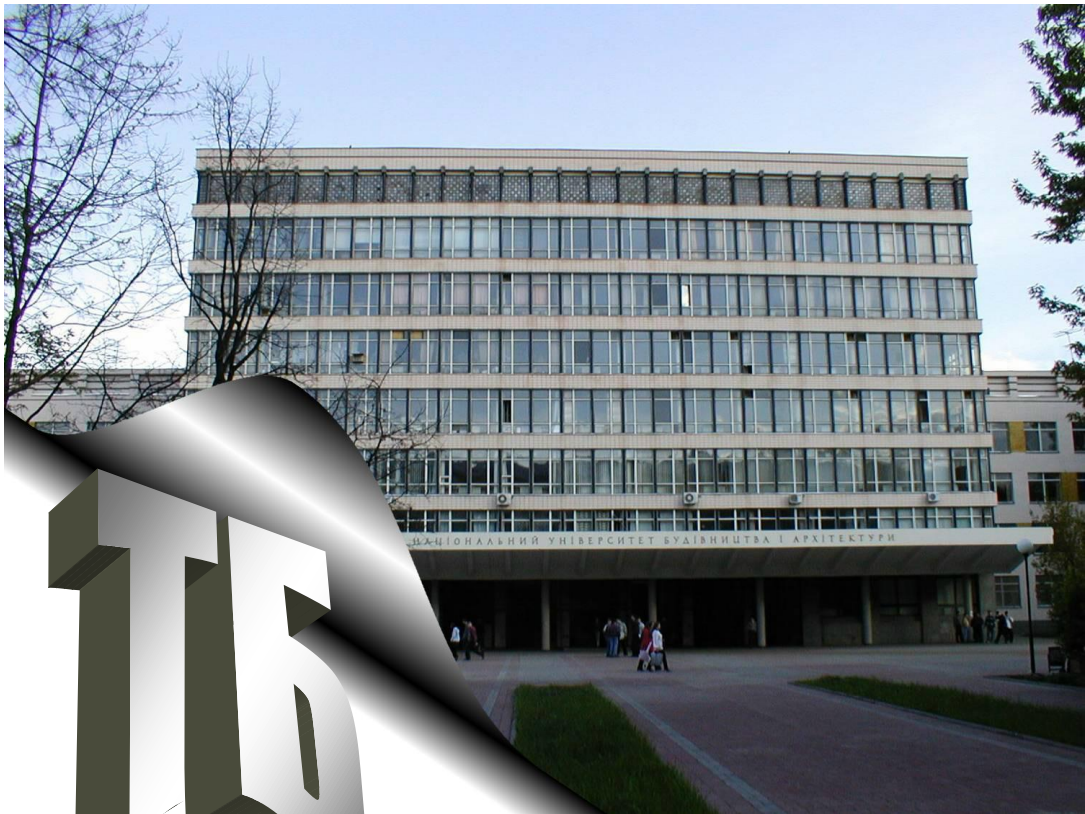


Техніка Будівництва



22, 2009

Техніка Будівництва



Науково-технічний журнал

№22, 2009

УДК 623.413:625.7:69.002

**ТЕХНІКА
БУДІВНИЦТВА**

Науково-технічний журнал
22 '2009

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)
Адріанов В.П.; Антонюк А.Є.; канд. техн. наук; Бойко І.П., д-р техн. наук;
Барашиков А.Я., д-р техн. наук; Войтенко С.П., д-р техн. наук;
Гончаренко Д.Ф., д-р техн. наук; Злобін Г.К., Клименко М.О. (відповідальний секретар);
Кривенко П.В., д-р техн. наук; Лівінський О.М., д-р техн. наук;
Ловейкін В.С., д-р техн. наук; Муляр Л.Х., канд. арх., Олійник О.Я., д-р техн. наук;
Рунова Р.Ф., д-р техн. наук; Сівко В.Й., д-р техн. наук;
Смірнов В.М., канд. техн. наук (затупник 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 № 29 від 23.11.2007 р.

Редактор Баранов Ю.О.
Технічний редактор Свідерський А.Т.
Комп'ютерна верстка Басараб В.А.
Коректор Крашевська Л.Г.

Мова видання: українська і російська

© Техніка будівництва, 2009

ЗМІСТ

Техніка для земляних та дорожніх робіт

Смірнов В.М., Головань В.П. Особливості конструювання та розрахунку планетарного механізму обертання бурильного обладнання динамічної дії.....	4
Пелевін Л.Є., Рашківський В.П. Дослідження розподілення внутрішніх напружень в елементах навісного обладнання траншеєкопача з торцевим робочим органом у вигляді диску.....	10

Підйомно-транспортні машини

Ловейкін В.С., Почка К.І. Синтез кулачкового приводного механізму роликів формувальної установки з оптимальним динамічним режимом руху.....	16
Заліско І.І., Назаренко І.І. Дослідження напруженого стану металоконструкцій автокранів.....	19
Коваленко С.В. Дослідження коливань телескопічних стріл автомобільних кранів з амплітудно залежним розсіюванням енергії у матеріалі.....	23

Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

Иткин А.Ф. Теоретические и экспериментальные исследования виброплощадки с вертикально направленными колебаниями и пригрузом.....	27
Назаренко І.І., Корнійчук Б.В. Теоретичні дослідження руху віброустановки з вертикальним розташуванням збудників коливань.....	35
Гущин В.М., Гущин О.В. Исследование пневмотранспортной установки в режиме движения аэрированных материалов сплошным потоком.....	47
Свідерський А.Т., Дедов О.П., Мартинюк І.Ю., Коцера А.В. Методи та засоби контролю бетону.....	54

Технологія і організація виробництва

Лагутін Г.В., Тугай О.А., Поколенко В.О., Борисова Н.О., Скакун В.А., Баглай В.А., Слипєнчук О.В. Новітня модель освітнього інжинірингу. інтеграція ресурсів інвестора з потенціалом будівельного університету як шлях наближення будівельної освіти до вимог підрядного будівництва.....	61
Назаренко М.І. Дослідження методів раціонального розподілу будівельної техніки в ринкових умовах.....	71

Моделювання технологічних процесів

Кравчуновська Т.С. Вибір раціональних способів комплексної реконструкції будівельних об'єктів житлової забудови.....	75
Назаренко І.І., Орищенко С.В. Моделювання процесу руху матеріалу по грохоту.....	81
Пиляєв Р.С. Моделювання процесів комплексної механізації будівництва.....	85

Техніка для земляних та дорожніх робіт

УДК 624.132

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

ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНКУ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНІЗМУ ОБЕРТАННЯ БУРИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ ДИНАМІЧНОЇ ДІЇ

Для розробки міцних і мерзлих ґрунтів землерийними машинами в умовах будівництва все ширше використовують вібраційні та віброударні робочі органи. При бурінні не глибоких свердловин під стовпчасті опори будівельних споруд та опори електромереж в різних гірничо-геологічних умовах застосування вібраційних та віброударних бурових робочих органів дозволить розширити межі застосування мобільної техніки з невеликими масами та потужностями. З цією метою проводяться дослідження та розробка нових конструкцій бурильного обладнання динамічної дії.

В роботі [1] приведена конструкція обертальника бурових робочих органів динамічної дії з планетарним механізмом об'єднаним з дебалансним вібробудувником крутильних коливань. Принципіальна схема вказаного механізму показана на рис.1.

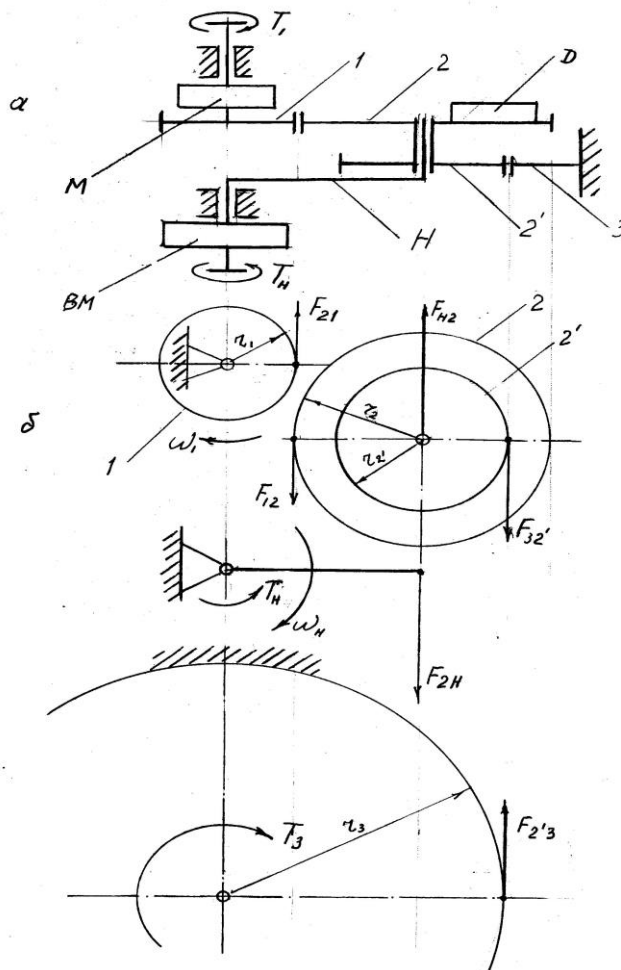


Рисунок 1. Обертальник бурових робочих органів динамічної дії з планетарним механізмом:
а-принципова схема механізму ; б-схема сил, що діють на ланки.

Обертання від двигуна передається через вхідний вал та пружну муфту M центральному рухомому зубчастому колесу 1, що приводить в дію планетарні колеса 2 та 2', які обертаються відносно центрального нерухомого зубчастого колеса 3, входячи з ним в зачеплення через колесо 2'. Планетарні колеса (сателіти) в свою чергу передають обертання водилу H на осях якого вони обертаються.

Для створення крутильних коливань на сателітах закріплені дебаланси D . Можливість обертання сателітів 2 та 2', центрального рухомого зубчастого колеса 1 та водила H зі змінними кутовими швидкостями, забезпечується пружними муфтами M та BM установленими на вхідному та вихідному валах механізму обертальника.

Використання планетарної передачі має ряд переваг. Одна з них – це здійснення обертання робочого органу та вібропристрою одним двигуном, що спрощує керування роботою бурильного обладнання, зменшує його масу. Останнє пояснюється тим, що потужність передається по кільком потокам, число яких рівне числу сателітів, тому навантаження на зубці в кожному зачепленні зменшується. Для розрахунку та проектування обертальника з планетарним механізмом слід виконати силовий та кінематичний аналіз, розглянувши співвідношення між моментами та силами, що діють на механізм в цілому та окремі його ланки [2].

Позначимо момент на ведучому колесі 1 (рис.1) через T , момент на водилі H через T_n і момент на нерухомому зубчастому колесі 3- через T_3 . Нехтуючи втратами в зубцях та підшипниках, одержимо рівняння потужності для всього механізму :

$$T_1 \omega_1 + T_i \omega_i = 0 \quad (1)$$

В рівняння входить алгебраїчна сума потужностей, що підводяться та відводяться від механізму.

Моменти T_1 , T_n та T_3 пов'язані між собою також рівняннями рівноваги всіх зовнішніх моментів, прикладених до механізму:

$$T_1 + T_n + T_3 = 0 \quad (2)$$

Моменти, що входять в приведені рівняння можуть бути виражені через коліві зусилля на колесах та їх радіуси. Для цього розглянемо рівновагу окремо кожної ланки, що входить в механізм.

На рис.1 (б) приведена схема кожної ланки механізму та сил, що діють на неї, в торцевій площині. Нехтуючи впливом пружних муфт та опором в підшипниках і зубчастих зачепленнях приймаємо, що на центральне рухоме зубчасте колесо 1 діє момент T_1 і сила F_{21} від зубчастого колеса 2. Із умов рівноваги сателіта 2 і 2' бачимо, що на них діє сила F_{12} від колеса 1, сила $F_{32'}$ від колеса 3 і сила F_{n2} від водила H . На водило H діє момент T_n і сила F_{2n} від сателітів та дебалансів. На нерухоме центральне зубчасте колесо 3 діють моменти T_3 і сила $F_{2'3}$ від сателітів. Із рівнянь рівноваги 1, H і 3 одержимо :

$$\begin{aligned} F_{2'} &= T_1 / r_1, \\ F_{2n} &= T_n / (r_1 + r_2), \\ F_{2'3} &= T_3 / r_3 \end{aligned} \quad (3)$$

Слід відмітити, що враховуючи дію дебалансів, в рівняння рівноваги водила H включені сумарні значення сили F_{2n} та моменту T_n , тобто:

$$F_{2n} = F_{2nc} + F_{2nd}, \quad (4)$$

та

$$T_n = T_{nc} + T_{nd}, \quad (5)$$



де F_{2nc} - складова статичного навантаження, що створюється частиною потужності двигуна; F_{2nd} - складова динамічного навантаження, що створюється дебалансами; T_{nc}, T_{nd} - складові статичного та динамічного моментів, відповідно.

Діаграми сумарних значень колового пересування центрів дебалансів, їх швидкості, прискорення та колового зусилля, що діє на водило, показані на рис.2.

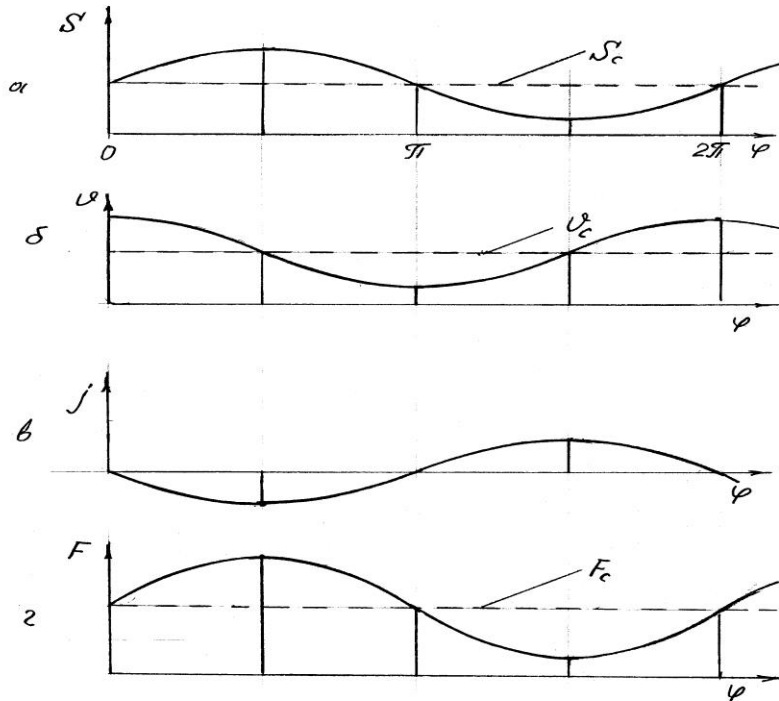


Рисунок 2. Діаграма руху центрів дебалансів планетарного обертальника: а- сумарного колового пересування; б- сумарної швидкості; в- прискорення; г- сумарного колового зусилля; S_c, v_c, F_c - статичні складові пересування, швидкості, колового зусилля.

Із рівняння рівноваги сателітів визначаємо напрямок і величини сил $F_{32'}$ і F_{n2}

$$F_{12}r_2 = F_{32'}r_{2'} \quad (6)$$

$$F_{32'} = F_{12} \frac{r_2}{r_{2'}} \quad (7)$$

та

$$F_{12}(r_2 + r_{2'}) = F_{n2} \cdot r_{2'} \quad (8)$$

звідки

$$F_{n2} = F_{12} \frac{r_2 + r_{2'}}{r_{2'}} \quad (9)$$

Крім того маємо співвідношення сил:

$$F_{12} = -F_{21}, F_{n2} = -F_{2n}, F_{32'} = -F_{2'3} \quad (10)$$

Для вибору параметрів планетарного обертальника та віброзбудника для конкретних умов роботи бурильного обладнання слід визначити, або задати величину необхідного імпульсного та статичного навантаження на робочий орган. Знаючи величину необхідного імпульсного навантаження F_0 для забезпечення ефективного режиму буріння, визначаємо загальний статичний момент дебалансів:

$$M_{cm} = m_0 r_0 = \frac{F_0}{\omega^2} \quad ,$$

де m_0 - маса дебалансів ; r_0 - ексцентриситет дебалансів; ω - кутова швидкість обертання дебалансів.

Статичний момент маси одного дебаланса:

$$m_{01}r_{01} = \frac{m_0 r_0}{n_{\text{дб}}}, \quad (11)$$

де $n_{\text{дб}}$ - число дебалансів; m_{01} , r_{01} - маса та ексцентриситет одного дебаланса.

Конструктивна схема дебаланса приведена на рис.3

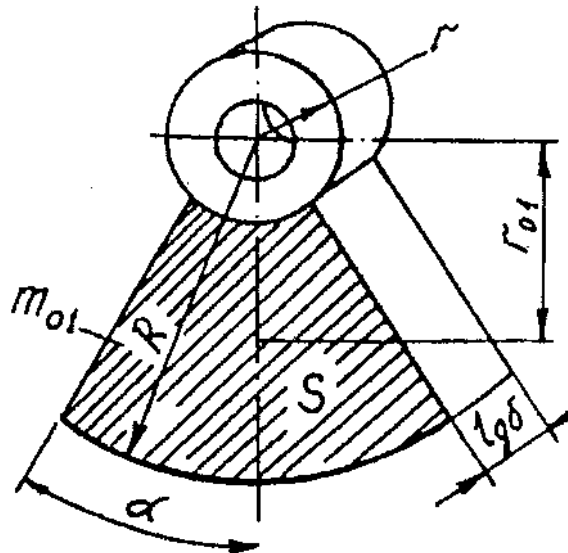


Рисунок 3. Розрахункова схема дебаланса.

Основні його параметри визначаються по залежностям:
площа дебаланса

$$S = \alpha_{\text{рад}}(R^2 - r^2), \quad (12)$$

ексцентриситет

$$r_{01} = \frac{2 R^3 - r^3}{3 R^2 - r^2} \cdot \frac{\sin \alpha}{\alpha_{\text{рад}}}, \quad (13)$$

маса дебаланса

$$m_{01} = \frac{M_{\text{см}}}{n_{\text{дб}} r_{01}}, \quad (14)$$

товщина дебаланса

$$l_{\text{дб}} = \frac{m_{01}}{S \rho}, \quad (15)$$

де $\rho = 7,8 \cdot 10^3$ - щільність сталі.

Потужність на коливання дебалансів визначаємо по відомій залежності:

$$N_k = \frac{1}{4} F_0 X'_\delta \omega, \quad (16)$$

де X'_δ - амплітуда пересувань центрів дебалансів, приймається згідно рекомендацій 10-20 мм [3].

Перед виконанням розрахунків на міцність планетарного механізму обертальника крім визначення навантажень крім визначення навантажень слід виконати кінематичні розрахунки та вибір числа зубців центральних та планетарних коліс, враховуючи необхідну величину передаточного відношення $i_{1n}^{(3)}$ та залежність:

$$i_{1H}^{(3)} = \frac{n_1}{n_H} = 1 + \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'} \quad (17)$$

де n_1 , n_H - частоти обертання зубчастого колеса 1 та водила H ; z_1 , z_2 , z_2' , z_3 - числа зубців коліс 1, 2, 2', 3 (рис.1). Одержані значення чисел зубців та прийняте число сателітів C уточнюють по умовам збірності планетарної передачі.

За умовами симетричності розміщення сателітів необхідно, щоб числа зубців z_1 , та z_3 були кратними числу сателітів C .

Для виконання умови співвісності планетарної передачі запишемо рівняння згідно схеми приведеної на рис.4.

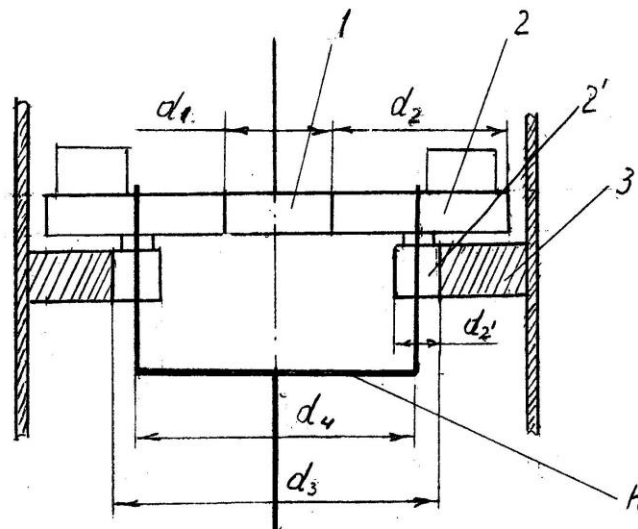


Рисунок 4. Розрахункова схема планетарного вібробудника крутильних коливань.

$$\begin{aligned} d_2 &= d_4 - d_1, \\ d_3 &= d_4 + d_2', \\ d_4 &= d_1 + d_2. \end{aligned} \quad (18)$$

За умовами сусідства повинна виконуватись залежність:

$$(z_1 + z_2) \sin\left(\frac{\pi}{C}\right) > (z_2 + 2). \quad (19)$$

Після кінематичних розрахунків виконують силовий розрахунок згідно рекомендацій для розрахунку циліндричних зубчастих передач з врахуванням наступних особливостей [4].

При визначенні допустимих напружень коефіцієнти довготривалості K_{HL} і K_{FL} знаходять для відносного руху коліс:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{n_0}/N'} \quad (20)$$

$$K_{FL} = \sqrt[m]{(4 \cdot 10^6)/N'} \quad (21)$$

де N' - число циклів зміни напружень при відносному русі коліс.

Для ведучої центральної шестерні:

$$N' = 573 \cdot C \cdot \omega_1' L_h \quad (22)$$

де C - число сателітів; $\omega_1' = \omega_1 - \omega_H$ - відносна кутова швидкість ведучої центральної шестерні; ω_1 та ω_H - кутова швидкість ведучої шестерні і водила, L_h - довготривалість роботи.

Для сателітів

$$N'_2 = 573\omega'_n L_n, \quad (23)$$

де $\omega'_n = \omega_1 z_1 / z_2$ - відносна кутова швидкість водила.

Після проведення розрахунків виконують конструювання планетарного механізму, визначають основні розміри деталей і їх відносне розташування. Визначають попередні розміри валів, реакції опор, вибирають типи і розміри підшипників, виконують перевірочні розрахунки.

Для розрахунків зубців планетарних передач використовують ті ж формули, що і при розрахунках простих зубчастих передач. Рекомендована для обертальника бурових робочих органів планетарна передача з подвійними сателітами забезпечує необхідне передаточне відношення та може застосовуватись при досить великих потужностях, які необхідні при бурінні міцних і мерзлих ґрунтів.

Приведений аналіз силових та кінематичних особливостей планетарного механізму обертання бурових робочих органів об'єднаного з вібратором крутильних коливань дає змогу вибрати раціональну його конструкцію та виконати розрахунки при проектуванні нових видів високоефективного бурильного обладнання для будівельного виробництва.

Література

1. Смірнов В.М., Головань В.П. Дослідження геометричних енергетичних та сило-вих параметрів динамічного бурового обладнання з віброзбудником крутильних коливань. Зб. «Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини» №73 К.:2009.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов. «Наука».-М.1967
3. Смірнов В.М., Головань В.П., Вольтерс О.Ю. Визначення параметрів робочих динамічних органів бурильних машин. Зб. «Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини» №57. 2001 р.
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. М. «Высшая школа», 1984.

УДК 624.13

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

ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛЕННЯ ВНУТРІШНІХ НАПРУЖЕНЬ В ЕЛЕМЕНТАХ НАВІСНОГО ОБЛАДНАННЯ ТРАНШЕЕСКОПАЧА З ТОРЦЕВИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ У ВИГЛЯДІ ДИСКУ

Актуальність роботи

Для території України характерні роботи по механізованій розробці ґрунтів III-IV категорій [1].

Важливим чинником, що забезпечує ефективну роботу дискових робочих органів землерийних машин є рішення кінематичної схеми навішування, що дозволяє здійснювати оптимальну траєкторію заглиблення робочого органу, а також що дає можливість варіювати, в широких межах, кут нахилу диска і поворот його в плані, якщо діаметр диска перевищує задану ширину траншеї [2].

Відомо, що дискові робочі землерийні робочі органи (рис. 1, а) ефективно працюють при швидкостях впровадження різального елемента від 2 м/с до 35 м/с [3, 4]. Проте робота в такому швидкісному режимі має окрім позитивних якостей (зниження енергоємності процесу, підвищення продуктивності машини) деякі негативні якості, що полягають в наявності динамічних навантажень на навісне обладнання робочого органа машини [5].

Метою роботи є синтез навісного обладнання траншеєскопача та визначення внутрішніх навантажень в його елементах при можливій роботі в динамічному режимі.

Виклад основного матеріалу

Для синтезу розрахункової схеми представимо навісне устаткування у вигляді плоского механізму, що складається з декількох ланок, сполучених між собою шарнірами, включаючи опорні шарніри кріплення до базової машини. Базова машина в число ланок, створюючих механізм, не входить [7].

Положення навісного обладнання з ланками заданої довжини розраховуються залежно від

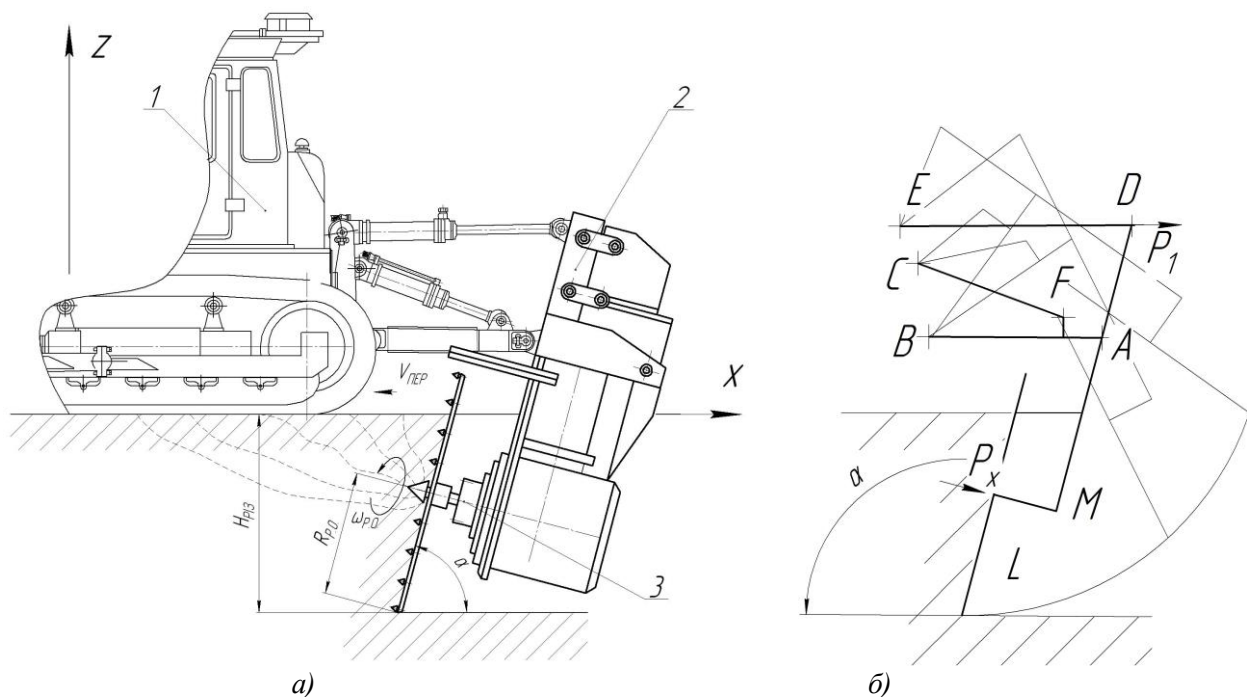


Рисунок 1. Траншеєскопач з торцевим робочим органом у вигляді диску: а – загальний вид; б – розрахункова схема навісного обладнання.

зміни довжини керуючих гідроциліндрів (рис. 1, б). При дослідженні зміни положення робочого органу проводимо послідовний автоматичний перебір можливих поєднань довжин ланок, кожен з яких змінюємо із заданим кроком. Таким чином, число розрахункових положень навішування визначається вибраним кроком зміни довжини управляючого гідроциліндра і включає весь діапазон зміни положень навісного устаткування – від максимально піднятого (транспортне положення) до опущеного (при відриванні траншеї).

Параметрами, що характеризують траєкторію заглиблення дискового робочого органу, є кут повороту нижньої тяги α відносно вісі x (рис. 1, б) і відстань d між шарніром кріплення гідроциліндра і центром диска L , які визначаються з виразів:

$$d = \sqrt{l^2 + f^2 - 2lf \cos(\arccos[(l^2 + b^2 - c^2)/2lb]) - \beta_2}$$

$$\alpha = \frac{3\pi}{2} - Q - \arccos[(K^2 + l^2 - a^2)/2Kl] - \arccos[(l^2 + d^2 - f^2)/ld]$$

де l, f, b, c, K, a – лінійні параметри навіски; Q і β_2 – кутові параметри навіски.

Необхідною умовою експлуатації навішування є заглиблення робочого органу на глибину $H = 0,8D$, де D – діаметр диска, а також перевід робочого органу в транспортне положення, при якому відстань між опорною поверхнею ґрунту і нижньою точкою робочого органу складе 300...400 мм. В результаті кінематичного розрахунку одержані лінійні розміри елементів навіски, при яких дотримуються вище перелічені умови експлуатації навісного обладнання при різних значеннях діаметра диска.

При використанні дискового навісного обладнання необхідно забезпечити максимальне зчеплення рушіїв базової машини з ґрунтом, яке може зменшуватися внаслідок вивішування базової машини відносно крайньої точки бази трактора (рис. 1, а).

Отже, необхідно вирішити конкуруючі задачі: по-перше, реалізувати максимальну силу на робочому органі, а по-друге, забезпечити максимальне зчеплення рушіїв базової машини з ґрунтом. Аналіз залежностей показує, що це можливо при максимальному наближенні робочого органу до базової машини.

Розроблена конструкція дискового навісного устаткування (рис. 2), яка дозволяє вирішити дану задачу. Сійка має можливість не тільки вертикального переміщення в направляючих, але і повороту в плані в шарнірах. Це дає можливість розробляти траншеї

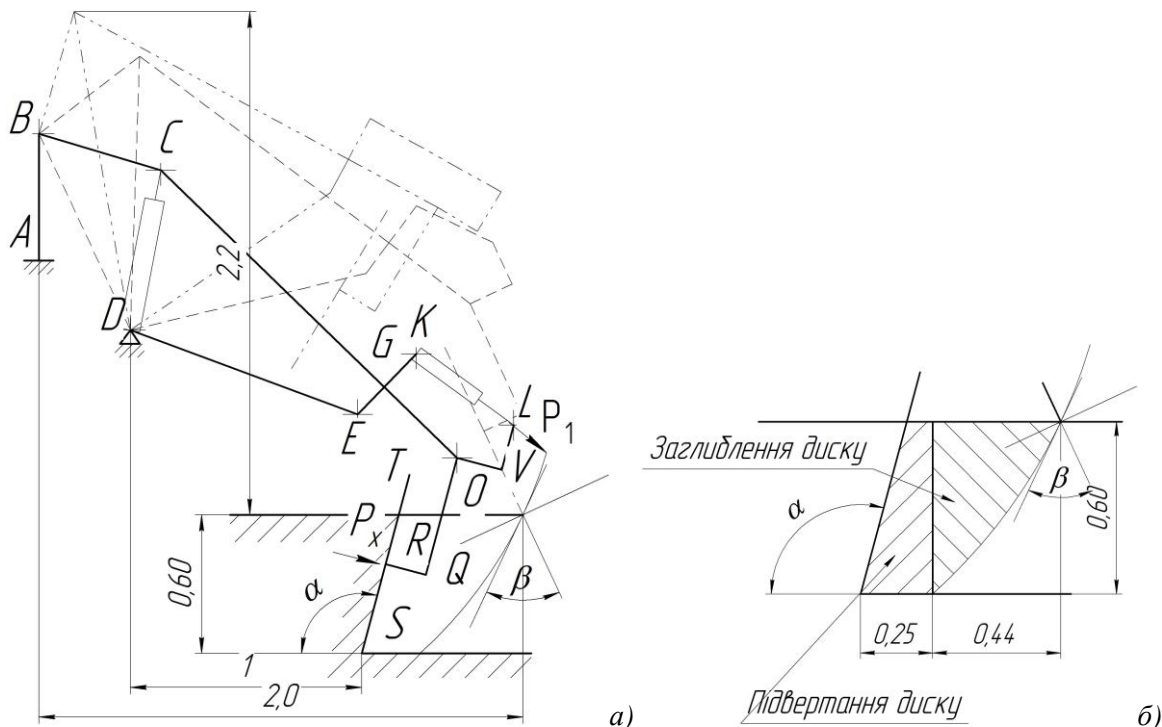


Рисунок 2. Синтезована навіска торцевого робочого органу траншеєкопача: а – схема силового навантаження навіски; б – траєкторія заглиблення диску робочого органу $\varnothing 0,8$ м.



різного профілю. Установка гідроциліндра ГЦ 1 підйому-опускання стійки співвісно з напрямом переміщення стійки дозволяє максимально реалізувати зусилля на штоку.

Зміна кута нахилу диска при заглибленні, в процесі роботи, а також перевод робочого органу в транспортне положення здійснюється гідроциліндром ГЦ 2. Розроблений ґрунт екскавується лопатками і за допомогою відбійного щитка і укладається в бруствер. Дальність укладання ґрунту в бруствер регулюється кутом нахилу відбійного щитка.

Таким чином, синтез навісок дискових робочих органів дозволив розробити таке навісне обладнання, яке дозволяє максимально реалізувати можливості робочого органу і базової машини.

Для розробки міцних ґрунтів та ґрунтів з включеннями підвищеної міцності доцільно використовувати високошвидкісне дискове начіпне обладнання. Натурні випробування такого обладнання показали, що при розробці ґрунтів з включеннями підвищеної міцності фракції до 100 мм включення подрібнюються ґрунторуйнуючими елементами і транспортуючими лопатками виносяться із забою. Однак можливі випадки, коли в ґрунті можуть знаходитися жорсткі перешкоди (залізобетонні стовпи, цегляна кладка та ін.). Для таких випадків необхідно визначити максимальне навантаження при упорі в жорстку перешкоду.

При упорі в жорстку перешкоду нижнім краєм диска диск безумовно руйнуватиметься, оскільки в даному конструктивному виконанні ($\delta = 20$ мм) він може витримати поперечне навантаження всього лише близько 30 кН замість тих, що вимагаються 97...114 кН. Тому розглядається випадок упору в жорстку перешкоду на рівні центру диска.

Перший етап – визначаємо жорсткість металокопструкції навісного устаткування

C_M

$$C_M = 1/\delta_{11}, \quad (1)$$

де δ_{11} – переміщення по напрямку прикладеної до центру диска горизонтальної сили $P_x = 1$ кН.

Величина δ_{11} визначається як сума переміщень δ_i для окремих елементів

$$\delta_{11} = \sum_{i=1}^n \delta_i. \quad (2)$$

Доданки δ_i визначаємо методом Мору за формулами:

а) для розтягнутих і стиснутих елементів (верхня і нижня тяга, гідроциліндри підйому і нахилу робочого органу) (рис. 2) з урахуванням змінності перетинів елементів

$$\delta_1 = \frac{\bar{N}_{ki}^2}{E} \sum_{i=1}^n \int \frac{ds}{S_{ki}}; \quad (3)$$

б) для зігнуто-розтягнутих і зігнуто-стиснутих елементів

$$\delta_1 = \frac{1}{E} \sum_{i=1}^n \int \frac{M_{ki}^2 ds}{I_{ki}} + \frac{1}{E} \sum_{i=1}^n \int \frac{\bar{N}_{ki}^2}{S_{ki}}. \quad (4)$$

У формулах 3 і 4 прийняті наступні позначення: E – модуль пружності першого роду (модуль Юнга); S_{ki} – площа перетину і I_{ki} – момент інерції перетину для k -ї ділянки i -го елемента; N_{ki} , M_{ki} – подовжня сила і згинаючий момент для k -ї ділянки i -го елемента; n_i – число ділянок i -го елемента.

Таким чином, $\delta_{11} = 6,766 \cdot 10^{-5}$ м/кН; $C_M = 1/6,766 \cdot 10^{-5} = 14780$ кН/м.

Другий етап – визначення приведеної жорсткості металокопструкції навісного устаткування і перешкоди за формулою

$$\frac{1}{C_{ПП}} = \frac{1}{C_M} + \frac{1}{C_{П}}, \quad (5)$$

де C_{II} – жорсткість перешкоди.

Результати визначення величини δ_{11} приведені в таблиці 1.

Розглянемо два типи перешкод:

а) цегляна кладка шириною $b = 80$ см і площею $S = 40$ см² при глибині закладення в землю $H = 120$ см і відстані від землі до точки прикладання сили $h = 0,05$ м ($C_{II} = 20000$ кН/м);

б) залізобетонний стовп шириною $b = 20$ см і площею $S = 40$ см² при глибині закладення в землю $H = 120$ см і відстані від землі до точки прикладання сили $h = 0,01$ м ($C_{II} = 11000$ кН/м).

Таблиця 1

Характеристика елементів синтезованої навіски

Ділянка	Довжина L , м	Повздовжнє зусилля N , кН	Згинаючий момент M , кН·м	Площа перетину F , м ²	Момент інерції перетину $I \cdot 10^{-8}$, м ⁴	$\delta_{11} \cdot 10^5$, м
AB	0,549	-1,05	0...0,927	0,012	2250	3,352
CG	1,5	-2,060	0...0,261	0,01542	3929	0,61
EK	0,025	0,775	0,729...0,713	0,01542	3929	0,158
GO	0,400	2,609	0,346...0	0,01542	3929	0,278
LU	0,2	0,536	0...0,354	0,012	2250	0,18
UO	0,2	1,77	0,354...0,461	0,012	2250	0,734
OQ	0,525	-0,259	0,461...-0,046	0,00362; 0,01542	1646; 3929	0,919
BC	0,55	-1,99	–	0,0175; 0,012; 0,021	–	0,06
CD	0,67	0,118	–	0,0010	–	0,003
DE	1,05	2,947	–	0,0052...0,0 277	–	0,229
KL	0,504	1,849	–	0,0010	–	0,243
					Σ	6,766

У першому випадку маємо:

$$\frac{1}{C_{II}} = \frac{1}{14780} + \frac{1}{20000} = 1,1766 \cdot 10^{-4};$$

$$C_{II} = 8499 \text{ кН/м.}$$

У другому випадку

$$\frac{1}{C_{II}} = \frac{1}{14780} + \frac{1}{11000} = 1,5857 \cdot 10^{-4};$$

$$C_{II} = 6306 \text{ кН/м.}$$

Третій етап – визначення найбільшої сили $P_{X \max}$ при упорі центру диска в жорстку перешкоду.

У роботі [6] силу $P_{X \max}$ згідно одномасної динамічної моделі рекомендується визначати за формулою:

$$P_{X \max} = T\varphi + P_{d \max} = G\varphi + V_0 \sqrt{m_1 G_n}, \quad (6)$$

де G – зчипна вага базової машини; φ – коефіцієнт зчеплення; V_0 – початкова швидкість базової машини; m_1 – маса базової машини з навісним робочим устаткуванням.



Статична $T\varphi$ і динамічна $P_{X \max}$ складові досягають максимумів не одночасно, причому максимум однієї з цих складових відповідає приблизно 0,2 іншій. Тому сила $P_{X \max}$ визначається за формулою:

$$P_{X \max} = \max \begin{cases} 0,2G\varphi + V_0 \sqrt{m_1 G_n} \\ G\varphi + 0,2V_0 \sqrt{m_1 G_n} \end{cases}$$

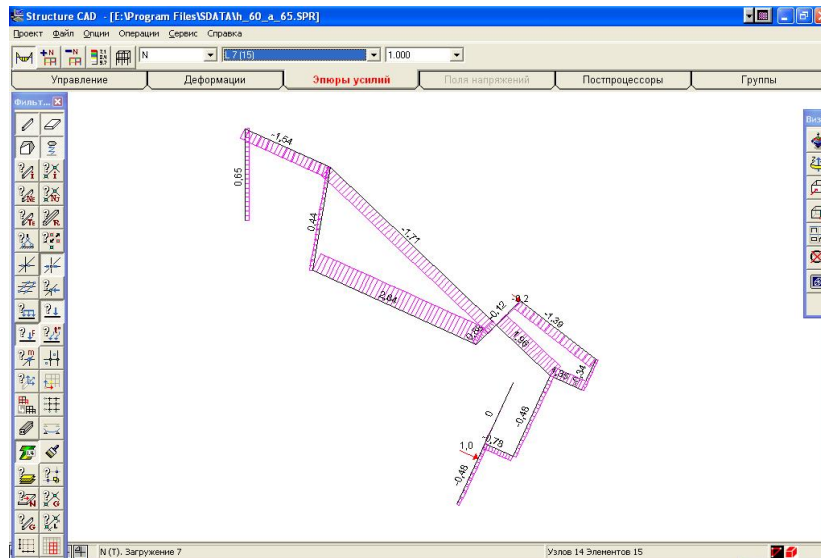
Для розрахунків приймаємо наступні значення φ і V_0 : $\varphi = 0,65$; $V_0 = 0,36$ км/год = 0,10 м/с, або $V_0 = 1$ км/год = 0,278 м/с. Результати розрахунків зводимо в таблицю 2.

Таблиця 2

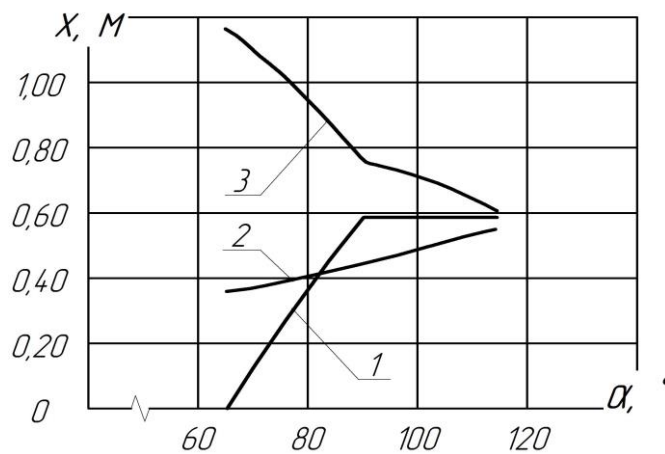
Результати розрахунків максимального зусилля P_{\max} .

Тип перешкоди	Цегляна кладка		Залізобетонний стовп	
Швидкість V_0 , км/год	0,36	1,00	0,36	1,00
$P_{X \max}$, кН	97,8	114,0	96,8	107,4

Найбільші нормальні напруження в окремих елементах металоконструкції навісного устаткування опинилися при цьому наступними (рис. 3, а):



а)



б)

Рисунок 3. Результати аналізу синтезованого навісного обладнання: а – приклад отриманої епюри внутрішніх напружень в елементах навіски торцевого робочого органу від одиничної зовнішньої сили; б – залежності висування штоків силових гідроциліндрів навіски (2, 3) від траєкторії руху нижньої точки диску (1).

- в рамі AB $\sigma = 362,3$ МПа;
- в стійці VO $\sigma = 70,5$;
- у важелі LVO $\sigma = 192,1$ МПа;
- в стійці приводу QC $\sigma = 263,6$ МПа;
- у верхній тязі BC $\sigma = 5,2$ МПа;
- в нижній тязі DE $\sigma = 64,6$ МПа;
- в штоках гідроциліндрів підйому CD $\sigma = 13,4$ МПа;
- в штоках гідроциліндрів нахилу робочого органу $\sigma = 209,9$ МПа;

Висновки: проведений силовий аналіз синтезованої навіски торцевого робочого органу траншеєкопача дозволяє мінімізувати її матеріалоемність за умови динамічності процесу руйнування ґрунту, при забезпеченні відповідності кута заглиблення найменш енергоємному процесу, а також визначити закони висування штоків силових гідроциліндрів навіски (рис. 3, б) відповідно до мінімізації траєкторії руху робочого органу для розробки системи автоматизованого процесу заглиблення диску.

Література

1. Кириченко І.Г., Назаров Л.В., Нічке В.В. та ін. Наукові основи створення вискоєфективних землерійно-транспортних машин. – Х.: ХНАДУ, 2003. – 588 с.
2. Гаркавенко О.М. Розробка та створення швидкісних обрешуючих дискових робочих органів землерійних машин безперервної дії: Автореф. дис. ... канд. техн. наук/ КДТУБА. – К., 1996. – 20 с.
3. Баладинский В.Л., Смирнов В.Н., Доу А.М., Спектор М., Вольф Л. Теория разрушения рабочих сред. –К.: Техніка будівництва, 1999. – 230 с. – Бібліогр.: с. 173–175.
4. Власов В.В. Об учете обратной связи в динамической системе землеройная машина – ґрунт//Горн., строит. и дор. машины: вып. 18. Респ. межвед. научн.-техн. сб. – К.: Техника, 1974, С. 44-50.
5. Ловейкін В.С., Пелевін Л.Є., Рашківський В.П. Моделювання динаміки руху траншеєкопача з торцевим робочим органом// Зб. "Гірничі, будівельні, шляхові та меліоративні машини", вип.70. Всеукраїнський збірник наукових праць. Київ, 2007, С. 78-83.
6. Холодов А.М. Основы динамики землеройно-транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 280 с.



Підйомно-транспортні машини

УДК 693.546

В.С. Ловейкін, д-р техн. наук, професор КНУБА,
К.І. Почка, канд. техн. наук, КНУБА

СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО ПРИВODНОГО МЕХАНІЗМУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ОПТИМАЛЬНИМ ДИНАМІЧНИМ РЕЖИМОМ РУХУ

Постановка проблеми. В існуючих установках поверхневого ущільнення залізобетонних виробів використовується кривошипно-повзунний або гідравлічний привод зворотно-поступального руху формувального візка з укочувальними роликами [1, 2]. Під час постійних пускогальмівних режимів руху виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувального візка, що може привести до передчасного виходу установки з ладу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1, 2]. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням [3] та режимам руху, що в значній мірі впливає на роботу установки та на якість готової продукції.

Метою даної роботи є удосконалення конструкції приводного механізму роликової формувальної установки для підвищення її надійності та довговічності.

Виклад основного матеріалу дослідження. При оптимальному динамічному режимі зворотно-поступального руху формувального візка його координата при переміщенні з одного крайнього положення в інше описується рівнянням [4]

$$x = x_0 + (x_1 - x_0) \cdot \left(3 - \frac{2 \cdot t}{t_1} \right) \cdot \frac{t^2}{t_1^2}, \quad (1)$$

де x – координата центра мас формувального візка; x_0 , x_1 – координати крайніх положень центра мас візка; t_1 – тривалість руху формувального візка від одного крайнього положення до іншого; t – час.

Перетворивши вираз (1) для випадку, коли початок координат відраховується від середнього положення переміщення візка, отримаємо [4]

$$x = \frac{\Delta x}{2} \cdot \left[2 \cdot \left(3 - \frac{2 \cdot t}{t_1} \right) \cdot \left(\frac{t}{t_1} \right)^2 - 1 \right], \quad (2)$$

де Δx – хід формувального візка від одного крайнього положення до іншого.

На рис. 1 зображено графік зміни прискорення формувального візка при оптимальному динамічному режимі зворотно-поступального руху, що описується рівнянням (1).

Закон руху візка, описаний рівнянням (2), може бути здійснений приводом з кулачковим механізмом (рис. 2) зворотно-поступального руху візка. При цьому рух візка в одному напрямку здійснюється за рахунок повороту кулачка 1 на половину оберту (тобто $\varphi = \pi$) і в зворотному напрямку ще на половину оберту; повний цикл руху візка – за один оберт кулачка. Для здійснення описаного закону руху візка необхідно, щоб приріст радіуса кулачка відповідав приросту переміщення візка.

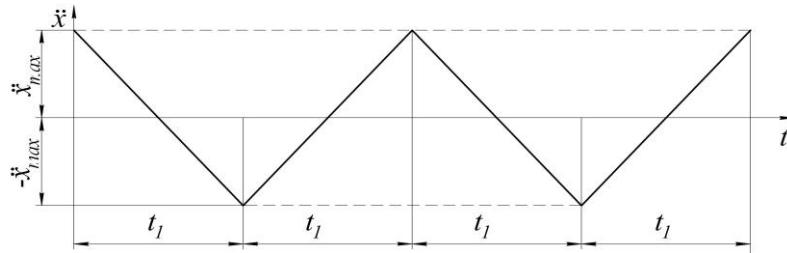


Рис. 1. Графік зміни прискорення формувального візка при оптимальному динамічному режимі зворотно-поступального руху.

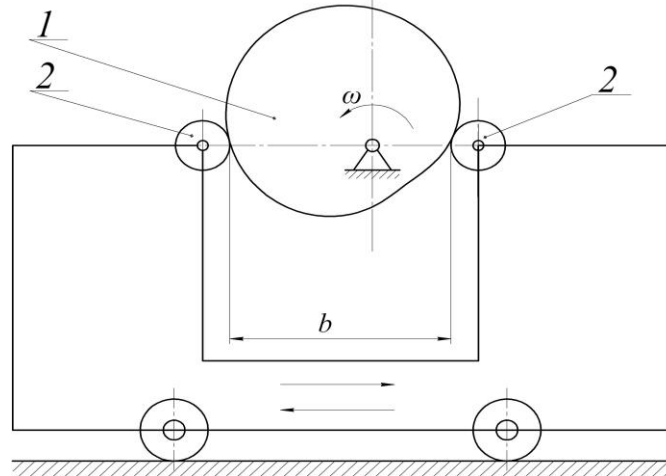


Рисунок 2. Схема механізму з кулачковим приводом зворотно-поступального руху візка.

Згідно з цим перемінний радіус кулачка визначається залежністю

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{\Delta x}{2} \cdot \left[2 \cdot \left(3 - \frac{2 \cdot t}{t_1} \right) \cdot \left(\frac{t}{t_1} \right)^2 - 1 \right], \quad (3)$$

де b – відстань між штовхачами 2 (рис. 2).

Час t можна виключити із залежності (3), оскільки $t = \frac{\varphi}{\omega}$, а $t_1 = \frac{\pi}{\omega}$. Тут φ – кутова координата повороту кулачка, а ω – кутова швидкість кулачка. Після відповідних перетворень радіус кулачка, що описує його профіль, пов'язується з кутовою координатою наступним виразом:

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{\Delta x}{2} \cdot \left[2 \cdot \left(3 - \frac{2 \cdot \varphi}{\pi} \right) \cdot \left(\frac{\varphi}{\pi} \right)^2 - 1 \right], \quad 0 \leq \varphi \leq \pi. \quad (4)$$

Аналогічно визначається профіль кулачка на ділянці його повороту від π до 2π , який описується радіусом, що змінюється за залежністю:

$$\rho = \frac{b}{2} - \frac{\Delta x}{2} \cdot \left[2 \cdot \left(3 - \frac{2 \cdot (\varphi - \pi)}{\pi} \right) \cdot \left(\frac{\varphi - \pi}{\pi} \right)^2 - 1 \right], \quad \pi \leq \varphi \leq 2\pi. \quad (5)$$

Для унеможливлення ударів кулачка об штовхачі при зміні напрямку руху візка описаний рівняннями (4) та (5) профіль кулачка (рис. 3) має такий вид, що в будь-якому положенні його діаметр d – величина постійна і рівна відстані між штовхачами b ($d = b$).

З метою зменшення динамічних навантажень в елементах установки та для підвищення її надійності запропоновано конструкцію установки з приводним механізмом для забезпечення оптимального динамічного режиму зворотно-поступального руху формувального візка (рис. 4). Приводний механізм виконаний у вигляді шарнірно встановленого на порталі кулачкового механізму, що контактує з штовхачем, жорстко прикріпленим до формувального візка [5].

Установка вміщує змонтований на нерухомому порталі 1 формувальний візок 2, який здійснює зворотно-поступальний рух в напрямних руху 3 і складається з розподільчого

бункера 4 та укочувальних роликів 5. Візок приводиться в рух за допомогою приводу 6, що змонтований на порталі установки у вигляді кулачкового механізму, кулачок якого обертається з постійною кутовою швидкістю ($\omega = \text{const}$) і контактує з двома штовхачами 7, жорстко з'єднаними з рамою візка 2.

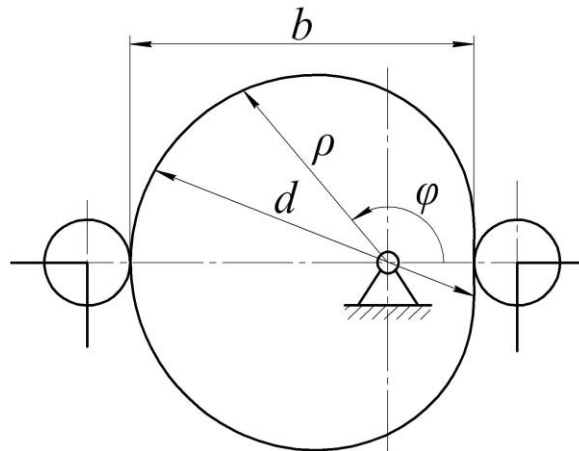


Рисунок 3. Профіль кулачка, що реалізує оптимальний динамічний режим руху.

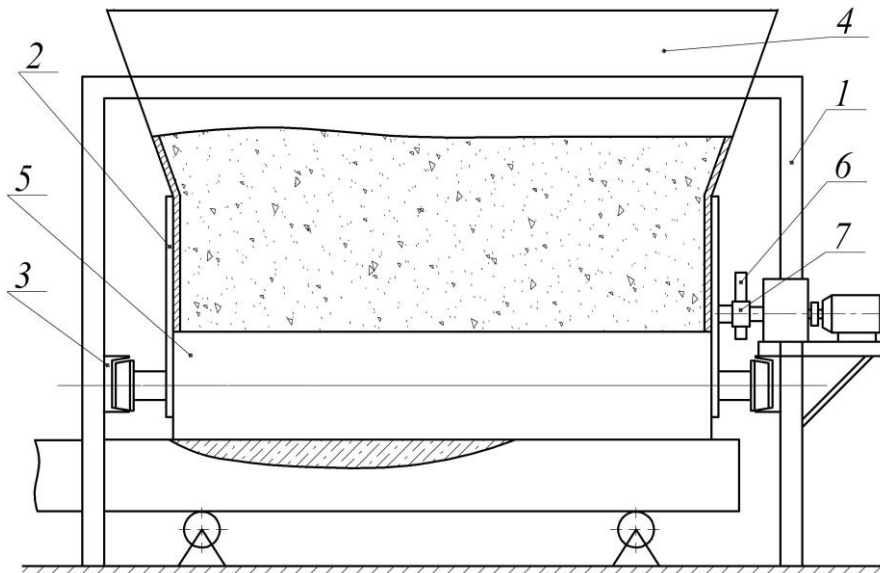


Рисунок 4. Роликова формувальна установка з кулачковим приводним механізмом.

Висновки. З метою підвищення надійності та довговічності роликової формувальної установки розроблено конструкцію її приводу у вигляді кулачкового механізму та побудовано профіль кулачка для забезпечення оптимального динамічного режиму зворотно-поступального руху формувального візка.

Література

1. Гарнець В.М. Прогресивні бетоноформуєчі агрегати і комплекси. – К.: Будівельник, 1991. – 144 с.
2. Кузин В.Н. Технологія роликового формовання плоских изделий из мелкозернистых бетонов: Автореф. дис. канд. наук. – М. – 1981. – 20 с.
3. Ловейкін В.С., Почка К.І. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекуперативним приводом // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. І-ї Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM - I), 4-7 жовтня 2004 р., Тернопіль (Україна) – С. 507-514.
4. Ловейкін В.С. Расчёты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. Учебное пособие. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168 с.
5. А.С. 1609673 А1 SU, В28В13/02 / Устройство для формования изделий из бетонных смесей / Ловейкин В.С. – № 4368027/23-33 заявл. 14.12.87, опубл. 30.11.90, бюл. № 44.

УДК 629.114

I.I. Заліско, аспірант КНУБА,
I.I. Назаренко, проф. КНУБА

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ АВТОКРАНІВ

Постановка проблеми. Металоконструкція крана являється головною частиною, на якій монтуються всі механізми. На виготовлення металоконструкцій витрачається значна частина металу. Правильно вибрана конструктивна схема і переріз елементів забезпечує при експлуатації довговічність і надійність роботи крана в цілому. Оптимальний вибір матеріалу і параметрів металоконструкцій, що забезпечується шляхом розрахунку її напружено-деформованого стану, дозволяє в процесі експлуатації запобігти появі в конструкції недопустимих руйнувань, прогинів, втрати стійкості. Втомлювальне руйнування має дві стадії: на першій - відбувається накопичення ушкоджень і утворення мікротріщин, на другій - розвиток тріщин до критичного розміру з наступним крихким руйнуванням металоконструкцій. Циклічна довговічність на першій стадії характеризується кривою втомлювальності, а на другій стадії - стадії живучості, яка залежить від низки чинників: асиметрії, частоти, форми циклу та нерегулярності навантаження; швидкості деформування; конструктивних та технологічних характеристик - наявності ребер жорсткості, розмірів конструкції, дефектів виготовлення та властивостей матеріалу.

Навантаженість конструкції один із головних чинників, що впливають на довговічність. Процес навантаження металоконструкцій складається із тренда (рис.1, пунктирна лінія) флуктуацій, що обумовлені пружними коливаннями крана, як динамічної системи і допоміжними операціями в робочому циклі.

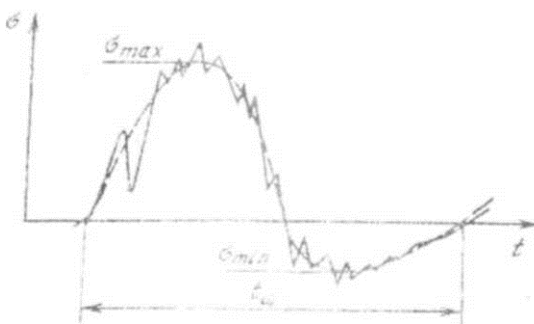


Рисунок 1. Характер зміни напружень.

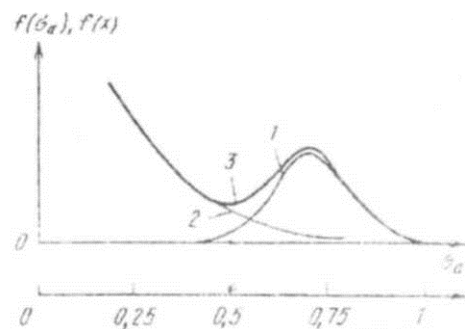


Рисунок 2. Щільність розподілу.

Щільність розподілу амплітуд напружень (рис. 2., крива 3) є добутки щільності розподілу двох законів: нормативного (крива 1) і експоненціального (крива 2). Крива 1 відображає розподіл максимальних амплітуд напружень робочих циклів крана, крива 2 - амплітуд коливань напружень, що визначаються динамікою системи.

В роботі розглядається проблема оптимізації режимів пуску поворотних платформ, які суттєво впливають на її напружено-деформований стан.

Результати досліджень. Відомо [1], що результуюча моментів тертя між валом і підшипником M_v і конкретному $M_{пр}$, який виникає внаслідок обертання підшипника разом з



валом у напрямку, протилежному обертанню, є функцією прискорення підшипника згідно наступному рівнянню:

$$K_1 \cdot (\theta_{\text{в}} - \theta_{\text{пп}}) - K \cdot \theta_{\text{пп}} = I_{\text{екв}} \cdot \frac{d^2 \theta_{\text{пп}}}{dt^2}, \quad (1)$$

де $\theta_{\text{в}}$ - кут повороту валу, $\theta_{\text{пп}}$ - кут повороту підшипника, K – торсіонна (кутова) жорсткість опори підшипника, K_1 - еквівалентна жорсткість системи «вал-підшипник» внаслідок пружної деформації мікронерівностей у зоні контакту, t - час, $I_{\text{екв}}$ - еквівалентний момент інерції підшипникової системи.

Оптимізація режимів пуску поворотної платформи автокрану(за період t_n) повинна задовольняти певним критеріям (інтегральним) якості такого руху[7].

У даній роботі запропоновані три різних критерії якості руху, які за період пуску (t_n) поворотної платформи оптимізують (мінімізують) різні її динамічні характеристики.

1. Оптимізація режиму пуску поворотної платформи за мінімального значення моменту тертя між валом і підшипником у зоні попереднього зміщення.

Для оптимізації названого вище режиму руху платформи слід задовольнити наступному критерію якості руху розглядуваної системи:

$$\int_0^{t_n} M_{\text{в}}^2 dt \Rightarrow \min \quad (2)$$

Враховуючи(1), критерій (2) можна подати у вигляді:

$$\int_0^{t_n} \{I_{\text{екв}} \cdot \ddot{\theta} + K \cdot \theta_{\text{пп}}\}^2 dt \Rightarrow \min \quad (3)$$

Закон руху підшипника $\theta_{\text{пп}}(t)$, який повинен задовольняти критерію (3), можна знайти [7] з наступного рівняння:

$$\begin{cases} I_{\text{екв}}^2 \cdot \theta_{\text{пп}}^{(IV)} + 2KI_{\text{екв}} \cdot \theta_{\text{пп}} + K^2 \cdot \theta_{\text{пп}} = 0 \\ \theta_{\text{пп}}^{(IV)} \equiv \frac{d^4 \theta_{\text{пп}}}{dt^4} \end{cases} \quad (4)$$

Подамо рівняння (4) у вигляді:

$$\theta_{\text{пп}}^{(IV)} + 2\Omega^2 \cdot \theta_{\text{пп}} + \Omega^4 \cdot \theta_{\text{пп}} = 0, \quad \Omega^2 = \frac{K}{I_{\text{екв}}} \quad (5)$$

При цьому $\Omega = \sqrt{\dots}$ - є власною частотою коливань вузла «вал-підшипник» поворотної платформи автокрану.

Загальний розв'язок (4), (5) можна легко отримати:

$$\theta_{\text{пп}}(t) = (C_1 + C_2 t) \cdot \sin \Omega t + (C_3 + C_4 t) \cdot \cos \Omega t \quad (6)$$

Константи C_1, C_2, C_3, C_4 легко знайти з початкових умов задачі:

$$\theta_{\text{пп}}|_{t=0} = \dot{\theta}_{\text{пп}}|_{t=0} = \ddot{\theta}_{\text{пп}}|_{t=0} = 0; \quad \dot{\theta}_{\text{пп}}|_{t=t_n} = \theta_{\text{уст.}} \equiv V_{\text{пп}}, \quad (7)$$

де $\theta_{\text{уст.}} \equiv V_{\text{пп}}$ є усталена швидкість обертання підшипника, яка встановлюється у момент $t = t_1$ й відповідає штатному режиму функціонування поворотної платформи.

Враховуючи (7), з (6) можна встановити:

$$C_2 = C_3 = 0; \quad C_1 = \frac{V_{\text{пп}}}{\Omega^2 \cdot t_n \cdot \sin \Omega t_n}; \quad C_4 = -\frac{V_{\text{пп}}}{\Omega t_n \cdot \sin \Omega t_n} \quad (8)$$

Отже розв'язок (6) можна подати наступним чином:

$$\theta_{\text{пп}}(t) = \frac{V_{\text{пп}}}{\Omega^2 \cdot t_n \cdot \sin \Omega t_n} \cdot \sin \Omega t + \frac{(-V_{\text{пп}}) \cdot t}{\Omega t_n \cdot \sin \Omega t_n} \quad (9)$$

Для зменшення значних коливань підшипників платформи по амплітуді слід уникати ситуацій, за яких реалізується значні биття у системі, тобто:

$$\Omega \cdot t_n = n \cdot \pi, \quad n \in N \quad (10)$$

Слід обирати такі значення фізико-механічних параметрів вузлів «вал-підшипник» платформи автокрану, за яких не виконується рівність (10).

Тільки у цьому випадку закон руху (9) задовольнятиме критерію (2), (3) й дозволить реалізувати нормальний експлуатаційно-допустимий режим пуску поворотної платформи (звичайно, у межах фрикційної моделі системи, яка взята за основу у даній роботі).

Для оптимізації названого вище режиму руху поворотної платформи автокрану слід задовольнити наступному критерію якості руху розглядуваної системи:

$$\int_0^{t_n} \{K_1 \cdot \theta_s\}^2 dt \Rightarrow \min, \quad (11)$$

Враховуючи (1), критерій (11) можна подати у вигляді:

$$\int_0^{t_n} \{I_{екв} \cdot \ddot{\theta} [K + K_1] \cdot \theta_{пр}\}^2 dt \Rightarrow \min, \quad (12)$$

Враховуючи ту обставину, що критерій (3) тільки множником при $\ddot{\theta}$ відрізняється від критерію (12) (у останньому при $\ddot{\theta}$ замість K стоїть $K + K_1$), можна для оптимізації режиму пуску поворотної платформи автокрану отримати наступний закон руху її

$$\theta_{пр}(t) = \frac{V_{пр} \cdot \sin(\tilde{\Omega} \cdot t)}{\tilde{\Omega}^2 \cdot t_n \cdot \sin(\tilde{\Omega} \cdot t_n)} + \frac{(-V_{пр}) \cdot t \cdot \cos(\tilde{\Omega} \cdot t)}{\tilde{\Omega} \cdot t \cdot \sin(\tilde{\Omega} \cdot t)} \quad (13)$$

$$\text{де } \tilde{\Omega} = \left\{ \frac{I_{екв}}{K + K_1} \right\}^{-\frac{1}{2}} \equiv K + K_1 \left\{ \frac{K + K_1}{I_{екв}} \right\}^{\frac{1}{2}}$$

зрозуміло, що $\tilde{\Omega} \cdot t_n = n \cdot \pi$, і виконується (у випадку реалізації (13)) початкові умови (7). Замість Ω у (10) слід для закону руху (13) записати $\tilde{\Omega}$ й намагатись запобігти появі резонансів типу:

$$\Omega \cdot t_n = n \cdot \pi, \quad n \in N \quad (14)$$

Для оптимізації руху платформи поворотної рами автокрану слід задовольнити критерію якості руху розглядуваної системи:

$$\int_0^{t_n} (\dot{\theta}_s)^2 dt \Rightarrow \min. \quad (15)$$

Враховуючи (1), критерій (15) можна подати наступним чином:

$$\int_0^{t_n} \{I_{екв} \cdot \theta_{пр}'' + (K_1 + K) \cdot \theta_{пр}'\}^2 dt \Rightarrow \min. \quad (16)$$

$$\text{де } \theta_{пр}'' \equiv \frac{d^2 \theta_{пр}}{dt^2}.$$

Закон руху підшипника, який задовольняє критерію (16), можна знайти [7] з рівняння:

$$\theta_{пр}^{VI} + 2 \cdot \tilde{\theta}^2 \cdot \theta_{пр}^{VI} + \tilde{\Omega}^4 \cdot \theta_{пр} = 0 \quad (17)$$

Розв'язок (17) можна подати у вигляді:

$$\theta_{пр}(t) = (C_1 + C_2 t) \cdot \sin \Omega t + (C_3 + C_4 t) \cdot \cos \Omega t + C_5 + C_6 \cdot t \quad (18)$$

Значення констант $C_i, i = \overline{1,6}$, можна знайти з наступних умов:

$$\theta_{пр}|_{t=0} = \dot{\theta}_{пр}|_{t=0} = \ddot{\theta}_{пр}|_{t=0} = \ddot{\theta}_{пр}|_{t=0} = \theta_{пр}^{VI}|_{t=0} = \theta_{пр}^V|_{t=0} = 0 \quad (19)$$

$$\dot{\theta}_{пр}|_{t=t_n} = V_{пр}$$

За реалізації таких початкових умов (19) розв'язок (18) матиме високий ступінь точності у точці $t = 0$ (пришвидження підшипника до п'ятого порядку включно відсутні).

Якщо необхідно реалізувати режим руху системи, який задовольняє критерію (15), (16), але й дотримуватись певного рівня гладкості рішення й у точці $t = t_n$ тоді початкова відмова для визначення C , у (18) треба замінити на наступні



$$\begin{cases} \theta_{\text{пр}}|_{t=0} = \dot{\theta}_{\text{пр}}|_{t=0} = \ddot{\theta}_{\text{пр}}|_{t=0} = 0; \\ \dot{\theta}_{\text{пр}}|_{t=t_n} = V_{\text{пр}}; \ddot{\theta}_{\text{пр}}|_{t=t_n} = \ddot{\theta}_{\text{пр}}|_{t=t_n} = 0 \end{cases} \quad (20)$$

Або:

$$\begin{cases} \theta_{\text{пр}}|_{t=0} = \dot{\theta}_{\text{пр}}|_{t=0} = 0; \dot{\theta}_{\text{пр}}|_{t=t_n} = V_{\text{пр}}; \\ \ddot{\theta}_{\text{пр}}|_{t=t_n} = \ddot{\theta}_{\text{пр}}|_{t=t_n} = \theta_{\text{пр}}^{(IV)}|_{t=t_n} \end{cases} \quad (21)$$

У випадку реалізації умов (21) можна досягти більшої гладкості руху у точці системи підшипників та валу, ніж за умов (20).

Висновки

1. Здійснення оптимізації режимів пуску поворотної платформи автокранів за різних критеріїв якості руху системи «вал-підшипники», яка мінімізує її різноманітні силові й кінематичні характеристики у перехідному режимі.
2. Отримані результати, встановлені режими руху підшипників поворотної платформи автокранів, системи «вал-підшипники» можуть бути у подальшому використані для вдосконалення й уточнення інженерних методів.

Література

1. Атопов В. И., Бурлаченко О. В., Кропачева И. П. «Фрикционная модель тяжелонарушенных подшипников строительных машин» Шеста вузов. Строительство. - 1996.-№11. -С. 113-116.
2. Ловейкин Н. И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1990.-592с.
3. Горский Б. Е., Ловейкин В. С. Критерий динамического совершенствования механических систем// Теория машин металлургического и черного оборудования. - Свердловск: УПИ, 1989.- Вып. 13-С. 98-102.
4. Горский Б. Е.. Динамическое совершенствование механических систем. - К.: Випол, 1995.-292с.
5. Хитрик В. Э. Методы динамической оптимизации механизмов машин автоматов. Л.: Щд-во Ленинград, ун-та, 1974-116с.
6. Ловейкин В. С. Критерії оцінки режимів руху механізмів і машин// Збірник наукових праць НАУ. - Т.4 - К., 1998. - С. - 8-12.
7. Ловейкин В. С. Оптимізація режимів руху механізмів і машин// Машинознавство -1999.- №7(25).-С. 24-31.

УДК 629.114

С.В. Коваленко, аспірант КНУБА

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ТЕЛЕСКОПІЧНИХ СТРИЛ АВТОМОБІЛЬНИХ КРАНІВ З АМПЛІТУДНО ЗАЛЕЖНИМ РОЗСИЮВАННЯМ ЕНЕРГІЇ У МАТЕРІАЛІ

Актуальність проблеми. При роботі автомобільного крану виникає потреба в гарантованому стані телескопічної стріли, яка будучи під навантаженням може здійснювати коливання в тій чи іншій площині. В роботі досліджуються повздовжні та поперечні коливання стріли із амплітудно залежним розсіюванням енергії.

Дослідження повздовжніх коливань. Розглянемо консольний стрижень, який здійснює вимушені біля резонансні коливання під дією навантаження $p(x) \cdot \sin \nu t$ (рис.1). Фізичною причиною виникнення подібних коливань є маятникові коливання вантажу на висунутій секції телескопічної стріли автомобільного крану (ТСАК).

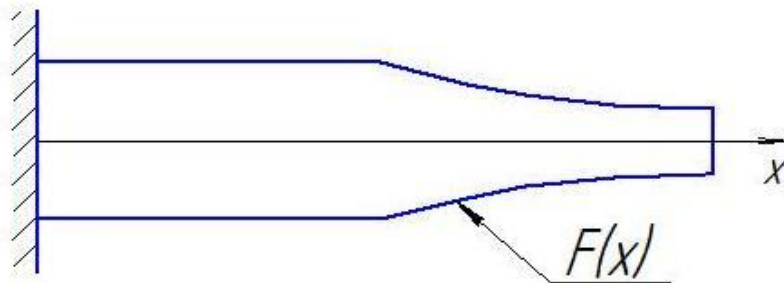


Рисунок 1. Геометрія задачі: $F(x)$ – залежність від x профілю стрижня ТСАК (вид збоку).

Рівняння коливань із врахуванням амплітудно-залежного розсіювання енергії можна записати у виді [1]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ES \cdot \frac{\partial V}{\partial x} + S \cdot \frac{k}{\pi} \cdot \left| \frac{\partial V}{\partial x} \right|_m^n \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 / \left(\frac{\partial V}{\partial x} \right)_m^2} \right] - \rho S \cdot \frac{\partial^2 V}{\partial t^2} = p(x) \cdot \sin \nu t, \quad (1)$$

де k, n – коефіцієнти, що впливають на форму кривої енергії,

$\Delta W = k \cdot \varepsilon_0^{n+1}$, ΔW – об'ємна щільність амплітудного значення потенціальної енергії, ε_0 – амплітуда деформацій, E – модуль пружності матеріалу стрижня, $V(x)$ – переміщення вздовж вісі Ox , ρ – щільність матеріалу стрижня, $S(x)$ – площа його поперечного перерізу, $p(x)$ – амплітуда поздовжніх коливань збуджуючої зовнішньої сили, яка здійснює коливання з частотою ν (частота ν близька до частоти маятникових коливань вантажу; ν одного порядку з частотою (лінійною) коливань математичного маятника), $\left| \frac{\partial V}{\partial x} \right|_m$ –

амплітудне значення деформацій. Слід зазначити що, детальний опис та перелік варіантів форм петель гістерезису наведені у роботі [2].

Розв'язок рівняння (1) може бути знайдений енергетичними методами чи методами малого параметру [3-8]. При цьому для амплітуди резонансних коливань отримаємо:

$$a_p = \sqrt[n]{p^* \cdot \pi / \Delta \bar{W}}, \quad \text{де } p^* = \int_0^l y(x) p(x) dx - \text{робота за цикл зовнішніх сил, які відповідальні за}$$

збудження резонуючої форми коливань; l – довжина секції ТСАК; $\Delta \bar{W} = k \cdot \int_0^l \left(\frac{dy}{dx} \right)^{n+1} \cdot S \cdot dx$ –



енергія, котра розсіюється у секції за цикл коливань; y – нормована форма коливань, пов'язана з V співвідношенням $V = a_p \cdot y(x) \cdot \sin(\omega t + \varphi)$, і яка є розв'язком рівнянь власних

коливань $\frac{dy}{dx} = \frac{Q}{E \cdot S(x)}$; $\frac{dQ}{dx} = -\rho \cdot \omega^2 \cdot S(x) \cdot y$ (2), де ω – власна кутова частота коливань

секції ТСАК із відповідними граничними умовами: $y(0)=Q(l)=0$, та умовою нормування: $\max y=y(l)=1$ (3).

При дії зосередженої сили на кінці стрижня $p(x) = P_0 \cdot \delta(x-l)$ функціонал $P^* = \int_0^l P_0 \cdot \delta(x-l) y(x) dx = P_0 \cdot y(l) = P_0$ не залежить від конфігурації стрижня ТСАК $S(x)$, й управління функціоналом демпфірування у системі є єдиним засобом екстремальної зміни амплітуди резонансних коливань.

Таким чином, відшукування екстремального значення амплітуди резонансних коливань зводиться до розв'язку задачі оптимізації з функціоналом якості:

$$I = r \cdot \int_0^l |Q|^{n+1} \cdot S^{-n} dx, \quad r = \pm 1 \quad (4)$$

при обмеженнях (2), (3) й обмеженнях на конфігурацію виду $S_1 \leq S(x) \leq S_2$. Виходячи із результатів роботи [1]. Необхідні умови оптимальності для цього випадку можуть бути представлені нелінійною крайовою задачею для системи, яка включає у себе вихідну крайову задачу (1), (2), (3) й спрощену крайову задачу:

$$\frac{d\psi_1}{dx} = \rho \cdot \omega^2 \cdot S \cdot \psi_2; \quad \frac{d\psi_2}{dx} = -\frac{\psi_1}{ES} + \frac{(n+1) \cdot |Q|^{n-1} \cdot Q}{S^n}; \quad (5)$$

$$\psi_1(l) = -\mu = \frac{(n+1) \cdot \Delta \bar{W}}{y(l) \cdot r}; \quad \psi_2(0) = 0; \quad \psi_1(0) = 0, \quad (6)$$

замкнуті умовою максимуму гамільтоніану

$$H = k \cdot \left(\frac{Q^2}{ES} + \rho \omega^2 \cdot S \cdot y^2 \right) + r \cdot \left(\frac{Q \cdot \psi_1}{ES} - \rho \omega^2 \cdot S \cdot y \cdot \psi_2 + \frac{|Q|^{n+1}}{S^n} \right); \quad (7)$$

$$H(S_{opt}, y, Q, \psi_1, \psi_2) = \max_{S_1 \leq S \leq S_2} H(S, y, Q, \psi_1, \psi_2). \quad (8)$$

Завдяки результатам, отриманим у роботах [9-11], можна стверджувати що отримана структура необхідних умов оптимальності забезпечує розв'язок задачі динамічного синтезу сумісно за рахунок відходу від резонансу (чи налаштування на резонанс – для задач вібротехніки) й максимізації демпфіруючих властивостей стрижня ($r=-1$) (або мінімізації для задач ітротехніки ($r=1$)). Континуум оптимальних за критеріями ω^2 , та ΔW конфігурацій формує у координатах $\omega, \Delta W$ або ω, a_p замкнену криву, яка показує розв'язок задач $\min \Delta \bar{W}, \max \Delta W$ при $\omega = const$ або $\min \omega, \max \omega$ при $\Delta W = const$.

Дослідження згинних коливань. Розглядається рівняння вимушених біля резонансних коливань виду:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\bar{M} \right) + \rho \cdot S \cdot \frac{\partial^2 V}{\partial t^2} = p(x) \cdot \sin \omega t, \quad (9)$$

де \bar{M} – «неідеально пружний момент» із врахуванням несумісності гілок навантаження й розвантаження $\bar{M} = \int_{(s)} z ds$. Підставляючи у вираз для моменту запис

фізичного закону у відповідності, наприклад, з гіпотезою М.М. Давиденкова із врахуванням $\varepsilon = -z \cdot \frac{\partial^2 V}{\partial x^2}$, отримаємо

$$\ddot{M} = EI \cdot \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} \pm \frac{k}{\pi} \cdot R \cdot \left| \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} \right|_m^n \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_m} \right)^2}, \quad (10)$$

де

$$I = \int_s z^2 ds, \quad R = \int_s |z|^{n+1} ds, \quad \left(\frac{\partial^2 V}{\partial x^2} \right)_m = \max_t \left\{ \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} \right\}. \quad (11)$$

Після цього рівняння коливань приймає наступний вид:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(ES \cdot \frac{\partial^2 V}{\partial t^2} \right) \pm \frac{k}{\pi} \cdot \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[R \cdot \left| \frac{\partial^2 V}{\partial t^2} \right|_m^n \right] \cdot \sqrt{1 - \frac{\partial^2 V}{\partial t^2} / \left(\frac{\partial^2 V}{\partial t^2} \right)_m} + \rho s \cdot \frac{\partial^2 V}{\partial t^2} = p(x) \cdot \sin vt. \quad (12)$$

Записуючи розв'язок V , як і раніше, через резонуючу власну форму $y(x)$ $V = ay(x) \cdot \sin(vt + \psi)$, знаходимо для резонансної амплітуди a_p формулу:

$$a_p = \sqrt[n]{\pi p^* / \Delta \bar{W}}. \quad (13)$$

При цьому p^* зберігає свій попередній зміст (нормованої амплітуди вимушених коливань), а функціонал енергії, яка розсіюється у стрижні ТСАК при згинних коливаннях (фізичною причиною виникнення котрих теж є маятникові коливання вантажу на канаті ТСАК при висунутих секціях), записуються у вигляді:

$$I = \Delta \bar{W} = k \cdot \int_0^l R \cdot \left| \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right|^{n+1} dx \quad (14)$$

(Оскільки $y=y(x)$, тоді $\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = \frac{d^2 y}{dx^2}$).

Власна форма $y(x)$ є розв'язком однорідної системи диференціальних рівнянь:

$$\frac{dy}{dx} = \varphi; \quad \frac{d\varphi}{dx} = -\frac{M}{E \cdot I(x)}, \quad \frac{dM}{dx} = Q, \quad \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \frac{dQ}{Dx} = -\omega^2 \cdot \rho \cdot S(x) \cdot y \quad (15)$$

з граничними умовами для випадку консольного кріплення стрижня ТСАК:

$$y(0) = \varphi(0) = Q(l) = M(l) = 0 \quad (16)$$

й умовою нормування: $y(l)=1$. (17)

При складанні необхідних умов оптимальності треба мати на увазі зв'язок між геометричними параметрами I, R, S , існуючий для різних випадків поперечного перерізу балки. Так, для прямокутного перерізу зі змінною шириною:

$$I = \frac{sh^2}{12}, \quad R = S \cdot \left(\frac{h}{2} \right)^{n+1}; \quad \text{для круга зі змінним радіусом } I = \frac{s^2}{4 \cdot \pi}, \quad R = \frac{c}{\pi a z} \cdot \left(\frac{S}{\pi} \right)^{\frac{n+3}{2}}, \quad \text{де}$$

$c = \int_0^{2\pi} |\sin|^{n+1} d\varphi$. Таким чином, для цих і багатьох інших випадків справедлива форма запису

$I = k_1 \cdot s^{\gamma_1}, \quad R = k_2 \cdot s^{\gamma_2}$. Функціонал із врахуванням рівнянь (15) запишемо у вигляді:

$$I = r \cdot \int_0^l R(s) \cdot \frac{|M|^{n+1}}{[I(S)]^{k+1}} dx. \quad (18)$$

Необхідні умови оптимальності для розглядуваної задачі складаються з вихідної граничної задачі аналізу (15)-(17) (разом з умовою нормування), спряженої граничної задачі:



$$\begin{cases} \frac{d\varphi_1}{dx} = \omega^2 \cdot \rho \cdot s \cdot \psi_4; \frac{d\psi_2}{dx} = -\psi_1; \frac{d\psi_4}{dx} = -\psi_3; \\ \frac{d\psi_3}{dx} = \frac{\psi_2}{E \cdot I(S)} + (n+1) \cdot \sin(M) \cdot \frac{|M|^n \cdot R(S)}{[I(S)]^{n+1}}; \end{cases} \quad (19)$$

$$\text{де } \psi_1(l) = -\mu = \frac{(n+1) \cdot I}{y(l) \cdot r}; \psi_2(l) = \psi_3(0) = \psi_4(0) = 0; \psi_1(0) = 0 \quad (20)$$

й умови максимуму:

$$H(S, \bar{y}, \bar{\psi}) = k \cdot \left(\frac{M^2}{EI(S)} + \omega^2 \cdot \rho \cdot S \cdot y^2 \right) - r \left(\frac{M\psi_2}{EI(S)} + \omega^2 \cdot \rho \cdot S \cdot y \cdot \psi_4 + \frac{|M|^{n+1} \cdot R(S)}{[I(S)]^{n+1}} \right); \quad (21)$$

$$H(S_{opt}, \bar{y}, \bar{\psi}) = \max_{S_1 < S(x) < S_2} H(S, \bar{y}, \bar{\psi}). \quad (22)$$

Самі необхідні умови оптимальності, як і їх фізичний зміст, полягають у відшуванні мінімуму ($r=1$) й максимуму ($r=-1$) функціоналу розсіювання енергії на різних резонансних частотах $\omega^2 = const$, отримані у повній відповідності до результатів робіт [9-11].

Висновки.

1. Розглянуті повздовжні та згинні коливання телескопічних стріл автомобільних кранів, і дана оцінка параметрів цих коливань.
2. Отримані аналітичні залежності для визначення розсіювання енергії в секціях стріл автокранів із амплітудно-частотною характеристикою, що відкривають можливість для оптимізації секцій телескопічних стріл автокранів.

Література

1. Богомолов С.И., Симсон Э.А., Сукласова Н.Г. Оптимизация стержнем характеристикам демпфирования.// Динамика и прочность машин. – 1980. – с.70-76.
2. Пановко Я.Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. – М.: Физматгиз, 1960, - 193с.
3. Бголюбов Н.Н., Митростольский Ю.А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. – М.: Наука, 1974. – 503с. в
4. Крылов Н.М., Боголюбов Н.Н. Приложение методов нелинейной механики к теории стационарных колебаний. – К.: изд-во АН УССР, 1934 – 142с.
5. Пановко Я.Г. основы прикладной теории колебаний и удара. – Л.: Машиностроение, 1976-320с.
6. Писаренко Г.С. Колебания механических систем с учётом несовершенной упругости материалов. – К.: Наукова думка, 1979 – 379с.
7. Писаренко Г.С. Рассеяния энергии при механических колебаниях. - К.: изд-во АН УССР, 1962 – 436с.
8. Писаренко Г.С., Хальчевский В.В., Дубенец В.Г. Расчёт свободных и вынужденных колебаний круглых пластин с учетом рассеяния энергии в материале// Проблемы прочности. – 1972. №11. – с.3 – 9.
9. Богомолов С.И., Симсон Э.А. Оптимальное управление в линейных кривых задачах на собственные значения. – Вкн.: Оптимальное управление механических систем: Тез. докл. Всесоюз. Конф. К. изд-во АН УССР, 1979 – с. 82 – 83.
10. Богомолов С.И., Симсон Э.А. Оптимальное управление демпфированием при колебаниях элементов конструкций. - Вкн.: Всесоюз. совещ. по вибротехнике – Тбилиси: Мецниереба, 1978. – с. 26 – 27
11. Симсон Э.И. Оптимизация элементов машин у резонансных режимах: Автореф. Дис. к. т. н. – Харьков, 1981 – 32с.

Машины і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

УДК 666.97.033.16

А.Ф. Иткин

Кременчугский государственный университет имени Михаила Остроградского

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ
ВИБРОПЛОЩАДКИ С ВЕРТИКАЛЬНО НАПРАВЛЕННЫМИ
КОЛЕБАНИЯМИ И ПРИГРУЗОМ**

Введение. В настоящее время отсутствуют научно обоснованные рекомендации по выбору рациональной массы пригруза, используемого в обязательном порядке при формировании изделий из жестких цементобетонных смесей на заключительной стадии процесса уплотнения. Отсутствуют теоретические исследования сложной динамической системы «виброплощадка – бетонная смесь – пригруз», что не позволяет достаточно точно определить необходимые режимы вибрационного воздействия на бетонную смесь и параметры пригруза и виброплощадки, оборудованной вибрационным возбудителем вертикальных колебаний.

Анализ предшествующих исследований. В настоящее время отсутствуют научно обоснованные методы расчета вибрационных пригрузов, используемых для формирования изделий из жестких цементобетонных смесей.

Цель работы. Основной целью настоящих исследований является установление закона движения и характера взаимодействия виброплощадки и пригруза с цементобетонной смесью, определение конструктивных параметров виброплощадки и пригруза и параметров вибрационного воздействия.

Материал и результаты исследований. Для определения закона движения и характера взаимодействия подвижной рамы виброплощадки и пригруза с обрабатываемой цементобетонной средой в вертикальном направлении исследуем динамическую систему "виброплощадка - цементобетонная среда - пригруз" (рис.1), в которой уплотняемая смесь представлена в виде системы с распределенными параметрами. Виброплощадка (рис.1) установлена на основании при помощи упругих амортизаторов жесткостью c_3 и на её подвижную раму действует возмущение в виде вертикально направленной гармонической силы $Q \sin(\omega t)$.

Дифференциальное уравнение движения уплотняемой смеси в направлении координаты z за время t будет иметь вид [1]

$$E \frac{\partial^2 u(z,t)}{\partial z^2} + \eta \frac{\partial^3 u(z,t)}{\partial x^2 \partial t} = \rho \frac{\partial^2 u(z,t)}{\partial t^2}, \quad (1)$$

где u и z – эйлерова и лагранжева координаты; E и η – динамический модуль упругой деформации и коэффициент неупругого сопротивления уплотняемой цементобетонной смеси; ρ – плотность цементобетонной смеси.

Решение волнового уравнения колебаний (1) будем отыскивать при граничных условиях, которые описывают взаимодействие цементобетонной смеси с днищем формы, установленной на подвижной раме виброплощадки, и пригрузом:

$$-m \frac{\partial^2 u(0,t)}{\partial t^2} - c_3 u(0,t) + EF \frac{\partial u(0,t)}{\partial z} + \eta F \frac{\partial^2 u(0,t)}{\partial z \partial t} = -Q \sin(\omega t); \quad (2)$$

$$EF \frac{\partial u(H,t)}{\partial z} + \eta F \frac{\partial^2 u(H,t)}{\partial z \partial t} + m_2 \frac{\partial^2 u(H,t)}{\partial t^2} = 0, \quad (3)$$

где m – масса виброплощадки; m_2 – масса пригруза; c_3 – коэффициент жесткости упругих амортизаторов в вертикальном направлении; Q – амплитуда возмущающей силы; ω – угловая частота вынужденных колебаний; F – рабочая площадь дна формы с бетонной смесью, устанавливаемой на виброплощадке; H – высота уплотняемого слоя смеси.

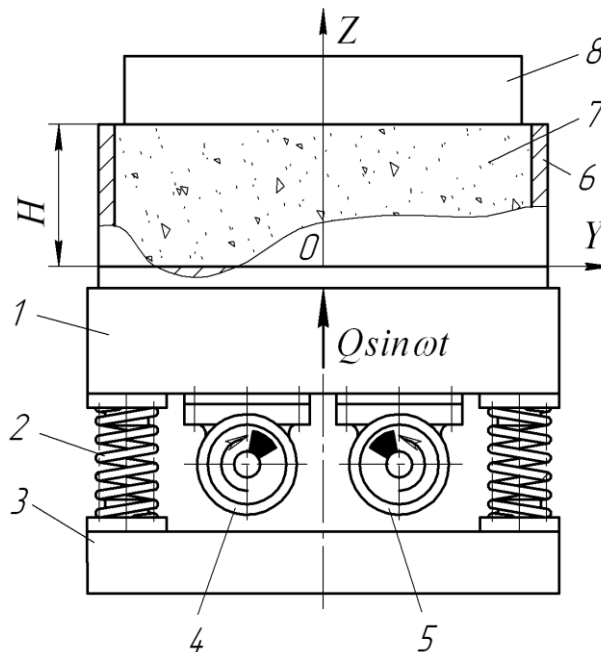


Рисунок 1. Расчетная схема динамической системы "виброплощадка - цементобетонная среда - пригруз" при вертикально направленных колебаниях: 1 – форма; 1 – подвижная рама; 2 – упругие опоры; 3 – опорная рама; 4, 5 – вибровозбудители колебаний; 6 – форма; 7 – бетонная смесь; 8 – пригруз.

Представим функцию $u(z,t)$ в виде мнимой части комплексной функции

$$u(z,t) = I_m[u(z)e^{i\omega t}]. \quad (4)$$

Для удобства в дальнейшем знак I_m будем отбрасывать. Подставляя функцию (4) в уравнение (1), получим

$$(E+i\eta\omega)\partial^2 u(z)/\partial z^2 + \rho\omega^2 u(z) = 0. \quad (5)$$

Решение уравнения (5) можно представить в следующем виде [2]:

$$u(z) = B e^{-i\tilde{k}z} + D e^{i\tilde{k}z}. \quad (6)$$

Здесь B и D – постоянные интегрирования (комплексные амплитуды), определяемые из граничных условий (2) и (3); \tilde{k} – волновое число,

$$\tilde{k} = \sqrt{\rho\omega^2/(E+i\eta\omega)}. \quad (7)$$

Поскольку волновое число \tilde{k} комплексно, то его можно представить в комплексной функции [2]:

$$\tilde{k} = k - i\alpha = \frac{\omega}{a} - i\alpha, \quad (8)$$

где k - волновое число, $k = \omega/a$; a - фазовая скорость распространения возмущения в уплотняемом слое; α - коэффициент затухания возмущения;

Приравняем выражение (7) и (8), возведем левую и правую части в квадрат и, выделяя соответственно вещественную и мнимую части выражения, найдем значения фазовой скорости распространения и коэффициента затухания возмущения в уплотняемом слое, т.е.

$$a = \sqrt{\frac{2(E^2 + \eta^2 \omega^2)}{\rho(E + \sqrt{E^2 + \eta^2 \omega^2})}}; \quad \alpha = \sqrt{\frac{\rho \omega^2(-E + \sqrt{E^2 + \eta^2 \omega^2})}{2(E^2 + \eta^2 \omega^2)}}. \quad (9)$$

На основании зависимостей (6) и (8) выражение (4) преобразуется к следующему виду:

$$u(z, t) = [B e^{-(\alpha+ik)z} + D e^{(\alpha+ik)z}] e^{i\omega t}. \quad (10)$$

Подставляя выражение (10) в граничное условие (3), найдем соотношение между постоянными интегрирования B и D :

$$B = D \frac{(\lambda + m_2 \omega^2) + id}{(\lambda - m_2 \omega^2) + id} e^{-2(\alpha+ik)H}, \quad (11)$$

где $d = F(kE + \alpha\eta\omega)$, $\lambda = F(\alpha E - k\eta\omega)$.

Умножая числитель и знаменатель выражения (11) на число, сопряженное знаменателю относительно мнимой части, получим

$$B = D(d_1 - i\lambda_1) e^{-2(\alpha+ik)H}, \quad (12)$$

$$\text{где } d_1 = \frac{\lambda^2 - m_2^2 \omega^4 + d^2}{(\lambda - m_2 \omega^2)^2 + d^2}; \quad \lambda_1 = \frac{2d m_2 \omega^2}{(\lambda - m_2 \omega^2)^2 + d^2}.$$

С учетом выражения (12) решение (10) преобразуется к следующему виду:

$$u(z, t) = D[(d_1 - i\lambda_1) e^{-2(\alpha+ik)H}] e^{(\alpha+ik)z} + e^{-(\alpha+ik)z} e^{i\omega t}. \quad (13)$$

Подставляя выражение (13) в граничное условие (2), найдем постоянную интегрирования D в следующем виде:

$$D = \frac{Q}{R_e + i R_i}, \quad (14)$$

где $R_e = (c_3 - m\omega^2)[1 + e^{-2\alpha H} \lambda_2 \cos(2kH + \varphi_2)] + EF[\alpha - Z_1 \cos(2kH - \varphi_1)] - \eta\omega F[k + Z_1 \sin(2kH - \varphi_1)];$
 $R_i = EF[k + Z_1 \sin(2kH - \varphi_1)] + \eta\omega F[\alpha - Z_1 \cos(2kH - \varphi_1)] - (c_3 - m\omega^2) e^{-2\alpha H} \lambda_2 \sin(2kH + \varphi_2);$

$$Z_1 = e^{-2\alpha H} \sqrt{(k d_1 - \alpha \lambda_1)^2 + (\alpha d_1 + k \lambda_1)^2}; \quad \lambda_2 = \sqrt{\lambda_1^2 + d_1^2};$$

$$\varphi_1 = \arctg \frac{k d_1 - \alpha \lambda_1}{\alpha d_1 + k \lambda_1}; \quad \varphi_2 = \arctg \frac{\lambda_1}{d_1}.$$

Подставляя полученное значение постоянной интегрирования D (14) в выражение (13), найдем решение уравнения (1) в комплексной форме, т.е.



$$u(z,t) = D \frac{Q}{R_e + i R_i} [(d_1 - i \lambda_1) e^{-\alpha(2H-z)} e^{-ik(2H-z)} + e^{-\alpha z} e^{-ikz}] e^{i\omega t}. \quad (15)$$

Умножая числитель и знаменатель выражения (15) на функцию, сопряженную знаменателю этого выражения, и, выделяя из полученной зависимости мнимую часть, найдем искомое решение уравнения (1), удовлетворяющего граничным условиям:

$$u(z,t) = A(z) \sin[\omega t - \theta - \xi(z)], \quad (16)$$

где $A(z)$ - амплитуда колебаний уплотняемого слоя цементобетонной смеси в зависимости от координаты z ; $\xi_1(z)$ - сдвиг фаз между амплитудой возмущающей силы и перемещением слоя цементобетонной смеси при определенной координате z ;

$$A(z) = \frac{Q \sqrt{\lambda_2^2 e^{-2\alpha(2H-z)} + e^{-2\alpha z} + 2 \lambda_2 e^{-\alpha(2H-z)} \cos[2k(H-z) + \varphi_2]}}{\sqrt{R_e^2 + R_i^2}}; \quad (17)$$

$$\xi(z) = \arctg \frac{\lambda_2 e^{-2\alpha H} \sin[k(2H-z) + \varphi_2] + e^{-2\alpha z} \sin kz}{\lambda_2 e^{-2\alpha H} \cos[k(2H-z) + \varphi_2] + e^{-2\alpha z} \cos kz}; \quad \theta = \arctg \frac{R_i}{R_e}.$$

Таким образом, получено выражение (25), которое описывает закон движения уплотняемой среды в направлении координаты z в зависимости от частоты и амплитуды возмущающей силы, физико-механических характеристик уплотняемой смеси, толщины уплотняемого слоя, массы пригруза и основных параметров виброплощадки. При $z = 0$ выражение (16) описывает закон движения нижнего слоя уплотняемой смеси и подвижной рамы виброплощадки, а при $z = H$ - закон движения поверхности уплотняемого слоя цементобетонной смеси и пригруза, т.е.

$$u(0,t) = \frac{Q \sin(\omega t - \theta - \xi_1)}{\sqrt{R_e^2 + R_i^2}} \sqrt{\lambda_2^2 e^{-4\alpha H} + 2 \lambda_2 e^{-2\alpha H} \cos(2kH + \varphi_2) + 1}; \quad (18)$$

$$u(H,t) = \frac{Q \sqrt{\lambda_2^2 + 2 \lambda_2 \cos \varphi_2 + 1}}{\sqrt{R_e^2 + R_i^2}} e^{-\alpha H} \sin(\omega t - \theta - \xi_2), \quad (19)$$

где

$$\xi_1 = \arctg \frac{\lambda_2 e^{-2\alpha H} \sin(2kH + \varphi_2)}{\lambda_2 e^{-2\alpha H} \cos(2kH + \varphi_2) + 1}; \quad \xi_2 = \arctg \frac{\lambda_2 \sin(kH + \varphi_2) + \sin kH}{\lambda_2 \cos(kH + \varphi_2) + \cos kH}.$$

При вибрационном воздействии в уплотняемой цементобетонной смеси возникают напряжения, величина которых зависит от относительной деформации и сил тяжести уплотняемого слоя и пригруза.

Напряжения, вызываемые относительной деформацией уплотняемого слоя цементобетонной смеси, определяются из следующей зависимости:

$$\sigma_1(z,t) = E \frac{\partial u(z,t)}{\partial z} + \eta \frac{\partial^2 u(z,t)}{\partial z \partial t} = -Q \sqrt{\frac{(k^2 + \alpha^2)(E^2 + \eta^2 \omega^2)}{R_e^2 + R_i^2}} \times \\ \times \sqrt{\lambda_2^2 e^{-2\alpha(2H-z)} + e^{-2\alpha z} - 2 \lambda_2 e^{-2\alpha H} \cos[2k(H-z) + \varphi_2]} \cos[\omega t - \theta_1 - \zeta(z)], \quad (20)$$

где

$$\zeta(z) = \varphi_3 + \arctg \frac{\lambda_2 e^{-2\alpha H} \sin[k(2H-z) + \varphi_2 - \varphi_3] - e^{-\alpha z} \sin(kz - \varphi_3)}{\lambda_2 e^{-2\alpha H} \cos[k(2H-z) + \varphi_2 - \varphi_3] - e^{-\alpha z} \cos(kz - \varphi_3)};$$

$$\theta_1 = \theta + \operatorname{arctg} \frac{\alpha}{k}; \quad \varphi_3 = \operatorname{arctg} \frac{\eta\omega}{E}.$$

Напряжения, возникающие в смеси от действия собственных сил тяжести цементобетонного слоя и пригруза:

$$\sigma_2(z, t) = -\rho g(H - z) - m_2 g/F. \quad (21)$$

Тогда общая величина напряжений, возникающих в уплотняемом цементобетонном слое при вибрационном воздействии, может быть определена следующей зависимостью:

$$\sigma(z, t) = \sigma_1(z, t) + \sigma_2(z, t). \quad (22)$$

Также можно определить напряжения, вызываемые действием инерционных сил и сил тяжести на элементарные частицы цементобетонной смеси,

$$\sigma_a(z, t) = \rho \left(\frac{\partial^2 u(z, t)}{\partial t^2} - g \right) (H - z). \quad (23)$$

Анализ зависимостей (20 – 23) показывает, что напряжения, возникающие в уплотняемом цементобетонном слое, имеют ассиметричный характер, т.е. величина сжимающих напряжений больше величины растягивающих напряжений. Такой закон движения обеспечивает более эффективное уплотнение.

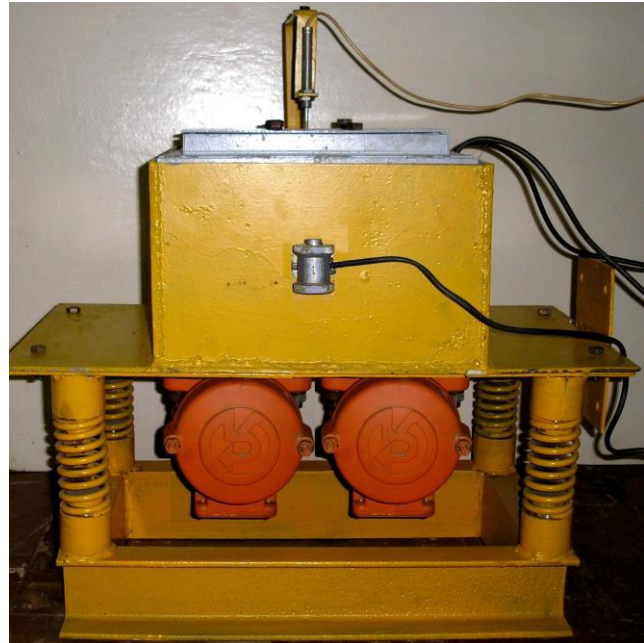
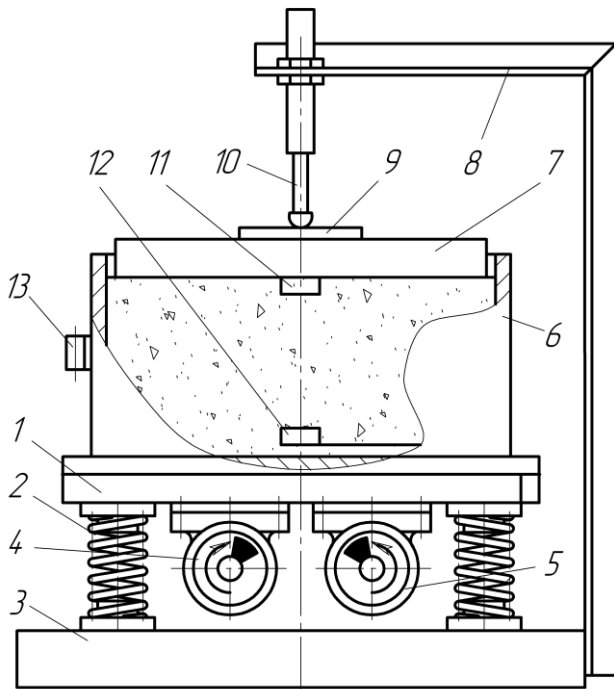
Полученные теоретические зависимости позволяют достаточно точно учесть физико-механические характеристики уплотняемой среды и определить рациональные параметры вибрационной площадки, пригруза и режимы вибрационного воздействия, при которых обеспечивается эффективное уплотнение цементобетонных смесей.

Экспериментальные исследования проводились на лабораторной виброплощадке (рис. 2), имеющей массу подвижной рамы виброплощадки 65 кг, жесткость упругих амортизаторов 235,4 кН/м, угловую частоту вынужденных колебаний 293 рад/с, амплитуду возмущающей силы 2700 Н, амплитуду колебаний подвижной рамы (без нагрузки) в вертикальном направлении 0,5 мм. В процессе экспериментальных исследований процесса уплотнения использовались жесткие цементобетонные смеси с водоцементным отношением В/Ц=0,4 – 0,48 жесткостью 30 с, 60 с и 90 с, формовались бетонные блоки с размерами 35×35×20 см. Удельное давление, создаваемое пригрузом в статическом положении, равное удельной приведенной массе пригруза, изменялось от 1 кПа (10 г/см²) до 6 кПа (60 г/см²) за счет сменных прямоугольных металлических пластин, прикрепляемых при помощи резьбовых соединений к верхней части пригруза. В процессе экспериментальных исследований определялись и записывались следующие показатели: консистенция цементобетонной смеси; масса вибропригруза; закон движения подвижной рамы виброплощадки; напряжения, возникающие в основании уплотняемого слоя и на поверхности уплотняемого слоя под вибропригрузом; нарастание плотности бетонного слоя смеси в процессе уплотнения и необходимая продолжительность уплотнения.

На рис. 3–5, показаны результаты экспериментальных исследований виброплощадки с вертикально направленными колебаниями и их сравнение теоретическими данными, полученными в случае использования статического пригруза при вибрационном уплотнении жестких цементобетонных смесей различной консистенции.

На рис. 3 и 4 показано изменение амплитуды колебаний подвижной рамы виброплощадки A и напряжений в уплотняемом слое в зависимости от удельной приведенной массы пригруза q_{np} .

Анализ приведенных данных показывает, что с увеличением удельной приведенной массы пригруза q_{np} от 1 кПа до 6 кПа амплитуда колебаний верхней рамы виброплощадки уменьшается. При этом амплитуды динамических напряжений, возникающих, как в основании уплотняемого слоя, так и на его поверхности, существенно возрастают.



а)

б)

Рисунок 2. Схема (а) и общий вид (б) лабораторной виброплощадки:

1 – подвижная рама; 2 – упругие опоры; 3 – опорная рама; 4 и 5 - вибровозбудители колебаний; 6 – форма с бетонной смесью; 7 – пригруз; 8 – кронштейн; 9 – пластинка из органического стекла; 10 – датчик перемещений ДП-3СМ; 11 и 12 – индуктивные датчики давления ДД-1М; 13 – датчик вибрации ДВ-1В.

Сравнение теоретических и экспериментальных данных, приведенных на рис. 3 и 4, показывает, что приведенные выше теоретические зависимости с достаточной степенью точности описывают поведение реальной динамической системы «виброплощадка - уплотняемая смесь – пригруз». Наибольшие расхождения экспериментальных и теоретических значений амплитуды колебаний подвижной рамы виброплощадки наблюдаются при удельной приведенной массе пригруза 6 кПа и 4 кПа и составляют 9 – 10% .

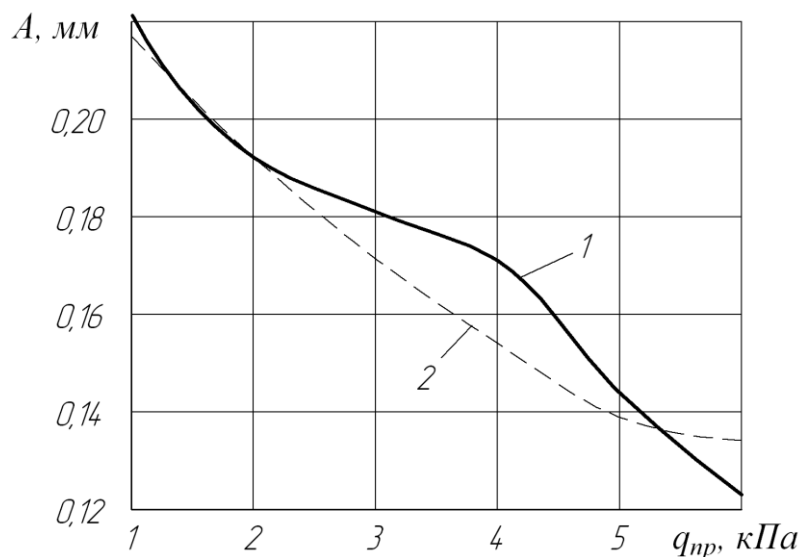


Рисунок 3. Изменение амплитуды колебаний подвижной рамы виброплощадки в зависимости от удельной приведенной массы пригруза q_{np} :

1 – экспериментальная зависимость; 2 – теоретическая кривая.

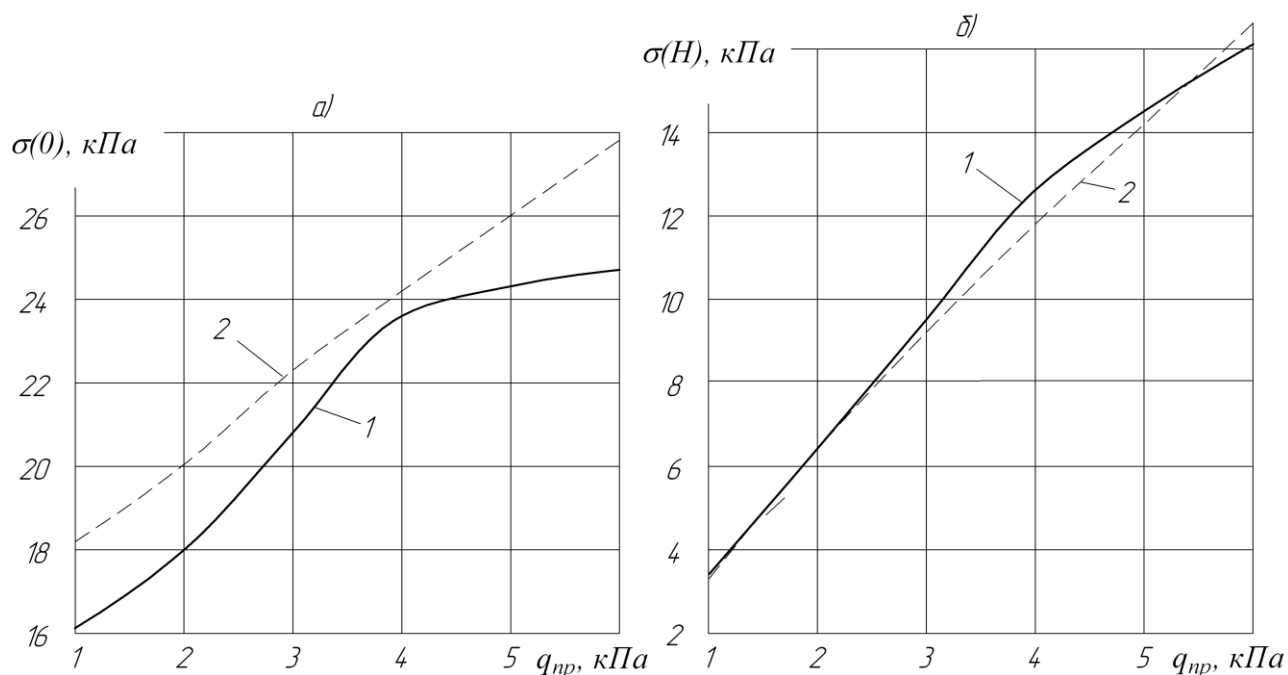


Рисунок 4. Изменение амплитуд напряжений, возникающих в основании (а) и на поверхности (б) уплотняемого слоя в зависимости от удельной приведенной массы пригруза q_{np} : 1 – экспериментальная зависимость; 2 – теоретическая кривая.

Наибольшие расхождения экспериментальных и теоретических значений амплитуд напряжений, возникающих в основании уплотняемого слоя $\sigma(0)$, наблюдаются при удельной приведенной массы пригруза 1 кПа и 6 кПа и составляют 12,5 – 13%.

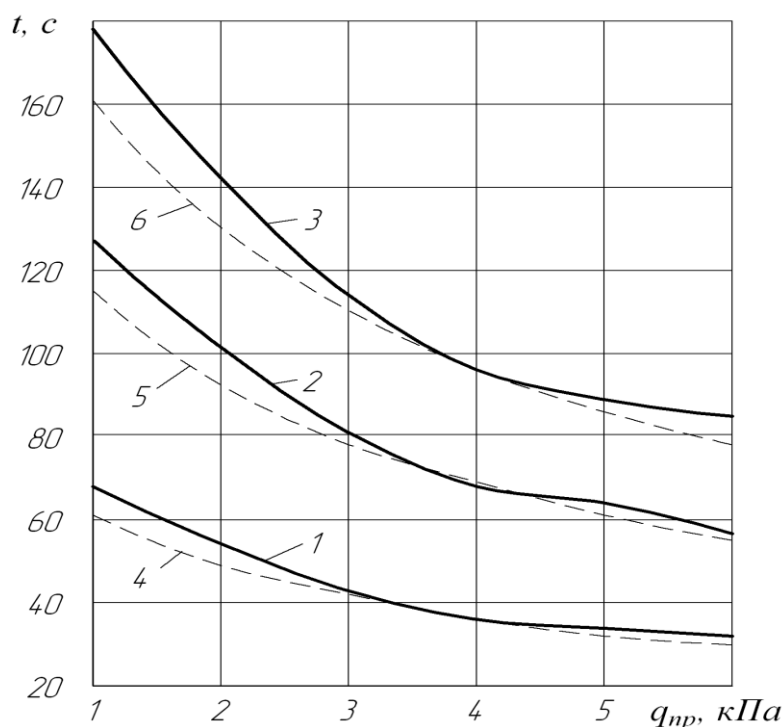


Рисунок 5. Изменение необходимой продолжительности уплотнения жестких цементобетонных смесей в зависимости от величины удельной приведенной массы пригруза q_{np} : 1, 4 – при жесткости цементобетонной смеси $J=30$ с; 2, 5 – при $J=60$ с; 3, 6 – при $J=90$ с; 1, 2, 3 – экспериментальные зависимости; 4, 5, 6 – теоретические кривые.



Проведенные экспериментальные исследования по определению необходимой продолжительности вибрационного воздействия на уплотняемую цементобетонную смесь с использованием статического пригруза (рис. 5), подтвердили правильность выводов, сделанных на основании выполненных ранее теоретических исследований [3], о том что наиболее рациональным при вибрационном формовании изделий из жестких цементобетонных смесей жесткостью $J=30 - 90$ с является использование пригруза с удельной приведенной массой 4 кПа (40 г/см^2). Увеличение удельной приведенной массы пригруза q_{np} свыше 4 кПа не приводит к заметному сокращению продолжительности уплотнения жестких цементобетонных смесей, а только увеличивает металлоемкость и энергоемкость процесса формования бетонных изделий.

Сравнение теоретических значений необходимой продолжительности вибрационного уплотнения цементобетонных смесей с использованием статического пригруза, рассчитанных по методике [4], и экспериментальных данных показывает, что их максимальное расхождение наблюдается при $q_{np}=1...2$ кПа и не превышает 10%. При остальных значениях q_{np} максимальные расхождения не превышают 5%, что свидетельствует о достаточно надежной разработанной теории определения основных параметров виброплощадки с вертикально направленными колебаниями и пригрузом.

Результаты проведенных исследований по определению рациональных параметров пригрузов были положены в основу разработки вибрационного оборудования, используемого для формования изделий из жестких цементобетонных смесей.

Выводы. В результате проведенных исследований получены теоретические зависимости, которые позволяют достаточно точно определить основные параметры вибрационной площадки и пригруза, смоделировать закон движения подвижной рамы и установить рациональные режимы вибрационного воздействия на цементобетонную смесь в зависимости от толщины уплотняемого слоя, консистенции смеси, конфигурации изделия, частоты и амплитуды колебаний.

Литература

1. Филиппов А.П. Колебания деформируемых систем. - М.: Машиностроение, 1970. – 736 с.
2. Маслов А.Г., Пономарь В.М. Вибрационные машины и процессы в дорожном строительстве. - К.: Будівельник, 1985. – 128 с.
3. Маслов А.Г., Иткин А.Ф. Исследование процесса уплотнения цементобетонной смеси на вибрационной площадке с вертикально направленными колебаниями и пригрузом. // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету, вип. 1/2005 (30) – Кременчук, 2005. – с. 59 – 63.
4. Маслов А.Г., Иткин А.Ф. Теоретические основы вибрационного уплотнения цементобетонных смесей. // -Вісник - КДПУ. Кременчук: КДПУ, 2004 Вип. 5/2004 (28). – с. 45 – 49.

УДК 534

І.І. Назаренко, проф. КНУБА
Б.В. Корнійчук, асистент КНУБА

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ВІБРОУСТАНОВКИ З ВЕРТИКАЛЬНИМ РОЗТАШУВАННЯМ ЗБУДНИКІВ КОЛИВАНЬ

Актуальність проблеми та аналіз дослідження. Існує низка залізобетонних виробів, які ефективно виготовляти, розташовуючи їх вертикально. До таких виробів відносяться залізобетонні труби, кільця і т.п. Дослідженням руху таких віброустановок присвячено ряд робіт [1 – 3], де сформульовані напрямки розвитку подібних вібросистем. Тому робота, що направлена на вдосконалення теорії робочого процесу є актуальною.

Задачею даних досліджень є розробка моделі динамічної системи з урахуванням впливу бетонної суміші та отримання аналітичних залежностей.

Методика досліджень. Передумови та припущення. Схема віброустановки, що реалізує ідею [4] (рис.1) має будову і працює наступним чином. По осі форми встановлюються два вібратори 4, що з'єднані між собою муфтою для збереження кута повороту дебалансів 5, кожний з яких може змінювати свій статичний момент. Через вібраторні вузли збуджуючі зусилля вібратора передаються на раму 1 зі встановленим на ньому піддоном 2 і форми 3 з бетонною сумішшю. Віброустановка ізольована від фундаменту опорами 6.

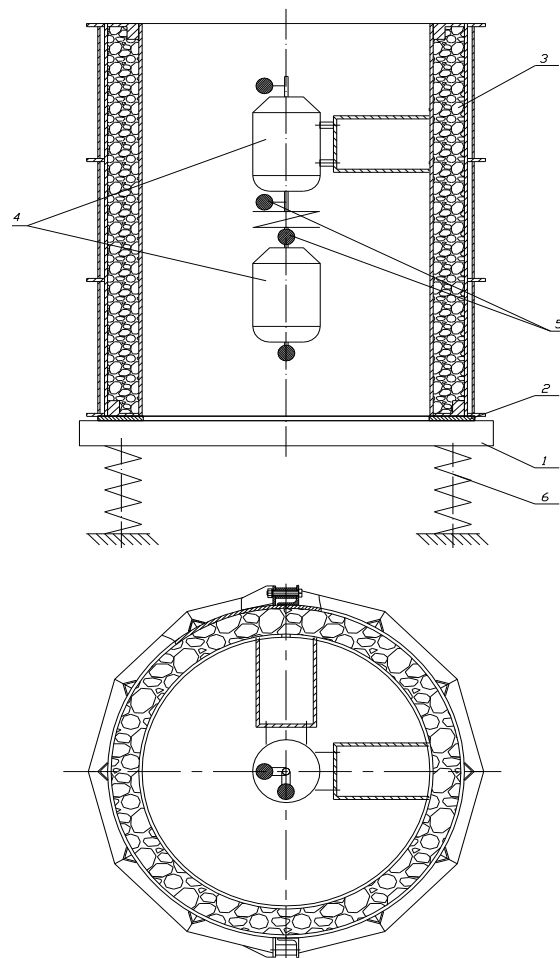


Рисунок 1. Схема віброустановки для виготовлення залізобетонних кілець.

1 – рама, 2 – піддон, 3 – форма з бетонною сумішшю,
 4 – збудники коливань, 5 – дебаланси, 6 – опори.

Основною задачею теоретичних досліджень є встановлення закономірностей руху віброустановки для виготовлення залізобетонних кілець (ВВЗК) з урахуванням впливу маси форми і суміші, зміни параметрів і режиму на етапі робочого процесу.

Одними із головних параметрів, що підлягають визначенню є максимальні значення амплітуди і частоти вимушених коливань, які забезпечують максимальний ефект ущільнення. При виборі фізичної моделі та складанню рівнянь руху приймаються наступні припущення та передумови: режим роботи установки – зарезонансний; обертання рами відносно головних вісей інерції – малі величини. Правомірність вказаних припущень впливає з особливостей роботи віброізоляції ВВЗК, яка працює, як правило, при достатньо великих відхиленнях частоти вимушених коливань ω від власних частот ω_0 з невеликими амплітудами, обертальних коливань.

На етапі визначення амплітуд коливань маси форми і бетонної суміші приймаються дискретними, пружність опор і дисипативний опір приймаються за лінійною теорією їх зміни: опори на основі закону Гука, дискретний опір – моделі Кельвіна-Фойгта.

Рівняння руху та визначення основних параметрів. Система «віброустановка-форма-суміш» представлена дискретною розрахунковою схемою (рис.2), – де $OXYZ$ – нерухома система координат; $O'xuz$ – система координат, зв'язана з рухомими масами ВВЗК й така, що співпадає у положенні рівноваги з системою $OXYZ$; O' – центр мас ВВЗК; θ, ψ, φ – кути повороту ВВЗК відносно координатних вісей $O'x, O'y, O'z$; m_i, r_i, z_i – відповідно невідбалансована маса, відстань i -го дебалансу від вісі обертання, координата перетину вісі обертання з площиною обертання i -го дебалансу ($i=1;2$, де $i=1$ – відповідає верхній опорі та дебалансу, $i=2$ – нижній опорі та дебалансу); α – кут взаємного положення дебалансів; M, I_x, I_y – маса та момент інерції ВВЗК відносно центральних вісей $O'x, O'y$; ω – кругова частота вимушених коливань; $\Omega = \omega t$ – миттєвий кут повороту верхнього дебалансу.

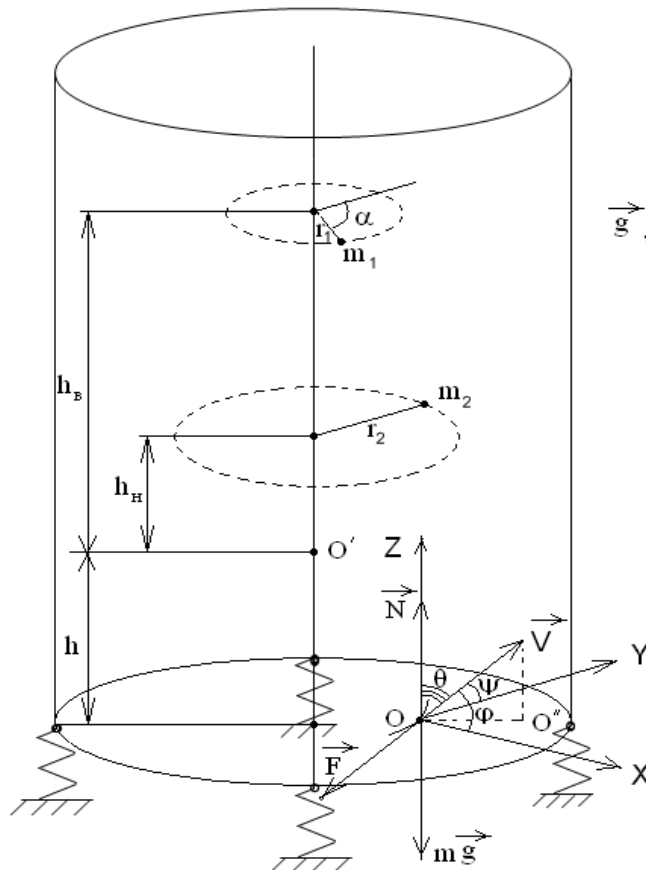


Рисунок 2. Розрахункова схема вібросистеми.

Розв'язок поставлених в роботі задач вимагає знання закону руху вібростем, які зводяться до визначення амплітуд та фазових кутів вимушених коливань.

Для складання рівнянь руху використаємо рівняння Лагранжа другого роду:

$$S = \int_{t_1}^{t_2} L dt, \quad L = T - \Pi, \quad (1)$$

де S – дія за Гамільтоном, L – функція Лагранжа; T, Π – кінетичної та потенціальної енергії системи (ВВЗК), відповідно.

Модифікована функція Лагранжа [5, 6] має вигляд:

$$L = T - \Pi + \Phi - D; \quad \Phi = \int_0^t \Phi_p /_{t=\tau} d\tau, \quad (2)$$

де Φ – функція дисипації енергії; Φ_p – дисипативна функція (квадратична форма часових та просторово-часових похідних від функції узагальнених координат); D – енергія активних та пасивних сил непотенціального характеру, що діють на систему ззовні; τ – додаткова змінна інтегрування.

Записуючи варіацію функціоналу дії за Гамільтоном (1) за умови (2) та вводячи скінченне число узагальнених координат, одержимо:

$$\delta S = \int_{t_1}^{t_2} \left\{ \sum_{k=1}^n \frac{\partial L^*}{\partial q_k} \cdot \delta q_k + \sum_{k=1}^n \frac{\partial L^*}{\partial \dot{q}_k} \cdot \delta \dot{q}_k \right\} dt = 0, \quad (3)$$

де $q = (q_1, q_2, \dots, q_n)^T$ – вектор-стовпець узагальнених координат (для голономних систем число узагальнених координат дорівнює числу ступенів вільності [6]);

$\dot{q} \equiv \frac{dx}{dt} = (\dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_n)^T$ – вектор-стовпець узагальнених швидкостей, $k = 1, 2, \dots, n$; n – число узагальнених координат у ВВЗК.

Розгортаючи детально варіацію в (3) та застосовуючи метод інтегрування за частинами, а також беручи до уваги, що ізохронні варіації узагальнених координат на початку й наприкінці області інтегрування дорівнюють нулю, отримуємо диференціальне рівняння руху ВВЗК із числом ступенів вільності [6]:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_k} - \frac{\partial L}{\partial q_k} = 0. \quad (4)$$

Рівняння (2.4) фігурує в літературі як рівняння Лагранжа для консервативних систем [7,8].

Розглянемо рівняння обертового руху ВВЗК, як багатомасової системи із скінченим числом ступенів вільності $q = (q_1, q_2, \dots, q_n)^T$, $k = 1, 2, \dots, n$; n – число узагальнених координат вказаної системи. За узагальнені координати ВВЗК приймаємо кути повороту дискретних мас обертових інерційних ланок ($q_k = \gamma_k$). За часові похідні від узагальнених координат (узагальнені швидкості) приймаємо швидкість обертання цих ланок ($\dot{q}_k = \omega_k$).

У відповідності до схеми (рис. 2) на систему діє зовнішній активний момент M_i , $i = \overline{(1, n)}$, прикладений до першої й останньої інерційних ланок, та пасивний момент (наприклад, сил тертя) $M_{T,k}$, прикладений до кожної з інерційних ланок. Тоді у ВВЗК діють крутні моменти, які передають дію через податливі ланки з коефіцієнтами пружності $c_{k+1,k}$ і коефіцієнтами внутрішньої дисипації $v_{k+1}^{(2)}$, k (згідно з принципом Даламбера), а також на систему діють узагальнені сили зовнішньої дисипації ((пов'язані з тертям) з коефіцієнтом



зовнішньої дисипації - $v_k^{(1)}$ - з боку бетонної суміші, зокрема). Усі задіяні у (2) енергії за умови $L^* = L(q_k, \dot{q}_k, t)$, виглядають так:

$$\begin{cases} T = \sum_{k=1}^n \frac{I_k \cdot \omega_k^2}{2}; & \Pi = \sum_{k=1}^n \frac{c_{k+1, k} \cdot (\Delta\gamma)_k^2}{2}; \\ D = \int_0^t (M_1 \cdot \omega_1 + M_n \cdot \omega_n) /_{t=\tau} d\tau + \sum_{k=1}^n M_{T, k} \cdot \gamma_k; \\ \Phi = \int_0^t (\Phi_{p1} + \Phi_{p2}) /_{t=\tau} d\tau + \sum_{k=1}^n \int_0^t \left\{ \frac{v_k^{(1)} \cdot \omega_k^2}{2} + \frac{v_{k+1, k}^{(2)} \cdot (\Delta\omega)_k^2}{2} \right\} /_{t=\tau} d\tau. \end{cases} \quad (5)$$

де T - кінетична енергія руху ВВЗК; Π - потенціальна енергія, зосереджена у ВВЗК; Φ_{p1}, Φ_{p2} - функції зовнішньої та внутрішньої дисипації механічної енергії ВВЗК, відповідно; D - енергія механічних сил ВВЗК не потенціального характеру, що на неї діють; I_k - момент інерції k -ї інерційної ланки:

$$(\Delta\gamma)_k = \gamma_{k+1} - \gamma_k, \quad (\Delta\omega)_k = \omega_{k+1} - \omega_k.$$

Слід зазначити, що у початковий момент часу, коли система нерухома, дисипація механічної енергії відсутня, тобто $\Phi /_{t=0} \equiv 0$.

За умов $q_k = \gamma_k, \dot{q}_k = \omega_k$, модифікована функція Лагранжа виглядатиме так:

$$L = \sum_{k=1}^n \left\{ \frac{I_k \cdot \dot{q}_k^2}{2} - \frac{c_{k+1, k} \cdot (q_{k+1} - q_k)^2}{2} + \int_0^t \left\{ \frac{v_k^{(1)} \cdot \dot{q}_k^2}{2} - \frac{v_{k+1, k}^{(2)} \cdot (q_{k+1} - q_k)^2}{2} \right\} /_{t=\tau} d\tau \right\} - \int_0^t (M_1 \cdot q_1 + M_n \cdot q_n) /_{t=\tau} d\tau - \sum_{k=1}^n M_{T, k} \cdot q_k. \quad (6)$$

Підставляючи (6) у (4) та розписуючи послідовно всі доданки, попередньо змінюючи черговість диференціювання (4) та застосовуючи теорему про похідну інтеграла за верхньою межею, отримаємо:

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \frac{\partial}{\partial \dot{q}_k} \left\{ \sum_{k=1}^n \left(\frac{I_k \cdot \dot{q}_k^2}{2} + \int_0^t \left(\frac{v_k^{(1)} \cdot \dot{q}_k}{2} + \frac{v_{k+1, k}^{(2)} \cdot (\dot{q}_{k+1} - \dot{q}_k)^2}{2} \right) /_{t=\tau} d\tau \right) - \right. \\ & \left. - \int_0^t (M_1 \cdot \dot{q}_1 + M_n \cdot \dot{q}_n) /_{t=\tau} d\tau - \left(\sum_{k=1}^n M_{T, k} \cdot q_k \right) \right\} = \\ & \frac{d}{dt} \frac{\partial}{\partial \dot{q}_k} \sum_{k=1}^n \frac{I_k \cdot \dot{q}_k^2}{2} + \frac{\partial}{\partial \dot{q}_k} \frac{d}{dt} \sum_{k=1}^n \int_0^t \left(\frac{v_k^{(1)} \cdot \dot{q}_k}{2} + \frac{v_{k+1, k}^{(2)} \cdot (\dot{q}_{k+1} - \dot{q}_k)^2}{2} \right) d\tau - \\ & - \frac{\partial}{\partial \dot{q}_k} \frac{d}{dt} \left(\int_0^t (M_1 \cdot \dot{q}_1 + M_n \cdot \dot{q}_n) d\tau + \sum_{k=1}^n M_{T, k} \cdot q_k \right) = \\ & = \frac{d}{dt} (I_k \cdot \dot{q}_k) + v_k^{(1)} \cdot \dot{q}_k - v_{k+1, k}^{(2)} \cdot (\dot{q}_{k+1} - \dot{q}_k) - M_{1/k=1} - M_{n/k=n}; \\ & - \frac{\partial}{\partial q_k} \sum_{k=1}^n \left\{ - \frac{c_k (q_{k+1} - q_k)^2}{2} - M_{T, k} \cdot q_k \right\} = -c_k \cdot (q_{k+1} - q_k) + M_{T, k}. \end{aligned} \quad (7)$$

Додавши вираз (7) та (8), отримаємо рівняння екстремалей функціоналу дії за Гамільтоном:

$$\frac{d}{dt} (I_k \cdot \dot{q}_k) - c_{k+1, k} \cdot (q_{k+1} - q_k) - v_{k+1, k}^{(2)} \cdot (\dot{q}_{k+1} - \dot{q}_k) + v_k^{(1)} \cdot \dot{q}_k - M_{1/k=1} - M_{n/k=n} + M_{T, k} = 0. \quad (9)$$

Для дебалансного вала ВВЗК, поданого як системи із зосередженими інерційними елементами, за умови $q_k = \gamma_k$, $\dot{q}_k = \omega_k$, остаточно отримуємо рівняння оберткового руху як багатомасової системи, надаючи (9) матрично-векторного вигляду:

$$I \cdot \frac{d\omega}{dt} = M - C_1 \cdot \Gamma_1 + C_2 \cdot \Gamma_2 - N_1 \cdot \Omega_1 + N_2 \cdot \Omega_2 - N \cdot \omega - M_T, \quad \frac{d\gamma}{dt} = \omega, \quad (10)$$

де

$$\omega = (\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n)^T; \quad \gamma = (\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_n)^T; \quad c_{k+1, k} \equiv c_{k, k+1}; \quad v_{k+1, k}^{(2)} \equiv v_{k, k+1}^{(2)}; \quad (11)$$

$$\begin{cases} I = \text{diag}(I_1, I_2, \dots, I_n); \quad M = (M_1, 0, 0, \dots, 0, M_n)^T; \\ C_1 = \text{diag}(c_{1,0}, c_{2,1}, \dots, c_{n,n-1}); \quad C_2 = \text{diag}(c_{2,1}, c_{3,2}, \dots, c_{n+1,n}); \\ N_1 = \text{diag}(v_{1,0}^{(2)}, v_{2,1}^{(2)}, \dots, v_{n,n-1}^{(2)}); \quad N_2 = \text{diag}(v_{2,1}^{(2)}, v_{3,2}^{(2)}, \dots, v_{n+1,n}^{(2)}); \\ \Gamma_1 = (\gamma_1 - \gamma_0, \gamma_2 - \gamma_1, \dots, \gamma_k - \gamma_{k-1}, \dots, \gamma_n - \gamma_{n-1})^T; \\ \Gamma_2 = (\gamma_2 - \gamma_1, \gamma_3 - \gamma_2, \dots, \gamma_{k+1} - \gamma_k, \dots, \gamma_{n+1} - \gamma_n)^T; \\ \Omega_1 = (\omega_1 - \omega_0, \omega_2 - \omega_1, \dots, \omega_k - \omega_{k-1}, \dots, \omega_n - \omega_{n-1})^T; \\ N = \text{diag}(v_k^{(1)}); \quad \Omega_2 = (\omega_2 - \omega_1, \omega_3 - \omega_2, \dots, \omega_{k+1} - \omega_k, \dots, \omega_{n+1} - \omega_n)^T; \\ M_T = (M_{T,1}, M_{T,2}, \dots, M_{T,n})^T, \end{cases} \quad (12)$$

$$\begin{cases} \Gamma_1 = (\gamma_1 - \gamma_0, \gamma_2 - \gamma_1, \dots, \gamma_k - \gamma_{k-1}, \dots, \gamma_n - \gamma_{n-1})^T; \\ \Gamma_2 = (\gamma_2 - \gamma_1, \gamma_3 - \gamma_2, \dots, \gamma_{k+1} - \gamma_k, \dots, \gamma_{n+1} - \gamma_n)^T; \\ \Omega_1 = (\omega_1 - \omega_0, \omega_2 - \omega_1, \dots, \omega_k - \omega_{k-1}, \dots, \omega_n - \omega_{n-1})^T; \\ N = \text{diag}(v_k^{(1)}); \quad \Omega_2 = (\omega_2 - \omega_1, \omega_3 - \omega_2, \dots, \omega_{k+1} - \omega_k, \dots, \omega_{n+1} - \omega_n)^T; \\ M_T = (M_{T,1}, M_{T,2}, \dots, M_{T,n})^T, \end{cases} \quad (13)$$

причому

$$(c_{1,0}, c_{n+1,n}, v_{1,0}^{(2)}, v_{n+1,n}^{(2)}, \gamma_0, \gamma_{n+1}, \omega_0, \omega_{n+1}) \equiv 0. \quad (14)$$

Вираз (10) за умов (11) – (13), (14) представляє рівняння оберткового руху ВВЗК як багатомасової системи в матрично-векторній формі з урахуванням зовнішньої та внутрішньої дисипації. На підставі (10) можливий повний аналіз крутильних коливань ВВЗК динамічної системи із зосередженими параметрами.

Рівняння руху мають вигляд:

$$\begin{cases} m \cdot [\ddot{x} + \dot{z} \cdot (\dot{\psi} \cdot \cos \theta \cdot \cos \varphi - \dot{\theta} \cdot \sin \varphi) - \dot{y} \cdot (\dot{\varphi} - \dot{\psi} \cdot \sin \theta)] + b_x \cdot \dot{x} + \\ + c_{xx} \cdot x + c_{x\psi} \cdot \psi - c_{x\varphi} \cdot \varphi = S_6 \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t + \alpha_1); \\ m \cdot [\ddot{y} + \dot{x} \cdot (\dot{\varphi} - \dot{\psi} \cdot \sin \theta) - \dot{z} \cdot (\dot{\theta} \cdot \cos \varphi + \dot{\psi} \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi)] + b_y \cdot \dot{y} + \\ + c_{yy} \cdot y + c_{y\theta} \cdot \theta - c_{y\varphi} \cdot \varphi = S_1 \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t + \alpha_1); \\ m \cdot [\ddot{z} + \dot{y} \cdot (\dot{\theta} \cdot \cos \varphi + \dot{\psi} \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi) - \dot{x} \cdot (\dot{\psi} \cdot \cos \theta \cdot \cos \varphi - \dot{\theta} \cdot \sin \varphi)] + \\ + b_z \cdot \dot{z} + c_{zz} \cdot z + c_{z\psi} \cdot \psi - c_{z\theta} \cdot \theta = 0; \\ I_x \cdot (\ddot{\theta} \cdot \cos \varphi + \dot{\psi} \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \theta \cdot \cos \varphi - \dot{\psi} \cdot \dot{\theta} \cdot \sin \theta \cdot \sin \varphi + \dot{\psi} \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi - \dot{\theta} \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi) + \\ + (I_z - I_y) \cdot (\dot{\psi} \cdot \cos \theta \cdot \cos \varphi - \dot{\theta} \cdot \sin \varphi) \cdot (\dot{\varphi} - \dot{\psi} \cdot \sin \theta) + b_\theta \cdot \dot{\theta} + \\ + c_{\theta\theta} \cdot \theta - c_{\theta y} \cdot y - c_{\theta\varphi} \cdot \varphi - c_{\theta\psi} \cdot \psi + c_{\theta z} \cdot z = -S_n \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t + \alpha_2); \\ I_y \cdot (\ddot{\psi} \cdot \cos \theta \cdot \cos \varphi - \ddot{\theta} \cdot \sin \varphi - \dot{\psi} \cdot \dot{\theta} \cdot \cos \varphi \cdot \sin \theta - \dot{\psi} \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \theta \cdot \cos \varphi - \dot{\theta} \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi) + \\ + (I_x - I_z) \cdot (\dot{\varphi} - \dot{\psi} \cdot \sin \theta) \cdot (\dot{\theta} \cdot \cos \varphi + \dot{\psi} \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi) + b_\psi \cdot \dot{\psi} + c_{\psi\psi} \cdot \psi - c_{\psi\theta} \cdot \theta - \\ - c_{\psi z} \cdot z + c_{\psi x} \cdot x - c_{\psi\varphi} \cdot \varphi = S_2 \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t + \alpha_2); \\ I_z \cdot (\ddot{\varphi} - \dot{\psi} \cdot \sin \theta - \dot{\psi} \cdot \dot{\theta} \cdot \cos \theta) + (I_y - I_x) \cdot (\dot{\theta} \cdot \cos \varphi + \dot{\psi} \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi) \times \\ \times (\dot{\psi} \cdot \cos \theta \cdot \cos \varphi - \dot{\theta} \cdot \sin \varphi) + b_\varphi \cdot \dot{\varphi} + c_{\varphi\varphi} \cdot \varphi - c_{\varphi x} \cdot x - c_{\varphi\psi} \cdot \psi + c_{\varphi y} \cdot y - c_{\varphi\theta} \cdot \theta = 0, \end{cases} \quad (15)$$



$$\begin{aligned}
\text{де } c_{xx} &= \sum_{i=1}^n c_{xi}; & c_{yy} &= \sum_{i=1}^n c_{yi}; & c_{zz} &= \sum_{i=1}^n c_{zi}; & c_{xx} &= \sum_{i=1}^n c_{xi}; & c_{\psi\alpha} &= c_{x\psi} = \sum_{i=1}^n c_{xi} \cdot z_i; \\
c_{x\varphi} &= c_{\varphi x} = \sum_{i=1}^n c_{xi} \cdot y_i; & c_{y\theta} &= c_{\theta y} = \sum_{i=1}^n c_{yi} \cdot z_i; & c_{z\psi} &= c_{\psi z} = \sum_{i=1}^n c_{zi} \cdot x_i; & c_{y\varphi} &= c_{\varphi y} = \sum_{i=1}^n c_{yi} \cdot x_i; \\
c_{\theta z} &= c_{z\theta} = \sum_{i=1}^n c_{zi} \cdot y_i; & c_{\varphi\theta} &= c_{\theta\varphi} = \sum_{i=1}^n c_{yi} \cdot x_i \cdot z_i; & c_{\theta\psi} &= c_{\psi\theta} = \sum_{i=1}^n c_{zi} \cdot x_i \cdot y_i; & c_{\psi\varphi} &= c_{\varphi\psi} = \sum_{i=1}^n c_{xi} \cdot y_i \cdot z_i; \\
c_{\theta\theta} &= \sum_{i=1}^n c_{yi} \cdot z_i^2 + \sum_{i=1}^n c_{zi} \cdot y_i^2; & c_{\psi\psi} &= \sum_{i=1}^n c_{zi} \cdot x_i^2 + \sum_{i=1}^n c_{xi} \cdot z_i^2; & c_{\varphi\varphi} &= \sum_{i=1}^n c_{xi} \cdot y_i^2 + \sum_{i=1}^n c_{yi} \cdot x_i^2; \\
S_1 &= \left\{ (S_n + S_g \cdot \cos \gamma)^2 + S_g^2 \cdot \sin^2 \gamma \right\}^{\frac{1}{2}}; & S_2 &= \left\{ (S_n \cdot z_n + S_g \cdot z_g \cdot \cos \gamma)^2 + (S_g \cdot z_g \cdot \sin \gamma)^2 \right\}^{\frac{1}{2}}; \\
\text{tg} \alpha_1 &= \frac{S_g \cdot \sin \gamma}{S_n + S_g \cdot \cos \gamma}; & \text{tg} \alpha_2 &= \frac{S_g \cdot z_g \cdot \sin \gamma}{S_n \cdot z_n + S_g \cdot z_g \cdot \cos \gamma},
\end{aligned}$$

де $S_g = m_g \cdot r_g$; $S_n = m_n \cdot r_n$ – статичні моменти мас верхнього та нижнього збудників коливань ВВЗК відносно вісі валу;

c_{xi} , c_{yi} , c_{zi} – коефіцієнти жорсткості i -го пружного елемента у відповідному напрямку;

b_x , b_y , b_z , b_θ , b_ψ , b_φ – коефіцієнти напружених опорів переміщенням вдовж вісей x , y , z та навколо них;

\ddot{x} , \ddot{y} , \ddot{z} , \dot{x} , \dot{y} , \dot{z} а – проекції прискорення та швидкості центра мас ВВЗК на рухомі вісі $0 x y z$;

$\ddot{\theta}$, $\ddot{\psi}$, $\ddot{\varphi}$, $\dot{\theta}$, $\dot{\psi}$, $\dot{\varphi}$, θ , ψ , φ – проекції кутового прискорення та швидкості на вісі x , y , z та кут повороту ВВЗК навколо них;

I_x , I_y , I_z – головні моменти інерції ВВЗК з приєднаною масою бетонної суміші відносно головних вісей інерції;

m – маса ВВЗК з приєднаною масою бетонної суміші;

x_i , y_i , z_i – координати з'єднання i -го пружного елемента з ВВЗК;

γ – кут розгортання дебалансів;

ω – кутова швидкість обертання дебалансного вала.

У системі диференціальних рівнянь (15) відкинемо члени, які утримують у собі добутки лінійних та кутових швидкостей та переміщень, як малі величини. Внаслідок симетричного розміщення пружних елементів ВВЗК відносно вертикальної вісі симетрії коефіцієнти жорсткості, у яких є множники x_i чи y_i , дорівнюють нулю. Надаючи правим частинам диференціальних рівнянь комплексної форми, отримаємо:

$$\begin{cases}
m \cdot \ddot{x} + b_x \cdot \dot{x} + c_{xx} \cdot x + c_{x\psi} \cdot \psi = \text{Re} \left[S_1 \cdot \omega^2 \cdot e^{i(\omega t + \alpha_1)} \right] \\
m \cdot \ddot{y} + b_y \cdot \dot{y} + c_{yy} \cdot y - c_{y\theta} \cdot \theta = \text{Im} \left[S_1 \cdot \omega^2 \cdot e^{i(\omega t + \alpha_1)} \right] \\
m \cdot \ddot{z} + b_z \cdot \dot{z} + c_{zz} \cdot z = 0; \\
I_x \cdot \ddot{\theta} + b_\theta \cdot \dot{\theta} + c_{\theta\theta} \cdot \theta - c_{\theta y} \cdot y = \text{Im} \left[-S_2 \cdot \omega^2 \cdot e^{i(\omega t + \alpha_2)} \right] \\
I_y \cdot \ddot{\psi} + b_\psi \cdot \dot{\psi} + c_{\psi\psi} \cdot \psi - c_{\psi\alpha} \cdot x = \text{Re} \left[S_2 \cdot \omega^2 \cdot e^{i(\omega t + \alpha_2)} \right] \\
I_z \cdot \ddot{\varphi} + b_\varphi \cdot \dot{\varphi} + c_{\varphi\varphi} \cdot \varphi = 0,
\end{cases} \quad (16)$$

де $i = \sqrt{-1}$; через Re позначена реальна, а через Im – уявна частини комплексних функцій.

У матричній формі (16) має вигляд:

$$\|m\| \cdot \{\ddot{q}\} + \|b\| \cdot \{\dot{q}\} + \|c\| \cdot \{q\} = \omega^2 \cdot e^{i\omega t} \cdot \{s\}. \quad (17)$$

Приймаючи, що всі $b \ll \omega^{-1} \cdot c$ (розсіювання енергії невелике), і враховуючи, що через кілька періодів після початку руху власні коливання ВВЗК згасають, обмежуємось визначенням частотного розв'язку у вигляді:

$$\{q\} = \omega^2 \cdot e^{i\omega t} \cdot \{H\}. \quad (18)$$

При умові, що визначник (детермінант) $|c - m \cdot \omega^2 + i \cdot \omega \cdot b| \neq 0$ (у протилежному випадку має місце один з 6 резонансних станів коливної системи), частинний розв'язок матричного рівняння (17) визначаємо з виразу (18), де $\{H\} = \omega^2 \cdot \|c - m \cdot \omega^2 + i \cdot \omega \cdot b\|^{-1} \cdot \{S\}$.

Після виконання дій розв'язок системи (16) набуває виду:

$$\begin{cases} x = \omega^2 \cdot \left[\left(\operatorname{Re}[S_1 \cdot e^{i\alpha_1}] \right) \cdot (\epsilon_y + i \cdot \omega \cdot b_y) \cdot (\epsilon_\theta + i \cdot \omega \cdot b_\theta) \cdot (\epsilon_\psi + i \cdot \omega \cdot b_\psi) - \right. \\ \left. - \left(\operatorname{Re}[S_2 \cdot e^{i\alpha_2}] \right) \cdot c_{\theta y} \cdot c_{y\theta} \cdot c_{x\psi} \right] \cdot e^{i\omega t} : \Delta; \\ y = \omega^2 \cdot \left[\left(\operatorname{Im}[S_1 \cdot e^{i\alpha_1}] \right) \cdot (\epsilon_x + i \cdot \omega \cdot b_x) \cdot (\epsilon_\theta + i \cdot \omega \cdot b_\theta) \cdot (\epsilon_\psi + i \cdot \omega \cdot b_\psi) + \right. \\ \left. + \left(\operatorname{Im}[-S_2 \cdot e^{i\alpha_2}] \right) \cdot c_{y\theta} \cdot c_{\psi x} \cdot c_{x\psi} \right] \cdot e^{i\omega t} : \Delta; \\ \theta = \omega^2 \cdot \left[\left(\operatorname{Im}[-S_2 \cdot e^{i\alpha_2}] \right) \cdot (\epsilon_x + i \cdot \omega \cdot b_x) \cdot (\epsilon_y + i \cdot \omega \cdot b_y) \cdot (\epsilon_\psi + i \cdot \omega \cdot b_\psi) + \right. \\ \left. + \left(\operatorname{Im}[S_1 \cdot e^{i\alpha_1}] \right) \cdot c_{\psi x} \cdot c_{\theta y} \cdot c_{x\psi} \right] \cdot e^{i\omega t} : \Delta; \\ \psi = \omega^2 \cdot \left[\left(\operatorname{Re}[S_2 \cdot e^{i\alpha_2}] \right) \cdot (\epsilon_x + i \cdot \omega \cdot b_x) \cdot (\epsilon_y + i \cdot \omega \cdot b_y) \cdot (\epsilon_\theta + i \cdot \omega \cdot b_\theta) - \right. \\ \left. - \left(\operatorname{Re}[S_1 \cdot e^{i\alpha_1}] \right) \cdot c_{\psi x} \cdot c_{\theta y} \cdot c_{y\theta} \right] \cdot e^{i\omega t} : \Delta; \\ z = 0; \\ \varphi = 0, \end{cases} \quad (19)$$

де $\epsilon_x = c_{xx} - m \cdot \omega^2$; $\epsilon_y = c_{yy} - m \cdot \omega^2$; $\epsilon_\theta = c_{\theta\theta} - I_x \cdot \omega^2$; $\epsilon_\psi = c_{\psi\psi} - I_y \cdot \omega^2$;
 $\Delta = (\epsilon_x + i \cdot \omega \cdot b_x) \cdot (\epsilon_y + i \cdot \omega \cdot b_y) \cdot (\epsilon_\theta + i \cdot \omega \cdot b_\theta) \cdot (\epsilon_\psi + i \cdot \omega \cdot b_\psi) - c_{\psi x} \cdot c_{x\psi} \cdot c_{\theta y} \cdot c_{y\theta}$.

Розкриваючи дужки у виразах (19), згрупувавши члени, які відповідають реальним та уявним частинам комплексних функцій, та перетворюючи останні у експоненціальну форму з урахуванням того, що $\operatorname{Re}[e^{i\alpha}] = \cos \alpha$, $\operatorname{Im}[e^{i\alpha}] = \sin \alpha$, отримаємо:

$$\begin{cases} x = \omega^2 \cdot \left(\sqrt{u_x^2 + v_x^2} \cdot S_1 \cdot \cos(\omega \cdot t + \alpha_1 + \varphi_x - \varphi_\Delta) - \right. \\ \left. - S_2 \cdot \cos(\omega \cdot t + \alpha_2 - \varphi_\Delta) \cdot c_{\theta y} \cdot c_{y\theta} \cdot c_{x\psi} \right) : \sqrt{u_x^2 + v_x^2}; \\ y = \omega^2 \cdot \left(\sqrt{u_y^2 + v_y^2} \cdot S_1 \cdot \sin(\omega \cdot t + \alpha_1 + \varphi_y - \varphi_\Delta) - \right. \\ \left. - S_2 \cdot \sin(\omega \cdot t + \alpha_2 - \varphi_\Delta) \cdot c_{y\theta} \cdot c_{\psi x} \cdot c_{x\psi} \right) : \sqrt{u_x^2 + v_x^2}; \\ \theta = \omega^2 \cdot \left(-S_2 \cdot \sqrt{u_\theta^2 + v_\theta^2} \cdot \sin(\omega \cdot t + \alpha_2 + \varphi_\theta - \varphi_\Delta) + \right. \\ \left. + S_1 \cdot \sin(\omega \cdot t + \alpha_1 - \varphi_\Delta) \cdot c_{\psi x} \cdot c_{x\psi} \cdot c_{\theta y} \right) : \sqrt{u_x^2 + v_x^2}; \\ \psi = \omega^2 \cdot \left(\sqrt{u_\psi^2 + v_\psi^2} \cdot S_1 \cdot \cos(\omega \cdot t + \alpha_2 + \varphi_\psi - \varphi_\Delta) - \right. \\ \left. - S_2 \cdot \cos(\omega \cdot t + \alpha_1 - \varphi_\Delta) \cdot c_{\psi x} \cdot c_{\theta y} \cdot c_{y\theta} \right) : \sqrt{u_x^2 + v_x^2}; \\ \varphi = 0; \\ z = 0, \end{cases} \quad (20)$$

де через u позначені реальні, а через v – уявні частини комплексних функцій:



$$u_{\Delta} = \varepsilon_x \cdot \varepsilon_y \cdot \varepsilon_{\theta} \cdot \varepsilon_{\psi} - \omega^2 \cdot (b_x \cdot b_y \cdot \varepsilon_{\theta} \cdot \varepsilon_{\psi} + b_y \cdot b_{\psi} \cdot \varepsilon_x \cdot \varepsilon_{\theta} + b_x \cdot b_{\psi} \cdot \varepsilon_y \cdot \varepsilon_{\theta} + b_y \cdot b_{\theta} \cdot \varepsilon_x \cdot \varepsilon_{\psi} + b_x \cdot b_{\theta} \cdot \varepsilon_y \cdot \varepsilon_{\psi} + b_{\theta} \cdot b_{\psi} \cdot \varepsilon_x \cdot \varepsilon_y) - c_{\psi x} \cdot c_{x\psi} \cdot c_{\theta y} \cdot c_{y\theta} + \omega^4 \cdot b_x \cdot b_y \cdot b_{\theta} \cdot b_{\psi}; \quad (21)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} u_x = \varepsilon_y \cdot \varepsilon_{\theta} \cdot \varepsilon_{\psi} - \omega^2 \cdot (b_{\theta} \cdot b_{\psi} \cdot \varepsilon_y + b_y \cdot b_{\psi} \cdot \varepsilon_{\theta} + b_y \cdot b_{\theta} \cdot \varepsilon_{\psi}); \\ u_y = \varepsilon_x \cdot \varepsilon_{\theta} \cdot \varepsilon_{\psi} - \omega^2 \cdot (b_{\theta} \cdot b_{\psi} \cdot \varepsilon_x + b_x \cdot b_{\psi} \cdot \varepsilon_{\theta} + b_x \cdot b_{\theta} \cdot \varepsilon_{\psi}); \\ u_{\theta} = \varepsilon_x \cdot \varepsilon_y \cdot \varepsilon_{\psi} - \omega^2 \cdot (b_x \cdot b_y \cdot \varepsilon_{\psi} + b_y \cdot b_{\psi} \cdot \varepsilon_x + b_x \cdot b_{\psi} \cdot \varepsilon_y); \\ u_{\psi} = \varepsilon_x \cdot \varepsilon_y \cdot \varepsilon_{\theta} - \omega^2 \cdot (b_x \cdot b_y \cdot \varepsilon_{\theta} + b_y \cdot b_{\theta} \cdot \varepsilon_x + b_x \cdot b_{\theta} \cdot \varepsilon_y); \\ v_x = \omega \cdot (b_{\theta} \cdot \varepsilon_y \cdot \varepsilon_{\psi} + b_y \cdot \varepsilon_{\psi} \cdot \varepsilon_{\theta} + b_{\psi} \cdot \varepsilon_y \cdot \varepsilon_{\theta} - \omega^2 \cdot b_y \cdot b_{\theta} \cdot b_{\psi}); \\ v_y = \omega \cdot (b_{\theta} \cdot \varepsilon_x \cdot \varepsilon_{\psi} + b_x \cdot \varepsilon_{\theta} \cdot \varepsilon_{\psi} + b_{\psi} \cdot \varepsilon_x \cdot \varepsilon_y - \omega^2 \cdot b_x \cdot b_{\theta} \cdot b_{\psi}); \\ v_{\theta} = \omega \cdot (b_y \cdot \varepsilon_x \cdot \varepsilon_{\psi} + b_x \cdot \varepsilon_y \cdot \varepsilon_{\psi} + b_{\psi} \cdot \varepsilon_x \cdot \varepsilon_y - \omega^2 \cdot b_x \cdot b_y \cdot b_{\psi}); \\ v_{\psi} = \omega \cdot (b_y \cdot \varepsilon_x \cdot \varepsilon_{\theta} + b_x \cdot \varepsilon_y \cdot \varepsilon_{\theta} + b_{\theta} \cdot \varepsilon_x \cdot \varepsilon_y - \omega^2 \cdot b_x \cdot b_y \cdot b_{\theta}); \\ v_{\Delta} = \omega \cdot (b_x \cdot \varepsilon_y \cdot \varepsilon_{\theta} \cdot \varepsilon_{\psi} + b_y \cdot \varepsilon_x \cdot \varepsilon_{\theta} \cdot \varepsilon_{\psi} + b_{\theta} \cdot \varepsilon_x \cdot \varepsilon_y \cdot \varepsilon_{\psi} + b_{\psi} \cdot \varepsilon_x \cdot \varepsilon_y \cdot b_{\theta}) - \\ - \omega^3 \cdot (b_x \cdot b_y \cdot b_{\theta} \cdot \varepsilon_{\psi} + b_y \cdot b_{\theta} \cdot b_{\psi} \cdot \varepsilon_x + b_x \cdot b_{\theta} \cdot b_{\psi} \cdot \varepsilon_y + b_x \cdot b_y \cdot b_{\psi} \cdot b_{\theta}), \end{array} \right. \quad (22)$$

а φ_x , φ_y , φ_{θ} , φ_{ψ} й φ_{Δ} визначаються з виразів $\operatorname{tg}\varphi_x = \frac{v_x}{u_x}$; $\operatorname{tg}\varphi_y = \frac{v_y}{u_y}$; $\operatorname{tg}\varphi_{\theta} = \frac{v_{\theta}}{u_{\theta}}$;

$$\operatorname{tg}\varphi_{\psi} = \frac{v_{\psi}}{u_{\psi}}; \operatorname{tg}\varphi_{\Delta} = \frac{v_{\Delta}}{u_{\Delta}}.$$

Для ВВЗК з пружними елементами й формою розміщеними симетрично по відношенню до вісі валу збудників коливань, $c_{xx} = c_{yy}$; $c_{x\psi} = c_{\psi x} = c_{y\theta} = c_{\theta y}$; $I_x = I_y$.

При цьому вирази (20) приймають вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} x = \omega^2 \cdot (B \cdot \cos(\omega \cdot t - \varphi_{\Delta}) - A \cdot \sin(\omega \cdot t - \varphi_{\Delta})) : \sqrt{u_{\Delta}^2 + v_{\Delta}^2}; \\ y = \omega^2 \cdot (A \cdot \cos(\omega \cdot t - \varphi_{\Delta}) + B \cdot \sin(\omega \cdot t - \varphi_{\Delta})) : \sqrt{u_{\Delta}^2 + v_{\Delta}^2}; \\ \theta = \omega^2 \cdot (-D \cdot \sin(\omega \cdot t - \varphi_{\Delta}) - C \cdot \cos(\omega \cdot t - \varphi_{\Delta})) : \sqrt{u_{\Delta}^2 + v_{\Delta}^2}; \\ \psi = \omega^2 \cdot (D \cdot \cos(\omega \cdot t - \varphi_{\Delta}) - C \cdot \sin(\omega \cdot t - \varphi_{\Delta})) : \sqrt{u_{\Delta}^2 + v_{\Delta}^2}; \\ \varphi = 0; \\ z = 0, \end{array} \right. \quad (23)$$

де

$$\left\{ \begin{array}{l} A = [(S_H + S_{\varepsilon} \cdot \cos \gamma) \cdot \sin \varphi_x + S_{\varepsilon} \cdot \sin \gamma \cdot \cos \varphi_x] \cdot \sqrt{u_x^2 + v_x^2} - \\ - S_{\varepsilon} \cdot z_{\varepsilon} \cdot \sin \gamma \cdot c_{\theta y} \cdot c_{y\theta} \cdot c_{x\psi}; \\ B = [(S_H + S_{\varepsilon} \cdot \cos \gamma) \cdot \cos \varphi_x + S_{\varepsilon} \cdot \sin \gamma \cdot \sin \varphi_x] \cdot \sqrt{u_x^2 + v_x^2} - \\ - (S_H \cdot z_H + S_{\varepsilon} \cdot z_{\varepsilon} \cdot \cos \gamma) \cdot c_{\theta y} \cdot c_{y\theta} \cdot c_{x\psi}; \\ C = [(S_H \cdot z_H + S_{\varepsilon} \cdot z_{\varepsilon} \cdot \cos \gamma) \cdot \sin \varphi_{\theta} + S_{\varepsilon} \cdot z_{\varepsilon} \cdot \sin \gamma \cdot \cos \varphi_{\theta}] \cdot \sqrt{u_{\theta}^2 + v_{\theta}^2} - \\ - S_{\varepsilon} \cdot \sin \gamma \cdot c_{\psi x} \cdot c_{x\psi} \cdot c_{\theta y}; \\ D = [(S_H \cdot z_H + S_{\varepsilon} \cdot z_{\varepsilon} \cdot \cos \gamma) \cdot \cos \varphi_{\theta} + S_{\varepsilon} \cdot z_{\varepsilon} \cdot \sin \gamma \cdot \sin \varphi_{\theta}] \cdot \sqrt{u_{\theta}^2 + v_{\theta}^2} - \\ - (S_H + S_{\varepsilon} \cdot \cos \gamma) \cdot c_{\psi x} \cdot c_{x\psi} \cdot c_{\theta y}. \end{array} \right. \quad (24)$$

На основі виразів (23) визначаємо рух центру інерції рухомої системи ВВЗК у проекціях на вісі x та y й обертання навколо них. Аналіз виразу (23) дає можливість констатувати наступне:

1. Для віброустановок, які працюють у далеко зарезонансному режимі коливань, вплив непружних опорів на закон коливань незначний й можна прийняти $b_x = b_y = b_\psi = b_\theta = 0$. При цьому закон руху ВВЗК можна вивести з виразів (23), у які підставляємо: $v_x = v_y = v_\Delta = 0$; $\varphi_x = \varphi_\theta = \varphi_\Delta = 0$.
2. Для віброустановок, пружні елементи яких закріплені близько до рівня центру інерції, можна знехтувати складовими, у яких присутній співмножник z_i . Для форми ВВЗК, у яких координати z_i приєднання пружних елементів до основи форми взаємно рівні, тобто $z_1 = z_2 = \dots = z_i$, згідно (15), $c_{\psi x} = c_{x\psi} = z_i \cdot c_{xx}$; $c_{y\theta} = c_{\theta y} = z_i \cdot c_{yy}$. З урахуванням цього позначимо через t припустимий рівень (границю, межу) неточності розрахунку й на основі рівнянь (21) виразимо умову, виконання якої забезпечує розрахунок амплітуд коливань при нехтуванні співмножником z_i :

$$z_i^4 \leq \frac{t}{c_{xx}^2 \cdot c_{yy}^2} \cdot \left(\varepsilon_x \cdot \varepsilon_y \cdot \varepsilon_\theta \cdot \varepsilon_\psi - \omega^2 \cdot [b_x \cdot b_y \cdot \varepsilon_\theta \cdot \varepsilon_\psi + b_y \cdot b_\psi \cdot \varepsilon_x \cdot \varepsilon_\theta + b_x \cdot b_\psi \cdot \varepsilon_y \cdot \varepsilon_\theta + \right. \\ \left. + b_y \cdot b_\theta \cdot \varepsilon_x \cdot \varepsilon_\psi + b_x \cdot b_\theta \cdot \varepsilon_y \cdot \varepsilon_\psi + b_\theta \cdot b_\psi \cdot \varepsilon_x \cdot \varepsilon_y - \omega^2 \cdot b_x \cdot b_y \cdot b_\theta \cdot b_\psi] \right) \quad (25)$$

аналогічно з виразів (24) можна отримати 4 додаткових умови відносно малого значення z_i . Виділимо найбільш характерне з них:

$$z_i^3 \leq t \cdot [(S_n \cdot z_n + S_e \cdot z_e \cdot \cos \gamma) \cdot \cos \varphi_\theta - S_e \cdot z_e \cdot \sin \gamma \cdot \sin \varphi_\theta] \times \\ \times \sqrt{u_\theta^2 + v_\theta^2} : (S_n + S_e \cdot \cos \gamma) \cdot c_{xx}^2 \cdot c_{yy} \quad (26)$$

Наприклад, при 5%-му припустимому рівні (межі, границі) неточності (похибки) розрахунку $t = 0,05$. При виконанні умов (25) та (26) у виразах (21) й (24) можна прийняти $c_{\psi x} = c_{x\psi} = c_{\theta y} = c_{y\theta} = 0$.

3. При значному перевищенні частотою ω вимушених коливань ВВЗК частоти її власних коливань величини ε_x , ε_y , ε_θ , ε_ψ , які характеризують коефіцієнт динамічності системи, у виразах (21), (22) можна прийняти рівними одиниці. Це спрощення допускають умови:

$$\frac{c_{yy}}{m \cdot \omega^2} \leq t; \quad \frac{c_{xx}}{m \cdot \omega^2} \leq t; \quad \frac{c_{\theta\theta}}{m \cdot \omega^2} \leq t; \quad \frac{c_{\psi\psi}}{m \cdot \omega^2} \leq t, \quad (27)$$

де, як і вище, t – припустима границя (межа, рівень) неточності розрахунку ВВЗК. При виконанні даних умов можна не враховувати навіть значну величину z_i ,

$$(S_n + S_e \cdot \cos \gamma) \cdot z_i^3 \cdot c_{xx}^2 \cdot c_{yy} : [(S_n \cdot z_n + S_e \cdot z_e \cdot \cos \gamma) \cdot \cos \varphi_\theta - \\ - S_e \cdot z_e \cdot \sin \gamma \cdot \sin \varphi_\theta] \cdot \sqrt{u_\theta^2 + v_\theta^2} \leq t. \quad (28)$$

Вираз (28) отриманий з останнього рівняння (24).

Отримані рішення можна спростити до виду:

$$\begin{cases} x_0 = -A \cdot \cos(\omega t + \varphi_{0S}); \\ y_0 = -A \cdot \sin(\omega t + \varphi_{0S}); \\ z = 0; \\ \theta = \theta_0 \cdot \sin(\omega t + \varphi_{0L}); \\ \psi = -\psi_0 \cdot \cos(\omega t + \varphi_{0L}); \\ \varphi = 0 \end{cases} \quad (29)$$



Тут модулі амплітуд A, θ_0, ψ_0 :

$$\begin{cases} A = \frac{\sqrt{(m_1 r_1)^2 + (m_2 r_2)^2 + 2m_1 r_1 m_2 r_2 \cdot \cos \alpha}}{M}; \\ \theta_0 = \frac{\sqrt{(m_1 r_1 z_1)^2 + (m_2 r_2 z_2)^2 + 2m_1 r_1 z_1 m_2 r_2 z_2 \cdot \cos \alpha}}{I_x}; \\ \psi_0 = \frac{\sqrt{(m_1 r_1 z_1)^2 + (m_2 r_2 z_2)^2 + 2m_1 r_1 z_1 m_2 r_2 z_2 \cdot \cos \alpha}}{I_y} \end{cases} \quad (30)$$

Фазові кути $\varphi_{0S}, \varphi_{0L}$:

$$\begin{cases} \varphi_{0L} = \arctg \left\{ \frac{m_1 r_1 \sin \alpha}{m_1 r_1 + m_2 r_2 \cos \alpha} \right\}; \\ \varphi_{0S} = \arctg \left\{ \frac{m_1 r_1 z_1 \sin \alpha}{m_1 r_1 z_1 + m_2 r_2 z_2 \cos \alpha} \right\}. \end{cases} \quad (31)$$

Параметри A, α можна визначити за формулами [9]:

$$A = \sqrt{A_i^2 + A_{\text{верт}}^2}; \quad (32)$$

$$\alpha = \arctg \left\{ \frac{A_{\text{верт}}}{A_i} \right\}; \quad (33)$$

де A_i – горизонтальна складова амплітуди коливань для частинок, віддалених на відстань z_i від центральної осі:

$$A_i = A_{\text{зор}} \cdot \sqrt{1 + \frac{z_i^2 \cdot \psi_{\text{макс}}^2}{A_{\text{зор}}^2} - \frac{2 \cdot z_i \cdot \psi_{\text{макс}}}{A_{\text{зор}}} \cdot \cos \varphi_0}; \quad (34)$$

$A_{\text{верт}}$ – вертикальна складова амплітуди коливань для перерізів форми, віддалених на відстань z_i від центральної осі:

$$A_{\text{верт}} = x \cdot \psi_{\text{макс}}; \quad (35)$$

$A_{\text{зор}}$ – горизонтальна складова амплітуди коливань для центральної зони:

$$A_{\text{зор}} = \frac{F}{M \cdot (\omega_{\xi}^2 - \omega^2)}; \quad (36)$$

де F – результуюча збурююча сила:

$$F = \sqrt{F_{\text{е}}^2 + F_{\text{н}}^2 + 2F_{\text{е}} \cdot F_{\text{н}} \cdot \cos \alpha}, \quad (37)$$

α_0 – кут взаємного розміщення дебалансів віброзбудника; $F_{\text{е}}, F_{\text{н}}$ – змушуючі сили верхнього і нижнього віброзбудників:

$$F_{\text{е}} = m_{\text{е}} \cdot r_{\text{е}} \cdot \omega^2; \quad (38)$$

$$F_{\text{н}} = m_{\text{н}} \cdot r_{\text{н}} \cdot \omega^2; \quad (39)$$

Результуючий збурюючий момент:

$$M = \sqrt{M_{\text{е}}^2 + M_{\text{н}}^2 + 2M_{\text{е}} \cdot M_{\text{н}} \cdot \cos \alpha_0}; \quad (40)$$

де $M_{\text{е}}$ і $M_{\text{н}}$ – моменти змушуючих сил віброзбудників:

$$M_{\text{е}} = m_{\text{е}} \cdot r_{\text{е}} \cdot h_{\text{е}} \cdot \omega^2; \quad (41)$$

$$M_n = m_n \cdot r_n \cdot h_n \cdot \omega^2; \quad (42)$$

Амплітуда кута повороту коливної частини ВВЗК відносно центральної горизонтальної осі:

$$\psi_{\max} = \frac{M}{I_y \cdot (\omega_\psi^2 - \omega^2)}; \quad (43)$$

де ω_ξ , ω_ψ – власні частоти лінійних та кутових коливань коливної частини ВВЗК.

Фазові кути горизонтальних та вертикальних складових коливань:

$$\beta = \varphi_{0S} - \nu_i; \quad (44)$$

$$\lambda = \varphi_{0L}; \quad (45)$$

Зсув фаз між вертикальними та горизонтальними коливаннями для центральної осі:

$$\varphi_0 = \varphi_{0L} - \varphi_{0S}; \quad (46)$$

Фазові кути збурюючої сили й збурюючого моменту:

$$\varphi_{0S} = \arctg \left\{ \frac{F_n \cdot \sin \alpha}{F_g + F_n \cdot \sin \alpha} \right\}; \quad (47)$$

$$\varphi_{0L} = \arctg \left\{ \frac{F_n \cdot \sin \alpha}{F_g + F_n \cdot \sin \alpha} \right\}. \quad (48)$$

За наведеними формулами були виконані розрахунки, що наведені на рис. 3 і рис.4.

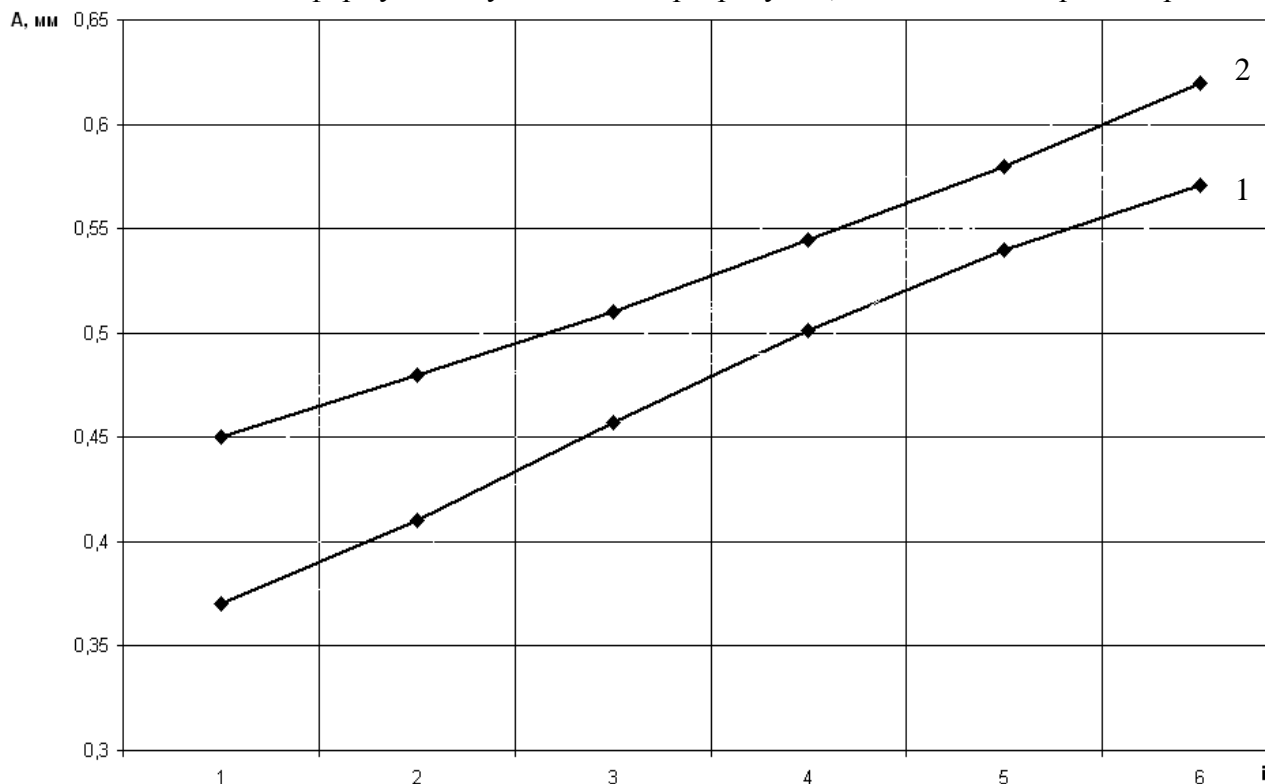


Рисунок 3. Зміна амплітуди горизонтальних коливань по висоті форми в залежності від величини змушуючої сили вібраторів: 1 – $F_0 = 5.6$ кН; 2 – $F_0 = 11.3$ кН.

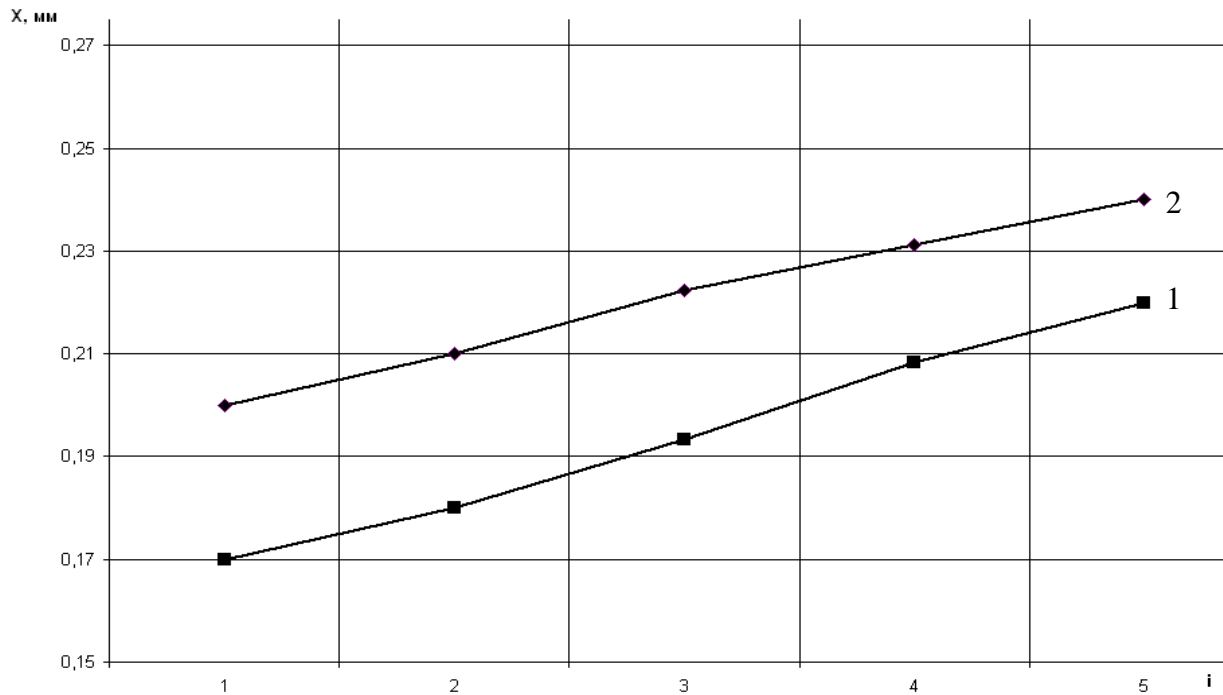


Рисунок 4. Зміна амплітуди вертикальних коливань по висоті форми в залежності від величини змушуючої сили вібраторів: 1 – $F_0 = 5.6$ кН; 2 – $F_0 = 11.3$ кН.

Висновки. В результаті проведених досліджень динаміки віброустановки для виробництва залізобетонних кілець з вертикально орієнтованим валом, на якому розміщені дебалансні вібратори, можна зробити наступні висновки.

1. Створена й обґрунтована фізична та математична моделі процесів вібраційного ущільнення бетонних сумішей (установкою із вертикальним розташуванням збудників коливань), які у межах прийнятих припущень та заданих умов функціонування системи, адекватно відображають реальні процеси руху віброустановки.
2. Отримана система диференціальних рівнянь й досліджені закони руху, що описують зміну амплітуд коливань в горизонтальній і вертикальній площинах з урахуванням зсуву фаз між дебалансами збудників коливань.
3. Отримані аналітичні залежності, критерії, розрахунки щодо основних параметрів динаміки ВВЗК подібного типу дозволяють суттєво вдосконалити існуючі інженерні методи розрахунку таких систем й підвищити їх точність.

Література

1. Корнійчук Б.В. «Вибір та обґрунтування конструктивної схеми віброустановки для формування залізобетонних кілець» - «Техніка Будівництва», Київ, КНУБА, №20, с.67-73.
2. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії. –К.:КНУБА, 2007. -229с.
3. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем. Друге видання. –К.: Видавничий дім «Слово», 201.
4. Назаренко І.І., Баранов Ю.О., Корнійчук Б.В. Корчагін М.М. Установа для формування трубчастих виробів з бетонних сумішей. Патент на корисну модель. UA 25881 U, Бюл. №13, 2007.
5. Бабаков И.М. Теория колебаний. -М.: Наука, 1965, -560 с.
6. Вибрации в технике: Справ. в 6 т. // Ред. совет: В.Н.Челомей. –М.: Машиностроение, т.1. Колебания линейных систем. 1978, -352 с.
7. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники. –М.: Машиностроение, 1969, -362 с.
8. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. –Л.: Машиностроение, 1963, -311 с.
9. Заика П.М. Вибрационное перемещение твердых и сыпучих тел в сельскохозяйственных машинах. Практическое пособие. –К.: Изд-во УСХА, 1998, -625 с.

УДК 621.867.82

*В.М. Гущин, канд. техн. наук, доцент ДГМА,
О.В. Гущин, канд. техн. наук, ст. преп. ДГМА*

ИССЛЕДОВАНИЕ ПНЕВОТРАНСПОРТНОЙ УСТАНОВКИ В РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ АЭРИРОВАННЫХ МАТЕРИАЛОВ СПЛОШНЫМ ПОТОКОМ

Анализ выполненных исследований пневматического транспорта сыпучих материалов во взвешенном состоянии в режиме полета одиночных частиц показал достаточно высокую степень изученности установок данной группы [1,2]. Определенные положительные результаты достигнуты в разработке пневмотранспорта, работающего в порционном режиме движения аэросмесей [3,4]. Достаточно подробно описаны процессы псевдооживления легкоподвижных сыпучих материалов, определены условия формирования аэрированных потоков [5,6].

Анализ выполненных теоретических и экспериментальных исследований показал, что рабочие процессы пневмотранспортных установок, работающих в режиме движения сыпучих материалов в аэрированном состоянии сплошным потоком применительно к условиям промышленности строительных материалов, практически не изучены.

Практически малоисследованными являются основные технические характеристики, и параметры данной разновидности пневмотранспорта, как известно, обладающего рядом достоинств. К последним следует отнести: высокую массовую концентрацию аэросмеси, относительно невысокий расход энергии на процесс транспортирования, малый расход воздуха, относительно несложную очистку воздуха от частиц сыпучего материала.

Целью данной работы является определение основных параметров пневмотранспортной установки, работающей в режиме движения сплошным потоком мелкодисперсных хорошо сыпучих материалов, используемых в строительной промышленности.

Изучение режимов движения аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе [7] наглядно свидетельствует (рис.1), что при режиме движения частиц сплошным потоком в аэрированном состоянии объемная, а следовательно и массовая концентрация смеси практически достигают своих предельных значений.

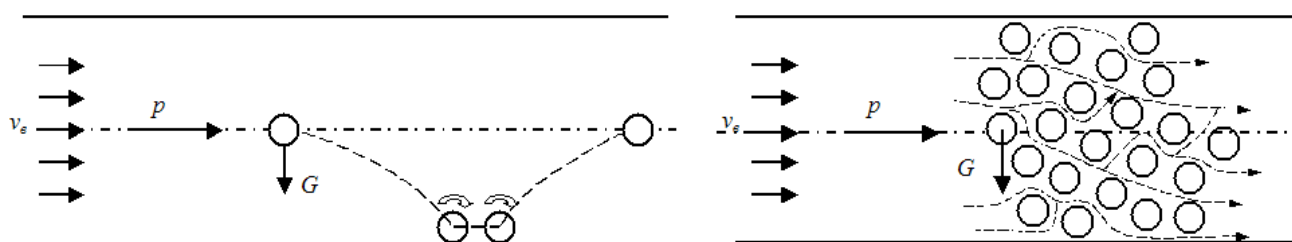


Рисунок 1. Схема движения частиц сыпучего материала в пневмотранспортном трубопроводе:
а - движение одиночной частицы во взвешенном состоянии; б - движение частиц в сплошном аэрированном потоке.

Так как в исследуемом режиме движения аэросмеси сыпучий материал распределён относительно равномерно по поперечному сечению и вдоль трубы (рис. 1б), можно считать правомерным рассмотрение одномерного течения гомогенной структуры в трубопроводе на основе уравнений механики сплошной среды, выражающих законы сохранения массы (уравнения неразрывности), количества движения (уравнение движения) и энергии [8].

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho d\tau ; \quad (1)$$



$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \mathbf{w} d\tau = \oint_{\Omega} \mathbf{P}_n d\sigma + \int_V \rho \mathbf{F} d\tau; \quad (2)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \left(\varepsilon + \frac{w^2}{2} \right) d\tau = \oint_{\Omega} \mathbf{P}_n \cdot \mathbf{w} d\sigma + \int_V \rho \mathbf{F} \cdot \mathbf{w} d\tau + \oint_{\Omega} q_n d\sigma, \quad (3)$$

где $V(d\tau)$ – произвольный объем сплошной среды, состоящей из одних и тех же частиц; $\Omega(d\sigma)$ – поверхность, ограничивающая этот объем; ρ – плотность газа; \mathbf{w} – скорость газа; \mathbf{P}_n – вектор напряжений на площадке с нормалью \mathbf{n} ; \mathbf{F} – плотность массовых сил; ε – внутренняя энергия единицы массы газа; q_n – нормальная составляющая вектора потока тепла

Преобразуя поверхностные интегралы в формулах (1...3) в интегралы по объему V с помощью формулы Гаусса-Остроградского, получаем

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho d\tau = 0; \quad (4)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \mathbf{w} d\tau = \int_V \operatorname{div} \mathbf{P} d\tau + \int_V \rho \mathbf{F} d\tau; \quad (5)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \left(\rho \varepsilon + \frac{\rho w^2}{2} \right) d\tau = \int_V \operatorname{div} (\mathbf{P} \mathbf{w}) d\tau + \int_V \operatorname{div} \mathbf{q} d\tau + \int_V \rho \mathbf{F} \cdot \mathbf{w} d\tau, \quad (6)$$

где \mathbf{P} – тензор напряжений в сплошной среде; $\mathbf{P} = -p\mathbf{I} + \mathbf{T}$ (здесь p – давление газа; \mathbf{I} – единичный тензор; \mathbf{T} – тензор касательных напряжений).

Используя формулу дифференцирования во времени интеграла с переменными пределами интегрирования $\frac{d}{dt} \int_V A d\tau = \int_V \left(\frac{\partial A}{\partial t} + \operatorname{div} A \mathbf{w} \right) d\tau$, при произвольно выбранной области интегрирования уравнения (4...6) равносильны дифференциальным уравнениям:

$$\begin{array}{l} \text{неразрывности} \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div} \rho \mathbf{w} = 0; \end{array} \quad (7)$$

$$\begin{array}{l} \text{движения} \\ \frac{\partial \rho \mathbf{w}}{\partial t} + \operatorname{div} (\rho \mathbf{w} \otimes \mathbf{w} + p\mathbf{I}) = \operatorname{div} \mathbf{T} + \rho \mathbf{F}; \end{array} \quad (8)$$

$$\begin{array}{l} \text{энергии} \\ \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \varepsilon + \frac{\rho w^2}{2} \right) + \operatorname{div} \left[\left(\rho i + \rho \frac{w^2}{2} \right) \mathbf{w} \right] = \operatorname{div} (\mathbf{T} \mathbf{w} + \mathbf{q}) + \rho \mathbf{F} \cdot \mathbf{w}, \end{array} \quad (9)$$

где $i = \varepsilon + p/\rho$ – энтальпия среды, а знак \otimes – диадное произведение векторов.

Рассматривается движение одномерного потока гомогенной структуры в пневмотранспортном трубопроводе. В качестве координатной оси выбрана ось трубопровода. Остальные оси расположены в плоскости, перпендикулярной оси трубы.

Воспользовавшись операцией

$$A(x, t) = \langle A(x, y, z, t) \rangle = \frac{4}{\pi d^2} \int_S A(x, y, z, t) d\sigma, \quad (10)$$

(где S – площадь поперечного сечения трубопровода; d – диаметр трубы) Осреднённые по сечению трубы уравнения одномерного течения примут вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial x} = 0; \quad (11)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left(p + \beta \rho w^2 \right) = \frac{4}{d} \tau + \rho F_x; \quad (12)$$

$$\rho \frac{d\varepsilon}{dt} - \frac{p}{\rho} \frac{d\rho}{dt} = \langle \mathbf{T} \nabla \mathbf{w} \rangle + \frac{4}{d} q_n + \frac{\partial q_x}{\partial x}; \quad (13)$$

$$Q = \rho w, \quad (14)$$

где $Q(x,t)$ – расход газа; w – средняя скорость газа; τ – среднее касательное напряжение на внутренней поверхности трубопровода; β – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения скоростей газа по сечению трубы (для развитых турбулентных течений $\beta \approx 1$); q_n – осредненный по периметру тепловой поток; q_x – тепловой поток вдоль оси трубы.

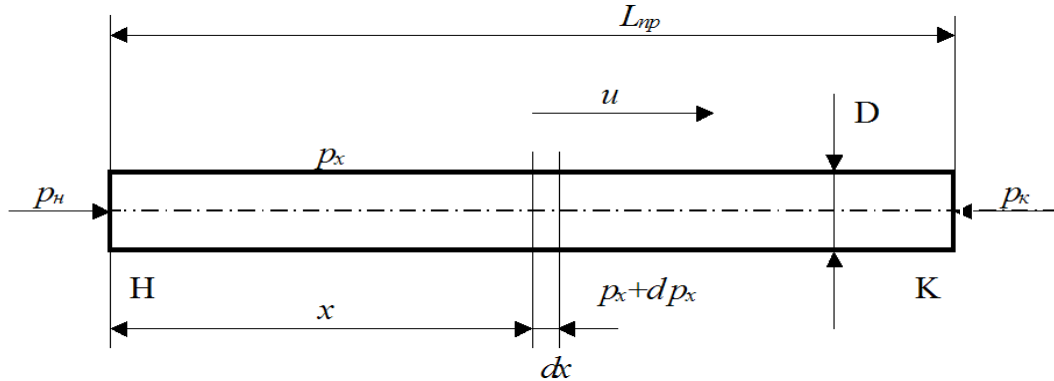


Рисунок 2. Схема к расчету потерь давления в пневмотранспортном трубопроводе.

При осреднении приняты допущения: плотность газа, его давление, температура и внутренняя энергия не изменяются по сечению трубы; сжимаемость газа намного больше упругости стенок трубы, так что последней можно пренебречь; на внутренней поверхности трубопровода скорость газа равна нулю.

Для замыкания системы уравнений с целью компенсации потерянной при осреднении информации вводятся дополнительные допущения: касательное напряжение на внутренней поверхности трубы связано со средними параметрами течения зависимостью Дарси [10]; скорость движения газа мала по сравнению с характерной скоростью звука в газе, т.е. малые числа Маха; тепловой поток вдоль оси трубы q_x мал по сравнению с потоком тепла в перпендикулярном направлении и он не учитывается; рассматриваемый газ в условиях низконапорных пневмотранспортных установок считается совершенным. Тогда уравнение состояния можно записать

$$p = \rho RT,$$

а выражение для термодинамических функций запишутся:

$$\varepsilon = c_v T + const; \quad i = c_p T + const,$$

где R – газовая постоянная; c_v , c_p – удельные теплоемкости изохорного и изобарного процессов соответственно; T – температура газа.

С учетом сделанных допущений система уравнений (11...14) и добавочные условия для p и ε представляются в виде

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial x} = 0; \quad (15)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} = -\lambda \frac{1}{d} \frac{\rho w}{2}; \quad (16)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} - \frac{p}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} = \lambda \frac{1}{d} \frac{\rho w^3}{2} + \frac{4q_n}{d}; \quad (17)$$

$$p = \rho RT; \quad \varepsilon = c_v T + const; \quad Q = \rho w. \quad (18)$$

Полученная система уравнений (15...18) представляет совокупность шести уравнений для определения шести неизвестных функций ρ , p , w , Q , T и ε .

Уравнения притока тепла (третье уравнение системы) с учетом второго уравнения (уравнения движения) после преобразований, находится



$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + Q c_p \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{\partial p}{\partial t} = \frac{4q_n}{d}. \quad (19)$$

Полная система уравнений для определения четырех неизвестных функций $\rho(x, t)$, $p(x, t)$, $Q(x, t)$ и $T(x, t)$ имеет вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial x} = 0; \quad (20)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} = -\lambda \frac{1}{2d} \frac{Q|Q|}{\rho}; \quad (21)$$

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + Q c_p \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{\partial p}{\partial t} = \frac{4q_n}{d}; \quad (22)$$

$$p = \rho RT. \quad (23)$$

Так как температура газа не отличается от температуры окружающей среды, исключая из уравнения неразрывности плотность, с помощью уравнения состояния система уравнений для рассматриваемого случая принимает вид

$$\frac{\partial p}{\partial t} + c^2 \frac{\partial Q}{\partial x} = 0; \quad (24)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{\lambda c^2}{2\gamma d} \frac{Q|Q|}{p}. \quad (25)$$

Система уравнений относительно двух функций: давления $p(x, t)$ и расхода $Q(x, t)$ является исходной для расчета пневмотранспортных установок, работающих при движении аэросмеси сплошным аэрированным потоком.

Представив

$$\varphi(p, Q) = -\frac{\lambda c^2}{2\gamma d} \frac{Q|Q|}{p}, \quad (26)$$

уравнения (24,25) принимают вид

$$\frac{\partial p}{\partial t} + c^2 \frac{\partial Q}{\partial x} = 0; \quad (27)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} = \varphi(p, Q), \quad (28)$$

где $c^2 = \gamma RT$, а $\varphi(p, Q)$ определена равенством (26).

Для решения данных дифференциальных уравнений используется метод характеристик [11] (рис.3...4).

Значение давления p и расхода Q в произвольной точке M плоскости переменных x и t , являющейся вершиной треугольника AMB , находятся по формулам:

$$p_M(x, t) = \frac{P_A + P_B}{2} + c \frac{Q_A - Q_B}{2}; \quad (29)$$

$$Q_M(x, t) = \frac{P_A - P_B}{2c} + \frac{Q_A + Q_B}{2}. \quad (30)$$

Так как значения давления и расхода при $t = 0$ известны:

$$p(x, 0) = p_{нач}(x); \quad Q(x, 0) = Q_{нач}(x), \text{ то}$$

$$p_k^m = \frac{P_{k-1}^{m-1} + P_{k+1}^{m-1}}{2} + c \frac{Q_{k-1}^{m-1} - Q_{k+1}^{m-1}}{2} + \frac{\varphi_{k-1}^{m-1} - \varphi_{k+1}^{m-1}}{2} \Delta x; \quad (31)$$

$$Q_k^m = \frac{P_{k-1}^{m-1} - P_{k+1}^{m-1}}{2c} + \frac{Q_{k-1}^{m-1} + Q_{k+1}^{m-1}}{2} + \frac{\varphi_{k-1}^{m-1} + \varphi_{k+1}^{m-1}}{2} \Delta x. \quad (32)$$

Блок - схема решения представлена на рис.5.

Машинный эксперимент по исследованию взаимосвязи основных технических параметров пневмотранспортной установки, работающей в режиме движения аэросмеси сплошным аэрированным потоком, выполнен с использованием MAPLE – программы “HYDRO”, [12]. Основные данные машинного эксперимента представлены на рис. 6...8.

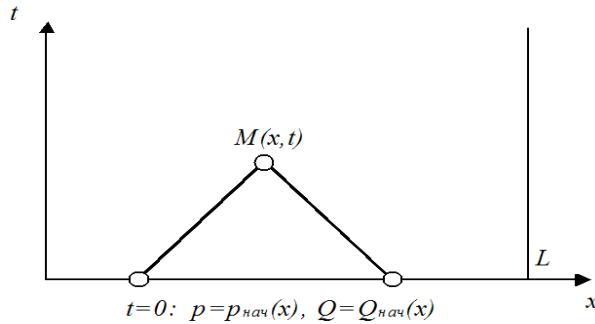


Рисунок 3. Схема определения параметров точки M методом характеристик.

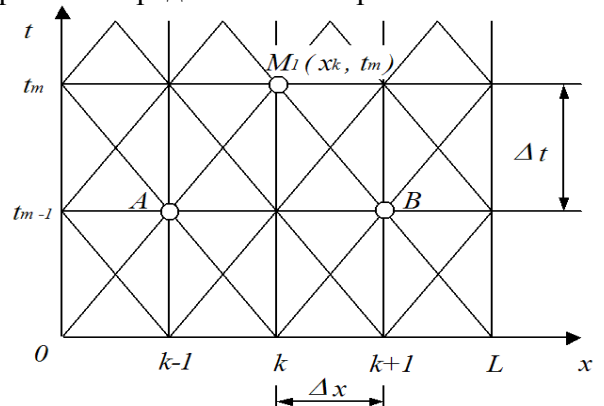


Рисунок 4. Сетка характеристик для численного решения системы уравнений.

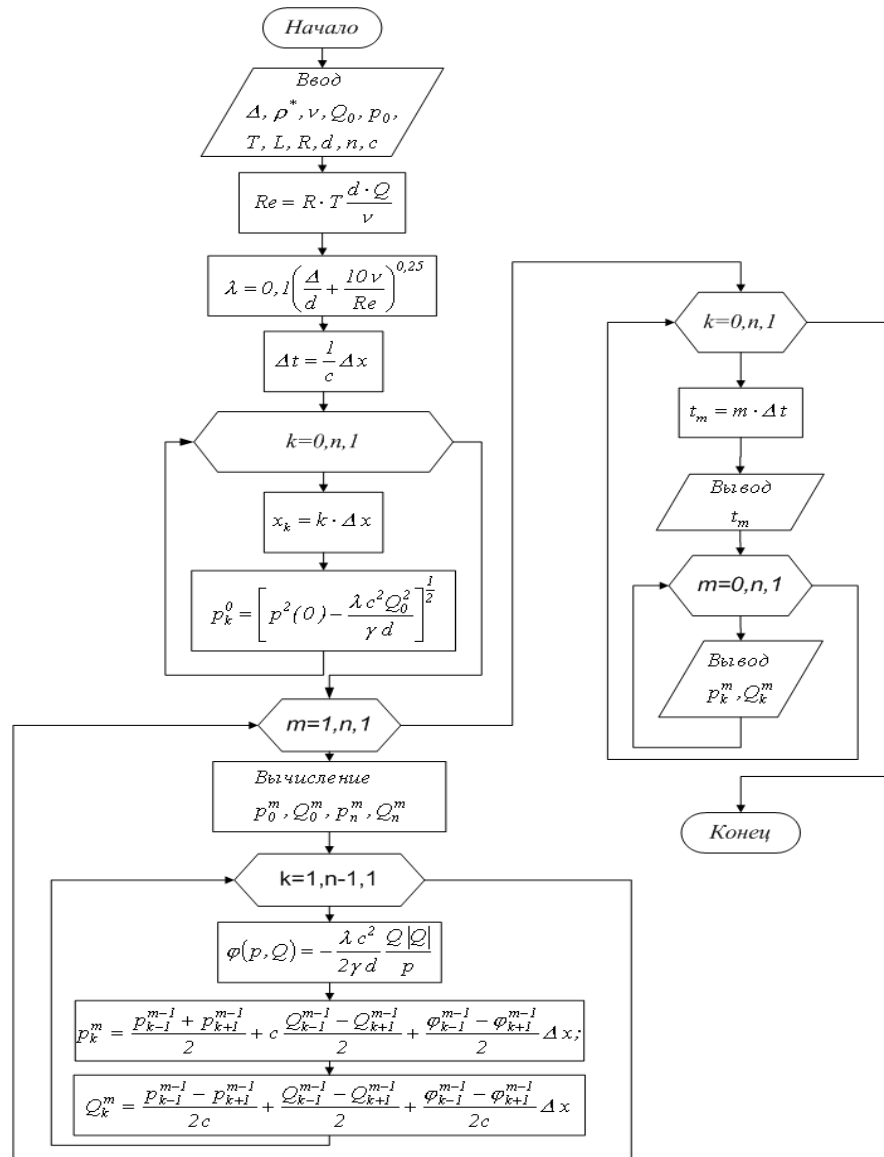


Рис.5. Блок - схема алгоритма решения задачи.



Графики зависимости давления на начальном участке трубопровода (рис. 6а, 7а) показывают, что в начальном периоде идёт резкое возрастание давления, достигающее максимума на длине участка 0,5...2 м от пункта загрузки, затем давление падает, достигая своего номинального значения на расстоянии около 4м от точки начала движения аэросмеси. Скорость скачкообразно возрастает, достигая своего номинального значения 6 м/с (рис. 6б, 7б). На этих графиках хорошо видны экстремальные точки, соответствующие расстоянию 0,5; 2,0 и 4 м от исходной нулевой точки графика изменения давления в зависимости от дальности транспортирования (рис. 8а) и плотности транспортируемого материала (рис. 8б), которые характерны для пневмотранспорта различных модификаций, но имеют свои конкретные данные, присущие данному способу движения аэросмесей. Изменения давления от скорости потока показывают, что скорость движения порядка 3...5 м·с⁻¹ находится в области минимальных энергетических затрат.

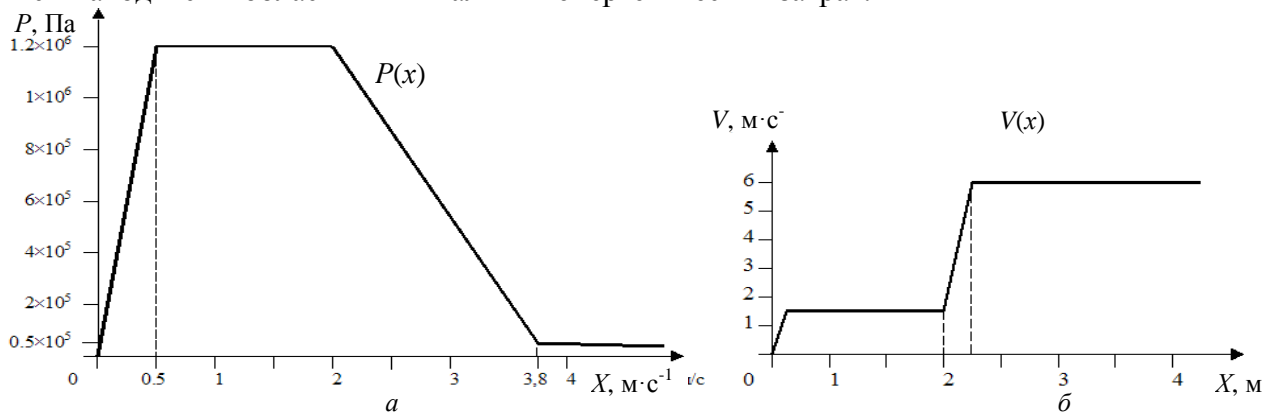


Рисунок 6. Зависимости давления (а) и скорости (б) от расстояния при установившемся движении.

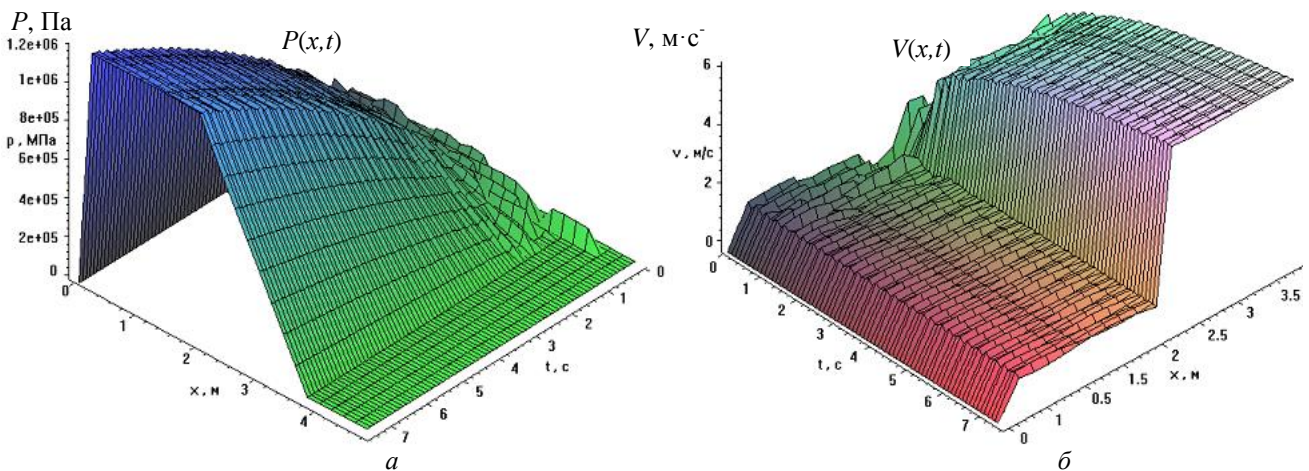


Рисунок 7. Распределение давления (а) и скорости движения аэросмеси (б) в трехмерных координатах.

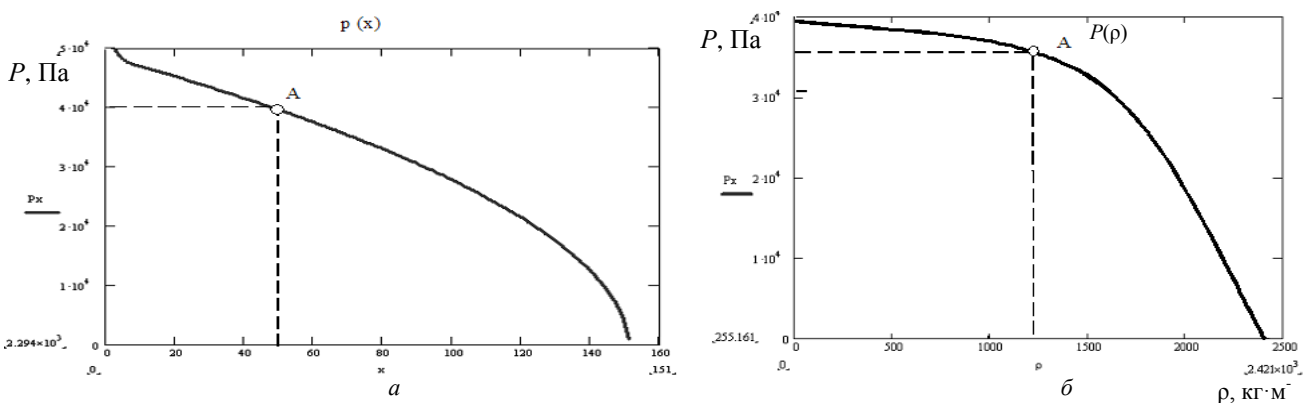


Рисунок 8. Изменение основных параметров пневмотранспортной установки:

а – падение давления от дальности транспортирования; б – падение давления от плотности материала.

Сделана попытка оценить влияние шероховатости внутренней поверхности труб (Δ_i) на величину избыточного давления в пневмотранспортном трубопроводе.

Выводы:

1. Разработана математическая модель движения аэрированной смеси сплошным потоком в пневмотранспортном трубопроводе при перемещении легкоподвижных хорошо сыпучих материалов.

2. Приведены основные результаты машинного эксперимента с использованием MAPLE – программы «HYDRO», свидетельствующие о достаточно высоких характеристиках пневмотранспортной установки данного типа.

3. Полученные данные могут быть использованы для практических целей при проектировании пневмотранспортных установок.

Литература

1. Смолдырев, А.Е. Трубопроводный транспорт/ А.Е. Смолдырев. – М.: Недра, 1980. - 293с. – ISBN 000-000-000-000-0.
2. Волошин, А.И. Механика пневмотранспортирования сыпучих материалов/ А.И. Волошин, Б.В. Пономарев. – К.: Наук. думка, 2001. - 519 с. – ISBN 966-00-0539-3.
3. Гуцин, В.М. Нова концепція та її реалізація в розробках високоефективних засобів пневматичного транспортування сипучих матеріалів/ В.М. Гуцин// Машинознавство, 2000, №2(23). – С.39-43.
4. Сивко, В.И. Определение потерь давления в пневмотранспортном трубопроводе/ В.И. Сивко, О.В. Гуцин// Техніка будівництва. – К.: КНУБА. – 2006. № 18. – С.50-56.
5. Разумов, И.М. Псевдооживление и пневматический транспорт сыпучих материалов/ И.М. Разумов. – М.: Химия, 1984. – 346с. – ISBN 000-000-000-000-0.
6. Островский, Г. М. Прикладная механика неоднородных сред/ Г.М. Островский. – СПб.: Наука, 2000. – 359 с. – ISBN 000-000-000-000-0.
7. Гуцин, В.М. Режимы движения двухкомпонентной среды в транспортном трубопроводе/ В.М. Гуцин// Геотехнічна механіка: Між від Зб. наук . праць/ ІГТМ НАН України. Дн-ськ, 1999. – Вип. 13. – С.71-76.
8. Седов, Л.И. Механика сплошной среды/ Л.И. Седов. – М. : Наука, 1970. – 351 с. – ISBN 000-000-000-000-0.
9. Чарный, И.А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах/ И.А. Чарный. – М.: Госитеорздат, 1951. – 223с. – ISBN 000-000-000-000-0.
10. Лойцянский, Л. Г. Механика жидкости и газа: учебник для вузов/ Л.Г. Лойцянский. 7-е изд., испр. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с., 311 ил., 22 табл. – ISBN 5-7107-6327-6.
11. Александров, А.М. Контейнерный трубопроводный пневмотранспорт/ А.М. Александров, В. Е. Аглицкий. – М.: Машиностроение, 1979. – 263с. – ISBN 000-000-000-000-0.
12. Аладьев, В.З. Maple 6: Решение математических, статистических и физико-технических задач/ В.З. Аладьев, М.А. Богдьявичус. – М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2001. – 824 с. – ISBN 5-93208-085-X.



УДК 693.542

А.Т. Свідерський, к.т.н., доцент КНУБА,
О.П. Дєдов, асистент КНУБА,
І.Ю. Мартинюк, студент КНУБА,
А.В. Коцеруба, студент КНУБА

МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ КОНТРОЛЮ БЕТОНУ

Актуальність теми. Сучасна будівельна галузь набуває розвитку в умовах використання залізобетонного та монолітно-каркасного спорудження житлових і промислових будівель. Велика низка факторів впливає на якість бетонної суміші, що постачається на будівельний майданчик, а саме: відстань від заводу виробника бетонної суміші до будівельного майданчика, часу перемішування, а також якості та кількості компонентів бетону. Тому очевидно, що контроль бетонної суміші є необхідним технологічним процесом на всіх етапах зведення споруди. Одним з розповсюджених методів контролю бетону є метод визначення міцності на стиск за допомогою контрольних зразків бетону [1]. Як показує практика, в більшості випадків результати випробувань зразків є далекі від проектних. При проведенні додаткових досліджень залізобетонних конструкцій неруйнівними методами контролю досить часто має місце підтвердження проектної міцності. Така відмінність пояснюється різною технологією укладання бетону в конструкцію і в контрольному зразку, а також недотриманням вимог відбору контрольних зразків та умов їх зберігання. Надійність і довговічність залізобетонних конструкцій залежить від якості бетонної суміші та виробів виготовлених з неї. Тому варто провести аналіз існуючих методів контролю бетонної суміші та бетонних виробів.

Постановка задачі. Основною задачею є оцінка методів та засобів контролю бетону з метою створення мобільної віброплощадки, яку можна використовувати для ущільнення контрольних зразків при входному контролі бетонної суміші на будівельному майданчику, а також розробка методики виготовлення та випробування контрольних зразків бетону адаптованої до умов монолітного будівництва.

Теоретичні дослідження. В основу теоретичних досліджень покладений досвід огляду та аналізу існуючих конструкцій будівельної індустрії, що базується на критеріях оцінки [2], методи обробки статистичних даних та основні закони фізики.

Викладення основного матеріалу. Залізобетон складається з двох основних складових: арматура, що слугує, як каркас і власне сам заповнювач – бетонна суміш. Від неї, в першу чергу, залежить якість будівлі побудованої на основі моноліту.

Отже, як можна проконтролювати якість бетону починаючи від заводу - виробника до кінцевого продукту – бетонного виробу?. На заводі якість бетонної суміші контролює лабораторія і також завод контролює якість складників бетону. Пісок перевіряють на вологість, щебінь перевіряють на радіоактивність і цемент на відповідність вказаної марки. Також на заводі є спеціальне обладнання – дозатори (рис. 1), які визначають масу складників з точністю до кількох грамів.

Лабораторії перевіряють бетон на вологостійкість та морозостійкість один раз на півроку. На нових заводах встановлені автоматичні лінії для зменшення впливу людського фактору

На будівельному майданчику бетонну суміш можна контролювати наступними методами: осадкою конусу, часом твердіння суміші, по зручності заливки (рис. 2), по кольору суміші і за допомогою контрольних зразків бетону (рис.3). Осадкою конусу визначають рухливість бетонної суміші. Зручність заливки перевіряється на спец приладі: бетонною сумішшю заповнюють ємність, яка має форму конуса, після чого в суміш опускають конус і по його зануренню можна судити про якість бетону.



Рисунок 1. Дозатор для дозування піску та цементу.

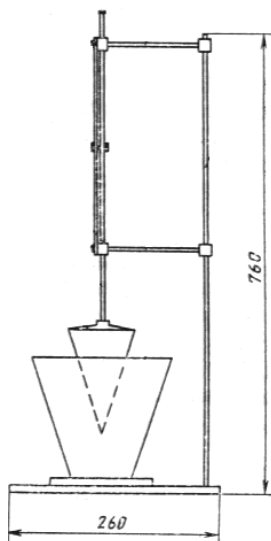


Рисунок 2. Прилад для визначення зручності заливки бетонної суміші.

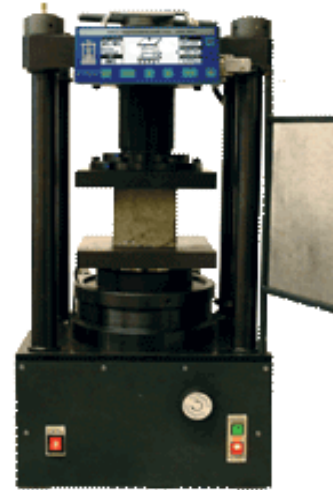


Рисунок 3. Прес для визначення міцності контрольних зразків бетону.

На даний час широкого розповсюдження набув метод контролю бетону з допомогою контрольних кубиків. Найчастіше отримані кубики не відповідають тому класу бетону, що потрібно. Після детального відпрацювання нормативного документа [1], виявилось, що в ньому не має чіткого плану за яким потрібно виготовляти контрольні зразки. А саме: бетон заливається в повірені форми згідно ГОСТ 22685, потім виконується укладка і ущільнення. Укладку виконують металевим стержнем діаметром 16 мм з заокругленим кінцем починаючи від краю форми і йдучи по спіралі до її центру. На один шар виконують не більше 10 штиковок. Ущільнення роблять з допомогою лабораторної площадки. ДСТУ передбачено використання вібротрамблерів, що мають наступні параметри: частота вертикальних коливань з формою заповненою бетонною сумішшю (2900 ± 100) хв.⁻¹, амплітуда вертикальних коливань $(0,5 \pm 0,05)$ мм, амплітуда горизонтальних коливань не більше 0,1 мм, відхилення амплітуди коливань країв площадки від її середини не більше 20%.

Завершальним етапом контролю є бетонний виріб. Його можна контролювати як руйнівним так і неруйнівними методами [3]. До руйнівного можна віднести контроль самого бетонного виробу, наприклад це може бути бетонний блок, який випробовують на пресі. До неруйнівних методів відносяться: вдавлювання калібру (рис. 4), метод на основі



пружного удару(рис. 5), відрив приклеєного диска, сколювання ребра (рис. 6), ультразвуковий метод контролю (рис.7), вирив анкера(рис. 8).



Рисунок 4. Прилад для вдавлювання калібру.



Рисунок 5. Молоток Кашкарова.

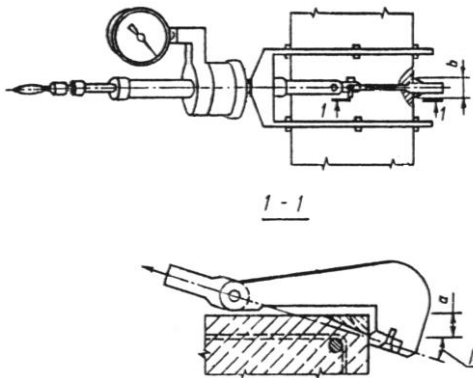


Рисунок 6. Прилад для випробування за допомогою сколювання ребра бетону.



Рисунок 7. Ультразвуковий дефектоскоп для бетону.

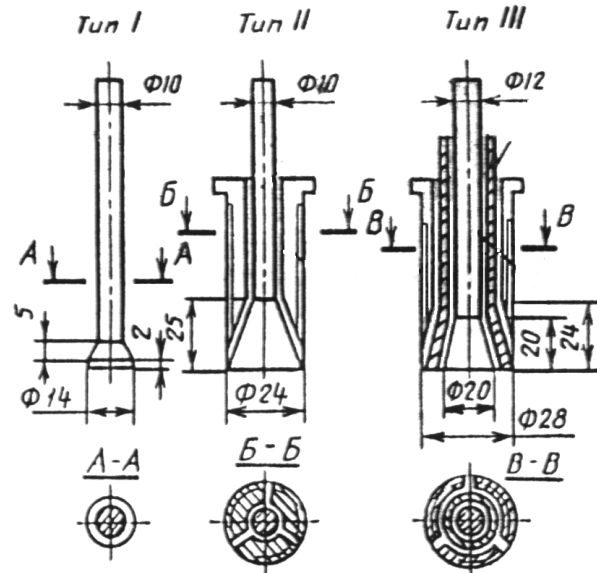


Рисунок 8. Прилад для вириву анкера з бетону.

Вдавлювання калібру ефективне на бетонах малого класу (від В7,5 до В20), метод на основі пружного удару використовують на бетонах вищого класу. Ультразвуковий метод виконується за допомогою ультразвукової хвилі. Але ці методи не є доцільними коли йдеться про перевірку старих бетонних будівель, тому що для них потрібно складати кореляційні криві, а їх можна отримати тільки за допомогою багатьох експериментів. Відрив приклеєного диска перевіряє тільки поверхневу міцність бетону. Сколювання ребра і вирив анкера мало використовують тому що вони є досить трудомісткими. Крім того

методи неруйнівного контролю не дають велику точність, тому що прилади потребують постійної калібровки, а її проводять з допомогою контрольних кубиків. Отже, найбільш точним методом визначення міцності бетону є метод на основі контрольних зразків бетону, які випробовують на пресі.

Для визначення класу бетону за міцністю відбираються зразки, що зберігаються при нормальних умовах (температура повітря 20 ± 5 °С, відносна вологість повітря не менше 55%) і підлягають випробуванню статичним стиском. Для визначення міцності бетону в конструкції відбираються зразки, які зберігаються безпосередньо разом з конструкцією, в таких самих умовах, як і конструкція.

Статистичний аналіз кубиків, які повинні зберігатися в нормальних умовах показав, що більшість з них не відповідають тому класу бетону, що повинен бути. Обумовлено це тим, що не дотримані умови зберігання кубиків (80%) (рис. 9), недостатня укладка і ущільнення і як наслідок – великі раковини на поверхні кубика (15%), мала об'ємна маса зразка (3%), та інші фактори (2%), до них можна віднести замороженість зразків, витік бетонного молочка, нерівність поверхні зразка. В умовах монолітного виробництва досить вагомим є проведення контролю якості на будівельному майданчику. Поряд із умовами зберігання контрольних зразків постає проблема підготовки зразків (відбір бетону, його укладка та ущільнення).

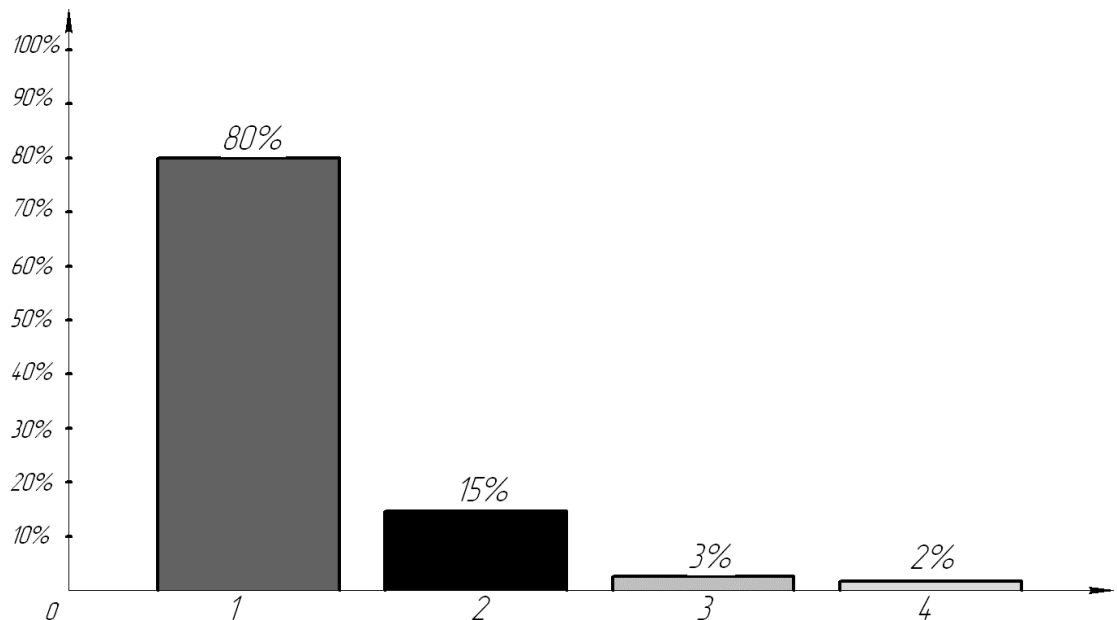


Рисунок 9. Статистичні дані по випробуванню контрольних зразків на стиснення.

Проведений огляд існуючих конструкцій віброплощадок виробництва України та країн СНД, які можуть бути застосовані для ущільнення зразків бетону показав, що таких конструкцій є досить велика кількість. Як правило, за конструкцією такі машини відносяться до одномасових вібраційних систем, технічні характеристики яких коливаються в досить широких межах. Так, наприклад, маса віброплощадок знаходиться в межах від 90 до 270 кг, а потужність приводу – від 0,25 до 1,5 кВт. Розглянуті машини та їх технічні характеристики наведені в таблиці 1. Так більшість з них має велику масу, і їм потрібне нерухоме (стаціонарне) встановлення. Крім того більшість з них не розраховані на ущільнення контрольних кубиків, тому що сам стіл не підходить для встановлення на нього передбачених ГОСТом форм. Кількість кубиків може бути різною (від 2 до 6 для однієї проби), а також ущільнюватися можуть і призми, як контрольні зразки.










Для аналізу та оцінки розглянутих віброплощадок були визначені наступні критерії

Перший критерій – «Енергоозброєність»: відношення вживаної потужності вібробудувача до маси самої віброплощадки.

$$k_1 = \frac{P}{m_1}, \text{ Вт/кг}$$

де P – потужність вібробудувача;
 m_1 – власна маса віброплощадки.

Таблиця 1. Технічні характеристики розглянутих віброплощадок.

№п/п	Загальний вигляд	Характеристики				Виробник
		маса, кг	вантажопідіймність, кг	потужність приводу, кВт	номінальна частота, х·д ⁻¹	
1	 4.35 A	130	100	0,25	2800	«Белпромприбор» Белорусь
2	 CMJ – 739	90	60	1,5	2900	«Измерение» з. Москва
3	 CMJ – 539	95	100	0,25	2800	«Белпромприбор» Белорусь
4	 Вібростіл каркасний	80	200	0,55	2800	ПП «Бетоназмішувачі» Україна
5	 CB – 700	110	100	0,25	2800	ITCOR LLC з. Киров, Россия
6	 VIBROID – 1000	150	150	0,5	2800	ЧП «СтройМеханика» з. Тула, Россия
7	 ЗВ – 341	150	150	0,5	3000	ЧП «ПромснабКомплект» з. Челябинск, Россия
8	 Вібростіл універсальний	270	—	0,55	2800	ПП «Бетоназмішувачі» Україна
9	 CB – 1400	170	—	1	2800	ITCOR LLC з. Киров, Россия

Другий критерій – «Масовий» - відношення маси суміші, що ущільнюється до маси віброплощадки.

$$k_2 = \frac{m_2}{m_1}, \text{ кг/кг}$$

де m_1 – власна маса віброплощадки;
 m_2 – маса суміші, що коливається.

Третій критерій – «Енергоємність»: відношення потужності вібробудувача до загальної маси віброплощадки та маса суміші.

$$k_3 = \frac{P}{m_1 + m_2}, \text{ Вт/кг}$$

де P – потужність вібробудувача;

m_1 - власна маса віброплощадки;

На основі отриманих значень критеріїв оцінки були побудовані гістограми (рис. 10 – 12).

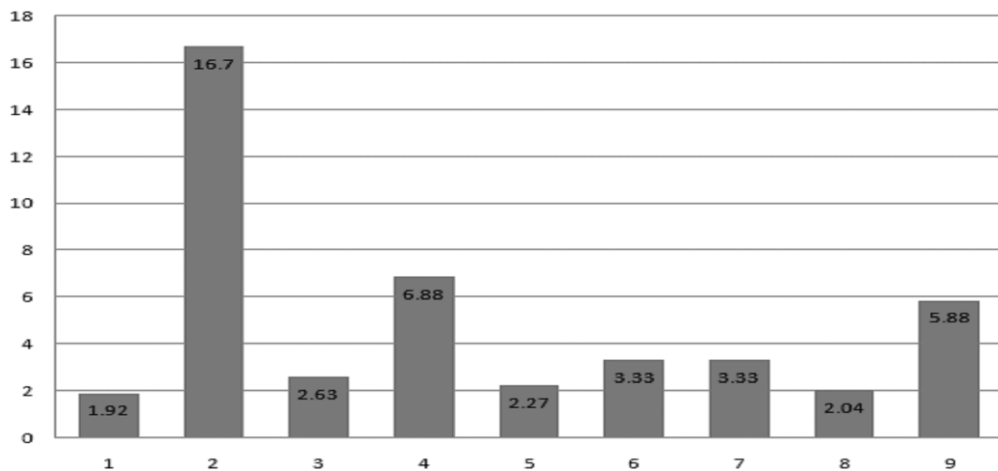


Рисунок 10. Числові значення першого критерію.

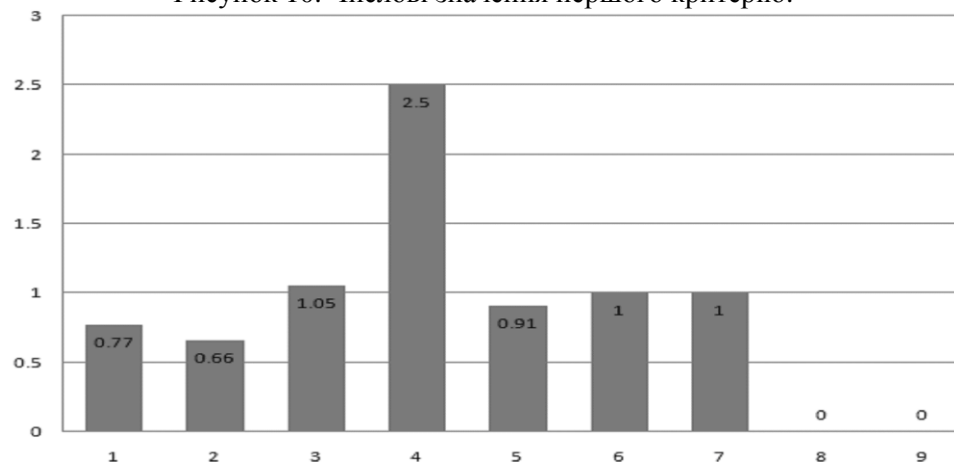


Рисунок 11. Числові значення другого критерію.

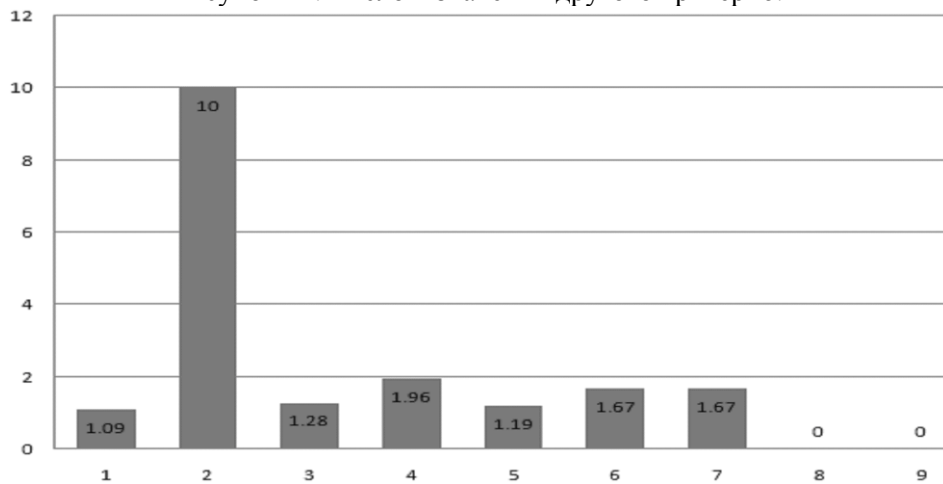


Рисунок 12. Числові значення третього критерію.



Проаналізувавши отримані результати розрахунків за числовими критеріями, значення яких коливаються в досить широких межах можна зробити наступні висновки:

1. Розглянуті машини мають різні за значенням характеристики і використовуються для виконання різних технологічних процесів.
2. Для розрахунків основних параметрів розглянутих вібромашин були використані різні методики розрахунків, що підтверджується суттєвою розбіжністю значень числових критеріїв.
3. Методика відбору і виготовлення контрольних зразків бетону на будівельних майданчиках потребує більш глибокого аналізу та вивчення.
4. Жодна з цих конструкцій не може бути використана для ущільнення контрольних кубиків на будівельному майданчику.
5. З метою забезпечення єдиного режиму ущільнення контрольних зразків бетону постає необхідність в розрахунку і створенні мобільної віброустановки, що буде використана на будівельних майданчиках для формування зразків.

Література

1. ДСТУ Б В.2.7-214:2009 “Будівельні матеріали. Бетони. Методи визначення міцності за контрольними зразками”.
2. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів. – Київ 1999.
3. ГОСТ 22690-88 “Бетоны. Определение прочности механическими методами неразрушающего контроля”.

Технологія і організація виробництва

УДК 339.03:68.003:658.015

*Г.В. Лагутін, к.т.н., проректор КНУБА,
О.А. Тугай, д.т.н., професор КНУБА,
В.О. Поколенко, д.т.н., професор КНУБА,
Н.О. Борисова, доцент КНУБА,
В.А. Скакун, В.А.Баглай,
О.В. Слипенеук - аспіранти КНУБА*

НОВІТНЯ МОДЕЛЬ ОСВІТЬОГО ІНЖИНІРИНГУ. ІНТЕГРАЦІЯ РЕСУРСІВ ІНВЕСТОРА З ПОТЕНЦІАЛОМ БУДІВЕЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ ЯК ШЛЯХ НАБЛИЖЕННЯ БУДІВЕЛЬНОЇ ОСВІТИ ДО ВИМОГ ПІДРЯДНОГО БУДІВНИЦТВА

АНОТАЦІЯ

Стаття присвячена розробці теоретико-методологічного комплексу діяльності інноваційних утворень, що ефективно акумулюють ресурси інвестора з науково-технічним та інноваційним потенціалом будівельних вищих навчальних закладів для комплексного моделювання альтернатив організації підготовки корпоративних інвестиційних проектів соціального та комерційного призначення та подальшої успішної реалізації.

Ключові слова: інтеграція будівельної освіти та будівельного виробництва, організаційна структура управління, інновації в організації будівництва.

АННОТАЦИЯ

Статья посвящена разработке теоретико-методологического комплекса деятельности инновационных образований, эффективно аккумулирующих ресурсы инвестора с научно-техническим и инновационным потенциалом строительных ВУЗов для комплексного моделирования альтернатив организации инвестиционных проектов социального и коммерческого назначения и дальнейшей успешной реализации.

Ключевые слова: интеграция строительного образования и строительного производства, организационные структуры управления, инновации в организации строительства.

THE SUMMARY

Clause is devoted to development of a theoretical and methodological complex of activity new building structures, effectively heat-sink resources of the investor with scientific and technical potential of building universities for complex modeling of alternatives to organization of the investment projects of social and commercial purpose(appointment) and further successful realization.

Key words: integrating of building education and construction, organizational management structures, innovations in building organizing

Важливим шляхом оновлення процесів організації будівництва, посилення рівня альтернативності та наукової обґрунтованості прийняття рішень в цій галузі, в умовах подолання кризи, що охопила всі галузі економіки України і будівельний комплекс, є інтеграція будівельних організацій та інших провідних учасників будівельно-інвестиційного процесу з вищими навчальними закладами (ВНЗ) будівельного профілю через створення специфічних корпоративних утворень, що матимуть ознаки технопарку, віртуальної корпорації та проектно-орієнтованої структури.



Головною метою створення будівельних освітньо-інжинірингових груп (БОІНГ) в якості специфічних учасників ринку будівельних інвестицій є ефективна акумуляція активів та джерел в інвестора з науково-технічним та інноваційним потенціалом будівельних ВНЗ для спільної реалізації корпоративних інвестиційних проектів. Формування будівельних освітньо-інжинірингових груп, що дозволить найбільш ефективно вирішити фундаментальну проблему розвитку регіональної економіки – акумулювання інвестицій для будівельних проектів у виробничій і, насамперед, соціальній сферах

Метою інтеграції ВНЗ до складу корпоративної структури БОІНГ синергійного типу є потреба через участь у БОІНГ забезпечити стійке формування навичок прийняття рішень з різних аспектів технології та організації будівництва, менеджменту будівельних проектів у випускників ВНЗ в процесі їх ділового спілкування з фахівцями впродовж сумісної роботи над підготовкою будівельних проектів.

Крім того, БОІНГ має стати випробувальним майданчиком для впровадження організаційних, технічних та технологічних інновацій галузі підрядного будівництва. Завдяки інтегрованій від ВНЗ освітньо-інноваційній підсистемі, БОІНГ зможе забезпечити раціональність, комплексність та високу достовірність моделей організації будівництва, в т.ч. із залученням широкого кола альтернативних моделей, методик та підходів. Це зможе забезпечити ВНЗ силами кафедр різного профілю та наявними науково-педагогічними кадрами.

Визначено зміст функцій діяльності БОІНГ як специфічної корпоративної структури синергійного типу :

- I. стійке формування навичок прийняття рішень з різних аспектів технології та організації будівництва, менеджменту будівельних проектів у випускників ВНЗ в процесі їх ділового спілкування з фахівцями впродовж сумісної роботи над підготовкою будівельних проектів;
- II. створення маневрених, гнучких структур управління інвестиційним процесом та забезпечення зростання науково-технічного потенціалу будівельної галузі ;
- III. додержання високого рівня обґрунтування будівельних інвестиційних проектів різного призначення на поетапній та багатокритеріальній основі ;
- IV. забезпечення раціональності, комплексності та високої достовірності моделей організації будівництва, із залученням широкого кола альтернативних моделей, методик та підходів , що може забезпечити ВНЗ силами кафедр різного профілю та наявними науково-педагогічними кадрами;
- V. достовірне відтворення в моделях різної природи, структури та призначення всього ходу виконання значного будівельного проекту (соціального, інноваційного, комерційного чи змішаного призначення),
- VI. проведення комплексної оцінки щодо відповідності рішень проекту задуму інвестора, складання найбільш достовірної картини перебігу реального інвестиційного проекту для захисту інвестора й інших провідних учасників від негативних проявів зовнішнього та внутрішнього оточення проекту.
- VII. Розроблено ряд альтернативних моделей ОСУ БОІНГ (рис.5-8), подано розподіл задач, ресурсів та меж відповідальності на різних рівнях ОСУ БОІНГ – інституційному, середньому та нижньому. В якості основи останнього розроблено моделі організації мобільних команд. Через них забезпечуватиметься запровадження інновацій та багатоваріантність моделювання в організації будівництва, а також апробація практикою новітніх освітніх та управлінських технологій.

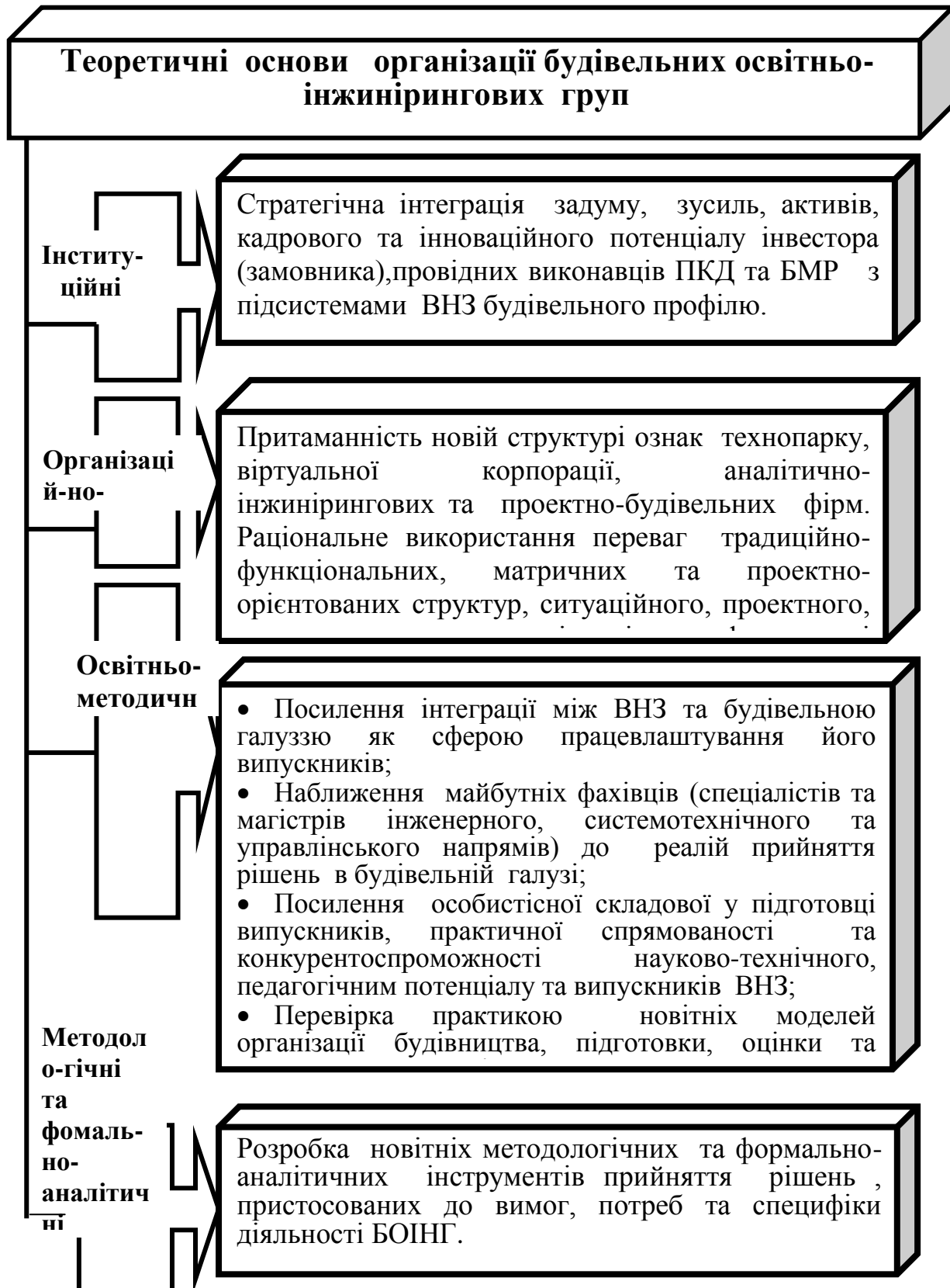


Рисунок 1. Теоретичні основи організації БОІНГ.



Рисунок 2. Синергійні властивості структури БОІНГ.

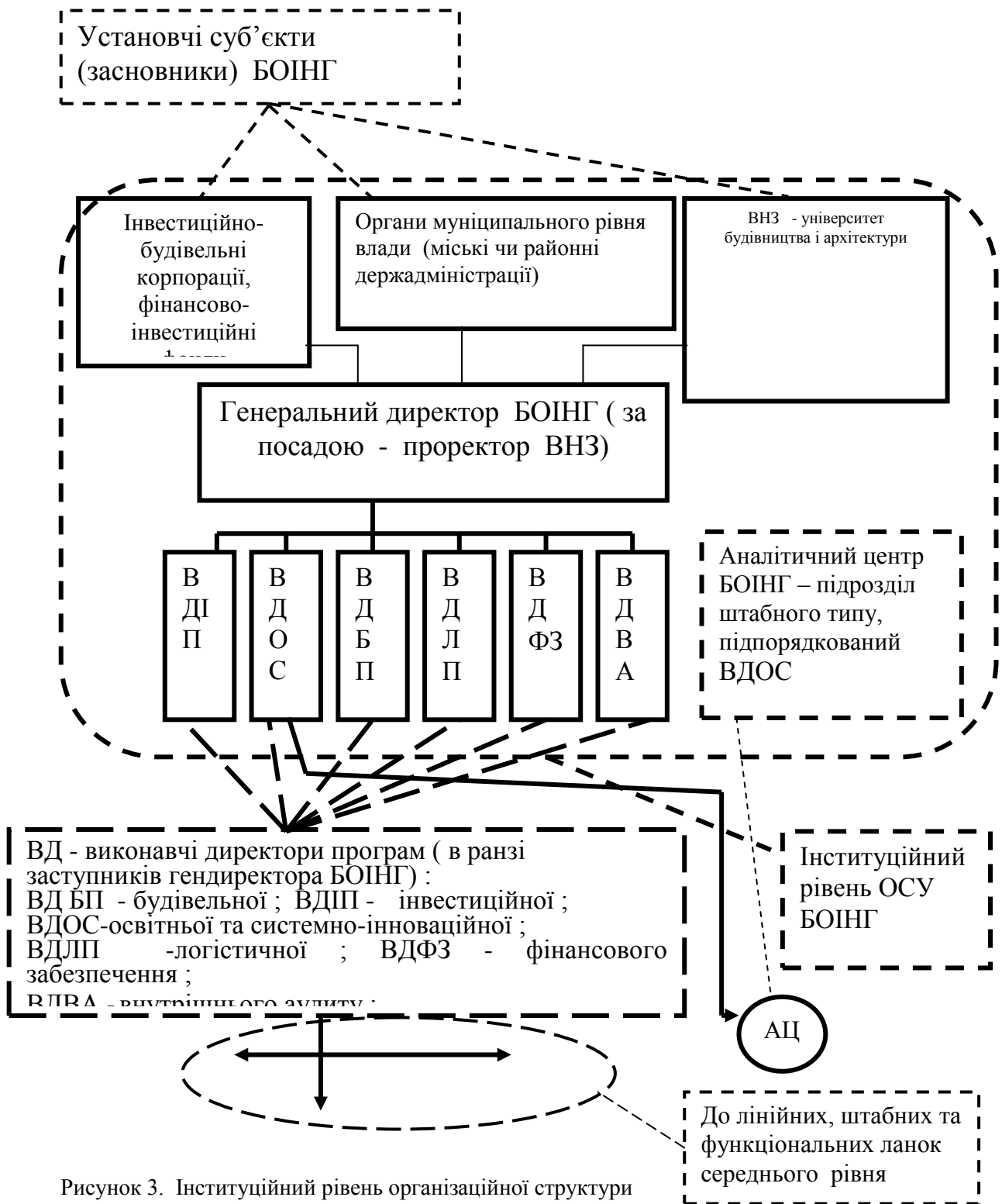


Рисунок 3. Інституційний рівень організаційної структури управління БОІНГ.

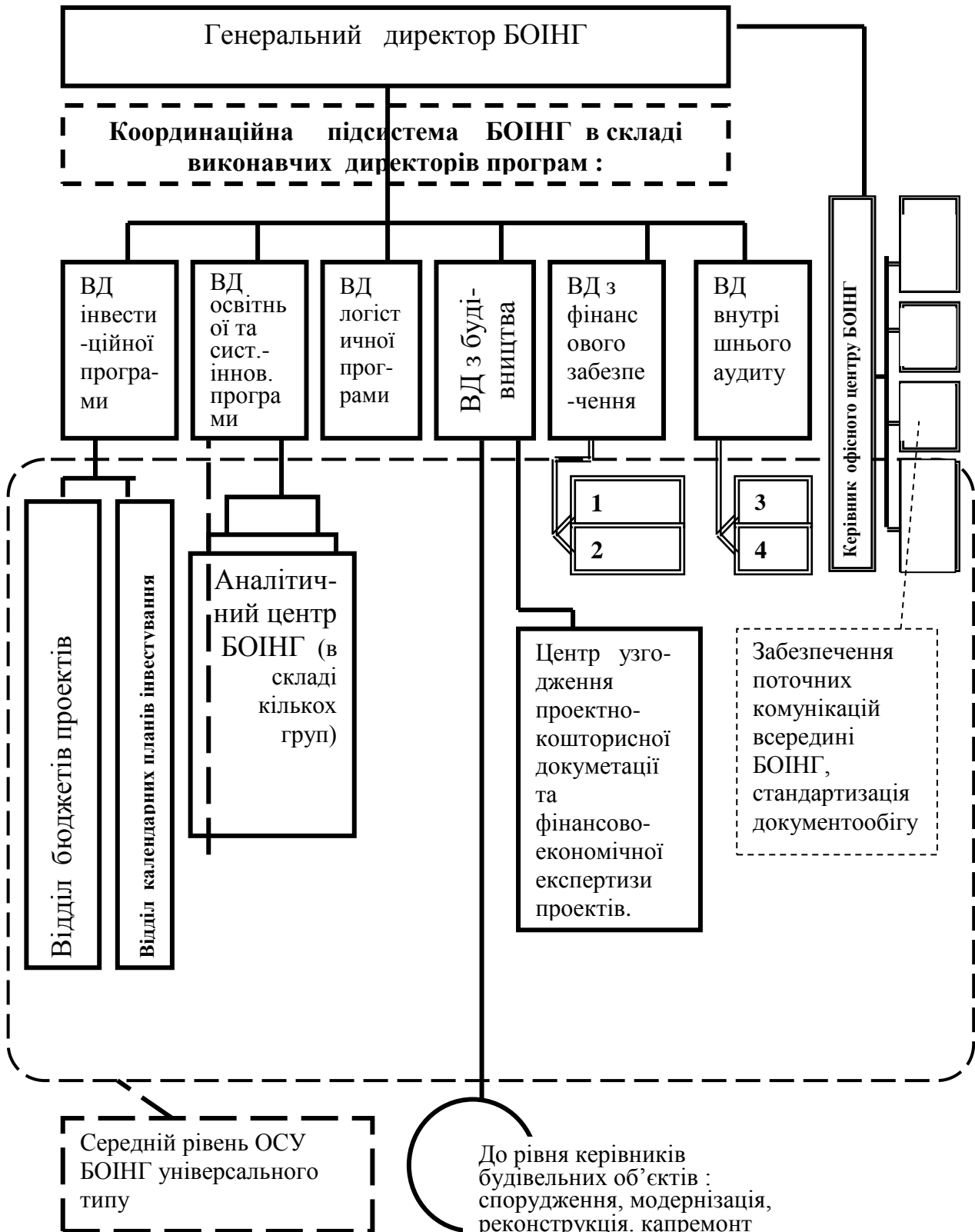


Рисунок 4. Середній рівень моделі ОСУ БОІНГ універсального типу.

Позначення на рис.6.: 1- сектор фінансового планування ; 2- сектор кредитування та страхування проектів; 3- бухгалтерія ; 4- сектор аудиту субагентів БОІНГ.



Рисунок 5. Мобільна група як складова ОСУ низового рівня БОІНГ.

При формуванні ОСУ БОІНГ враховано :

- функціонально-технічні , організаційні та економічні вимоги визначені диференціацією процесу ініціації, обґрунтування, підготовки та спорудження будівельних об'єктів;

- переваги раціонального сполучення рольового та задачного підходів при формуванні функціональних, лінійних та проектно орієнтованих ланок ОСУ.

Спільним для більшості розроблених в роботі альтернатив ОСУС БОІНГ є розподіл управління на 3 підсистеми :

▪ формування стратегії будівельного інвестування на основі адекватної оцінки належної корпорації частки інвестиційного простору, а також



Таблиця 1.

№ фактору, s	Зміст факторів, за якими експертами оцінюються порівняльні переваги варіантів ОСУ, Zs	Питом. внесок, % Ωs
1	Оцінка рівня лідерських якостей керівників інституційного рівня	17,91
2	Оцінка професійно-технічної компетенції лідерських якостей керівників інституційного рівня	14,27
3	Оцінка підсистеми планування і контролю ОСУ	5,04
4	Оцінка переробчої підсистеми ОСУ та ґрунтовності у підготовці процесів організації будівництва.	5,11
5	Оцінка ефективності розподілу завдань всередині ОСУ між рівнями між постійними (адміністративними) та тимчасовими підсистемами.	11,22
6	Спроможність розробки успішної корпоративної стратегії та додержання раціонального розподілу ресурсів між інвестиційними та інноваційно-освітніми проектами.	8,62
...
11	Оцінка згуртованості, рівня довіри та позитивної мотивації на рівні мобільних команд ОСУ.	3,21

Таблиця 2.

№ з/п	Змістовна шкала оцінки факторів та ОСУ в цілому	Бали
1	Найвища оцінка. Модель ОСУ відповідає передовим управлінським технологіям, найкраще при стосовна до мінливості будівельного ринку та вимог освітніх процесів.	45-50
2	„Висока оцінка” : відчутно вплив традиційно ієрархічних підходів до розподілу управління в межах рівнів та підрозділів та схильність до прямого адміністрування.	41-44
3	Оцінка „добре”	37-40
4	Оцінка „задовільні вимоги” – структура не в повній мірі відповідає вимогам, але є перспективи принципового поліпшення якості управління .	31-36
5	Незадовільна оцінка - модель ОСУ неспроможна виконати перелік задач, що поставлені БОІНГ .	Менше 30
	<ul style="list-style-type: none"> ▪ виробничої, економічної та ін. спроможності корпорації по його охопленню і розширенню ; ▪ функція організації робіт та контролю в процесі безпосередньої підготовки і втілення корпоративних проектів ; ▪ виконання на багатокритеріальній основі економічної експертизи будівельних проектів, що пропонується до впровадження інвестору, моделювання альтернатив організації інвестування та виконання БМР. Ця група задач покладена на тимчасові групи, які формуються будівельним ВНЗ. 	

Спільними для БОІНГ та будівельного ВНЗ ланками є мобільні групи (команди) призначені для вирішення спільних науково-практичних та освітніх задач (рис.5). Прикладом вихідного продукту діяльності мобільної групи для подання виконавчому директору з будівництва є обраний на альтернативній основі із залученням новітніх методичних та програмних засобів варіант сукупної моделі організації будівництва, капремонту та реконструкції.

Для вибору варіантів ОСУ БОІНГ розроблено спеціальну модель „Альтернатива ОСУ БОІНГ”. У відповідності із зазначеною шкалою кожен із варіантів ОСУ БОІНГ оцінюється експертами по 11 факторам різного змісту, для всіх факторів встановлені ранги порівняльної важливості. (табл.1 та 2). Найкращому, з врахуванням сукупної експертної думки, варіанту ОСУ БОІНГ відповідає стан „Найвища оцінка рівня професійно-технічної та комунікативної компетенції, лідерських та виконавчих якостей персоналу всіх рівнів. Модель ОСУ відповідає передовим управлінським технологіям, найкраще пристосована до мінливості будівельного ринку та вимог освітніх процесів” з оцінкою в 45-50 балів. Неприйнятні для особи, яка приймає рішення (ОПР) варіанти ОСУ описуються станом „незадовільна оцінка” з оцінкою меншою за 30 балів.

Висновки

1. Визначено важливий шлях оновлення процесів організації будівництва, посилення рівня альтернативності та наукової обґрунтованості прийняття рішень в цій галузі, що полягає в інтеграції будівельних організацій та інших провідних учасників будівельно-інвестиційного процесу з Вищими навчальними закладами будівельного профілю. Таку інтеграцію в роботі реалізовано через створення специфічних корпоративних утворень, що матимуть ознаки технопарку, віртуальної корпорації та проектно-орієнтованої структури. Потреба створення цілісного методологічного інструменту, який би визначив на засадах шляхи та механізми взаємної інтеграції будівельного і освітнього процесів, їх оновлення через створення будівельних освітньо-інжинірингових груп, та був би реалізований в інноваційних моделях та методиках організаційно-технологічного моделювання, визначає актуальність даної дисертаційної роботи.

2. Принципова наукова інновація роботи визначається розробкою теоретичних основ започаткування діяльності будівельних освітньо-інжинірингових груп (БОІНГ) як інноваційних утворень синергійного типу та як новітніх і специфічних учасників будівельного ринку. Метою діяльності БОІНГ визначена є ефективна акумуляція активів та джерел інвестора з науково-технічним та інноваційним потенціалом будівельних ВНЗ для спільної реалізації корпоративних інвестиційних проектів у виробничій і, насамперед, соціальній сферах.

3. Провідними функціями БОІНГ, що обумовлюють специфіку її діяльності на ринку будівельних інвестицій, визначено :

- забезпечення зростання науково-технічного потенціалу будівельної галузі шляхом створення маневрених, гнучких структур управління інвестиційним процесом ;
- забезпечення високого рівня обґрунтування будівельних інвестиційних проектів різного призначення, досягнення якісного поліпшення рівня реалістичності, комплексності та високої достовірності моделей організації будівництва, в т.ч. із залученням широкого кола альтернативних моделей, методик та підходів , що може забезпечити ВНЗ силами кафедр різного профілю та наявними науково-педагогічними кадрами; достовірне відтворення в моделях різної природи, структури та призначення єдиного циклу підготовки та виконання значного будівельного проекту (соціального, інноваційного, комерційного чи змішаного призначення) ;
- забезпечення навчально-методичної та практичної єдності між завершальною стадією підготовки випускників будівельного. системотехнічного та управлінського напрямів будівельного ВНЗ та потребами ринків підрядних робіт та будівельних інвестицій, для яких ці фахівці готуються ;
- забезпечення стійкого формування навичок прийняття рішень з різних аспектів технології та організації будівництва, менеджменту будівельних проектів у випускників ВНЗ в процесі їх ділового спілкування з фахівцями впродовж сумісної роботи над підготовкою будівельних проектів ;



- проведення комплексної оцінки щодо відповідності рішень проекту задуму інвестора, складання найбільш достовірної картини перебігу реального інвестиційного проекту та забезпечення інвестора та провідних учасників від негативних проявів зовнішнього та внутрішнього оточення проекту.

Література

1. С.А.Ушацький, В.О.Поколенко, О.А.Тугай, Г.В. Лагутін, Н.О. Борисова, О.С.Рубцова. Інноваційні концептуальні та формально-аналітичні інструменти обґрунтування, підготовки та впровадження будівельних інвестиційних проектів./ Монографія./ За наук. ред. В.О. Поколенка./ - К.: Вид-во Європейського університету, 2008.-208с.
2. С.А.Ушацький, В.О.Поколенко, Г.В.Лагутін, Н.О.Борисова. Системно-управлінські та інжинірингові засади впровадження інновацій в організацію будівництва. Монографія./ // К.: Вид-во Європейського університету, 2003.-С.216.
3. Тугай О.А., Лагутін Г.В. Новітні суб'єкти організації будівельного виробництва: методологія, інформаційно-аналітична база, практика впровадження. Монографія./ // К.: Вид-во Європейського університету, 2006.-240 с.
4. Г.В. Лагутін Науково-теоретичне та інформаційно-програмне забезпечення діяльності освітньо-інжинірингових груп на ринку підготовки та впровадження комплексу галузевих інвестиційних проектів./ Науково-технічний збірник „Науковий вісник будівництва”.- Вип.48.- АБ України, ХДТУБА, 2008.- С. 352-360.
5. Г.В. Лагутін Аналітичне забезпечення діяльності будівельних освітньо-інжинірингових груп./ Збірник наукових праць «Шляхи підвищення ефективності будівництва».-Вип.19. - К: КНУБА, 2008.-С.149-161.
6. Г.В. Лагутін Організаційно-технологічна модель моніторингу динаміки ліквідності активів будівельного проекту в процесі підготовки та спорудження об'єктів./ Науково-технічний журнал „Техніка будівництва”.-Вип.21.-К.: КНУБА, 2008.-С.12-21.

УДК 62.57

М.І. Назаренко, заст. директора ЗАТ «ПВІ ЗІТ НАФТОГАЗБУДІЗОЛЯЦІЯ»

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДІВ РАЦІОНАЛЬНОГО РОЗПОДІЛУ БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ В РИНКОВИХ УМОВАХ

Актуальність проблеми. Конкуренція світового і внутрішнього ринку визначає основні напрямки діяльності будь-якого підприємства чи організації. Основним напрямком діяльності є забезпечення швидкої окупності капіталовкладень, що витрачені на придбання та експлуатацію техніки.

Для того, щоб вкладати капіталовкладення в техніку, будівельним фірмам необхідно постійно одержувати прибуток, що зв'язаний з реальним використанням будівельних машин і виконанням обсягів будівельно-монтажних робіт. В умовах реконструкції розосереджених об'єктів дуже гостро постає питання про ефективне завантаження будівельної техніки.

Таким чином, є організаційно - технологічна мотивація для застосування машин з широкою номенклатурою функцій.

Будівельним фірмам необхідно постійно проводити аналіз технічних рішень, пов'язаних з ефективним використанням нової і тої, що вже знаходиться в експлуатації, техніки.

Створення сучасних методів і методики розрахунку раціонального розподілу і організації використання зразків будівельної техніки - це вимога ринкової економіки, вимога часу[1], і представляє основну мету роботи.

Методика досліджень. Будівельна техніка при її використанні, знаходиться в одному з станів: у фазі технологічних циклів; у фазі технічного обслуговування і ремонту.

Кожен технологічний цикл включає повний (експлуатація, демонтаж, транспортування, монтаж) чи неповний (експлуатація, транспортування) режими проходження ресурсів.

Введемо наступні позначення: T_{jk}^e , - тривалість експлуатації j - виду машин k - типу; T_{jk}^d , T_{jk}^m , T_{jk}^b - відповідно тривалість демонтажу, транспортування, монтажу j - виду ресурсів k - типу.

Тривалість одного технологічного циклу використання машини виражається як:

$$T_{jk}^y = T_k^e + T_{jk}^d + T_{jk}^m + T_{jk}^b . \quad (1)$$

Режими – демонтаж, транспортування, монтаж є технологічно обов'язковими, оскільки відбивають функціональні і конструктивні параметри машини. Але з огляду на те що, знаходячись у цих режимах, техніка не здійснює необхідний процес, варто вважати, що режими демонтаж, транспортування, монтаж складають один режим – «технологічний простій». Тоді позначимо:

$$T_{jk}^{(1)} = T_{jk}^e ; \quad (2)$$

$$T_{jk}^{(2)} = T_{jk}^d + T_{jk}^m + T_{jk}^b . \quad (3)$$

Знаходячись у фазі технічного обслуговування і ремонту, машина також не є корисною на протязі періоду:



$$T_{jk}^o = T_{jk}^{mo} + T_{ol}^p . \quad (4)$$

Позначивши через $T_{jk}^{(3)}$ - $T_{jk}^{(4)}$ варто вважати фазу технічного обслуговування і ремонту умовно фазою «технічного простою».

При цьому необхідно мати на увазі що, якщо величина технічних простоїв машин, як правило, нормується для будівельної техніки, а величина технологічних простоїв може враховуватися в документації по організації робіт на річну і дворічну програму будівельної фірми, то простої з організаційних причин («організаційні простої») звичайно не беруться в розрахунок.

Позначимо величину організаційних простоїв T_{jk}^{op} через:

$$T_{jk}^{(4)} = T_{jk}^{op} , \quad (5)$$

таким чином, тривалість використання техніки складається з наступних складових:

$$T_{jk} = T_{jk}^{(1)} + T_{jk}^{(2)} + T_{jk}^{(3)} + T_{jk}^{(4)} . \quad (6)$$

У кінцевому рахунку величина необхідного фактора машини, що витрачається, повинна складатися з урахуванням простоїв і резервного запасу.

Передумовою і допущенням вважається, що є така величина, яка розрахована з урахуванням реалізації комплексу заходів щодо інтенсифікації будівельного виробництва за рахунок скорочення втрат робочого часу, застосування прогресивних організаційно-технологічних рішень і розширення області впровадження передових форм і методів будівельного виробництва.

Особливістю рівномірного розподілу техніки є рівномірне їх вибуття в технологічні, технічні і організаційні простої.

Розглядаються варіанти перебування машини тільки у фазі технологічних циклів. При цьому передбачається, що машина R_{jk} може цілком вибути в технологічні простої.

Результати досліджень. Вихідна умова, тривалості технологічних циклів машини R_{jk} на протязі періоду t_m рівна між собою, тобто:

$$T_{jk}^{(1)\mu} = T_{jk}^{(1)\mu+1} ; \quad (7)$$

$$T_{jk}^{(2)\mu} = T_{jk}^{(2)\mu+1} , \quad (8)$$

де μ - індекс тимчасового інтервалу, $\mu = 1 \dots m$.

тривалість використання техніки R_{jk} у запланований період t_m може бути представлена через вираження виду:

$$t_m = M(T_{jk}^{(1)\mu} + T_{jk}^{(2)\mu}) ; \quad (9)$$

$$\Delta R_{jk} = R_{jk} - \left(\sum_{\mu=1}^M R_{jk}^{(1)\mu} / M \right); \quad (10)$$

$$r_{jk} = 2R_{jk} - \left(\sum_{\mu=1}^M R_{jk}^{(1)\mu} / M \right). \quad (11)$$

Якщо вважати, що розподіл машин по об'єктах задано у виді кусочно-лінійної функції, тоді методи визначення параметрів резерву і загальної кількості машин залежать від величини тимчасових інтервалів, що складають плановий період.

При досить малих тимчасових інтервалах (t_{μ} , $t_{\mu-1}$) монотонно убуваюча чи зростаюча функція розподілу може бути представлена як:

$$R_{jk}^M = R_{jk}^O + a_{jk'M}, \quad (12)$$

де R_{jk}^O - величина наявності машини в момент t_0 .

При досить великих тимчасових інтервалах (t_{μ} , $t_{\mu-1}$) розміри резерву і загальної кількості машин доцільно знаходити так само, як і для випадків з постійним їх розподілом, оскільки вплив факторів попереднього тимчасового інтервалу на наступний є мінімальним і відчувається тільки в початковий момент.

Розподіл машин по об'єктах являє собою монотонно убувають чи монотонно зростаючу функцію при досить малих тимчасових інтервалах.

Розмір резерву визначимо окремо для кожного тимчасового інтервалу (t_{μ} , $t_{\mu-1}$) виходячи з умови, що протягом цього інтервалу машина повинна виробити моторесурс, що витрачається, у кількості $R_{jk}^M(t_{\mu} - t_{\mu-1})$. Тоді для визначення резерву залежність має вид:

$$\Delta R_{jk}^M = \frac{R_{jk} \Gamma_{jk}^{(2,3,4)\mu}}{t_{\mu} - t_{\mu-1}} = R_{jk} \left(1 - \frac{\Gamma_{jk}^{(1)\mu}}{t_{\mu} - t_{\mu-1}} \right). \quad (13)$$

Далі визначимо технологічний простій на один технологічний цикл:

$$\Gamma_{jk}^{(2)\mu} = \left(t_M / M \right) - \Gamma_{jk}^{(1)\mu}; \quad (14)$$

і в цілому на всі технологічні цикли:

$$\Gamma_{jk}^{(2)\mu} = t_M - M \Gamma_{jk}^{(1)\mu}. \quad (15)$$

Машина R_{jk} за період $t=(t_M-t_0)$ повинна виробити моторесурс, що витрачається, у кількості Z_{jk} . Але внаслідок наявності технологічного простою \dot{O}_{jk}^2 машина R_{jk} не виробляє моторесурс, що витрачається, у розмірі:

$$Z_{jk}^2 = R_{jk} \Gamma_{jk}^{(2)}. \quad (16)$$

Ця величина відповідає площі прямокутника з сторонами R_{jk} і $\Gamma_{jk}^{(2)}$, що належить прямокутнику з сторонами R_{jk} і t_M (рис.1).

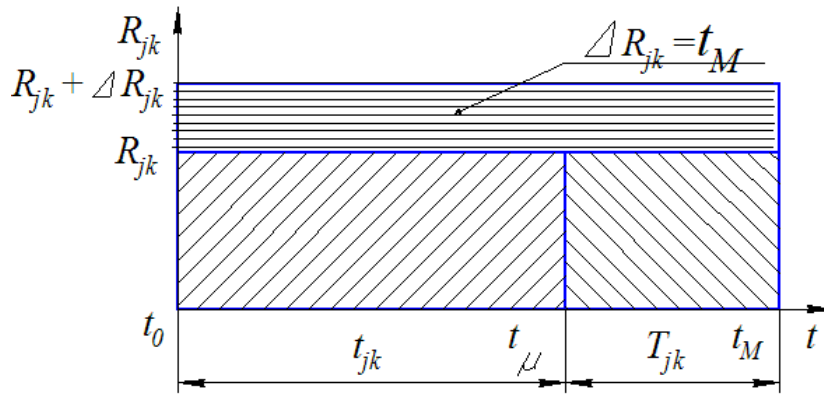


Рисунок 1. Розподіл рівності продовжувальних технологічних циклів.

Вважаючи, що інтенсивність перебезування машин протягом усього періоду t_M є рівномірною, можна передбачити, площі прямокутників $R_{jk} \Gamma_{jk}^{(2)}$ і $\Delta R_{jk} t_M$ рівні, тобто:

$$\Delta R_{jk} t_M = R_{jk} \Gamma_{jk}^{(2)}. \quad (17)$$

Звідки розмір резерву машин визначається як:

$$\Delta R_{jk} = \frac{R_{jk} \Gamma_{jk}^{(2)}}{t_M} = R_{jk} \left(\frac{2 - M \Gamma_{jk}^{(1)}}{t_M} \right). \quad (18)$$

Таким чином, за умови рівності тривалості технологічних циклів розмір резерву машин залежить безпосередньо від тривалості експлуатації машини.

Загальна кількість машин, необхідна для задоволення потреби фірми, визначається як сума первісної кількості машин. R_{jk} і знайденого резерву ΔR_{jk} тобто;

$$r_{jk} = R_{jk} + \Delta R_{jk} = R_{jk} \left(\frac{2 - M \Gamma_{jk}^{(1)}}{t_M} \right). \quad (19)$$

Отримані розподіли резерву і загальної кількості машин є рівномірними протягом усього планового періоду.

Висновки.

1. Визначено, що в сучасний стан застосування будівельної техніки для виконання різного роду робіт потребує виникає потреба аналізу та врахування відповідних технологічних циклів.
2. Запропоновані аналітичні залежності для визначення технологічних простоїв, резерву та загальної кількості машин для виконання будівельних робіт.

Література

1. Черненко В.К., Ярмоленко М.Г., Батура Г.М. та ін. Технологія будівельного виробництва. – К.: Вища шк., 2002. – 430 с.

Моделювання технологічних процесів

УДК 69.059.7

Т.С. Кравчуновська, к.т.н., доц.

Державний вищий навчальний заклад «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»

ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ СПОСОБІВ КОМПЛЕКСНОЇ РЕКОНСТРУКЦІЇ БУДІВЕЛЬНИХ ОБ'ЄКТІВ ЖИТЛОВОЇ ЗАБУДОВИ

Анотація

Розроблено математичні моделі та методику вибору раціонального способу та визначення послідовності комплексної реконструкції будівельних об'єктів житлової забудови, що дозволяють визначити раціональний варіант комплексної реконструкції, який забезпечує мінімальні витрати та максимальний приріст загальної (житлової) площі з урахуванням особливостей житлового кварталу (мікрорайону).

Ключові слова: комплексна реконструкція, способи реконструкції, знос, житловий квартал, інфраструктура.

Аннотация

Разработаны математические модели и методика выбора рационального способа и определения последовательности комплексной реконструкции строительных объектов жилой застройки, позволяющие определить рациональный вариант комплексной реконструкции, обеспечивающий минимальные затраты и максимальный прирост общей (жилой) площади с учетом особенностей жилого квартала (микрорайона).

Ключевые слова: комплексная реконструкция, способы реконструкции, износ, жилой квартал, инфраструктура.

The SUMMARY

The mathematical models and method of choice of a rational way and determination of a sequence of complex reconstruction of building objects of inhabited building are developed, allowing to determine rational variant of complex reconstruction, providing the minimal expenses and the maximal increase of general (inhabited) area taking into account the features of dwelling quarter (microarea).

Key words: complex reconstruction, methods of reconstruction, wear, dwelling quarter, infrastructure.

Постановка проблеми та її зв'язок з науковими і практичними завданнями. В Україні житлові будівлі перших масових серій складають близько 23% міського житлового фонду [1]. Проблемі реконструкції таких будівель приділяється значна увага в житловій політиці, проте сучасні умови вимагають нових підходів до її вирішення, відповідно до яких об'єктом є не окрема житлова будівля, а житловий квартал (мікрорайон) [5].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Наукові праці з пошуку ефективних організаційно-технологічних рішень промислових підприємств та житлових будівель належать В.І. Большакову, С.М. Булгакову, Д.Ф. Гончаренку, В.М. Кірному, В.Т. Шаленному, К.А. Шрейберу, Л.М. Шутенку та іншим провідним вченим і спеціалістам [2, 3, 4, 8, 9, 10]. Проте до цього часу немає достатнього обґрунтування принципів комплексної реконструкції кварталів (мікрорайонів) застарілого житлового фонду, потребують удосконалення методи визначення раціональних способів комплексної реконструкції будівельних об'єктів житлової забудови [6, 7].

Метою статті є розробка математичних моделей, що забезпечують вибір раціональних рішень комплексної реконструкції житлової забудови.



Виклад матеріалу. З метою вирішення завдання вибору раціонального способу комплексної реконструкції будівельних об'єктів житлової забудови з точки зору мінімізації капітальних вкладень та поточних витрат та максимізації приросту житлової площі необхідно формалізувати способи комплексної реконструкції будівельних об'єктів житлових кварталів (мікрорайонів) та прив'язати той чи інший спосіб до конкретної житлової будівлі та об'єкта інфраструктури.

Позначимо через A множину житлових та громадських будівель, що експлуатуються та проектується, які в процесі комплексної реконструкції можуть розміщуватися в межах житлового кварталу (мікрорайону).

Впорядкуємо об'єкти з множини A та позначимо їх через a_1, a_2, \dots, a_n .

Тоді множина A буде мати вигляд:

$$A = \{a_1, a_2, \dots, a_i, \dots, a_n\} = \{a_i\}, \quad (1)$$

де $i = \overline{1, n}$.

Позначимо через B множину всіх способів реконструкції об'єктів A . Впорядкуємо всі ці способи та позначимо їх через b_1, b_2, \dots, b_m .

Тоді:

$$B = \{b_1, b_2, \dots, b_j, \dots, b_m\} = \{b_j\}, \quad (2)$$

де $j = \overline{1, m}$.

Якщо для кожного об'єкта a_i з A можна визначити підмножину B_i^* з B , яка складається з допустимих для цього об'єкту способів його реконструкції, тобто якщо для об'єкта a_i допустимою підмножиною буде B_i^* , тоді для об'єкта a_1 допустимою підмножиною буде B_1^* , для об'єкта a_2 допустимою підмножиною буде B_2^* , ..., для об'єкта a_n допустимою підмножиною буде B_n^* (множина B_i^* включається в множину B ($B_i^* \subset B$), тобто всі елементи множини B_i^* є елементами множини B), при цьому:

$$m_i \leq m, \quad (3)$$

де m_i – кількість допустимих способів реконструкції об'єкта a_i .

Позначимо через b_i^* ($i = \overline{1, n}$) змінну, що приймає свої значення з множини B_i^* . Тоді $(b_1^*, b_2^*, \dots, b_i^*, \dots, b_n^*)$ при кожному конкретному значенні змінних $b_1^* \in B_1^*, b_2^* \in B_2^*, \dots, b_i^* \in B_i^*, \dots, b_n^* \in B_n^*$ буде представляти собою варіант комплексної реконструкції житлових та громадських будівель житлового кварталу.

Позначимо через D множину об'єктів інженерної інфраструктури, що експлуатуються та проектується, які в процесі комплексної реконструкції можуть розміщуватися в межах житлового кварталу (мікрорайону).

Впорядкуємо об'єкти з множини D та позначимо їх через d_1, d_2, \dots, d_k .

Тоді множина D буде мати вигляд:

$$D = \{d_1, d_2, \dots, d_e, \dots, d_k\} = \{d_e\}, \quad (4)$$

де: $e = \overline{1, k}$.

Позначимо через F множину всіх способів реконструкції об'єктів D . Впорядкуємо всі ці способи та позначимо їх через f_1, f_2, \dots, f_t .

Тоді:

$$F = \{f_1, f_2, \dots, f_s, \dots, f_t\} = \{f_s\}, \quad (5)$$

де $s = \overline{1, t}$.

Якщо для кожного об'єкта d_e з D можна визначити підмножину F_e^* з F , яка складається з допустимих для цього об'єкту способів його реконструкції, тобто для об'єкта d_e допустимою підмножиною буде F_e^* , то для об'єкта d_1 допустимою підмножиною буде F_1^* , для об'єкта d_2 допустимою підмножиною буде F_2^* , ..., для об'єкта d_k допустимою підмножиною буде F_k^* (множина F_e^* включається в множину F ($F_e^* \subset F$), тобто всі елементи множини F_e^* є елементами множини F), при цьому:

$$t_e \leq t, \quad (6)$$

де t_e – кількість допустимих способів реконструкції об'єкта d_e .

Позначимо через f_e^* ($e = \overline{1, k}$) змінну, що приймає свої значення з множини F_e^* . Тоді $(f_1^*, f_2^*, \dots, f_e^*, \dots, f_k^*)$ при кожному конкретному значенні змінних $f_1^* \in F_1^*, f_2^* \in F_2^*, \dots, f_e^* \in F_e^*, \dots, f_k^* \in F_k^*$ буде представляти собою варіант комплексної реконструкції об'єктів інженерної інфраструктури житлового кварталу.

Позначимо через G множину об'єктів вулично-дорожньої мережі, що експлуатуються та проектується, які в процесі комплексної реконструкції можуть розміщуватися в межах житлового кварталу (мікрорайону).

Впорядкуємо об'єкти з множини G та позначимо їх через g_1, g_2, \dots, g_r .

Тоді множина G буде мати вигляд:

$$G = \{g_1, g_2, \dots, g_l, \dots, g_r\} = \{g_l\}, \quad (7)$$

де $l = \overline{1, r}$.

Позначимо через H множину всіх способів реконструкції об'єктів G . Впорядкуємо всі ці способи та позначимо їх через h_1, h_2, \dots, h_z .

Тоді:

$$H = \{h_1, h_2, \dots, h_q, \dots, h_z\} = \{h_q\}, \quad (8)$$

де $q = \overline{1, z}$.

Якщо для кожного об'єкта g_l з G можна визначити підмножину H_l^* з H , яка складається з допустимих для цього об'єкту способів його реконструкції, тобто для об'єкта g_l допустимою підмножиною буде H_l^* , то для об'єкта g_1 допустимою підмножиною буде G_1^* , для об'єкта g_2 допустимою підмножиною буде G_2^* , ..., для об'єкта g_r допустимою підмножиною буде H_r^* (множина H_l^* включається в множину H ($H_l^* \subset H$), тобто всі елементи множини H_l^* є елементами множини H), при цьому:

$$z_l \leq z, \quad (9)$$

де z_l – кількість допустимих способів реконструкції об'єкта g_l .

Позначимо через h_l^* ($l = \overline{1, r}$) змінну, що приймає свої значення з множини H_l^* . Тоді $(h_1^*, h_2^*, \dots, h_l^*, \dots, h_r^*)$ при кожному конкретному значенні змінних



$h_1^* \in H_1^*, h_2^* \in H_2^*, \dots, h_l^* \in H_l^*, \dots, h_r^* \in H_r^*$ буде представляти собою варіант комплексної реконструкції об'єктів вулично-дорожньої мережі житлового кварталу.

Питання допустимості того чи іншого способу реконструкції для кожного з об'єктів A, D, G повинні вирішуватися проектувальником на етапі перспективного планування розвитку житлового кварталу.

Загальна кількість варіантів комплексної реконструкції житлового кварталу (мікрорайону) з n житлових та громадських будівель, k об'єктів інженерної інфраструктури та r об'єктів вулично-дорожньої мережі (V) дорівнює добутку кількості допустимих способів реконструкції по кожному об'єкту, тобто:

$$V = V_1 \cdot V_2 \cdot V_3, \quad (10)$$

$$V_1 = \prod_{i=1}^n m_i, \quad (11)$$

$$V_2 = \prod_{e=1}^k t_e, \quad (12)$$

$$V_3 = \prod_{l=1}^r z_l, \quad (13)$$

де V_1 – загальна кількість допустимих варіантів реконструкції житлових та громадських будівель кварталу (мікрорайону);

V_2 – загальна кількість допустимих варіантів реконструкції об'єктів інженерної інфраструктури кварталу (мікрорайону);

V_3 – загальна кількість допустимих варіантів реконструкції об'єктів вулично-дорожньої мережі кварталу (мікрорайону).

Житлові будівлі після комплексної реконструкції повинні відповідати протягом усього об'єктованого періоду експлуатації вимогам:

- забезпечення міцності, стійкості та надійності з урахуванням впливу різних факторів, характерних для конкретних районів і областей;
- підвищення рівня комфортності проживання, благоустрою і санітарного стану будинків і прибудинкових територій;
- створення ефективного теплозахисту будинків та енергозбереження;
- ефективна система утилізації та видалення відходів;
- забезпечення пожежної безпеки та охорони праці;
- забезпечення нормативного шумозахисту;
- забезпечення нормативної інсоляції будівлі, а також непогіршення інсоляції навколишнього середовища при надбудові чи прибудові реконструйованого будинку.

Отже, якщо позначити через P підмножину варіантів з V , яка не суперечить вимогам протипожежної безпеки, тобто $P \subset V$, позначити через R підмножину варіантів з V , яка не суперечить вимогам шумозахисту, тобто $R \subset V$, а через I позначити підмножину варіантів з V , яка не суперечить вимогам інсоляції об'єктів, тобто $I \subset V$, то їх перетин $(P \cap R \cap I) \subset V$ означає перелік варіантів, при яких одночасно виконуються вимоги протипожежної безпеки, вимоги шумозахисту та вимоги інсоляції.

В якості критеріїв вибору раціонального варіанта комплексної реконструкції житлової забудови можна розглядати наступні:

- мінімум загальної вартості комплексної реконструкції житлової забудови;

– максимум приросту загальної (житлової) площі в результаті реалізації проекту комплексної реконструкції житлової забудови.

За першим критерієм раціональним варіантом комплексної реконструкції житлового кварталу (мікрорайону) v_p з множини $(P \cap R \cap I)$ буде варіант, при якому загальні витрати комплексної реконструкції будуть мінімальними за умови, що загальна (житлова) площа після комплексної реконструкції буде не менше заданої величини загальної (житлової) площі до комплексної реконструкції.

В розгорнутому вигляді це завдання можна представити наступною математичною моделлю:

$$\sum_{i=1}^n c(b_i^*) + \sum_{e=1}^k c(f_e^*) + \sum_{l=1}^r c(h_l^*) \rightarrow \min \quad (14)$$

за умови, що:

$$b_i^* \in (P \cap R \cap I); \quad (15)$$

$$f_e^* \in (P \cap R \cap I); \quad (16)$$

$$h_l^* \in (P \cap R \cap I); \quad (17)$$

$$S^+ \geq S^0; \quad (18)$$

$$S^0 \geq 0; \quad (19)$$

де $c(b_i^*)$ – загальні витрати комплексної реконструкції об'єкта a_i способом b_i^* , грн.;

$c(f_e^*)$ – загальні витрати комплексної реконструкції об'єкта d_e способом f_e^* , грн.;

$c(h_l^*)$ – загальні витрати комплексної реконструкції об'єкта g_l способом h_l^* , грн.;

S^+ – величина загальної (житлової) площі після реалізації проекту комплексної реконструкції житлової забудови, м²;

S^0 – величина загальної (житлової) площі на початку реалізації проекту комплексної реконструкції житлової забудови, м².

За другим критерієм раціональним варіантом комплексної реконструкції житлового кварталу (мікрорайону) v_p з множини $P \cap R \cap I$ буде варіант, при якому загальна (житлова) площа після комплексної реконструкції буде максимальною за умови, що загальні витрати на реалізацію проекту комплексної реконструкції будуть не більше заданої величини.

В розгорнутому вигляді це завдання можна представити наступною математичною моделлю:

$$\sum_{i=1}^n S^+(b_i^*) \rightarrow \max \quad (20)$$

за умови, що:

$$\sum_{i=1}^n c(b_i^*) + \sum_{e=1}^k c(f_e^*) + \sum_{l=1}^r c(h_l^*) \leq Z; \quad (21)$$

$$b_i^* \in (P \cap R \cap I); \quad (22)$$

$$f_e^* \in (P \cap R \cap I); \quad (23)$$

$$h_i^* \in (P \cap R \cap I); \quad (24)$$

$$Z > 0; \quad (25)$$

де $S^+(b_i^*)$ – загальна (житлова) площа об'єкта a_i після комплексної реконструкції способом b_i^* , м²;

Z – задана порогова величина загальних витрат реалізації проекту комплексної реконструкції житлової забудови, грн.

Черговість включення будівельних об'єктів до проекту комплексної реконструкції житлових кварталів встановлюються в залежності від містобудівних завдань та технічного стану об'єкта, його фізичного та морального зносу, оцінюваних величиною інтегрального зносу, який встановлюється в результаті технічного обстеження будівлі та її конструкцій.

Висновки та перспективи подальших досліджень. Розроблені математичні моделі та методика вибору раціонального способу та визначення послідовності комплексної реконструкції будівельних об'єктів житлової забудови дозволяють визначити раціональний варіант комплексної реконструкції, що забезпечує мінімальні витрати та максимальний приріст загальної (житлової) площі з урахуванням особливостей житлового кварталу.

Література

1. Про затвердження Державної стратегії регіонального розвитку на період до 2015 року. Постанова Кабінету Міністрів України від 21 липня 2006 р. № 1001 [Електронний ресурс] // Режим доступу: <http://www.zakon.rada.gov.ua>.
2. Большаков В.И. Анализ применения двух вариантов реконструкции жилого дома с использованием металлического и железобетонного каркасов / В.И. Большаков, В.М. Кирнос, П.И. Несевря, Л.Н. Дадиверина, Ф.И. Павлов, О.А. Сера // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. – 2008. – № 8. – С. 4-9.
3. Булгаков С.Н. Реконструкция жилых домов первых массовых серий и малоэтажной жилой застройки / С.Н. Булгаков. – М.: ООО «Глобус», 2001. – 248 с.
4. Кирнос В.М. Научно-методологические основы организационно-технологического регулирования продолжительности и стоимости реконструкции промышленных предприятий: дисс. ... доктора техн. наук: 05.23.08 / Кирнос Владимир Михайлович. – Харьков, 1994. – 351 с.
5. Кірюшин В.М. Деякі аспекти реконструкції будинків перших масових серій / В.М. Кірюшин, О.Б. Лотоцький, В.А. Руденко, І.Г. Онищук // Реконструкція житла: Науково-виробниче видання. Випуск 5. – К.: Нора-Друк, 2004. – С. 4-9.
6. Курочкин Г.Ф. Оптимизация преобразования массовой жилой застройки / Г.Ф. Курочкин, В.М. Пилипенко // Реконструкція житла: Науково-виробниче видання. Випуск 5. – К.: Нора-Друк, 2004. – С. 66-73.
7. Пилипенко В.М. Организационно-технологические принципы комплексной реконструкции индустриальной жилой застройки: автореф. дисс. на соискание учен. степени докт. техн. наук: спец. 05.23.08 «Технология и организация строительства», 05.23.03 «Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение» / В.М. Пилипенко. – Минск, 2009. – 41 с.
8. Порядок проведения на территории Московской области реконструкции и капитального ремонта жилых зданий первых массовых серий и объектов коммунального хозяйства [Электронный ресурс] // Режим доступа: <http://www.complexdoc.ru>.
9. Шаленный В.Т. Организационно-технологические основы формирования энергосбережения на определяющих этапах жизненного цикла гражданских зданий: дисс. ... доктора техн. наук: 05.23.08 / Шаленный Василий Тимофеевич. – Днепропетровск, 2004. – 406 с.
10. Шрейбер К.А. Научно-методологические основы организации проектирования реконструкции жилых зданий: автореф. дисс. на соискание учен. степени докт. техн. наук: спец. 05.23.08 «Технология и организация промышленного и гражданского строительства» / К.А. Шрейбер. – Л., 1991. – 46 с.
11. Шутенко Л.Н. Технологические основы формирования и оптимизации жизненного цикла городского жилого фонда: дисс. ... доктора техн. наук: 05.23.08 / Шутенко Леонид Николаевич. – Харьков, 2002. – 550 с.

УДК 621.928.23

*І.І.Назаренко, д-р техн. наук, професор КНУБА,
С.В.Орищенко, аспірант КНУБА*

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ РУХУ МАТЕРІАЛУ ПО ГРОХОТУ

Вступ.

В промисловості процес класифікації матеріалів є одними з найбільш масштабних і енергоємних операцій. Цей процес практично завжди використовуються й при виробництві будівельних матеріалів. У процесі класифікації матеріалу широко використовуються віброгрохоти.

Огляд та аналіз досліджень.

Вдосконалення й створення нових віброгрохотів нерозривно пов'язане з теорією вібропереміщення, у розробку якої основний внесок внесли Бауман В.А, Блехман І. І., Биховський І.І., Вайсберг Л.А., Гончаревич І. Ф., Джанелідзе Г.Ю., Левенсон Б.І., Линднер Г., Мальцев В. А., Олевский В.А., Потураев В. Н., Спиваковский А. О., Терсков Г.Д., Червоненко А. Г., Франчук В.П., Юдин А. В. та інші відомі вчені. У більшості робіт модель матеріалу представляється у вигляді матеріальної частки, рух якої по робочому органу описується системою диференціальних рівнянь. Є й інші, більш складні моделі маси, що переміщується. Ці моделі покладені в основу розрахунків швидкості переміщення, що визначає продуктивність машини і ефективність класифікації.

Перший математичний опис процесу руху частки по віброуючій похилій площині виконав [1]. Він розглянув безвідривний режим переміщення частки й одержав середню швидкість її руху (м/с):

$$V_{\bar{n}\delta} = 0,06 \dot{A}_n f t g \beta, \quad (1)$$

де A - амплітуда коливань, м;
 n - число коливань площини в хвилину;
 f - коефіцієнт тертя, ковзання;
 β - кут вібрації, град.

Це рівняння справедливе для часткового випадку: $tg \alpha = f^2 tg \beta$ (α - кут нахилу площини, град.). У сучасних грохотах цей випадок зустрічається відносно рідко.

Розглядаючи процес руху частки по похилій площині, в роботах [22,23,24] запропонував визначати середню швидкість по формулі

$$V_{cp} = 100000^{-1} n^3 r^2 (f \cos \alpha - \sin \alpha)^{-1} - 7,5 n^{-1} (f \cos \alpha - \sin \alpha) \quad (2)$$

де r - радіус ексцентрика.

В роботі [2] запропоновано більш досконалий розв'язок рівнянь руху частки без підкидання з використанням спеціальних графіків, що визначають моменти переходу від одного етапу руху до іншого.

В роботі [3] пропонується рівняння для визначення середньої швидкості руху частки з підкиданням:

$$V_{cp} = (k_1 - k_2 \sin \alpha) A \omega \cos \beta (1 - z^2)^{0,5}, \quad (3)$$

де $z = g \cos \alpha (A \omega^2 \sin \beta)^{-1}$.

ω - кутова частота коливань, рад./с.

Для його використання необхідно експериментально визначати входні в це рівняння коефіцієнти (k_1, k_2).

В роботі [4] пропонується визначати швидкість вібропереміщення по формулі

$$V = \pi g p^2 \omega^{-1} [ctg \beta \cos \alpha - (2 - \lambda) \lambda^{-1} \sin \alpha] \quad (4)$$



де λ – коефіцієнт тертя породи при ударі;
 p – кратність періоду польоту періоду коливань робочого органа.

Це рівняння описує процес вібропереміщення при інтенсивному режимі, тобто з підкиданням.

У роботах [5,6] отримана формула для визначення середньої швидкості вібропереміщення

$$V_{cp} = 4\pi^{-1} A \omega (1 - z_0)(1 + z_0^2) \cos \beta, \quad (5)$$

де $z_0 = g(A\omega^2 \sin \beta)^{-1}$.

При виведенні цієї формули передбачалося, що ковзання частки по площині відсутнє.

В роботах [7,8] докладно розглянуто можливі варіанти руху частки. Запропоновано класифікацію режимів руху частки по робочому органу: «тихохідний» - рух частки без зворотного ковзання; «напівшвидкохідний» - зі зворотним ковзанням; «швидкохідний» - з підкиданням. Для напівшвидкохідного режиму роботи машини їм була запропонована формула для визначення швидкості руху частки по робочому органу:

$$V = 5rn/60[(1-k)^2 - (1-q)^2], \quad (6)$$

де r - радіус обертання кривошипа, м;

n - число оборотів у хвилину кривошипа;

k - коефіцієнт відриву при русі робочого органа вперед;

q - косинус кута відриву при зворотнім ковзанні шматка.

При висновку формули (6) припускали, що статичний коефіцієнт тертя при вібропереміщенні рівний кінематичному і на процес руху частки не впливає.

В роботі [9] приведення рівняння швидкості переміщення частки по віброуючій поверхні для режиму з безперервним підкиданням:

$$V = \pi g p \omega^{-1} [(1-k)(1+k)^{-1} \operatorname{ctg} \beta \cos \alpha - (2-\lambda)\lambda^{-1} \sin \alpha], \quad (7)$$

де k — коефіцієнт відновлення при ударі.

В інших роботах він визначив область існування стійких режимів руху частки вгору і вниз на віброуючій похилій площині без підкидання і з підкиданням. В його роботах, а також статті [11] викладена методика розрахунків оптимального кута вібрації і, відповідно, параметрів машин для безвідривного режиму вібропереміщення матеріалу.

В цих роботах при розрахунках швидкості руху часток передбачався постійний коефіцієнта тертя.

В роботах [12,13] для грохотів з направленими коливаннями середню швидкість руху матеріалу рекомендують знаходити з рівняння

$$V = gfv\omega^{-1} \cos \alpha, \quad (8)$$

де v - безрозмірна середня швидкість вібропереміщення.

Рівняння (8) справедливо для кута вібрації 45 град., при коефіцієнті тертя, рівному 0,6.

В роботах [14,15] наводяться експериментальні дані про змінність величин коефіцієнтів тертя практично у всіх матеріалах. Отже, наведені рівняння, що містять постійні коефіцієнти тертя, не завжди можуть бути використані без коректування для визначення швидкості переміщення маси матеріалу по робочому органу.

У середині ХХ століття Блехманом І.І, Гончаревичем І.Ф., Спиваковським А.О. було запропоновано оцінювати ефективність роботи машини техніко-економічними показниками - капітальними й експлуатаційними витратами. Оптимальними потрібно вважати такі конструктивні й режимні параметри машини, які забезпечували б мінімум наведених витрат при досягненні цільової функції. Було запропоновано кілька критеріїв, що дозволяють оцінити ефективність роботи машини: швидкість вібропереміщення (V , м/с), питома витрата енергії (W , кВт/т), коефіцієнт динамічної ефективності режиму

вібропереміщення ($k_a = V(A\omega^2)^{-1}, c$), коефіцієнт енергетичної ефективності режиму вібропереміщення ($k_A = V(W)^{-1}, \text{м}\cdot\text{т}/(\text{кВт}\cdot\text{с})$), коефіцієнт узагальненої ефективності режиму вібропереміщення ($k_0 = V(W \cdot A^2)^{-1}, \text{т}\cdot\text{с}/\text{кВт}$). Енергетичний критерій дозволяє порівнювати однотипні по конструктивним виконанням віброгрохотів і знаходити раціональні режими їх роботи.

В роботі [16] обґрунтовується комплексний критерій енергетичної ефективності. Він дорівнює частці від розподілу коефіцієнта енергетичної ефективності на величину коливальної маси машини ($k_k = V(Wm_{po})^{-1} \text{с}/\text{кВт}$). Цей коефіцієнт дозволяє оцінити конструктивна досконалість різнотипних машин. Енергоємність робочого процесу машин залежить від відносно великого числа конструктивних і режимних параметрів. По раніше наведених енергетичних критеріях не завжди можливо об'єктивно оцінити енергетичну ефективність роботи машини. У зв'язку з цим виникло завдання обґрунтування узагальненого критерію енергетичної ефективності режиму роботи машини.

Дослідження робочих процесів резонансних машин наведено в роботах [17, 18]. В них розглядаються питання міцності конструктивних елементів, процес запуску й витрати енергії при роботі машин з ексцентриковими віброзбудниками, конструкція й робочий процес яких суттєво відрізняється від лінійних імпульсних віброзбуджувачів [19, 20].

Пріоритетною метою конструктивного вдосконалення машини є досягнення максимальної продуктивності й зниження енергоємності технологічного процесу, що дозволяє суттєво підвищити ефективність їх роботи. Це обумовлене постійним зростанням вартості електроенергії. Одним зі способів досягнення цієї мети є визначення раціонального завантаження робочого органа й величини підведеної до машини енергії.

В роботі [21] пропонують визначати потужність двигуна при роботі резонансного грохоту з пружним шатуном по формулі

$$N = 0,25rc\omega[\mu\omega(r - X \cos \varphi) - X \sin \varphi] \quad (9)$$

де X - амплітуда коливань робочого органа;

μ - швидкість відносної деформації пружних елементів;

c - коефіцієнт твердості пружних елементів;

r - радіус кривошипа.

Для режиму з підкиданням витрата енергії в одиницю часу для переміщення матеріалу по робочому органу, тобто корисну потужність в [25] рекомендується знаходити з рівняння

$$N = 0,5\varepsilon m_{po}(1 + \varepsilon m_{oD}/m_{po})A^2\omega^2 f(K) \quad (10)$$

де ε - коефіцієнт зменшення нормального тиску, що залежить від коефіцієнта режиму роботи;

m_{po}, m_i - маса робочого органа і матеріалу,

$f(K)$ - функція, що залежить від коефіцієнта режиму роботи.

При висновку формули (10) передбачалося, що при падінні часток на робочий орган відбувається пластичний удар і вся їхня енергія розсіюється.

Висновки.

1). Швидкість переміщення матеріалу в резонансних машинах залежить від коефіцієнта тертя, який є випадковою величиною.

2). Для резонансних, низькочастотних машин зміна технологічного навантаження приводить до істотної зміни режиму роботи, тобто швидкості переміщення, і відповідно продуктивності й енергетичної ефективності.

*Література*

1. Lindner G, Forderrinnen. Die Fordertechnik. - 1912. - Heft 2.
2. Терсков Г.Д. Рух тіла на похилій площині з поздовжніми коливаннями /Г.Д.Терсков// Ізд. Томського індустріального інституту ім. СМ. Кірова, 1937. - Том 56. - Вип. IV.
3. Бауман В.А. Дослідження вібраційного живильника /В.А.Бауман//Зб. тр. Ленінградського інституту механізації будівництва (ЛІМС). - Л.-М.: Будіздат, 1939.
4. Гончаревич І.Ф. Теорія вібраційної техніки й технології / І.Ф. Гончаревич К.В. Фролов. - М.: Наука, 1981. - 320 с.
5. Осмаков С.А. Наближений спосіб визначення середньої швидкості руху частки по горизонтальній віброуючій поверхні /С.А.Осмаков// Звістки вузів. Будівництво й архітектура. - 1958. -№5.
6. Klockaus W. Fordergeschwindigkeit von Schwingrinnen und Schwingsiebe /W.Klockaus// Erdl und Kohle. - 1952. - № 8.
7. Олевський В.А. Кінематика грохотів/В.А.Олевський. - Л.-М.: ГНТИ, 1941. - Частина I і II.-156 с.
8. Олевський В.А. Параметри режиму й продуктивності грохотів/ В.А.Олевський // Збагачення руд. - 1967- №3 (69). - С. 31-37.
9. Блехман І.І. Про вибір основних параметрів вібраційних конвеєрів/І.І.Блехман // Збагачення руд. - Л.:, 1959. - №2.
10. Блехман І.І. Про ефективні коефіцієнти тертя при вібраціях / І.І.Блехман, Г.Ю.Джанелідзе // Звістки АН СРСР, ОТН. - 1958. -№7.
11. Брусин В.А. До теорії вибротранспортировки /В.А.Брусин/ Звістки вузів. Радіофізика. - 1960. - Т. III. - Вып. 3.
12. Довідник по збагаченню руд. Підготовчі процеси / під ред. О.С. Богданова [і ін.]. - М.: Надра, 1982. - 365 с.
13. Нагаєв Р.Ф. Періодичні режими вібраційного переміщення/Р.Ф.Нагаєв. -М.: Наука, 1978. - 152 с.
14. Барон Л.І. Гірсько технологічне породоведення. Предмет і способи досліджень /Л.І.Барон. - М.: Наука, 1977. - 301 с.
15. Барон Л.І. Характеристики тертя гірських порід/Л.І.Барон. - М.: Наука, 1967.-206 с.
16. Афанасьєв А.І. Комплексний критерій ефективності робочого процесу вібротранспортних машин / А.І. Афанасьєв, Е.В. Братыгин, А.А. Чиркова // Проблеми кар'єрного транспорту: матеріали VIII Міжнародної науково-практичної конференції, м. Єкатеринбург 20-23 вересня 2005. - Єкатеринбург, 2005. - С. 48-52.
17. Литвак А.Г. Резонансний грохот для зневоднювання вугільного шламу / А.Г.Литвак, В.Н.Потураєв, Ф.І.Марковський //Кокс і хімія. - М, 1960.-№5.- З 17-21.
18. Гаків Б.І. Динаміка вібраційних машин резонансного типу/Б.І.Гаків. -Київ: Наукова думка, 1967. - 212 с.
19. Чиркова А.А. Дослідження взаємозв'язку електромеханічних і силових параметрів магнітно-індукційного лінійного імпульсного двигуна /А.А.Чиркова// Звістки вузів. Гірський журнал. - 2005. - №6. - С. 101-106.
20. Афанасьєв А.І. Параметри робочого процесу магнітно-індукційного імпульсного двигуна вибогрохота / А.І. Афанасьєв, А.А. Чиркова // Звістки вузів. Гірський журнал. - 2007. - № 7. -С. 94-98.
21. Потураєв В.Н. Резонансні грохоти/В.Н. Потураєв. - М.: ЦНИИ-Вугілля, 1963.-94 с.
22. Левенсон Л.Б. Машини для збагачення корисних копалин/ Л.Б.Левенсон. -М.-Л.: Госмашметиздат, 1933. - 323 с.
23. Левенсон Л.Б. Дроблення, просівання корисних копалин / Л.Б. Левенсон, Б.І. Прейгерзон. - М.-Л. : Гостоптехиздат, 1940. - 771 с.
24. Левенсон Л.Б. Дробильно-сортувальні машини й установки / Л.Б. Левенсон, П.М. Цигельный. - М.: Госстройиздат, 1952. - 562 с.

УДК 69.057.7

Р.С. Пиляєв, пошукувач КНУБА

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ КОМПЛЕКСНОЇ МЕХАНІЗАЦІЇ БУДІВНИЦТВА

Вступ. Актуальність проблеми. Перехід до ринкової економіки став одним з діючих важелів прискореного розвитку будівництва, для якого характерні гнучкість і можливість застосування ефективних машин і технологій.

Сучасне будівництво - це складна структурна система, яку можна розглядати як динамічну і з точки зору системного підходу характеризувати наступними ознаками (рис.1) [1]:

- 1) наявністю двох компонентів - об'єкта і органу управління, пов'язаних між собою прямими та зворотними каналами зв'язку, що утворюють замкнуті контури;
- 2) наявністю мети, критерію ефективності та обмежень;
- 3) наявністю алгоритму і програми керування.

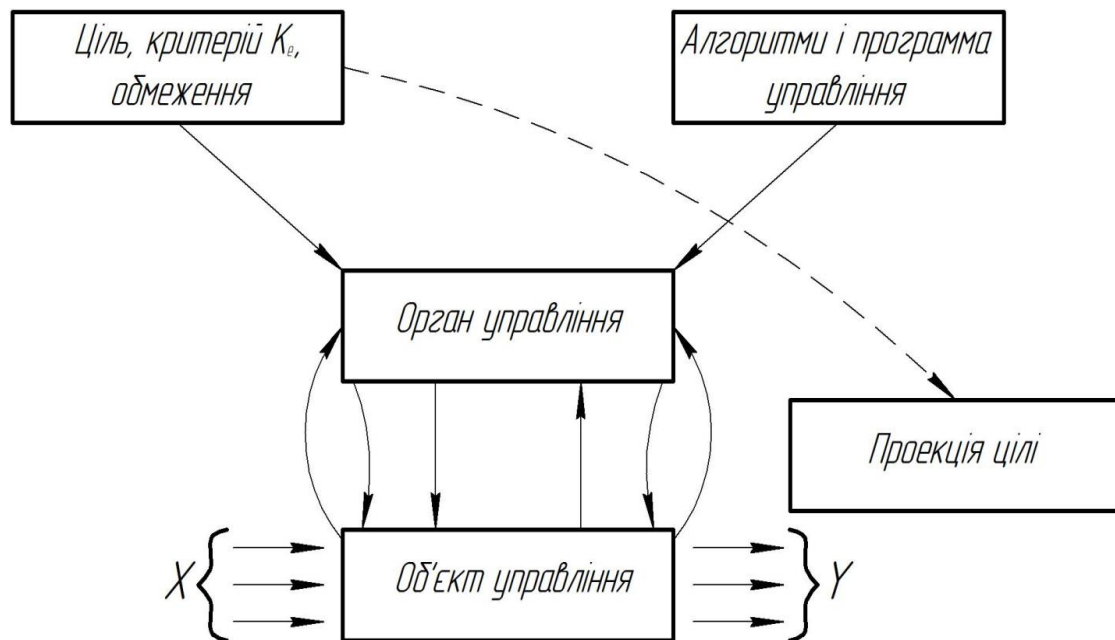


Рисунок 1. Принципова схема керованої системи.

У схемі розглянутої системи присутні зворотні зв'язки - канали між елементами, необхідні для контролю поведінки об'єкта управління і на основі цього видачі оптимальних рішень (команд). Зворотний канал означає зв'язок між виходом якогось елемента та входом того ж самого елемента, здійснювану або безпосередньо, або через інші елементи.

Методика та результати. Представляючи будівельне виробництво як керовану систему, в роботі пропонується наступна її структура: вхід - будівельний процес, вихід - регулюючий пристрій. Об'єктом управління є будівельний процес, а органом управління - регулюючий пристрій. На цю систему діє безліч зовнішніх випадкових чинників, що мають різноманітну природу. Вхід системи характеризує сукупність трудових, матеріальних та енергетичних ресурсів, необхідних для виробництва продукції. Ресурси, організовані в певну послідовність з метою створення закінченого об'єкта, становлять будівельний процес, який являє собою сукупність елементарних будівельних процесів (операцій). Виходом системи є економічні показники, за якими здійснюється вибір

варіантів. З допомогою зворотного зв'язку відбувається регулювання ресурсами на вході і, отже, регулювання самого будівельного процесу. На модельованій системі накладається ряд обмежень, які зв'язують можливі способи дії із зовнішніми обмежуючими чинниками. Розробка структурної схеми дозволяє визначити взаємозв'язок ресурсів процесу, закінченого об'єкту, випадкових факторів, регулюючого пристрою. Крім того, аналіз структурної схеми дає можливість до розробки математичної моделі виключити з розгляду фактори, що мають незначний вплив на систему.

Представляється структурна схема будівельного виробництва (рис. 2), де на вхід системи надходять трудові, матеріальні, енергетичні та фінансові ресурси. Трудові ресурси характеризують трудомісткість будівельного процесу. Матеріальні ресурси - це матеріали, необхідні для виконання будівельного процесу у вартісному вираженні, а також машини і устаткування у вигляді капітальних вкладень. Енергетичні ресурси характеризують потенціал потужностей комплексу машин і механізмів, що використовуються в будівельному процесі. Фінансові ресурси являють собою додатковий ресурс, який забезпечує нормальне функціонування всієї системи при впливі на неї зовнішніх випадкових факторів. Наявність фінансових ресурсів забезпечує можливість вибору технологічного процесу за критерієм оптимальності - мінімуму трудомісткості, так як при використанні цього критерію можливе збільшення кошторисної вартості будівництва. У цьому випадку за рахунок фінансових ресурсів покривається різниця в кошторисних вартостях технологій, обраних по мінімуму приведених витрат і мінімуму трудомісткості.

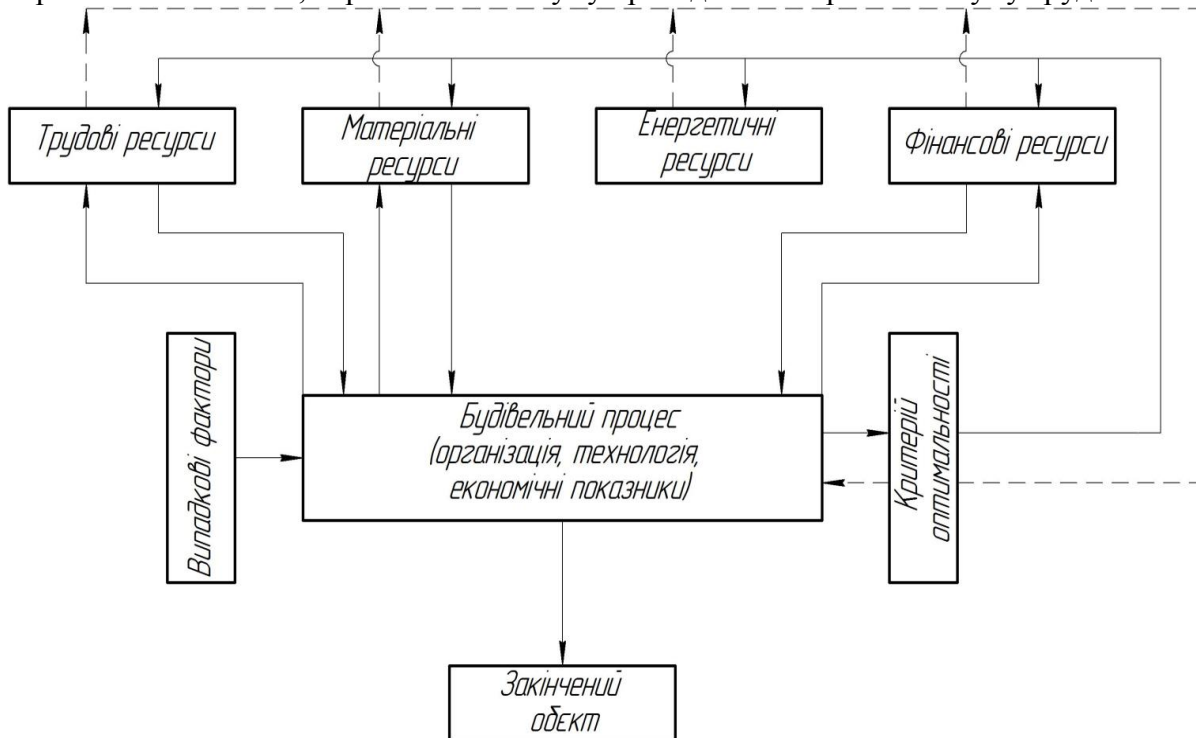


Рисунок 2. Структурна схема будівельного виробництва.

Випадкові фактори, виділені в системі окремим елементом, представляють собою вплив, що носять імовірнісний характер. Всі випадкові фактори можна розділити на основні випадкові збурення і зовнішні зв'язки, що носять також випадковий характер. До випадковим збурень слід віднести:

- 1) втрату трудових ресурсів з різних причин;
- 2) вихід з ладу машин і обладнання;
- 3) упущення в організації праці;
- 4) порушення трудової і технологічної дисципліни.

До зовнішніх зв'язків, що носять випадковий характер, відносяться:

- 1) збої в забезпеченні матеріальними ресурсами;
- 2) вплив погодних умов.

Ресурси, вступаючи в будівельний процес у різних поєднаннях, дозволяють отримати безліч варіантів досягнення мети. На виході ці варіанти порівнюються між собою за прийнятими критеріями, потім вибирається оптимальний варіант. На будівельний процес впливають випадкові фактори, які виводять систему з оптимального стану. Для усунення негативних наслідків і повернення системи в оптимальний режим роботи в будівельний процес вводяться вільні грошові кошти, які грають роль додаткового ресурсу.

Регулюючи функцію виконує оператор, через якого в залежності від отриманої інформації про хід будівельного процесу та його відповідності кінцевої мети подається керуючий сигнал на вхід системи і безпосередньо в блок «Будівельний процес». Вся система функціонує в певному діапазоні, межі якого встановлюються існуючою інформацією про її можливості. Таким чином, інформація у розглянутій структурній схемі грає роль обмеження. Накопичення інформації про об'єкт дозволяє розширити діапазон дослідження системи і збільшити можливості безпосередньо будівельного процесу. При цьому інформація являє собою як би додатковий ресурс системи.

Оскільки в механізованому процесі бере участь комплект машин змінного складу, кожна з яких не забезпечує кінцевої продукції, капітальні вкладення K_0 визначають за формулою [2]:

$$K_0 = \sum \frac{K_{sni} T_{oi}}{T_{zi}}, \quad (1)$$

де K_{sni} - вартість і-тої машини комплекту, грн.; T_{oi} і T_{zi} - кількість годин роботи і-тої машини на об'єкті і в році.

У ряді випадків необхідно в якості критерію оптимальності приймати трудомісткість процесу T_p . Оптимальний варіант при цьому відповідає мінімальній трудомісткості:

$$T_p = \sum_{i=1}^n \frac{Q}{\Pi_{qi}} n_{pi} \rightarrow \min, \quad (2)$$

де Q - обсяг робіт, що виконується в і-тій операції; Π_{qi} - годинна продуктивність комплекту машин, що беруть участь в і-тій операції. Розмірність Q_i та Π_i різні для кожного виду робіт.

Для здійснення технологічного процесу необхідно, щоб тривалість виконання попередньої операції була дещо меншою тривалості виконання наступної операції (на 2 - 3%):

$$T_{oi} \geq (1,02 - 1,03) T_{oi-1}, \quad (3)$$

де T_{oi} і T_{oi-1} - тривалість виконання відповідно наступної і попередньої операцій. У цьому випадку забезпечується максимальна щільність потоку з урахуванням технологічних перерв, що є граничною умовою по кожній операції, що входить до технологічного процесу.

Сумарні наведені витрати на будівельний процес, що складається з m операцій:

$$\sum_{i=1}^m \Pi_{zoi} \rightarrow \min. \quad (4)$$

За ступенем складності механізованих процесів і операцій розрізняють комплексну механізацію окремих видів робіт (монтаж конструкцій обладнання, доставка вантажів, укрупнювальне складання конструкцій і ін.), комплексну механізацію частини об'єкта, комплексну механізацію зведення будинку й спорудження в цілому. Однак незалежно від окремих видів будівельно-монтажних робіт первинною ланкою системи завжди є комплексна механізація конкретних технологічних операцій і процесів, що виконуються у певній послідовності. Способи комплексної механізації робіт і операцій на реальних об'єктах визначають по схемах комплексної механізації й технологічних картах.

Всі схеми комплексної механізації за видами виконуваних кранами робіт об'єднані в чотири групи [3]:

- зосереджені обсяги механізованих робіт на окремо стоячих споруджуваних і ремонтованих будинках;
- розосереджені обсяги робіт на лінійно-протяжних спорудженнях



- (облаштованість доріг, трубопроводів і т.д.);
- різнорідні роботи малого обсягу при будівництві будинків і споруджень, у тому числі в сільській місцевості;
 - допоміжні різнорідні роботи, процеси й операції, виконувані кранами на пунктах вантажопереробки (складах, площадках, усередині цехів і корпусів).

Стан комплексної механізації визначається рядом показників:
рівень комплексної механізації

$$P_k = \left(\frac{V_{к.м.}}{V} \right) \cdot 100\% \quad (5)$$

економічний показник засобів механізації

$$E_n = \left(\frac{B_{к.м.}}{B} \right) \cdot 100\% \quad (6)$$

енергоємність праці

$$E_p = \frac{P}{n_p} \quad (7)$$

енергоємність монтажу

$$M_m = \frac{m}{V} \quad (8)$$

Де $V_{к.м.}$ – об'єм монтажних робіт, що виконуються засобами комплексної механізації в натуральному вимірі; V – загальний об'єм робіт в натуральному вимірі; $B_{к.м.}$ – балансова вартість засобів комплексної механізації; B – загальна вартість всього об'єму монтажних робіт; n_p – загальна кількість робочих;

P – загальна потужність двигунів, що застосовуються на засобах комплексної механізації; m – маса засобів комплексної механізації.

Висновки.

1. Розглянута загальна структура будівельного виробництва.
2. Запропоновані критерії оцінки комплексної механізації будівництва.

Література

1. Спектор М.Д. Выбор оптимальных вариантов организации и технологии строительства.- М.:Строиздат, 1980-160с.
2. Черненко В.К.,Яриоленко М.Г.,Батура Г.М. та інш Технологія будівельного виробництва.- К.:Вища школа. 2002.-430с.
3. Назаренко І.І., Гарнець В.М., Свідерський А.Т., і інш. Системний аналіз технічних об'єктів К.:КНУБА, 2009.-164с.

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. Рукописи, що не задовольняють перерахованим вимогам, до розгляду не приймаються.

Наукове видання

ТЕХНІКА БУДІВНИЦТВА

Науково-технічний журнал

Випуск 22

Підписано до друку
Умовн. друк. арк. 12.04
різогр.

Формат 60×84 1/8

Папір офсетний. Друк

Обл.-вид. арк. 12.5

Тираж 200. Зам. №

Адреса редакції: 03037, м. Київ, Повітрофлотський просп., 31, т. 241-5447, т/ф. 252-4214