+1} &= \varphi_{0j} + \Delta\varphi_0, \\ l_{j+1} &= l_j + \Delta\varphi_0 \cdot \frac{V_{\text{М}}}{\omega_{\text{ФР}}}, \\ H_{\text{КЛ}j+1} &= H_{\text{КЛ}j} + \Delta\varphi_0 \cdot \frac{V_{\text{К}}}{\omega_{\text{ФР}}}.\end{aligned}\tag{17}$$

Легко заметить, что (17) представляет собой алгоритм определения параметров управления l и $H_{\text{КЛ}}$ в зависимости от фазовой координаты φ_0 .

Формулы (17), являясь линейными преобразованиями через (16) формул (15), дают абсолютно идентичные с ними соответствующие результаты. Поэтому для рассматриваемого случая в имитационной модели возможен однозначный переход из временных координат в фазовые и наоборот. И действительно, если перед (17) записать по порядку условия (6) и (16), то получим переход уже из фазовых координат во временные. На практике это означает, что на графике изменения какого-либо параметра взаимодействия элементов системы (например, силы) имеющаяся шкала заменяется через преобразование (16) на другую.

Если алгоритм (15) и (17) использовать независимо друг от друга для составления имитационных моделей одного и того же объекта, то идентичные результаты могут быть получены, если приняты одинаковые начальные условия.

Пожалуй, скрытой особенностью рассматриваемого перехода из одних координат в другие является тот факт, что, задавая закономерности кинематики движения элементов системы (13), мы связываем их между собой через понятие "приращение модельного времени" (14). Продемонстрируем это.

Из равенств (14) следует соотношение:

$$\Delta t = \frac{\Delta\varphi_0}{\omega_{\text{ФР}}} = \frac{\Delta l}{V_{\text{М}}} = \frac{\Delta H_{\text{КЛ}}}{V_{\text{К}}} = \text{const}.\tag{18}$$

Формула (18) отражает параллелизм процессов изменения параметров управления за один и тот же промежуток времени Δt при установившихся режимах движения.



Если принять за фазовую координату параметр управления φ_0 , то приращения остальных параметров в соответствии с (18) можно выразить в виде:

$$\begin{aligned}\Delta l &= \frac{V_M \cdot \Delta \varphi_0}{\omega_{\text{ФР}}}, \\ \Delta H_{\text{КЛ}} &= \frac{V_K \cdot \Delta \varphi_0}{\omega_{\text{ФР}}}.\end{aligned}\quad (19)$$

Формулы (19) определяют какие приращения величин l и $H_{\text{КЛ}}$ вызовет при установившихся режимах движения приращение величины φ_0 . Как видно, они зависят не от текущего времени, а от промежутка времени, в течение которого происходят (16). Аналогичный с (19) вывод можно получить из анализа (17).

Если в (19) выбрать первое равенство и принять, что:

$$\begin{aligned}\Delta \varphi_0 &= 2 \cdot \pi, \\ \omega_{\text{ФР}} &= \pi \cdot \frac{n_{\text{ФР}}}{30},\end{aligned}\quad (20)$$

где $n_{\text{ФР}}$ - частота оборотов фрезы [об/мин], то получим соотношение:

$$\Delta l = \frac{V_M}{60 \cdot n_{\text{ФР}}} = C_M, \text{ [м/об]}, \text{ при } V_M = \text{[м/ч]},\quad (21)$$

где C_M - подача машины за один оборот фрезы. Таким образом, мы пришли к выражению, с помощью которого практически во всех учебниках и многих научных статьях, определяется в итоге толщина стружки, снимаемая резцами фрезерных машин, а впоследствии - и нагрузка. Отметим, что предлагаемые в этих источниках выкладки корректны в той мере, в какой модели близки к реальным процессам.

Проведенный анализ и математические выкладки позволяют сказать:

- моделирование по временной или фазовой координатам отражают поведение объектов исследования с нелинейными характеристиками по разному;
- видимо, моделирование во временных координатах предпочтительно для уточненных расчетов силового нагружения элементов машины с учетом их возможных колебаний, при синтезе оперативного управления скоростью движения машины и др. быстро протекающих процессов, а в фазовых координатах – для решения задач критериального геометрического синтеза, анализа процессов погружения рабочего оборудования в грунт и др. сопутствующих основному режиму копания операций;
- в силу первого вывода по возможности предпочтительна комбинация методов, что позволит расширить знания о поведении объекта исследования;
- для установившегося основного режима копания без выраженных колебаний позиционных и кинематических параметров вполне приемлемо применение любого из методов ввиду их равнозначности. В частности, испытания пальцефрезерного траншекопателя, проведенные автором на мерзлых грунтах, показали стабильность позиционных и кинематических параметров, что связано с высокой скоростью резания, жесткостью самого рабочего органа, применением современных аксиально-поршневых гидромоторов типа РМНА с низким коэффициентом пульсации подачи и др.[8]. С учетом этого в работах автора было отдано предпочтение моделированию в фазовых координатах из-за наглядности результатов кинематического и силового анализов, в связи с решением задач критериального геометрического синтеза, из-за удобства программирования стохастических процессов разрушения и ряда других причин.

Результаты вычислений по модели (1)...(4) и их анализ будут приведены в следующей статье.

Литература

1. *Власов В.В.* Внешние нагрузки на рабочем органе роторного экскаватора при разработке массива горизонтально-слоистой структуры// Горн., строит. и дор. машины: Респ. межвед. научно-техн. сб. – 1977. – Вып. 24. – С. 15-21 .
2. *Беляков Ю.И.* Применение роторных экскаваторов в зимнее время. – М.: Гос. научно-техн. изд-во лит. по горн. делу. 1962. – 95 с.
3. *Зухба А.Г.* Определение позиционных параметров взаимодействия элементов системы "базовая машина – навеска – пальцевая фреза – грунт" для целей имитационного моделирования// Горн., строит. и дор. машины: Респ. межвед. научно-техн. сб. – 1998. – Вып. 52. – С. 49-58.
4. *Зухба А.Г.* Определение нагрузок на элементы навесок при проектировании пальцевфрезерных траншеекопателей// Горн., буд., дор. та меліорат. машини: Респ. міжвід. наук.-техн. зб. – 2000. – Вып. 55. – С. 95-101.
5. *Зухба А.Г.* Синтез параметров фрезерного траншеекопателя, минимизирующих неравномерность нагружения привода рабочего органа (Постановка задачи. Методика решения)// Техніка будівництва: Наук.-техн. журнал АБ України. – 2002. – Вып. 11. – С. 61-66.
6. *Шеннон Р.* Имитационное моделирование систем. – Искусство и наука. – М.: Мир. – 1978. – 417 с.
7. *Максимей И.В.* Имитационное моделирование на ЭВМ. – М.: Радио и связь, 1988. – 232 с.
8. Создание скоростного навесного оборудования непрерывного действия на сельскохозяйственные трактора для отрывки и засыпки траншей при газификации сел Украины: Отчет//НИИ СДИТ: Научн. рук. Баладинский В.Л., отв. исп. Зухба А.Г. – Н ГР ИАО1О13439Р. – 1994. – 105 с.



УДК 66.9.033

В.М. Гарнець, канд. техн. наук, професор КНУБА,

І.В. Косминський, асистент КНУБА

ВПЛИВ ВЛАСТИВОСТЕЙ СЕРЕДОВИЩА НА ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРИВАНТАЖЕННЯ

При визначенні параметрів привантаження, одним із важливих чинників є вибір моделі суміші, яка є проміжним елементом між віброплощадкою та привантажувачем. Для опису процесу ущільнення суміші необхідно знати її напружено-деформований стан, що характеризується реологічними властивостями.

При описі реологічних властивостей, звичайно, використовують пружність, пластичність та в'язкість. Основні визначення цих властивостей розглянуті в роботах по фізико-хімічній механіці [1, 2, 3]. Поряд із властивостями колоїдних частинок властивості бетонної суміші визначаються їх складом, водоцементним відношенням та поверхнево-активними речовинами, які вводять до складу бетонних сумішей. Другий дуже важливий чинник – напружено-деформований стан, від якого залежить, які з властивостей бетонних сумішей будуть проявлятися.

В залежності від виду напружено –деформованого стану можуть бути використані різні моделі стану (Гаука, Ньютона, Кулона, Сен-Венана). Для випадку рухомих віброорганів при описі процесу формування, яке визначається витіканням крізь вібраційну щілину, використовують модель Ньютона, в більш складних напружених станах – модель Бінгама чи Кельвіна-Фойгта.

Характер залежності між нормальними та дотичними напруженнями (рис. 1) записано Кулоном у вигляді:

$$\tau = \tau_0 + \sigma \operatorname{tg} \varphi,$$

де τ_0 - граничне напруження зсуву; σ - нормальні напруження; φ - кут внутрішнього тертя.

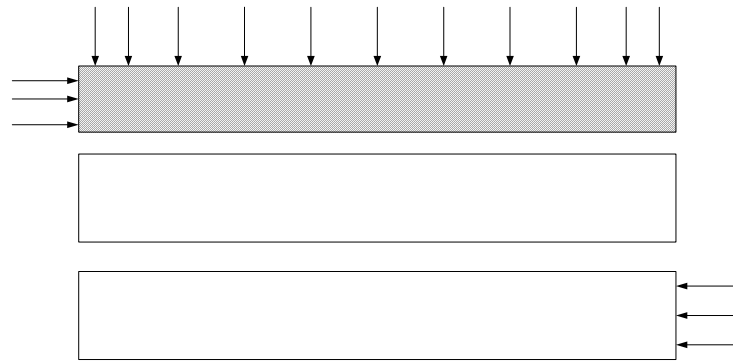
Модель Кулона доцільно використовувати для опису поведінки не лише бетонної суміші, але і відформованого бетону при негайній розпалубці виробу. Тоді значення τ_0 та кута внутрішнього тертя φ визначають можливу висоту формування виробів із жорстких чи вакуумованих бетонних сумішей.

Одна з важливих властивостей бетонної суміші – в'язкість, яка характеризується опором деформації зсуву чи ковзання одного шару по іншому. Це може бути також і опір при відомій оптимальній швидкості деформації від дії нормальних напружень. Модель Ньютона виражається рівнянням стану:

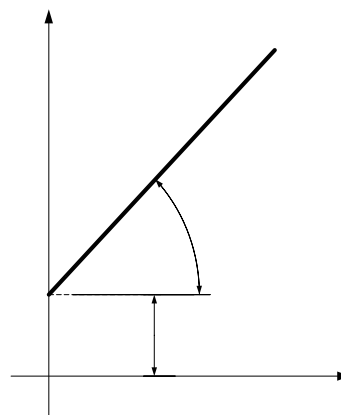
$$\sigma = v \varepsilon,$$

де v - коефіцієнт в'язкості; ε - швидкість відносної деформації.

Модель Бінгама являє собою послідовне поєднання пружного, пластичного та в'язкого елементів. Рівняння стану такого тіла можна репрезентувати у вигляді:



а)



б)

 Рис. 1. Залежність між нормальними та дотичними напруженнями:
 а - схема дії напружень; б - графік залежності

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \text{ за умови } \sigma < \sigma_m;$$

$$\varepsilon = \frac{(\sigma - \sigma_m) \cdot t}{\nu} + \frac{\sigma}{E} \text{ за умови } \sigma > \sigma_m,$$

де σ_m - границя течії; ν - коефіцієнт в'язкості системи.

Модель Бінгама у багатьох випадках задовільно характеризує властивості розчинних та бетонних сумішей.

Дослідження [4] базуються на моделі Кельвіна-Фойгта, яка являє собою рівнобіжне поєднання пружних та в'язких елементів (рис. 2).

Рівняння коливань за моделлю Кельвіна-Фойгта має вигляд:

$$\rho \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} - E \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} + q \frac{\partial^3 z}{\partial x^2 \partial t} = 0,$$

де ρ - щільність суміші; q - коефіцієнт в'язкого тертя.

Для інтенсифікації режиму вібрації застосовується тиск привантажувача, значення якого повинні бути оптимальними, на що суттєво впливає вихідна вологість бетонної суміші.

Базуючись на дослідженнях [3] побудовано залежності (рис. 3) та встановлені оптимальні режими ущільнення: частота 25...75 Гц, прискорення 5g та тиск 80 кПа (табл.1).

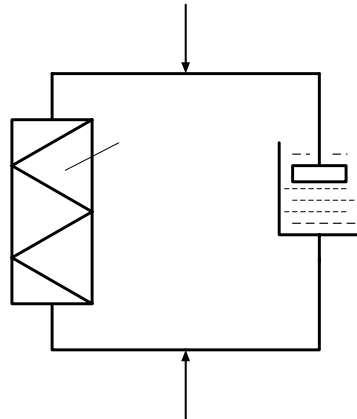
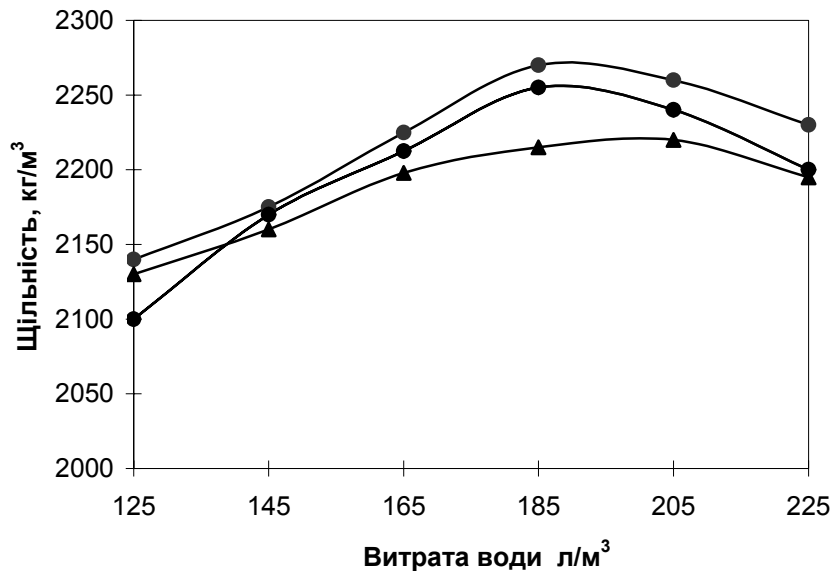


Рис. 2. Ущільнення стовпа бетонної суміші. Модель Кельвіна-Фойгта



- Ущільнення трамбуванням витрата цементу 600 кг на кубометр бетону
- Ущільнення вібропресуванням, витрата цементу 600 кг на кубометр бетону
- ◆— Ущільнення трамбуванням витрата цементу 450 кг на кубометр бетону
- ▲— Ущільнення вібропресуванням витрата цементу 450 кг на кубометр бетону

Рис. 3. Залежність щільності дрібнозернистих бетонних сумішей від витрати води

Проведеними дослідженнями було також оцінено зміну динамічних параметрів робочого органу віброплощадки.

На рис. 4 подано криві зміни амплітуди коливань віброплощадки в залежності від висоти завантаження форми сумішшю ($h = 0,1 - 0,5$ м) при різних величинах привантаження та без нього.

За відсутності привантаження із збільшенням висоти стовпа бетонної суміші амплітуда віброплощадки зменшується та приймає мінімальне значення $x_0 = 0,18$ мм, коли висота дорівнює 0,2 м. Подальше збільшення висоти суміші у формі викликає зріст амплітуди робочого органу машини та за висоти 0,3 м досягає $x_0 = 0,44$ мм, що перевищує

амплітуду не завантаженої віброплощадки в кілька разів. Збільшення висоти бетонної суміші більше 0,3 м призведе до зменшення амплітуди коливань.

Таблиця 1. Оптимальні режими ущільнення

Витрати на 1 м ³ бетону, кг		Вологість <i>W</i> , %	Режими			<i>F</i> _{ст} , МПа
Цемент	Пісок		Частота, Гц	Прискорення, в частках <i>g</i>	Тиск, кПа	
300	1650	8	25	5,0	60	24,6
			50	5,0	80	24,6
			75	5,0	80	23,2
450	1650	8...9	25	5,0	60	36
			50	5,0	80	40,9
			75	5,0	90	30,3
600	1650	8...9	25	5,0	80	41,7
			50	5,0	80	50,5
			75	5,0	90	46,6

Зміна амплітуди віброплощадки за наявності привантажувача має інший характер, що багато в чому залежить також від його величини. Якщо $\sigma = 0$ Па та $h = 0,2$ м амплітуда має мінімум, то при $\sigma = 1000$ Па на тій же висоті – максимум (табл. 2).

Отже, амплітуда робочого органу віброплощадки змінюється та приймає, як мінімальні так і максимальні значення при зміні висоти суміші та величини привантажувача. Останнє можна пояснити резонансом системи "віброплощадка – бетонна суміш – привантажувач".

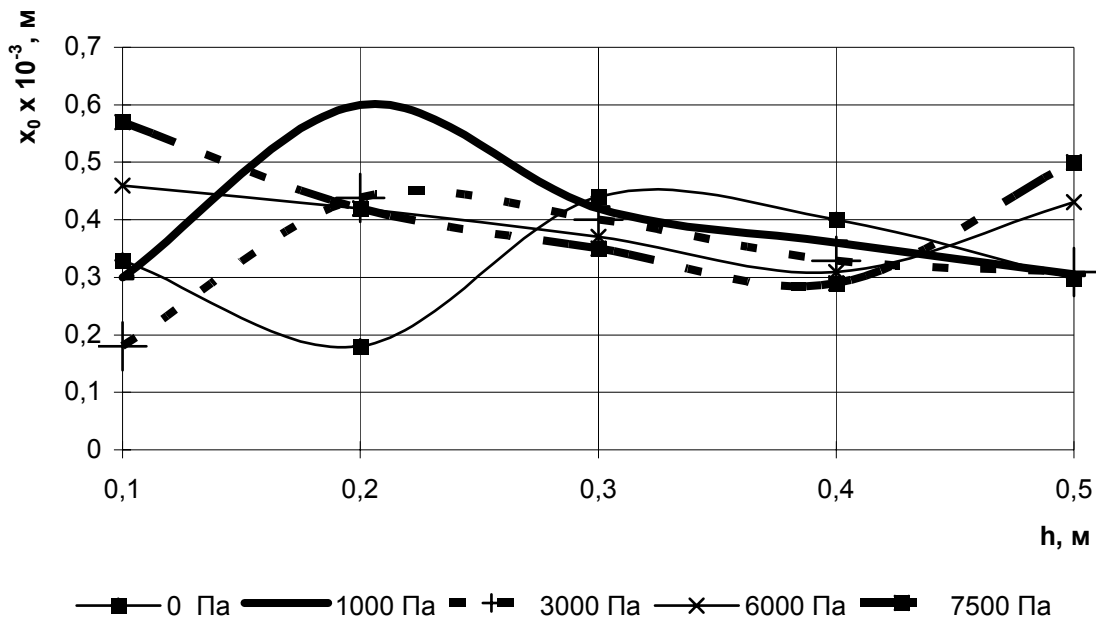


Рис. 4. Залежність амплітуди коливань віброплощадки від висоти стовпа бетонної суміші при різних значеннях тиску

Залежність зміни амплітуди привантажувача має не менш складний характер (рис. 5).

Характер зміни амплітуди зміщення віброплощадки та привантажувача для кожної висоти виробу, що формується різний. На висотах 0,3 та 0,4 м амплітуда привантажувача і віброплощадки зі зростом величини при вантаженні швидко зменшується (рис. 5). Для інших висот (0, 1; 0,2; 0,5 м) залежності змін параметрів носять більш складний характер.



Таблиця 2. Числові значення амплітуди коливань вібростеми в залежності від висоти й тиску

№ з/п	Висота h , м	Тиск привантажувача σ , Па	Амплітуда коливань, $x_0 \times 10^{-3}$ м			
			Віброплощадки		Привантажувача	
			Розрахункове значення	Експериментальні дані	Розрахункове значення	Експериментальні дані
1	0,1	0	0,33	0,3649	0,628	0,691
2		500	0,32	0,2876	0,8	0,88
3		1000	0,3	0,3312	1	1,1
4		1500	0,2	0,1794	1,2	1,32
5		2000	0,149	0,165	1,4	1,54
6		2500	0,156	0,1394	-	-
7		3000	0,19	0,1982	-	-
8		3500	0,2	0,1788	-	-
9		4000	0,22	0,2437	-	-
10		4500	0,24	0,214	-	-
11		5000	0,3	0,3314	-	-
12		5500	0,34	0,377	1,4	1,54
13		6000	0,46	0,4134	1,09	1,199
14		6500	0,48	0,5289	0,895	0,985
15		7000	0,5	0,447	0,695	0,764
16		7500	0,57	0,6281	0,6	0,66
17	0,2	0	0,18	0,153	-	-
18		500	0,424	0,4918	-	-
19		1000	0,6	0,498	1,39	1,598
20		1500	0,567	0,652	1,199	1,378
21		2000	0,498	0,4183	0,8	0,92
22		2500	0,44	0,5148	0,695	0,799
23		3000	0,438	0,3723	0,5	0,575
24		3500	0,434	0,5034	0,469	0,539
25		4000	0,424	0,3519	0,456	0,542
26		4500	0,42	0,483	0,398	0,457
27		5000	0,42	0,483	0,33	0,379
28		5500	0,42	0,483	0,283	0,325
29		6000	0,42	0,483	0,278	0,319
30		6500	0,42	0,483	0,272	0,312
31		7000	0,42	0,483	0,254	0,292
32		7500	0,42	0,483	0,226	0,259

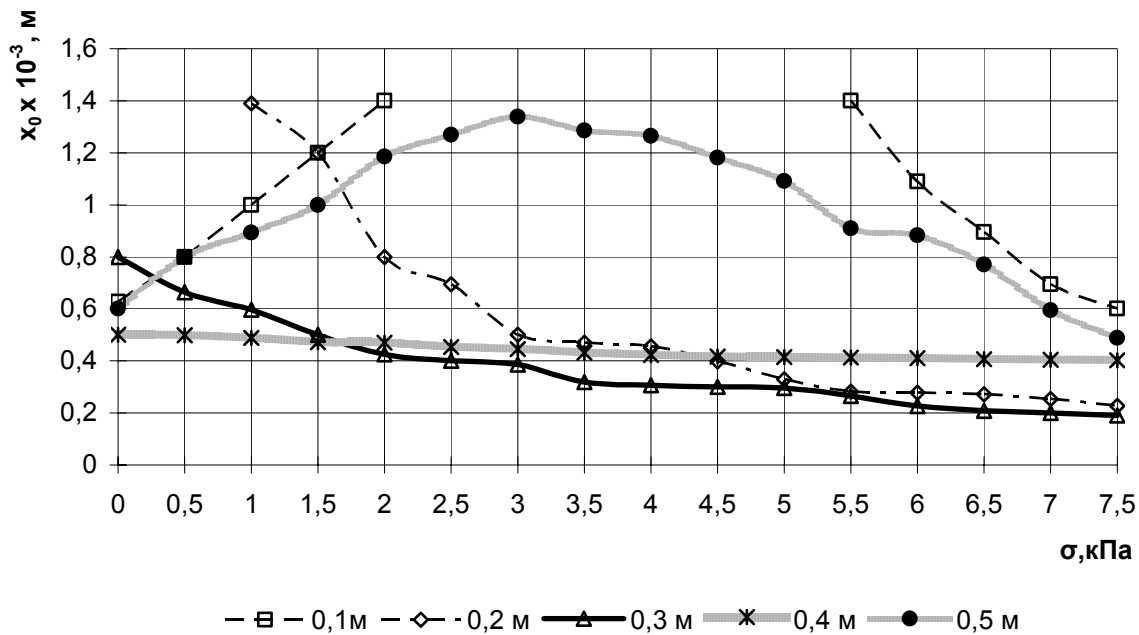


Рис. 5. Залежність амплітуди коливань гравітаційного привантажувача від його величини

Висновки

1. Відношення значень нормального та дотичного напружень можуть слугувати критерієм оцінки процесу ущільнення суміші з привантажуванням.
2. Визначено вплив складу суміші на вибір раціонального значення тиску привантаження.
3. Встановлено достатнє співпадання теоретичних та експериментальних залежностей, що підтверджує адекватність обраної математичної моделі фізичній.
4. Отримані результати є основою для розробки схеми керування роботою віброплощадки в необхідному режимі за рахунок підбору величини привантаження.

Література

1. Овчинников П.Ф. , Круглицкий Н.Н., Михайлов Н.В. Реология тиксотропных систем. – К.: Наукова думка, 1972. – 119 с.
2. Ребиндер П.А. Физико-химическая механика. – М., 1958. – 110 с.
3. Гусев Б.В., Зазимко В.Г. Вибрационная технология бетона. – К.: Будивельник, 1991. – 160 с.
4. Назаренко И. И. Прикладные задачи теории вибрационных систем; – К.: ИСИОУ, 1993. – 216 с.
5. Шмигальский В.Н. Формование изделий на виброплощадках. М.: Стройиздат, 1968. – 216 с.
6. Назаренко І.І., Косминський І.В. Аналіз руху динамічної системи: "віброустановка – бетонна суміш – привантажувач"// Техніка будівництва. – 2001. – №10. – С.16-20.
7. Назаренко І.І., Косминський І.В. Технологічна ефективність використання привантажувачів// Техніка будівництва. – №12. – 2002.



УДК 519.711

Ю.В. Човнюк, канд. техн. наук, доцент КНУБА,

Б.В. Корнійчук, асистент КНУБА

ОПТИМАЛЬНЕ КЕРУВАННЯ ПЕРІОДИЧНИМИ РУХАМИ УДАРНО-ВІБРАЦІЙНОГО МАЙДАНЧИКА З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ: МЕТОД ІНТЕГРАЛЬНИХ РІВНЯНЬ

Як правило, якість роботи вібраційно-ударних систем (ВУС) характеризується низкою вимог, що пред'являються до руху певних їх (ВУС) точок.

У [1, 2] перераховані основні обмеження, які слід приймати до уваги при конструюванні керованих ВУС.

У системах із декількома степенями рухливості закон руху всіх елементів повинен визначатися рухом виконуючого елемента. При проектуванні оптимальних ВУС намагаються максимізувати переміщення чи прискорення деяких характерних точок об'єкту; структура ВУС при цьому може бути задана тільки експериментальними характеристиками (зокрема, динамічними піддатливостями на певних частотах) [3].

Таким чином, якість керованої ВУС характеризується рухом деяких точок, число яких, зазвичай, менше числа степенів свободи системи. З іншої сторони, основні труднощі, які виникають при проведенні обчислень, а також при розв'язуванні задач оптимального керування коливаннями ВУС пов'язані з високим порядком рівнянь руху керованих ВУС. За традиційної постановки задач керування періодичними режимами руху динаміка ВУС описується диференціальними рівняннями, а умови періодичності розглядаються як додаткові співвідношення, що зв'язують значення узагальнених координат, швидкостей та фаз коливань на початку та в кінці періоду. Необхідною умовою оптимальності залишається принцип максимуму, сформульований безпосередньо для періодичних задач [4]. Зрозуміло, що така постановка нічим не відрізняється від традиційної задачі мінімізації функціонала і вимагає розв'язку системи рівнянь принципу максимуму, у якому крайові умови мають вид умов періодичності. При цьому в задачі керування ВУС з n степенями свободи необхідно розв'язувати системи $4n$ рівнянь принципу максимуму незалежно від того, які узагальнені координати входять у функціонал й у обмеження задачі.

Разом із тим можливий інший спосіб опису періодичних рухів ВУС, який не пов'язаний з традиційним записом диференціальних рівнянь руху, що дозволяє відділити рівняння руху за одними чи декількома узагальненими координатами. Якщо система включає лінійну частину (як правило, у ВУС з електромагнітним приводом ця умова завжди виконується), то рух системи можна описувати інтегральними рівняннями періодичного руху [5, 6], ядра яких визначаються лінійною частиною системи (ВУС). Цей метод особливо ефективний у задачах оптимального керування, якщо обмеження та функціонал задачі залежить від траєкторії точки чи виконуючого ланцюга ВУС. При цьому часто вдається виділити одне інтегральне рівняння періодичного руху за координатою, яке найбільш цікаве, незалежно від числа степенів вільності ВУС, й звести задачу оптимального керування до мінімізації функціонала з обмеженнями у вигляді інтегральних рівнянь.

Метою даної роботи є виконання методу інтегральних рівнянь для розв'язку задач оптимального керування періодичними рухами тримасових ВУС з електромагнітним приводом.

1. Лінійні ВУС з електромагнітним приводом, основні поняття та визначення.

1.1. Загальні поняття та визначення.

При вивченні ВУС складної структури (а вона є саме такою при наявності електромагнітного приводу) зручно користуватися мовою теорії автоматичного керування. Відмова від традиційного ВУС як розділу теорії диференціальних рівнянь дозволяє глибше зрозуміти основні властивості механічних керованих систем (у т.ч. ВУС), що описуються диференціальними рівняннями. Крім того, використання передавальних функцій робить обчислення більш компактними, а результати такими, що легше піддаються фізичній інтерпретації. Послідовний вклад теорії механічних коливань у термінах передавальних функцій даний у монографії [2]; низка наступних робіт із динаміки машин та енергії активних віброзахисних систем [1, 7-9] підтвердив ефективність такого трактування.

Зрозуміло, що всяка лінійна система (ВУС) – це ідеалізація реального об'єкта дослідження. Завдяки широкій сфері застосувань цей тип систем вивчений досить детально. Основні властивості лінійних неперервних систем зводяться до наступного [10].

Динаміку ВУС (лінійної) описує рівняння:

$$\begin{cases} L(p,t) \cdot y = M(p,t) \cdot u, \\ L(p,t) = a_n(t) \cdot p^n + \dots + a_0(t), \\ L(p,t) = b_m(t) \cdot p^m + \dots + b_0(t), \end{cases} \quad (1)$$

де $p = \frac{d}{dt}$ - оператор диференціювання.

У загальному випадку y і u - векторні величини, а коефіцієнти a_j , b_j - матриці відповідного порядку.

Розглянемо детально окремий випадок: ВУС одновимірна, тобто y й u - скаляри, а $n > m$. Тоді редакцію ВУС можна записати у вигляді суми редакцій за нульового входу $y_0(t)$ й нульового початкового стану $y_*(t)$: $y(t) = y_0(t) + y_*(t)$. Тут $y_0(t)$ - розв'язок одізорідного рівняння: $L(p,t) \cdot y = 0$ з фіксованим вектором початкових умов $s(t_0) = \{y(t_0), \dots, y^{(n-1)}(t_0)\}$; функцію $y_0(t)$ можна подати у вигляді:

$$y_0(t) = \sum_{j=1}^n h_j(t, t_0) \cdot y^{(j-1)}(t_0) = (H(t, t_0), s(t_0)), \quad \text{де} \quad \{H(t, t_0) = h_1((t, t_0, \dots, h_n(t, t_0)))\} - \text{вектор}$$

базових функцій. Функції $h_j(t, t_0)$ утворюють лінійно незалежну систему розв'язків однорідного рівняння

$$L(p,t) \cdot h_j = 0 \quad (2)$$

з початковими умовами при $t = t_0$: $\frac{d^i h_j}{dt^i} = 0, \quad i = 0, 1, \dots, n-1; \quad i \neq j-1; \quad \frac{d^{j-1} h_j}{dt^{j-1}} = 1.$

Функція $h_n(t)$, яка задовольняє початковим умовам при $t = t_0$

$$\frac{d^i h_j}{dt^i} = 0, \quad i = 0, 1, \dots, n-2; \quad i \neq j-1; \quad \frac{d^{n-1} h_n}{dt^{n-1}} = 1, \quad (3)$$

завичай має назву функції Коші ВУС; саме функція Коші ВУС інтерпретується як реакція цієї системи: $L(p,t) \cdot h_n = u$ на імпульсний вплив $u = \delta(t - t_{0+})$ за нульових початкових умов. (Тут $\delta(t)$ - функція Дірака [11-13]).

Розв'язок рівняння (1) за нульових початкових умов записується у вигляді:

$$y_*(t) = \int_{t_0}^t h(t, s) \cdot u(s) ds. \quad (4)$$



Ядро $h(t, s)$ зазвичай називають імпульсною перехідною функцією замкненої ВУС, і воно може бути визначене як реакція ВУС (1) на імпульсний вплив виду $u = \delta(t - t_{0+})$. Якщо $M(p, t) = 1$, то $h(t, s) = h_n(t, s)$.

Якщо коефіцієнти рівняння (1) не залежать від t , то базові функції $h_j(t, t_0)$ та імпульсна перехідна функція ВУС $h(t, t_0)$ залежить лише від різниці аргументів: $h_j(t, t_0) = h_j(t - t_0)$, $j = 1, \dots, n$, $h(t, t_0) = h(t - t_0)$, а розв'язок системи (1) можна записати у вигляді: $y(t) = \sum_{j=1}^n h_j(t - t_0) \cdot y^{(j-1)}(t_0) + \int_{t_0}^t h(t - s) \cdot u(s) ds$.

1.2. Передавальна функція лінійної ВУС. Стійкі та фізично реалізовані ВУС.

У практичних застосуваннях дуже важливим є поняття фізичної реалізованості ВУС. ВУС називатимемо фізично реалізованою, якщо її реакція (4) у момент t залежить тільки від поточного (при $s = t$) та перехідній (при $s < t$) значень входу й не залежить від його майбутніх значень ($s > t$). Для стаціонарної ВУС це означає, що вона фізично реалізована тоді, і тільки тоді, коли імпульсна перехідна функція $h(t)$ перетворюється у нуль при $t < 0$: $h(t = 0)$; умова фізичної реалізованості нестационарної ВУС зводиться до вимоги $h(t, s) = 0$ при $s > t$.

Нехай $h(t)$ - імпульсна перехідна функція стаціонарної фізично реалізованої ВУС. Тоді передавальною функцією називається перетворення Лапласа

$$H(p) = \int_0^{\infty} h(t) \cdot e^{-pt} dt, \quad (5)$$

або, що те ж саме, $H(p) = \int_{-\infty}^{\infty} h(t - s) \cdot e^{-p(t-s)} ds$, причому, для фізично реалізованої системи (ВУС) $h(t - s) = 0$ за $t < s$.

У загальному випадку нестационарної ВУС з імпульсною перехідною функцією $h(t, s)$ передавальна функція залежить від часу

$$H(p, t) = \int_{-\infty}^{\infty} h(t, s) \cdot e^{-p(t-s)} ds, \quad (6)$$

причому, для фізично реалізованої ВУС $h(t, s) = 0$ при $t < s$.

Для системи

$$L(p) \cdot y = M(p) \cdot u \quad (7)$$

передавальною функцією ВУС має вид

$$H(p) = \frac{M(p)}{L(p)}, \quad (8)$$

а імпульсна реакція може бути знайдена як перетворення (обернене) Лапласу (5) для даної ВУС.

Рівняння (7) можна символічно записати за допомогою передавальної функції

$$y = H(p) \cdot u, \quad (9)$$

а саму ВУС схематично представимо у вигляді, який подано на рис.1.

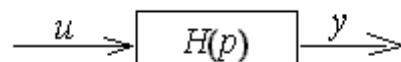


Рис.1.

Рівняння (2) описує реакцію ВУС за нульового стану. Для стаціонарної ВУС ця реакція виражається формулою згортки

$$y_*(t) = \int_0^t h(t-s) \cdot u(s) ds. \quad (10)$$

Передавальна функція зв'язує перетворення Лапласа входу та виходу

$$Y_*(p) = H(p) \cdot U(p), \quad (11)$$

де $Y_*(p)$ й $U(p)$ - перетворення Лапласа функцій $y_*(t)$ і $u(t)$.

Розподілення полюсів передавальної функції дозволяє розмірковувати про стійкість ВУС.

Основні визначення щодо стійкості ВУС зводяться до наступного.

Система, що описується рівнянням

$$L(p, t)y_0 = 0, \quad (12)$$

зветься стійкою, якщо вектор станів $s(t) = \{y_0(t), \dots, y_0^{n-1}(t)\}$ обмежений при будь-якому початковому стані $s(t_0)$. Якщо при цьому: $\lim_{t \rightarrow \infty} s(t) = 0$, то система (ВУС) асимптотично стійка. Якщо лінійна ВУС асимптотично стійка, то всі рішення повної системи $L(p, t)y = M(p, t)u$ будуть обмеженими, якщо обмежений вплив $f = M \cdot u$.

Для асимптотичної стійкої системи (7) необхідно й достатньо, щоб усі корені характеристичного рівняння $L(p) = 0$ лежали у лівій напівплощині. Різні критерії асимптотичної стійкості наведені у літературі з автоматичного регулювання.

1.3. Усталені та періодичні розв'язки лінійної системи

Введемо поняття усталеного стану ВУС та усталеної реакції лінійної ВУС [10].

Усталеним станом ВУС (за нульового входу) називатимемо граничний при $t \rightarrow \infty$ стан γ , до якого прямує ВУС за нульового входу і котрий не залежить від початкового стану $s(t)$. Для ВУС, яка досліджується, граничний стан:

$$\gamma = \lim_{t \rightarrow \infty} s(t), \quad s(t) = \{y_0(t), \dots, y_0^{n-1}(t)\}, \quad (13)$$

де $y_0(t)$ - розв'язок однорідного рівняння

$$L(p, t) \cdot y = 0 \quad (14)$$

за початкового стану $s(t)$. Очевидно, що у асимптотично стійких ВУС існує єдиний усталений стан $\gamma = 0$; якщо система нестійка чи стійка несимптотично, тоді не можна визначити границю, що не залежить від початкових умов.

Усталена реакція ВУС визначається наступним чином [10]. Вважають, що початковий стан $s(t_0)$ співпадає з усталеним станом γ , а початковий момент $t \rightarrow -\infty$. Визначити таким чином реакцію ВУС на вхід, значить, встановити усталену реакцію. Фізично це означає, що всі перехідні процеси, які почалися при $t_0 = -\infty$, згасають, і рух системи стає усталеним.

Очевидно, що для лінійної ВУС поняття усталеної реакції має зміст тільки у тому випадку, якщо система асимптотично стійка і $\gamma = 0$, маємо усталену реакцію

$$\bar{y}(t) = \int_{-\infty}^t h(t, s) u(s) ds. \quad (14)$$

Якщо ВУС стаціонарна, $h(t, s) = h(t - s)$, то її реакцію можна перетворити до наступного виду:

$$\bar{y}(t) = \int_0^{\infty} h(s) \cdot u(t - s) ds. \quad (15)$$

Передавальну функцію асимптотично стійкої ВУС можна визначити через усталену реакцію системи на вплив e^{pt} . Дійсно, поклавши у (6) $u(t) = e^{pt}$, отримаємо:

$$\bar{y}(t) = e^{pt} \cdot \int_0^{\infty} h(s) \cdot e^{-ps} ds = e^{pt} \cdot H(p). \quad (16)$$

Звідси, зокрема, випливає, що усталена реакція стійкої системи (ВУС) на вплив $e^{i\omega t}$:

$$\bar{y}(t) = e^{i\omega t} \cdot H(i\omega) \quad (17)$$

також буде періодичною функцією періоду $T = \frac{2\pi}{\omega}$. Комплексна функція $H(i\omega)$ називається частотною характеристикою ВУС.

Якщо у стаціонарній ВУС не існує асимптотичної стійкості, результат (10) усе ж зберігає зміст, а саме: якщо $u(t) = e^{i\omega t}$ і $L(i\omega) \neq 0$, то існує періодичний розв'язок системи (4): $y_T(t) = e^{i\omega t} \cdot H(i\omega)$. У цьому легко впевнитись, підставивши $u(t) = e^{i\omega t}$ та $y_T(t) = e^{i\omega t} \cdot H(i\omega)$ у рівняння (4). Періодичний розв'язок не слід вважати особливим випадком: це окремий розв'язок неоднорідного рівняння (т.з. частинний розв'язок), що задовольняє початковим умовам $y^{(j-1)}(0) = (i\omega)^{j-1} \cdot H(i\omega)$, $j = 1, \dots, n$.

Якщо вплив представляє собою суму гармонік $u(t) = \sum_{k=1}^N u_k \cdot H \cdot e^{i\omega_k \cdot t}$ та $L(i\omega_k) \neq 0$, то існує полігармонічний розв'язок

$$u(t) = \sum_{k=1}^N u_k \cdot H(i\omega_k) \cdot e^{i\omega_k \cdot t}, \quad (18)$$

у якому присутні ті ж гармоніки. Цей вираз теж можна розглядати як частинний розв'язок неоднорідного рівняння за певних початкових умов. У асимптотично стійкій ВУС усталений розв'язок співпадає з приведеним полігармонічним.

1.4. Динамічні характеристики механічної системи (ВУС).

У механічних системах (ВУС, зокрема) поняттю входу, виходу, передавальної функції можна надати певного фізичного змісту. Розглянемо довільну механічну систему (рис.2), до якої прикладені сили $F_k(t)$; проекції цих сил на вісі координат утворюють $3k$ -вимірний вектор $F(t)$. Позначимо через $\xi_1(t), \dots, \xi_s(t)$ переміщення точок системи, що викликані прикладеними впливами.

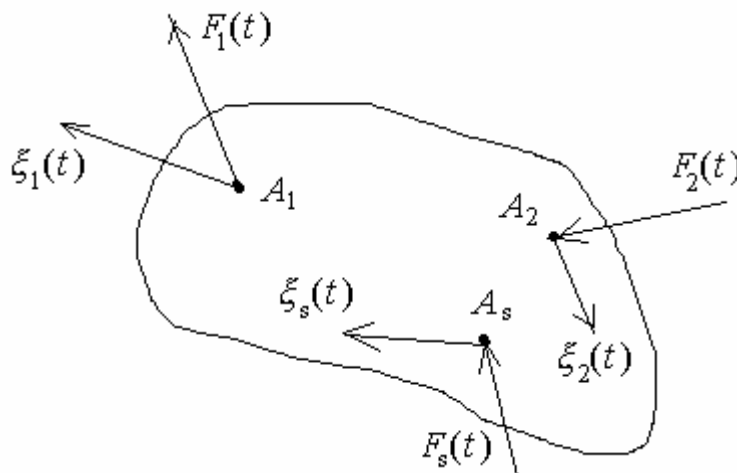


Рис.2.

Число незалежних координат $\xi_i(t)$, які визначають положення ВУС у просторі, назвемо числом степенів вільності, а вектор $\xi(t)$ - станом системи (самої ВУС).

Якщо відомий початковий стан ВУС $\xi(t_0)$ і рівняння, що зв'язують прикладені сили та переміщення, то завжди можна визначити стан об'єкта у момент t .

Для запису рівняння необхідно вибрати динамічну модель ВУС (тобто проставити об'єкти у вигляді сукупності інерційних, пружних, демпферних елементів) та знайти структуру виконавчих органів, що здійснюють керування. Таке розбиття ВУС на елементи можна провести далеко не завжди, і, крім того, вибір моделі повинен залежати від впливу: чим ширше спектр впливу й чим більш високі частоти він включає, тим більше число степенів свободи повинна мати модель системи. Більш того, далеко не завжди нас цікавлять переміщення вздовж усіх степенів свободи: як правило, поведінка системи оцінюється за рахунок руху деяких точок. Для того, щоб скласти опис, слід ввести поняття операторів динамічної жорсткості та динамічної піддатливості [2], що зв'язують сили та переміщення різних точок системи.

Припустимо, що ми маємо скласти лінійні рівняння руху системи, виражаючи тим самим залежність стану системи $\xi = \{\xi_1, \dots, \xi_n\}$ від прикладених сил $F = \{F_1, \dots, F_m\}$, й перетворити ці рівняння до виду:

$$\xi = L(p) \cdot F, \quad \xi_j = \sum_{k=1}^m l_{jk}(p) \cdot F_k, \quad j = (1, \dots, n). \quad (19)$$

Оператор $L(p)$ представляє собою матричну передавальну функцію системи; $l_{jk}(p)$ - елементи матриці $L(p)$.

Нехай всі сили, крім однієї, $F_r(p)$, дорівнюють нулю. Тоді зв'язок між силою, прикладеною у точці A , й переміщенням точки A_j

$$\xi_j = l_{jr}(p) \cdot F_r \quad (20)$$

виражається через оператор $l_{jr}(p)$. Оператор $l_{jr}(p)$ називають оператором динамічної піддатливості, а обернений оператор

$$d_{jr}(p) = l_{jr}^{-1}(p) \quad (21)$$

оператором динамічної жорсткості системи [2].

Якщо $p = i\omega$, то частотні характеристики $d_{jr}(i\omega)$, $l_{jr}(i\omega)$ називають динамічними жорсткостями та динамічними піддатливостями на даній частоті. Ці характеристики можна отримувати для ВУС експериментально.

Нехай сила $F(t)$ прикладена у деякій точці A і $v(t)$ - проекція переміщення цієї точки на напрямок сили. Характеристики $d_A(i\omega)$, $l_A(i\omega)$, що зв'язують силу F та переміщення v , називають динамічною піддатливістю у точці A [2].

Аналіз перехідних процесів у ВУС зводиться до розв'язку рівнянь (20) з урахуванням початкових умов, і ця задача, по суті, еквівалентна розв'язку повної системи рівнянь стану. Разом із тим, якщо сила $F_r(t)$ змінюється за гармонічним законом, $F_r(t) = F_{or} \cdot \cos \omega t$, то для усталеної реакції ВУС, завдяки наявності (18), отримаємо:

$$\xi_j(t) = \xi_{oj} \cdot \cos(\omega t + \varphi_j), \quad (22)$$

де $\xi_{oj} = |l_{jr}(i\omega)| \cdot F_{or}$, $\varphi_j = \arg\{l_{jr}(i\omega)\}$.

Розглянемо загальні властивості динамічних характеристик ВУС. У загальному випадку для стаціонарної лінійної механічної системи (ВУС) рівняння руху приймають вид:

$$D(p) \cdot x = F(t). \quad (23)$$

Тут $D(p)$ - матриця динамічних жорсткостей ВУС з елементами:



$$d_{rq} = M_{rq} \cdot p^2 + n_{rq} \cdot p + c_{rq}; \quad (24)$$

$M_{rq}, n_{rq}, c_{rq}, (r, q = 1, \dots, n)$ - коефіцієнти додатніх визначених квадратичних форм:

$$T = \frac{1}{2} \cdot \sum_{r,q=1}^n M_{rq} \cdot \dot{x}_r \cdot \dot{x}_q, \quad B = \frac{1}{2} \cdot \sum_{r,q=1}^n n_{rq} \cdot \dot{x}_r \cdot \dot{x}_q, \quad \Pi = \frac{1}{2} \cdot \sum_{r,q=1}^n c_{rq} \cdot \dot{x}_r \cdot \dot{x}_q, \quad (25)$$

що характеризують відповідно кінетичну енергію, дисипативну функцію і потенціальну енергію системи [14]. Якщо дисипація в системі мала, то всі елементи n_{rq} - малі величини.

Координату x_k можна виразити через відповідні компоненти матриці динамічних піддатливостей:

$$x_k = \sum_{j=1}^n l_{kj}(p) \cdot F_j. \quad (26)$$

При цьому:

$$l_{kj}(p) = R_{kj}(p) \cdot \Delta^{-1}(p), \quad (27)$$

де $R_{kj}(p)$ - алгебраїчне доповнення елемента $d_{kj}(p)$ матриці динамічних піддатливостей $D(p)$, $\Delta(p) = \det D(p)$. Вирази $\Delta(p)$ і $R_{kj}(p)$ представляють собою поліноми від p степені $2n$ і не вище $2n-2$ відповідно.

Перепишемо рівняння (23) у головних координатах. Матимемо [14]:

$$\ddot{z}_r + \sum_{q=1}^n b_{rq} \cdot \dot{z}_q + \Omega_r^2 \cdot z_r = u_r(t), \quad (28)$$

де $z_r = \sum_{q=1}^n A_{rq} \cdot x_q$, $u_r = \sum_{q=1}^n A_{rq} F_q(t)$. Тут Ω_r - власні частоти консервативної системи (ВУС), A_{rq} - коефіцієнти r -ої форми коливань, величини b_{rq} малі. Характеристичне рівняння ВУС приймає вид:

$$\Delta(p) = \begin{vmatrix} (p^2 + b_{11} \cdot p + \Omega_1^2) & b_{12} \cdot p \dots & b_{1n} \cdot p \\ b_{21} \cdot p & (p^2 + b_{22} \cdot p + \Omega_2^2) \dots & b_{2n} \cdot p \\ b_{n1} \cdot p & b_{n2} \cdot p \dots & (p^2 + b_{nn} \cdot p + \Omega_n^2) \end{vmatrix} = 0. \quad (29)$$

Розраховуючи визначник та нехтуючи добутками малих коефіцієнтів, отримаємо вираз для коренів характеристичного рівняння:

$$p_j = -r_j \pm i \cdot \Omega_j, \quad i = \sqrt{-1}, \quad \frac{b_{ij}}{2} > 0. \quad (30)$$

Якщо до ВУС прикладена гармонічна сила $F_j = F_o \cdot \cos(\omega t)$ і $F_k(t) \equiv 0$ при $k \neq j$, то з (26) випливає:

$$\begin{cases} x_k(t) = |l_{kj}(i\omega)| \cdot F_o \cdot \cos(\omega t + \varphi_k) \\ \varphi_k(t) = \arg\{l_{kj}(i\omega)\} = \arctg \left[\frac{\text{Im}\{l_{kj}(i\omega)\}}{R_e\{l_{kj}(i\omega)\}} \right] \end{cases} \quad (31)$$

Легко побачити, що Ω_j - резонансні частоти ВУС: при $\omega = \Omega_j$ у знаменнику (27), (31) з'явиться малий множник $2r_j \cdot i \cdot \Omega_j$, а це означає, що модуль динамічної піддатливості стає великим і амплітуда коливань (31) різко зростає.

Висновки

Отримані основні співвідношення та оператори динамічних піддатливостей та жорсткостей ВУС.

Використання знайдених динамічних піддатливостей системи дозволяє знаходити закони руху ВУС у головних координатах.

Застосування знайдених залежностей у дослідженнях ВУС, їх динаміки, реакції на гармонічний вплив та ін. дає змогу суттєво покращити існуючі інженерні методики розрахунку подібних систем та їх точність.

Література

1. *Вейц В.Л., Коловский М.З., Кочура А.Е.* Динамика управляемых агрегатов. – М.: Наука, 1984. – 352с.
2. *Коловский М.З.* Автоматическое управление вибрационными системами. – М.: Наука, 1976. – 320с.
3. *Ковалева А.С.* Управление колебаниями и виброударными системами. – М.: Наука, 1990. – 256с.
4. *Gilbert E.G.* Optimal periodic control: a general theory of necessary conditions // SIAM J/ control and optimization. – 1977. – V.15. - №5. – p.717 – 746.
5. *Розенвассер Е.Н.* Колебания нелинейных систем. – М.: Наука, 1969. – 576с.
6. *Розенвассер Е.Н.* Периодические нестационарные системы управления. – М.: Наука, 1973. – 512с.
7. *Бабицкий В.И.* Теория виброударных систем. – М.: Наука, 1978. – 352с.
8. *Трацкий В.А.* Оптимальные процессы колебаний механических систем. – Л.: Машиностроение, 1976. – 248с.
9. *Фролов К.В., Фурман Ф.А.* Прикладная теория виброзащитных систем. – М.: Машиностроение, 1980. – 279с.
10. *Заде Л., Дезоер И.* Теория линейных систем. – М.: Наука, 1970. – 703с.
11. *Гельфанд И.М., Шилов Г.Е.* Обобщенные функции и действия над ними. – М.: Физматгиз, 1958. – 470с.
12. *Кеч В., Теодореску П.* Введение в теорию обобщенных функций с приложениями в технике. – М.: Мир, 1978. – 518с.
13. *Шварц Л.* Математические методы для физических наук. – М.: Мир, 1965. – 412с.
14. *Гентмахер Ф.Р.* Лекции по аналитической механике. – М.: Наука, 1966. – 269с.



УДК 658.336.8

В.В. Ключова, асистент КНУБА

МЕТОДИ УПРАВЛІННЯ ЗНАННЯМИ У СИСТЕМІ ПРОЕКТНОГО МЕНЕДЖМЕНТУ

У процесі проектної діяльності напрацьовується великий обсяг знань, які можуть бути важливими для використання у подальших проектах [1, 2], при цьому отримуються дані, які можуть бути представлені як у явній, так і у неявній формі [4]. Явні дані – це різноманітні документи, статті, презентації, відео- та аудіо-записи, патенти, креслення, програмне забезпечення. Неявні дані – це персональні знання співробітників, пов'язані з їхнім досвідом. У свою чергу явні знання розподіляються на структуровані (бази даних, файли) та неструктуровані (графіки, презентації, документи).

У наш час використання напрацьованого досвіду професіоналів в управлінні проектами (проектному менеджменті) є стратегічним активом, що приносить реальний прибуток. Так, відомим фактом є те, що директор з управління знаннями Кент Грінс (Kent Greenes) зумів зекономити компанії British Petroleum PLC у 1998 році 260 мільйонів доларів [5].

Таким чином, стає актуальною розробка методики управління знаннями.

За визначенням віце-президента компанії Gartner Group Річарда Хантера [5], під терміном "управління знаннями" слід розуміти діяльність по створенню, накопиченню, організації доступу та застосуванню знань. Це дисципліна, яка використовує неформалізовані знання окремих співробітників, а також детальну, задокументовану інформацію.

Існують дві складові корпоративного управління знаннями: технологічна та організаційна. Організаційна, або соціально-психологічна – це політика в компанії, спрямована на збереження, структурування та використання корпоративного знання. Іншими словами, це різноманітні процедури по залученню персоналу компанії до системи обміну знаннями. Технологічна складова являє собою комплекс технічних засобів, який допомагає здійснити ці організаційні заходи. Але не варто підмінити управління знаннями організації лише технічним вирішенням. Відомо, що багато досить успішних проектів з управління знаннями зазнали краху через недостатню увагу до соціально-психологічної складової.

Система управління знаннями (УЗ) може мати декілька різних призначень в управлінні проектами (УП):

- обмін знаннями у галузі УП;
- управління зовнішніми потоками інформації в УП;
- навчання співробітників;
- структуризація знань компанії;
- спільна робота у співтовариствах;
- управління роботою з клієнтами.

Тобто це все те, що може бути корисним у подальших проектах.

Механізмом реалізації управління знаннями є проектний офіс [3], призначений для підтримки управління проектами в організації. У ньому ведуться архіви проектів, розробляються методичні рекомендації та керівні матеріали з управління проектами, проводяться навчання та консультації менеджерів і членів команд управління проектами, створюються комп'ютерні моделі проектів.

Типовими підрозділами проектної офісу є:

- аналітичний центр, у якому ведуться комп'ютерні моделі проектів;
- архів, у якому зберігається проектна документація;

- методологічний центр, де розробляються стандарти управління проектами в організації, бази даних характеристик типових операцій та призначень, а також типових проектних рішень (типових фрагментів).

У свою чергу зберіганням явних даних займається архів проектів, який складається з наступних компонентів:

- база даних проектів, яка повинна забезпечувати накопичування, зберігання та надання планів проектів, графіків проектів, технічної документації по проектах, управлінської документації по проектах, листування по проектах;

- база даних ресурсів уміщує опис та характеристики ресурсів, поточне завантаження ресурсів, плани залучення ресурсів до проектів;

- база даних по показниках ефективності, нормах, найкращих практиках галузі (база стандартів/форматів/зразків документів, що використовуються у проектах, та база даних по постачальниках та субпідрядниках).

Важливою функцією управління організацією є навчання та підвищення кваліфікації співробітників. Це одне із завдань методологічного підрозділу проектного офісу, в якому працюють менеджери проектів під час перерви у роботі над конкретними проектами. У даному підрозділі готуються методичні матеріали, рекомендації та стандарти з управління проектами в організації, проводиться навчання учасників команд управління проектами.

Методологічний підрозділ повинен генерувати свої бази даних, що базуються на зовнішній інформації. Ця база даних може містити директорії корисних сайтів, наприклад, таких, що допомагають знайти інформацію по конкретних галузях промисловості чи сферах бізнесу. Новини із зовнішніх джерел можуть бути "кастомізованими", тобто організованими таким чином, щоб їх безпосередньо отримували зацікавлені співробітники.

Збір, організація та використання явних даних не викликає ніяких проблем, якщо робота у проектному офісі ведеться грамотно. Але існують проблеми, пов'язані з використанням неявних даних, тобто обміном даними між колегами.

Є два підходи до розв'язування цих проблем: "кодифікація" (people-content-people) та "персоналізація" (people-to-people).

Підхід "кодифікація" передбачає обов'язкову формалізацію тих знань та інформації, які є особливо важливими для компанії. Співробітники зобов'язані якимось чином формалізувати свої знання (наприклад, писати звіти) та вміщувати їх у базу даних. У майбутньому вони самі та їх колеги можуть скористатися цією базою даних.

Підхід "персоналізація" означає безпосереднє спілкування співробітників на різноманітних заходах, семінарах, наявність програм обміну досвідом між різними проектними командами.

Кожна компанія визначає для себе, який підхід є найбільш ефективним. Можливе також оптимальне поєднання цих підходів.

Існує декілька необхідних факторів для вдалої реалізації процесів обміну знаннями:

- підтримка керівництва;
- залучення до проекту усіх співробітників без винятку;
- особистість голови проектного офісу.

Дуже важливою для успіху програми УЗ у компанії є особистість людини, що очолює проектний офіс. Це повинна бути людина, яка добре розуміє стратегію компанії та бізнес-процеси, які в ній відбуваються. Саме йому необхідно визначати, яка інформація є особливо важливою для компанії. Він та його помічники повинні мати презентаційні та комунікативні навички, оскільки саме їм доведеться спілкуватися з керівниками проектів та учасниками команд і заохочувати їх до обміну інформацією.

Розглянемо способи мотивації співробітників до участі в обміні знаннями відповідно до підходів "кодифікації" та "персоналізації".



Підхід "кодифікація" може бути здійснений за допомогою матеріальної зацікавленості, у рідкісних випадках – при усвідомленні виробничої необхідності. Проведення підсумкових заходів, на яких би співробітникам демонструвались реальні переваги від використання переданих знань, – це шлях до усвідомлення виробничої необхідності.

В реалізації підходу "персоналізації" використовуються наступні принципи:

- жорсткий адміністративний контроль та організаційні заходи;
- матеріальне заохочування співробітників;
- проведення підсумкових заходів, на яких би співробітникам демонструвались реальні переваги від використання переданих знань;
- особиста вигода співробітників проектного офісу в ефективному управлінні знаннями.

Той чи інший метод вибирається в залежності від конкретної ситуації у компанії або фірмі.

Важливим є також психологічний аспект управління знаннями [7]. У відповідності до теорії здобування знань [6], співробітника проектного офісу, що проводить заходи по обміну знаннями, можна називати аналітиком, а учасника проектною команди, якого опитують з метою отримання інформації, – експертом.

Існує ряд вимог до аналітика. Він повинен мати переважно сангвінічний або холеричний темперамент. Бажані такі характеристики особистості, як доброзичливість, аналітичність, добра пам'ять, уважність, спостережливість, уява, зібраність, наполегливість, комунікабельність, винахідливість.

Також непоганою умовою для взаємодії є статева різниця експерта та аналітика. Тому склад співробітників проектного офісу має бути різностатевим.

Перевагою того, що ініціативу управління знаннями беруть на себе співробітники проектного офісу, є знання ними предметної області. Перенесення знань від експерта через аналітика в якийсь формалізований вигляд – це процес, що зазнає суб'єктивного впливу аналітика, тобто аналітик інтерпретує знання експерта, узгоджуючись зі своїми особистими знаннями. Тому бажаною умовою буде те, щоб експерт та аналітик спілкувались однією мовою.

Використання таких простих методів ефективною взаємодії дозволяє підвищити якість процесу отримання знань.

Одним з призначень системи управління знаннями в УП є навчання співробітників. Існують такі методи навчання в рамках управління корпоративним знанням:

- індивідуальне навчання;
- обмін думками у групах.

Мотивація до індивідуального навчання базується на допитливості, готовності дізнатися про щось нове, а далі це нове застосувати. Заохочення нового підходу або нового рішення у процесі роботи над проектом є прекрасним стимулюванням процесу індивідуального навчання.

Обмін думками у групах – це семінари, що проводяться експертами фірми. Відмінна особливість цього методу – можливість відкритого діалогу, диспуту. Такий метод є ідеальним для перевірки ідей та переконань перш, ніж вони будуть трансформовані в організаційне знання.

Метод групової роботи, наприклад, тренінги, в рамках системи управління корпоративним знанням можна використовувати у дуже рідкісних випадках.

Працівники проектного офісу повинні розв'язати декілька основних задач:

- мета навчання (що повинно бути кінцевим результатом);
- визначення задач навчання (що повинен продемонструвати співробітник після закінчення навчання);
- розробка корпоративних стандартів для оцінки знань, отриманих в результаті навчання;

- розробка навчальних курсів.

Останнім часом найбільш поширеним стало індивідуальне навчання. Дослідження доводять, що знання краще засвоюються у маленьких порціях. Займатися таким навчанням можна під час перерв у роботі. Діяльність співробітників проектного офісу має бути направлена на те, щоб необхідний навчальний матеріал надавався співробітникові, який його потребує. У цьому випадку необхідно проводити централізоване тестування з метою отримання індивідуальних результатів.

Виходячи з вищенаведеного, можна зробити наступні висновки.

Методи управління знаннями у системі проектного менеджменту визначаються наступними заходами. Широке застосування проектного офісу, який призначений для підтримки управління проектами в організації і в рамках якого реалізуються функції аналітичного центру, що веде комп'ютерне моделювання проектів, архіву проектів та методологічного центру.

Пропонується два підходи в роботі зі збором неявних даних: "кодифікація" та "персоналізація" та можливість їх оптимального поєднання.

Важливою складовою процесу управління знаннями є правильна розстановка вимог до експерта та аналітика.

В рамках управління корпоративним знанням запропоновані індивідуальний метод навчання та обмін думками у групах.

Література

1. Бушуєв С.Д., Морозов В.В. Динамічне лідерство в управлінні проектами: Монографія// Українська асоціація управління проектами. – К., 1999. – 312 с. – Рос. мовою.
2. Керівництво з питань проектного менеджменту: Довідник// Українська асоціація управління проектами. – К., 1999. – 198 с.
3. Мазур І.І., Шапіро В.Д. і др. Управление проектами. Справочное пособие. – М.: Высшая школа, 2001. – 875 с.
4. Райков А.Н. Интеллектуальные информационные технологии. – М.: МИРЭА, 2000. – 96 с.
5. Zhao, F., Dr., Bryar P. Integrating Knowledge Management and Total Quality: A Complimentary Process. – New York: McGraw-Hill, 2001. – 325 p.
6. Гаврилова Т.Б. Извлечение знаний: психологический аспект// Enterprise Partner. – 2002. – №8 (25).
7. Щекин Г.В. Практическая психология менеджмента. В 2-х томах. – К., 1993.



ПРАВИЛА ПІДГОТОВКИ РУКОПИСІВ

1. В журналі друкуються наукові роботи за розділами: фундаментальні основи будівельної, гірничої і дорожньої техніки; механізація трудомістких робіт; нова будівельна, дорожня і гірнична техніка (вітчизняна і закордонна); автоматизація, комп'ютеризація і модернізація технологічних процесів і машин в цивільному, промисловому, дорожньому і меліоративному будівництві; стандартизація, експлуатація і ремонт будівельної, гірничої і дорожньої техніки; аварійно-рятувальна і інженерна техніка; основні законодавчі акти і постанови відносно цього переліку.
2. Матеріали статті, що представляють в редакцію, повинні мати: супровідний лист керівництва організації; рекомендацію відповідного підрозділу (завірену виписку з протоколу засідання кафедри); експертний висновок про можливість опублікування, оформлений в організації, звідки виходить рукопис; дозвіл Держпатенту на відкриту публікацію матеріалів по заявці на винахід; рецензію на статтю; реферат, в якому коротко викладений основний зміст рукопису (обсягом до 0,5 стор. тексту); дискету 1,44" з файлом статті (в тому числі рисунків, таблиць тощо). Стаття повинна бути відредагована і підписана всіма авторами із зазначенням дати відправки статті, точної поштової адреси і контактного телефону, e-mail (за наявності).
3. Редакція приймає рукописи у 2-х примірниках обсягом до 7 стор., включаючи літературу, що містить до 10 найменувань. Кількість ілюстрацій і таблиць за площею не повинна перевищувати 30 % від загального обсягу статті. Текст рукопису виконують на комп'ютері в форматі MS Word шрифтом Times New Roman Суг розміром 12 з інтервалом 1; розмір назв рисунків, таблиць і літератури 11. Відступи від краю аркуша до тексту: зверху 25, зліва 20, справа 20, знизу 20, абзацний 10.
4. В заголовку статті (в лівому куті) вказують УДК, рядком нижче (похилим шрифтом) – ініціали та прізвища авторів, їх наукові ступені і вчені звання (звання в недержавних академіях не вказують); назву статті дають по центру рядка (великими буквами прямим жирним шрифтом).
5. Звертаємо увагу авторів, що відповідно до Постанови Президії ВАК України від 15.01.2003 р. №7-05/1 "Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України" статті повинні мати наступні структурні елементи: постановка проблеми та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями; аналіз основних досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор; виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується стаття; формулювання цілей статті; виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів; висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.
6. Ілюстративний матеріал виконується за допомогою графічних процесорів або шляхом сканування фотографій чи рисунків, виконаних тушшю. Рисунки, виконані за допомогою вбудованого у Word графічного редактора, не приймаються. Розмір ілюстрацій не більше 18×25 см. Ілюстрацій вставляють в текст без зв'язків із файлами-оригіналами.
7. Необхідно уникати застосування громіздкого математичного апарату. Формули в тексті набирають у Microsoft Equation 3 (розміром 12-7-5-16-12). Змінні, що позначаються латинськими літерами, друкуються курсивним шрифтом. Змінні, що позначаються символами грецької абетки або кирилиці, а також індекси слід подавати прямим шрифтом. Нумерація формул – по правому краю.
8. Посилання на літературу дають у квадратних дужках; бібліографічний опис – згідно з вимогами держстандарту (приклади подані в Бюлетені ВАК України, № 2, 2000, С.61-62). В список вносять тільки опубліковані роботи.
9. Рукописи, не прийняті до опублікування, авторам не повертаються. Редакція має право скорочувати і вносити редакційні зміни тексту рукописів. Коректура статей авторам не надається. Гонорар за опубліковані статті не виплачуються.
10. Рукописи, що не задовольняють перерахованим вимогам, до розгляду не приймаються.

Наукове видання

ТЕХНІКА БУДІВНИЦТВА

Науково-технічний журнал

Випуск 15

Підписано до друку

Умовн. друк. арк. 12.04

Формат 60×84 1/8

Обл.-вид. арк. 12.5

Папір офсетний. Друк різogr.

Тираж 200. Зам. №

Адреса редакції: 03037, м. Київ, Повітрофлотський просп., 31, т. 241-5447, т/ф. 252-4214