

Техніка Будівництва



25, 2010

Техніка Будівництва



Науково-технічний журнал

№25, 2010

УДК 623.413:625.7:69.002

**ТЕХНІКА
БУДІВНИЦТВА**

Науково-технічний журнал
25 '2010

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 № 47 від 30.10.2009 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, 2010

ЗМІСТ

Техніка для земляних та дорожніх робіт

Хмара Л.А., Талалай В.А. Повышение прочностных характеристик элементов рабочего оборудования строительного-дорожного машин путем применения заполнителя.....	4
Кузьмінець М.П., Сівко В.Й. Вибір раціональних параметрів робочих органів землерийних машин через роботу руйнування ґрунтового середовища	13

Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

Назаренко І.І., Кобижський М.Г. Дослідження руху вібротранспорту при проходженні через резонанс.....	20
Нестеренко М.М. Дослідження пружних властивостей гумових прокладок ударно-струшувальної установки при різних питомих тисках.....	24
Назаренко І.І., Клименко М.О. Дослідження динаміки руху матеріалу в межовому шарі обертового барабана.....	29
Сівко В.И., Мироношенко Д.А., Гринченко В.М. Оценка влияния уплотняемой бетонной смеси на выбор режимов рабочего органа вибротранспорту.....	34
Нестеренко М.П. Дослідження напруженодеформованого стану рами віброплощадки.....	38
Свідерський А.Т., Ручинський М.М., Мартинюк І.Ю. Оцінка та аналіз параметрів і режимів руху вібромайданчиків для формування контрольних зразків бетону.....	45
Назаренко І. І., Шепелюк А. М. Визначення вимушених поперечних коливань пуансонів установок для виробництва багатопустотних плит.....	58
Корнійчук Б.В. Методика розрахунку основних параметрів віброустановки для формування залізобетонних кілець.....	63
Дедов О.П. Розповсюдження плоских хвиль напруження в пружно-пластичному середовищі під дією силового навантаження.....	69

Технологія і організація виробництва

Панова О.В. Методика визначення захисних властивостей електромагнітних екранів.....	74
Цимбал С.Й., Малишев О.В. Експериментальні польові дослідження вдавлюваних пальців таврового поперечного перерізу.....	77
Назаренко М.І. Дослідження моделей та характеристик організаційних форм процесу функціонування будівельних машин.....	82

Моделювання технологічних процесів

Горда Д.О. Дослідження структури програмного забезпечення макроконвеєра САПР ГСРП будівельних машин.....	88
Забродський М.М. Системне моделювання проектного розрахунку вібромайданчика з вертикально направленими коливаннями.....	92
Цюцюра С.В., Теренчук С.А., Єременко Б.М. Застосування нейронних мереж у будівельних проектах.....	100
Пиляев Р.С. Розробка економіко-математичної моделі використання баштових кранів.....	103
Шахнова В. М., Фіалко Н. М., Черних Л. Ф., Черненко В. К., Савенко В. І., Сухоросов І. М., Ключ Л. Г. Від наукових теорій до енергозберігаючих конструкцій і технологій.....	106
Карпачев Ю.А., Павлюк В.М., Дьомін Ю.М. Дослідження робочих процесів агрегату для безповітряного розпилювання поліуретанової суміші при її автоматичному нанесенні на магістральні трубопроводи.....	111



Техніка для земляних та дорожніх робіт

УДК 621.878.2

Л.А. Хмара, д. т. н., професор.

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури.

В.А. Талалай, к.т.н., доцент.

Донбасська національна академія будівництва та архітектури

ПОВЫШЕНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫХ МАШИН ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ ЗАПОЛНИТЕЛЯ

Введение. Проблемы повышения несущей способности металлоконструкций (МК) строительных и дорожных машин являются актуальными в данное время. Совершенствование геометрии рабочих органов и методов конструирования являются основными предпосылками. Главной целью проектирования современных машин является максимальное уменьшение металлоемкости конструкции и повышение несущей способности, прочностных свойств и ряда других физико-механических характеристик.

Определение рациональных геометрических форм металлоконструкций рабочего оборудования СДМ

Конфигурация металлоконструкций строительных и дорожных машин (МК СДМ) в процессе работы не является постоянной, а внешние силы, воздействующие на рабочий орган и другие узлы универсальных машин непрерывно изменяются, будь-то машина циклического или постоянного действия, следовательно, вопросы выбора оптимального конструктивного решения в этом случае, особо актуальны.

Особенностью работы металлоконструкций рабочего оборудования является динамический режим, при котором конструкции испытывают переменные во времени напряжения (рис.1).

Напряжения, представленные на рис.1 ведут к фактору усталости материала, а следовательно, уменьшению долговечности конструкции, что можно пронаблюдать также рассмотрим:

- расчет по допускаемым напряжениям [1, 2, 3, 4]:

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{II}}{n}, \quad (1)$$

где σ - от действия основных и случайных или аварийных нагрузок.

$[\sigma]$ - допускаемое напряжение;

σ_{II} - предельное напряжение для данного материала;

n - коэффициент запаса прочности.

Или расчет на устойчивость или усталость, где формула (1) принимает вид:

$$\sigma \leq \varphi \cdot [\sigma] \quad \text{или} \quad \sigma \leq \gamma \cdot [\sigma] \quad (2)$$

где: φ и γ - коэффициенты учитывающие соответственно снижение допускаемого напряжения в задачах устойчивости и усталостного разрушения конструкции.

Применение профилей коробчатого сечения (рис.1) не всегда является рациональным решением при проектировании металлоконструкций СДМ.

Составные части этих балок - уголки, швеллеры были изготовлены с ориентацией на строительную отрасль.

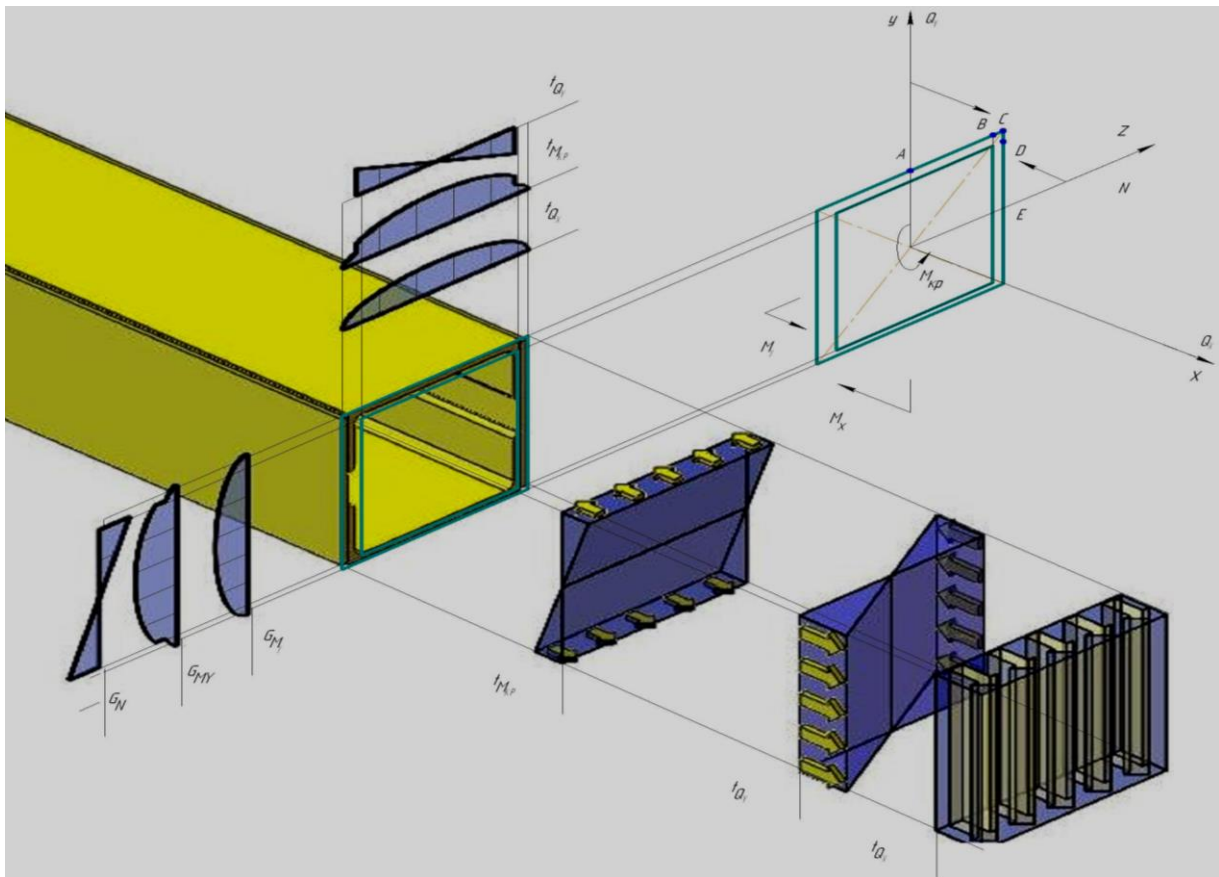


Рисунок 1. Схема возникающих напряжений в пустотном элементе.

Альтернативным вариантом может стать применение круглых полых профилей, т.е. труб, воспринимающих действие динамических и статических нагрузок менее разрушительно и обладающих большим запасом прочности (рис. 2).

Также применение труб позволяет снизить влияние коррозионной среды за счет уменьшения удельной поверхности конструкций. Коэффициент влияния типа сечения на скорость коррозии для труб равен 1; для замкнутого коробчатого сечения – 1,1; для листа, одиночного проката или гнутого профиля – 1,4; для составного профиля – 2,0 [5, 6, 7]. Значит, такое решение теоретически позволит снизить скорость коррозии в 2 раза, так как наиболее распространены составные профили. Использование труб в МК СДМ обеспечивает следующие преимущества [8, 9,]:

- снижение расхода стали на 30-50% по сравнению с аналогичными конструкциями, выполненными из профилей;
- повышение технологичности антикоррозионных покрытий и снижение их площади на 30-50%;
- повышение долговечности конструкции на 40%.

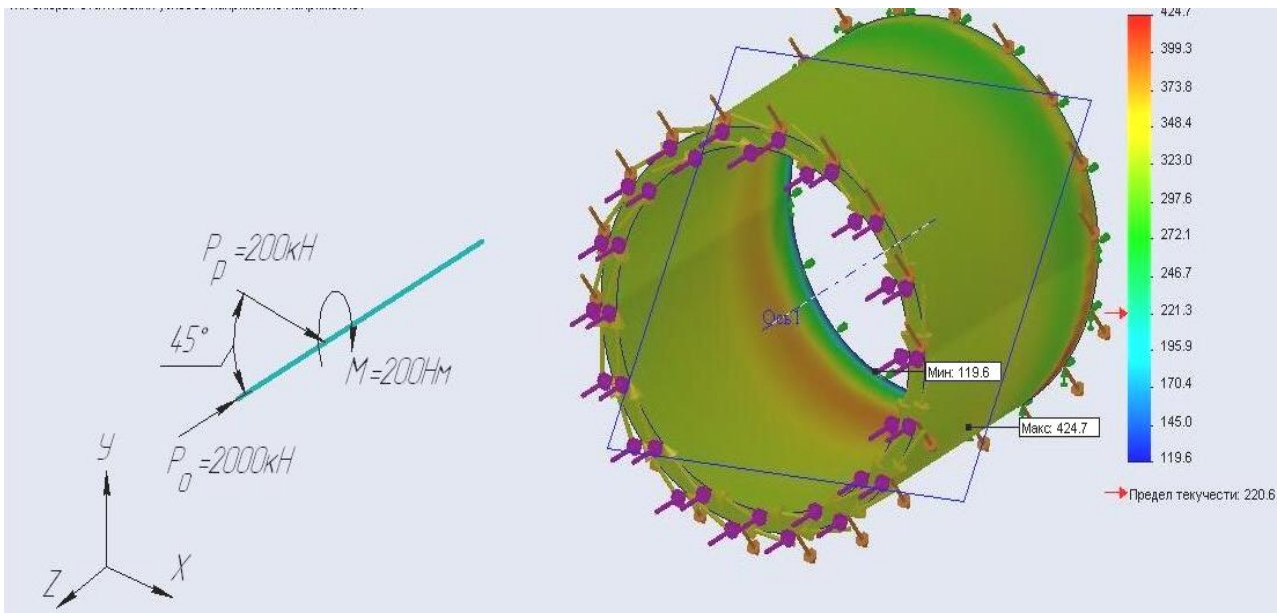


Рисунок 2. Схема нагрузок действующих на профиль – труба.

Анализ несущей способности пустотных элементов

Для проведения прочностного анализа были определены некоторыми начальными условиями: 1) материал - простая углеродистая сталь; 2) форма: коробчатая балка, трубчатая балка.

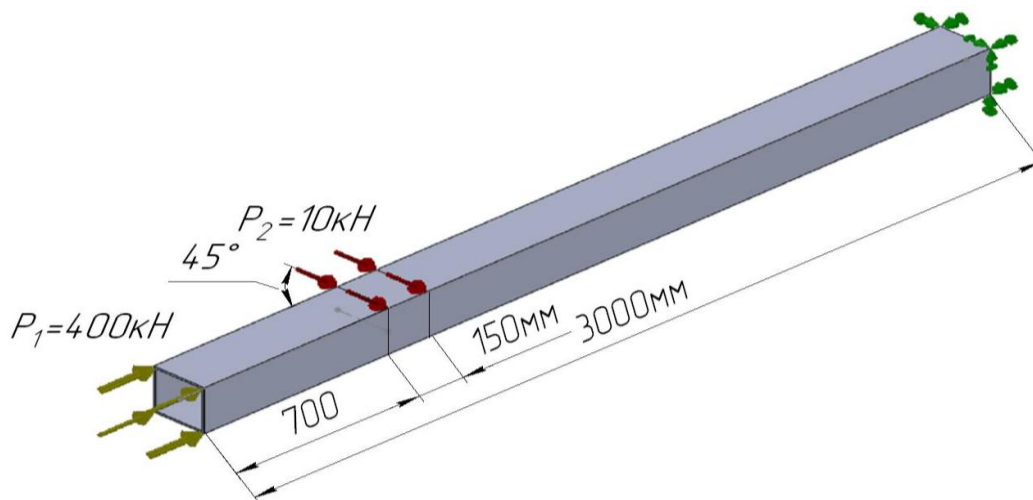


Рисунок 3. общая схема нагружения балок.

На основании проведенного анализа были получены эпюры напряжений исследуемых элементов (рис.4, 5) и данные об изменении исследуемых факторов от воспринимаемых нагрузок.

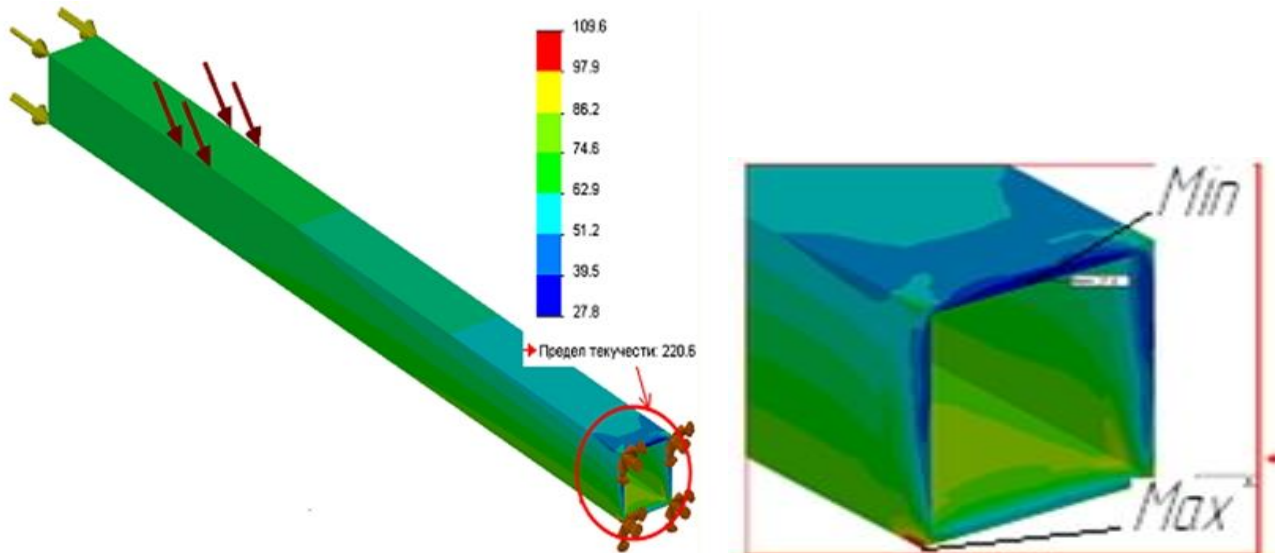


Рисунок 4. Эпюра напряжений коробчатой балки.

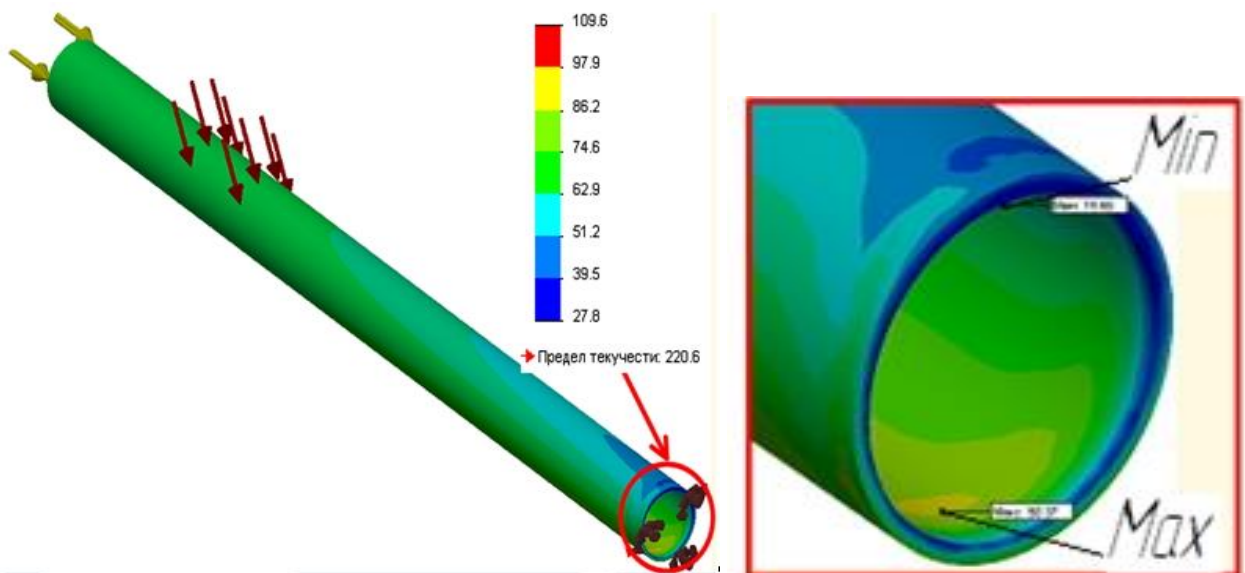
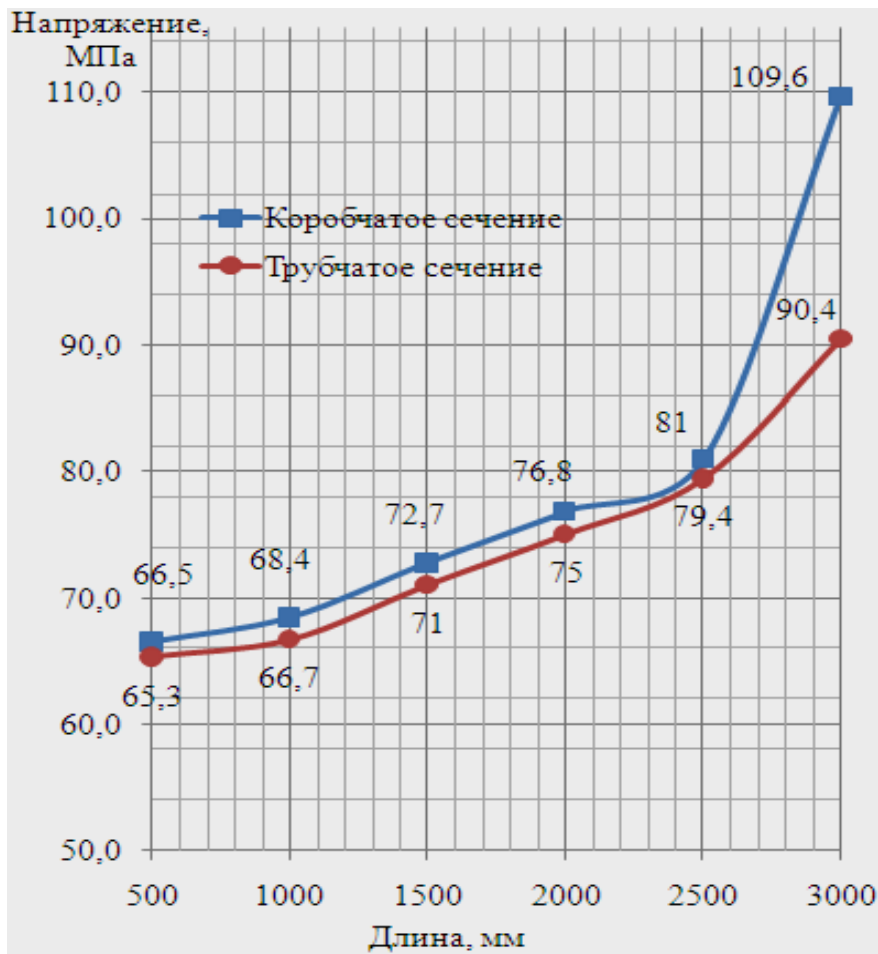


Рисунок 5. Эпюра напряжений трубчатой балки.

Таблица 1. Результаты статического исследования в CAD.

№ п/п Вид сечения	Напряжение, МПа			Перемещение, мм			Запас прочности		
	Max	Min	Средне- квадратичное	Max	Min	Средне- квадратичное	Max	Min	Средне- квадратичное
1 Коробчатое	109.6	27.8	68.3	2.49	0.01	1.29	5.65	1.35	3.39
2 Трубчатое	90.3	19.7	66,1	2.64	0.01	1,34	11.22	2.44	3.44
Сравнительный процентный показатель отношения величин соответствующих характеристик трубчатого сечения									
	+17.6%	+29.1%	3.2	-6%	-	-3.8%	+98%	+80%	+1.47



а)

Рисунок 6. Диаграммы: а - напряженный балок; б - запаса прочности балок.

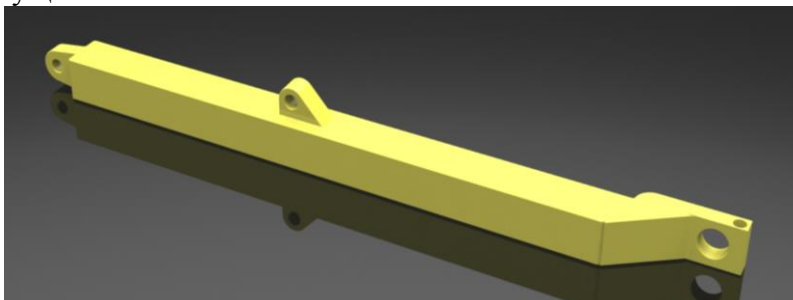
Создание элементов рабочего оборудования с повышенными несущими способностями.

Наиболее эффективным способ повышения несущей способности является применение заполнителя полых объемов МК различного сечения. Однако суть предлагаемого метода повышения прочности конструкции РО состоит из нескольких этапов:

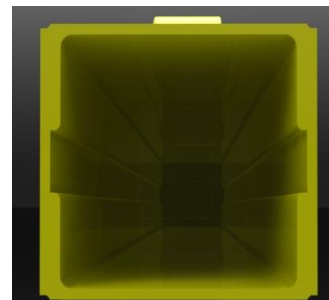
- аналитический, т.е. в анализе (расчете и моделировании) сил действующих на МК, приоритета их направления, нахождения наиболее нагруженного участка подвергающегося разрушительному воздействию как статической, так и динамической нагрузки (рис.4, 5).

- конструктивный, заключающийся в местном упрочнении наиболее нагруженного участка путем применения заполнителя (рис.7).

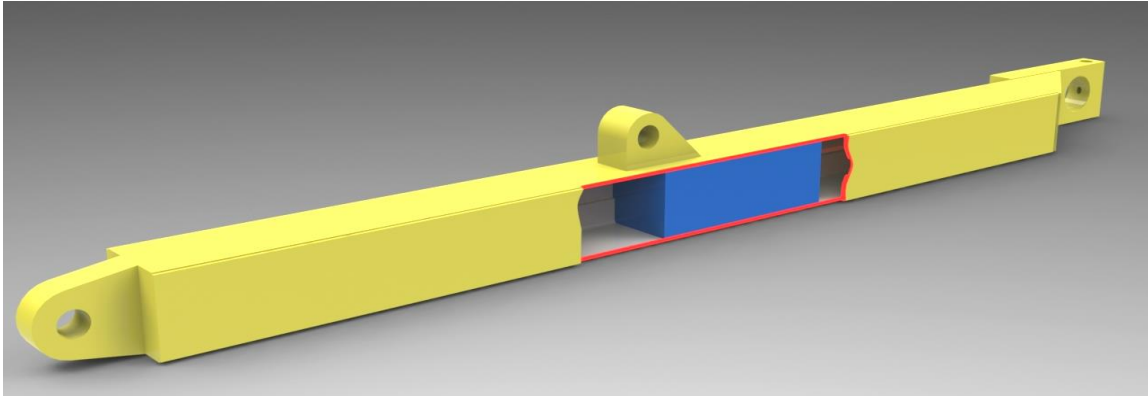
Особенностью данного метода конструирования РО СДМ является относительно простая технология их изготовления и существенная экономия металла при высокой несущей способности.



а)



б)



в)

Рисунок 7. Конструктивный этап метода повышения прочности толкающего бруса:
а - конструкция бруса до упрочнения; б – поперечный разрез бруса; в - полость зоны концентрации напряжений упрочненная заполнителем.

Создание трубобетонных конструкций, обладающих повышенной несущей способностью.

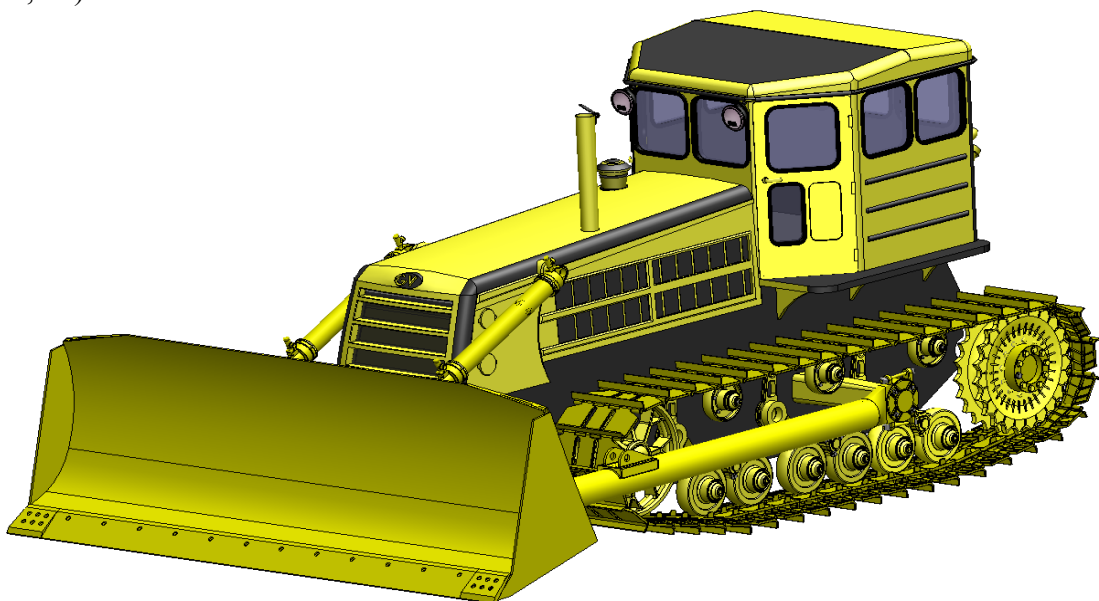
Применимо к МК СДМ использование в качестве заполнителя полых (пустотных) конструкций - бетоном (трубобетонирование), для различных узлов СДМ рационально в совокупности с армированием либо микроармированием [9, 10].

Многими исследователями трубобетона отмечалось, что *труба* начинает работать как обойма лишь в стадии близкой к разрушению бетона, до этого труба является лишь опалубкой, если ее не включать в работу специальными мероприятиями. Данный недостаток является очень важным аспектом применимо к МК СДМ, и его можно устранить следующими конструктивными решениями:

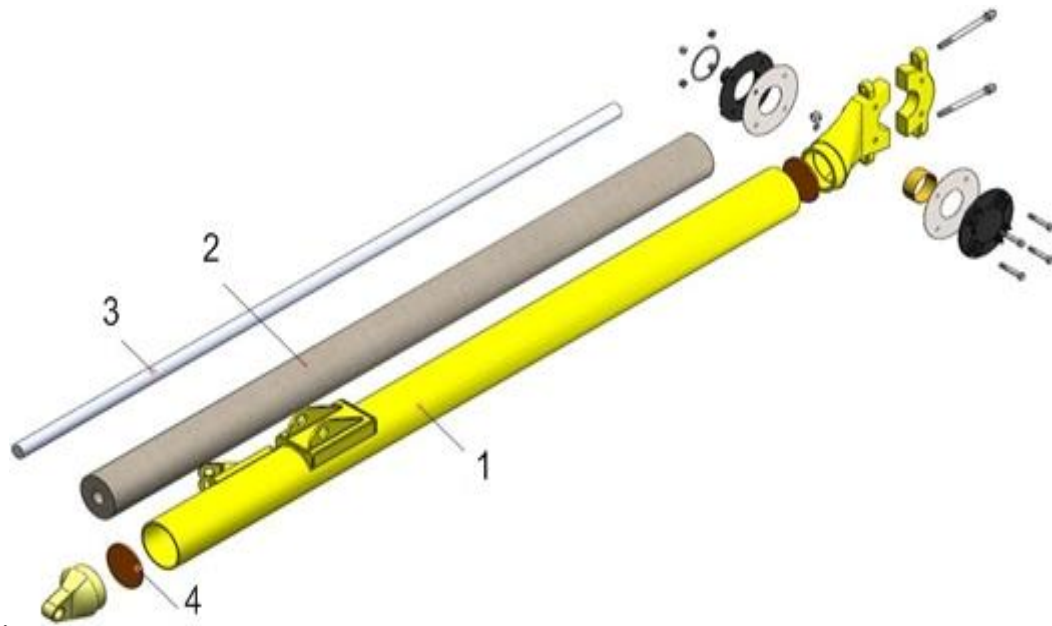
- создавать трубобетонную конструкция РО с минимальной толщиной стенки, но при этом усилить конструкцию центральным армированием (применением металлического стержня заключенного в бетон)

- приварить с помощью электродуговой сварки к внутренним стенкам профиля заполняемой конструкции элементы для увеличения адгезии.

На основании предложенной методики трубобетонирования с центральным армированием была создана конструкция бульдозерного РО повышенной прочности (рис.8) и скрепер с конструкцией тяговой рамы имеющей повышенную несущую способность (рис.9, 10)



а)



б)

Рисунок 8. Бульдозерное рабочее оборудование с повышенной прочностью толкающего бруса: а) – вид общий бульдозера; б) - изометрический вид толкающего бруса в разнесенном состоянии: 1 - труба круглого сечения; 2 - наполнитель; 3 - арматурный стрежень; 4 - стопорная крышка.

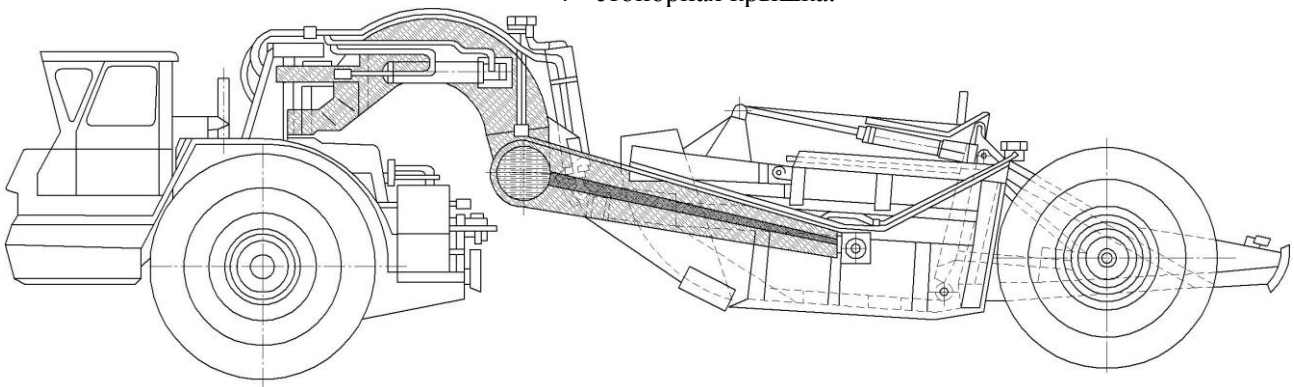


Рисунок 9. Скрепер с тяговой рамой имеющей повышенную несущую способность.

На основании приведенных методик были сформированы новых технических решений представленные на рис.11.

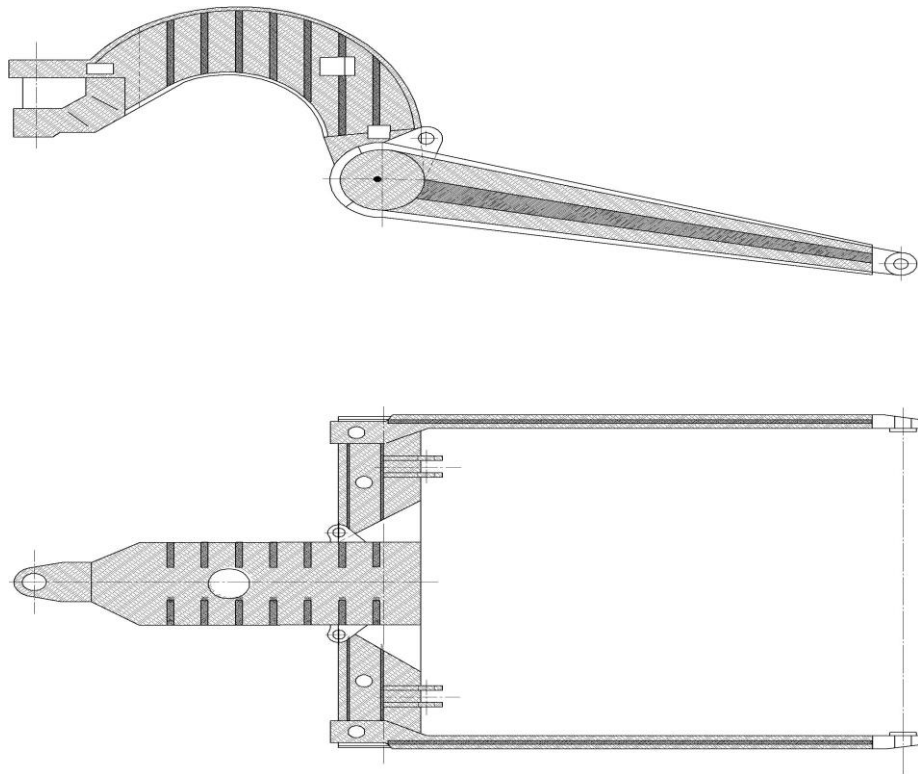


Рисунок 10. Тяговая рама скрепер с повышенной несущей способностью.

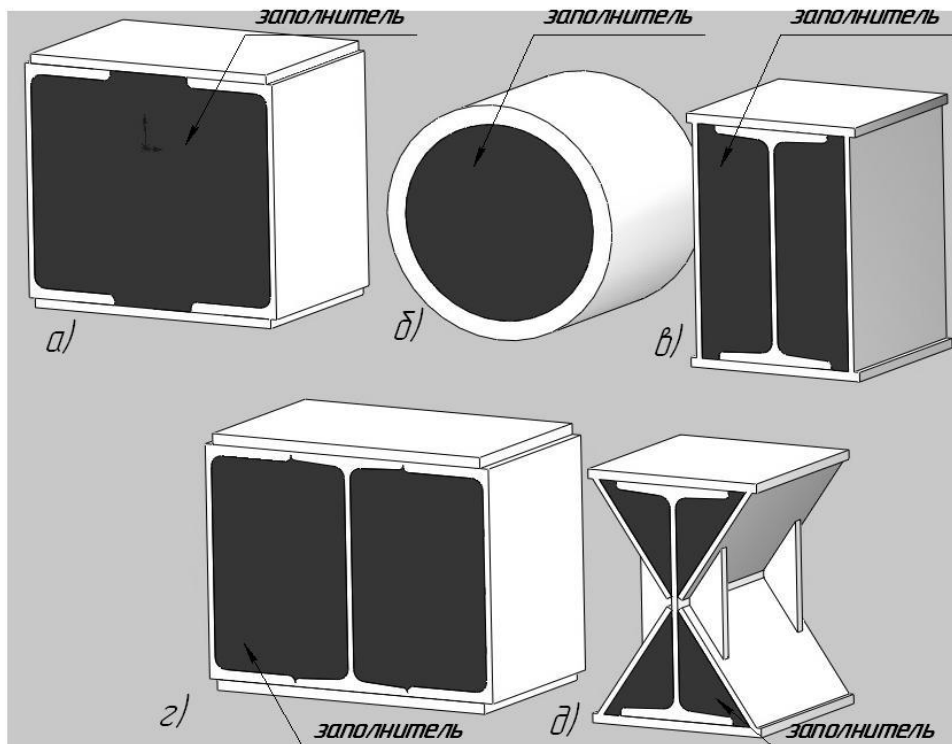


Рисунок 11. Увеличения прочности металлоконструкций путем применения заполнителя:
 а – балка, выполненная из швеллеров; б – труба; в – балка усиленная двутавром; г – балка, выполненная из швеллеров и усиленная двутавром; д - двутавр с X-образными усиливающими элементами.

Выводы. В результате проведенного анализа методик повышения прочности конструкций рабочего оборудования СДМ, а также предложенных в статье новых путей и сформированных ТР, можно сделать следующие заключения:



1 – придание профилю балочным конструкциям СДМ трубчатой формы способствует повышению прочности, и долговечности конструкции;

2 – метод применения заполнителя, как по всему объему полой конструкции, так и в отдельных зонах избыточного напряжения, позволяет повысить прочность конструкции на 25-30%, а также способствует снижению возникающих напряжений и уменьшают деформации в металлоконструкции, что повышает долговечность и работоспособность оборудования.

Литература

1. Клименко Ф.С., Барабаш В.М., Стороженко Л.И., Металеві конструкції. – видання друге, виправлене і доповнене. - Вид-во: Світ. м Львів, 2002. – 315 с.
2. Н.Н. Живейнов, Г.Н. Карасев, И.Ю. Цвей Строительная механика и металлические конструкции строительных и дорожных машин. М.: Машиностроение, 1988.
3. Чумаченко Ю.Т, Чумаченко Г.В Материаловедение.-4-е изд.,перераб.-Ростов н/Д: Феникс, 2005. – 320с.
4. Г.А. Барышев Материаловедение : конспект лекций . – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2007. – 140 с.
5. Вершинский А.В. Строительная механика и металлические конструкции / А.В. Вершинский, М.М. Гохберг, В.П. Семенов. – Л.: Машиностроение, 1984. – 232 с.
6. Карасев Г.Н. Методы определения усилий и деформаций в элементах металлических конструкций: Учебное пособие /Г.Н. Карасев– М., 1997. – 72 с.
7. Металлические конструкции строительных и дорожных машин /Ряхин В.А., Цвей И.Ю., Балаховский М.С. и др. Под редакцией Ряхина В.А. М.: Машиностроение, 1972.
8. Федоров Д.И., Бондарович Б.А. Надежность рабочего оборудования землеройных машин. М.: Машиностроение, 1981.
9. Кикин А. И. Конструкции из стальных труб, заполненных бетоном / А. И. Кикин, Р. С. Санжаровский, В. А. Труаль. - М.: Стройиздат, 1974. – 144 с.
10. Хмара Л.А., Талалай В.А. «Повышение прочностных характеристик металлоконструкций СДМ» Интерстроймех-2010: сб. докл. Междунар. научно-практ. конференции.-Белгород. Изд-во БГТУ, 2010.-Т.2. – С 205-214.

УДК 624.132.3

*М.П. Кузьмінець, к.т.н., докторант**В.Й. Сівко, д.т.н., професор**Київський національний університет будівництва і архітектури*

ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН ЧЕРЕЗ РОБОТУ РУЙНУВАННЯ ГРУНТОВОГО СЕРЕДОВИЩА

Вступ. В будівельній галузі взаємодію розглядають як процес дії робочих органів на призму матеріалу, що утворилась після руйнування матеріалу робочими органами машин. Ця дія обумовлена силами опору призми (нормальними і тангенціальними). Проте, як показують наші дослідження, на початковій стадії взаємодії виникають значні сили опору, які інколи перевищують значення сил, що розглядаються попередніми дослідженнями. Вони обумовлені напружено-деформованим станом (НДС) в ґрунті.

Постановка проблеми. Вирішення задачі про напружено-деформований стан матеріалу дозволяє визначити закономірності виникнення і розповсюдження мікротріщин в матеріалі під дією робочих органів землерийних машин, що мають різну форму поверхні і знайти оптимальний характер взаємодії.

Аналіз досліджень. Технологічні процеси взаємодії робочих органів з середовищем (руйнування, ущільнення) тісно пов'язані з деформуванням, отже у таких випадках має місце напружено-деформований стан. У загальному вигляді напружений стан матеріалу може бути описаний трьома групами рівнянь: рівноваги, сумісності деформацій та стану середовища. Для їх вирішення найчастіше застосовують закономірність Р. Гука, або знаходження функціоналу Ері, однак вони розглядають задачу лише у пружній постановці [1]. Алгоритмів розв'язку пружно-пластично-в'язких задач, яким відповідає поведінка ґрунту під навантаженням практично немає, окрім підходів Г.А. Генієва, М.І. Естріна, В.В. Соколовського [2, 3]. Однак і в них дано основи взаємодії лише простих штампів з напівпростором.

Мета дослідження. Розробити методологію визначення напружено-деформованого стану середовища та роботу на його руйнування під дією елементарних робочих органів землерийних машин.

Задачі дослідження. 1. Описати алгоритм визначення напружено-деформованого стану пружно-пластичного середовища під дією елементарних робочих органів землерийних машин.

2. Розробити методологію визначення роботи руйнування ґрунтового середовища під дією елементарних робочих органів землерийних машин.

Основна частина. Більшість технологічних задач взаємодії робочого обладнання з середовищем зводиться до основних класичних задач механіки: дія штампа, клина, кулі на пружно-пластичний простір.

Розглянемо такі особливості на прикладі занурення штампа, відштовхуючись від припущень Л.О. Прандтля [4] про існування характерних зон з рівномірним напруженим станом (рис. 1). Такі припущення були зроблені для випадку штампування отворів в металі та розвинені В.В. Соколовським під час опису стану сипучого середовища [3].

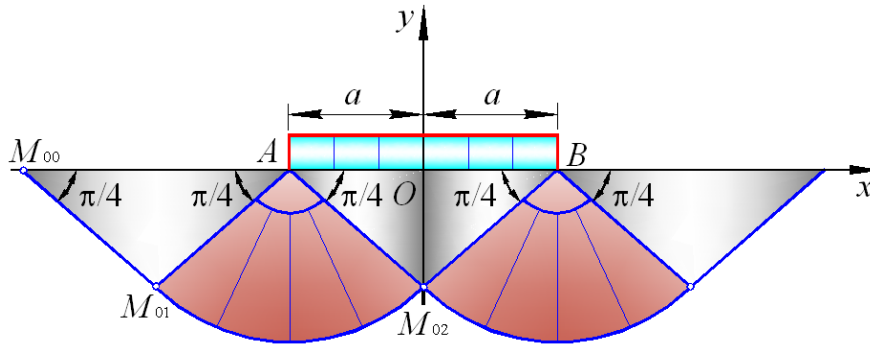


Рисунок 1. Схема до розв'язку задачі про тиск штампа на середовище.

Для оцінки особливостей протікання таких процесів в ґрунті було виконано попередній експеримент для визначення властивостей середовища – коефіцієнту зв'язності та кута внутрішнього тертя матеріалу.

Виходячи з симетрії задачі відносно осі y , будемо розглядати ліву частину $x \leq 0$ півплощини. В середовищі під робочим органом існує три характерні області: прямокутні трикутники $AM_{00}M_{01}$, $AM_{02}O$ і круговий сектор $AM_{01}M_{02}$.

В трикутниках $AM_{00}M_{01}$ та $AM_{02}O$ утворюється рівномірний напружений стан, який при $\sigma_0 = 0$ визначається так:

$$\chi = -\frac{1}{2}, \varphi = -\frac{\pi}{2} \text{ та } \chi = -\frac{1}{2} \left(\frac{p}{\kappa} - 1 \right), \varphi = 0,$$

а компоненти напружень приймають вигляд:

$$\sigma_x = -2\kappa, \sigma_y = \tau_{xy} = 0 \text{ і } \sigma_x = -\rho + 2\kappa, \sigma_y = \tau_{xy} = -\rho, \tau_{xy} = 0.$$

Сітка характеристик в кожному з цих трикутників утворена двома сімействами паралельних прямих, направлених до осі x під кутами $\frac{\pi}{4}$.

В круговому секторі $AM_{01}M_{02}$ може бути використаний інтеграл С.А. Христиановича [5].

$$x = -\varphi + \xi, \quad y = x \operatorname{tg} \left(\varphi - \frac{\pi}{4} \right) + \psi(\varphi), \quad \frac{\partial y}{\partial \varphi} = \operatorname{tg} \left(\varphi + \frac{\pi}{4} \right) \frac{\partial x}{\partial \varphi}.$$

Довільна функція $\psi(\varphi) = a \operatorname{tg} \left(\varphi - \frac{\pi}{4} \right)$ знаходиться із умов $x = -a, y = 0$ в точці A .

Остаточно мають місце рівності:

$$x + \varphi = \xi_0, \quad \varphi = \frac{\pi}{4} + \operatorname{arctg} \frac{y}{x+a},$$

а сітка характеристик складається з сімейства концентричних кіл з центром в точці A і пучка прямих, які проходять через ту ж точку.

Для того, щоб при такій комбінації розв'язків x і y були безперервні в усій області $AM_{00}M_{01}M_{02}O$, необхідно і достатньо, аби величини ξ були постійні в кожній з областей $AM_{02}O$ і $AM_{01}M_{02}O$ та були рівні між собою. Отже, повинні виконуватися рівності:

$$-\frac{1}{2} - \frac{\pi}{2} = -\frac{\rho}{2\kappa} + \frac{1}{2} = \xi_0.$$

Обчислення параметрів ліній характеристик χ , φ , x , y виконується за рекурентними формулами:

$$2\chi_{k,l} = \xi_k + \eta_e, \quad 2\varphi_{k,l} = \xi_k - \eta_e$$

$$x_{ke} = \frac{y_{k-1,l} - y_{k,l-1} + x_{k,l-1} \operatorname{tg}\left(\varphi_{k,l-1} + \frac{\pi}{4}\right) - x_{k-1,l} \operatorname{tg}\left(\varphi_{k-1,l} - \frac{\pi}{4}\right)}{\operatorname{tg}\left(\varphi_{k,l-1} + \frac{\pi}{4}\right) - \operatorname{tg}\left(\varphi_{k-1,l} - \frac{\pi}{4}\right)}$$

$$y_{k,l} = y_{k-1,l} + (x_{k,l} - x_{k-1,l}) \operatorname{tg}\left(\varphi_{k-1,l} - \frac{\pi}{4}\right),$$

а визначення величин x , y – по діагоналі за формулами:

$$\chi_{st} = \eta_t, \quad y_{s,t} = y_{s-1,t} - x_{s-1,t} \operatorname{tg}\left(\varphi_{s-1,t} - \frac{\pi}{4}\right).$$

Результати розрахунків наведено в табл. 1.

Таблиця 1. Параметри ліній характеристик під дією штампа.

	k/l	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
χ	0	0,50												
$-\varphi$		0,00												
$-x/a$		0,00												
$-y/a$		1,00												
χ	1	0,59	0,67											
$-\varphi$		0,09	0,00											
$-x/a$		0,09	0,00											
$-y/a$		1,08	1,18											
χ	2	0,67	0,76	0,84										
$-\varphi$		0,17	0,09	0,00										
$-x/a$		0,18	0,10	0,00										
$-y/a$		1,16	1,26	1,39										
χ	3	0,76	0,84	0,95	1,01									
$-\varphi$		0,26	0,17	0,09	0,00									
$-x/a$		0,29	0,21	0,11	0,00									
$-y/a$		1,22	1,35	1,47	1,59									
χ	4	0,94	0,93	1,01	1,10	1,19								
$-\varphi$		0,35	0,26	0,17	0,09	0,00								
$-x/a$		0,10	0,33	0,23	0,12	0,00								
$-y/a$		1,28	1,42	1,56	1,70	1,83								
χ	5	0,93	1,01	1,10	1,19	1,28	1,30							
$-\varphi$		0,44	0,35	0,26	0,17	0,09	0,00							
$-x/a$		0,52	0,45	0,36	0,25	0,14	0,00							
$-y/a$		1,33	1,48	1,64	1,81	1,95	2,09							
χ	6	1,01	1,10	1,19	1,28	1,36	1,45	1,54						



$-\varphi$		0,52	0,44	0,35	0,26	0,17	0,09	0,00						
$-x/a$		0,63	0,58	0,50	0,40	0,29	0,15	0,00						
$-y/a$		1,37	1,54	1,71	1,90	2,06	2,23	2,39						
χ	7	1,10	1,19	1,28	1,36	1,45	1,54	1,63	1,71					
$-\varphi$		0,61	0,52	0,44	0,35	0,26	0,17	0,09	0,00					
$-x/a$		0,75	0,71	0,65	0,57	0,46	0,33	0,18	0,00					
$-y/a$		1,39	1,58	1,78	1,98	2,17	2,36	2,55	2,74					
χ	8	1,19	1,28	1,36	1,45	1,54	1,69	1,71	1,80	1,89				
$-\varphi$		0,70	0,61	0,52	0,44	0,35	0,26	0,17	0,09	0,00				
$-x/a$		0,88	0,85	0,79	0,73	0,64	0,53	0,38	0,21	0,00				
$-y/a$		1,41	1,60	1,81	2,05	2,26	2,49	2,71	2,94	3,16				
χ	9	1,28	1,36	1,45	1,54	1,63	1,71	1,80	1,89	1,97	2,07			
$-\varphi$		0,78	0,70	0,61	0,52	0,44	0,35	0,26	0,17	0,09	0,00			
$-x/a$		1,00	0,99	0,96	0,90	0,83	0,72	0,60	0,43	0,23	0,00			
$-y/a$		1,41	1,62	1,85	2,11	2,34	2,53	2,84	3,55	3,37	3,62			
χ	10	1,36	1,45	1,54	1,63	1,71	1,80	1,89	1,97	2,01	2,15	2,24		
$-\varphi$		0,87	0,78	0,70	0,61	0,52	0,44	0,35	0,26	0,17	0,09	0,00		
$-x/a$		1,12	1,13	1,12	1,07	1,01	0,93	0,81	0,66	0,46	0,24	0,00		
$-y/a$		1,14	1,62	1,87	2,14	2,40	2,68	2,96	3,25	3,55	3,84	4,08		
χ	11	1,45	1,54	1,63	1,71	1,80	1,89	1,97	2,07	2,15	2,24	2,32	2,41	
$-\varphi$		0,96	0,87	0,78	0,70	0,61	0,52	0,44	0,35	0,26	0,17	0,09	0,00	
$-x/a$		1,25	1,28	1,30	1,28	1,24	1,17	1,07	0,93	0,75	0,54	0,31	0,00	
$-y/a$		1,39	1,62	1,88	2,17	2,45	1,74	3,06	3,39	3,74	4,07	4,37	4,68	
χ	12	1,54	1,63	1,71	1,80	1,89	1,97	2,07	2,15	2,24	2,32	2,41	2,50	2,56
$-\varphi$		1,05	0,96	0,87	0,78	0,70	0,61	0,52	0,44	0,35	0,26	0,17	0,09	0,00
$-x/a$		1,37	1,42	1,45	1,46	1,44	1,40	1,32	1,21	1,05	0,85	0,63	0,34	0,00
$-y/a$		1,37	1,60	1,87	2,18	2,48	2,79	3,14	3,50	3,90	4,27	4,62	5,00	5,84

Нормальні компоненти напруження вздовж осі y , а саме

$$\sigma_x = -\rho + k(2\chi + 1).$$

Можуть бути знайдені за значеннями χ , які отримані в діагональних клітинах [1,1], [2,2], ..., [12,12]. Залежності між v/a і ρ визначаються з рівняння

$$\rho = \frac{2k}{b} \int_a^b \chi dy_1 + k \left(\frac{a}{b} + 1 \right).$$

Залежності між v/a і ρ в чисельній формі такі:

$$v/a = 1,59; 1,83; 2,09; 2,39; 2,74; 3,16; 3,62; 4,08; 1,68; 5,34;$$

$$\rho/k = 2,3; 2,42; 2,56; 2,73; 2,92; 3,14; 3,37; 3,59; 3,85; 4,12;$$

Визначимо значення напружень і деформацій в полі дії штампа на ґрунт.

$$\sigma_x = -P + k(2x + 1); \quad \sigma_y = -P + k(2x - 1); \quad \tau_{xy} = k * \sin 2\varphi.$$

На рис. 2 побудована сітка характеристик по координатах вузлових точок, що приведені в таблиці 1, а також представлені значення $\sigma_x + \rho$.

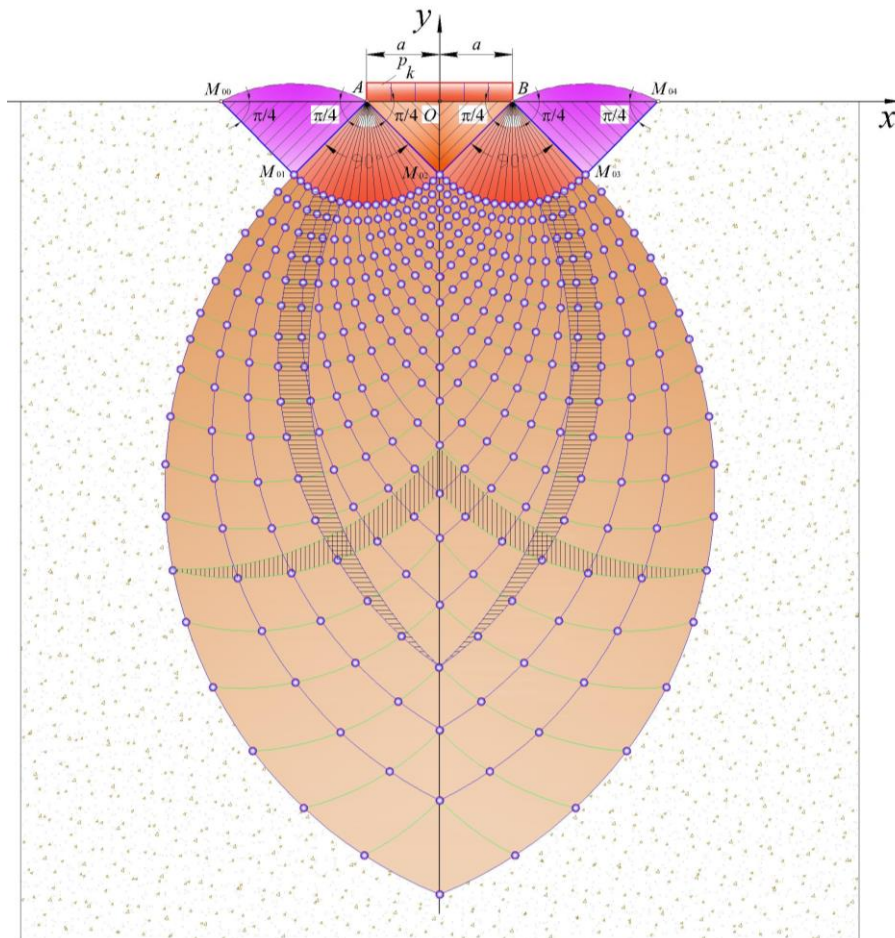


Рисунок 2. Поле деформацій та напружень під дією штампу в ґрунті.

Для визначення напружень в точці дії штампа скористуємось табл. 1.

Для точки $[0,0]$:

$$\sigma_x = -P + k(2 \cdot 0,50 + 1) = -P + k(1 + 1) = -P + 2k;$$

$$\sigma_y = -P + k(2 \cdot 0,5 - 1) = -P + 0 = -P;$$

$$\tau_{xy} = k \cdot \sin 2 \cdot 0,0 = 0.$$

Для точки $[0,1]$:

$$\sigma_x = -P + k(2 \cdot 0,59 + 1) = -P + 2,18k;$$

$$\sigma_y = -P + k(1,18 - 1) = -P + 0,18k;$$

$$\tau_{xy} = k \cdot \sin 2 \cdot 0,09.$$

Як бачимо, σ_y - зменшується, σ_x - теж зменшується, τ_{xy} - збільшується вздовж осі

ОС. Для точки $[0,2]$:

$$\sigma_x = -P + k(2 \cdot 0,67 + 1) = -P + 2,34k; \quad \sigma_y = -P + k(2 \cdot 0,67 - 1) = -P + 0,34k;$$

$$\tau_{xy} = k \cdot \sin 2 \cdot 0,17.$$

Задамо значення $P = 50 \cdot 10^{-4}$ МПа; $k = 25 \cdot 10^{-4}$ МПа [1].

Для точки $[0,0]$ маємо $\sigma_x = -P + 2k = 0$; для точки $[0,1]$ маємо $\sigma_x = 0,09P$; для точки $[0,3]$ маємо $\sigma_x = 0,26P$; для точки $[0,6]$ маємо $\sigma_x = 0,5P$; для точки $[0,9]$ маємо $\sigma_x = 0,78P$; для точки $[0,12]$ маємо $\sigma_x = 1,04P$.



Таким чином, в інтервалі точок $[0.11]$ і $[0.12]$ напруження σ_x досягає значень межі пружних напружень.

При подальшому зростанні напружень в ґрунті будуть мати місце пластичні деформації $[1]$ і буде утворюватися ядро деформацій.

Прослідкуємо його границю знизу. Для точки $[3.12]$: ($k = 0.5P$)

$$\sigma_x = -P + k(2 \cdot 1.8 + 1) = -P + \frac{1}{2} P 3.8 = -P + 1.9P = 0.9P; \quad (\text{близько границі})$$

Для точки $[6.12]$:

$$\sigma_x = -P + \frac{1}{2} P(2 \cdot 2.07 + 1) = -P + 2.07P = 1.07P \quad (\text{близько границі})$$

Далі σ_{xp} буду змішуватись:

$$\text{т. } [9,12]: \sigma_x = -P + \frac{1}{2} P(2 \cdot 2.32 + 1) 3.8 = -P + 2.82P = 1.82P;$$

Тобто границя знизу близько т. $[6.12]$.

Користуючись експериментальними графіками зміни деформацій ґрунту в залежності від напружень $[1]$, знайдемо деформації для відповідних точок

Для точки $[0,12]$, $\varepsilon = 20 \cdot 10^{-3}$; для точки $[0,6]$, $\varepsilon = 12 \cdot 10^{-3}$.

Визначимо енергію деформування середовища всередині ядра:

Як відомо $[1]$, роботу деформування можна визначити за формулою:

$$A = \frac{1}{2} \iiint (\sigma_x \varepsilon_x + \sigma_y \varepsilon_y + \dots) dx \cdot dy \cdot dz.$$

Для оцінки клітини робота деформування буде (при ширині штампа $a = 0,4$ м.

$$A_1 = \frac{1}{2} \cdot 50 \cdot 10^{-4} \cdot 2.0 \cdot 10^{-3} \cdot 0.2 \cdot 0.2 \cdot 0.2 = 0,04H \cdot \text{м.}$$

В полі дії штампа знаходиться $6 \cdot 2 = 12$.

Тому сумарна робота деформування буде дорівнювати: $\sum 0.04 \cdot 12 = 0,48H \cdot \text{м}$. Така величина роботи призведе до ущільнення матеріалу в зоні ядра. Щоб такий матеріал зруйнувати, тобто відколоти від основної маси ґрунту, то потрібно прикласти зусилля $50 \cdot 10^{-4}$ МПа (що відповідає густині ґрунту $1,75 \text{ г/см}^3$, а $80 \cdot 10^{-4}$ МПа (для густини $1,9 \text{ г/см}^3$).

Таким чином, границя руйнування ґрунту густиною 1750 кг/м^3 знаходиться на відстані $1 \div 1,2$ м. від краю штампа при тискові $50 \cdot 10^{-4}$ МПа.

Висновок: 1. Задача про руйнування матеріалу зведена до визначення роботи, яку необхідно виконати, щоб відколоти певний об'єм матеріалу у вигляді ядра від основної маси ґрунту.

2. Знайдено величину роботи руйнування матеріалу для ґрунту III категорії. Вона дорівнює приблизно $0,5 H \cdot \text{м}$.

3. Така методика визначення роботи руйнування ґрунту може служити вихідною інформацією для визначення опору матеріалу на робочий орган машини, а також для вибору раціональних робочих органів.

4. Можливість визначення полів напружень та деформацій дає змогу оцінити вплив робочого обладнання на близько розташовані об'єкти (наприклад діючі магістральні трубопроводи під час виконання їх капітального ремонту) та керувати ними з метою недопущення перевищення граничного напруженого стану трубопроводів та безпечного виконання робіт з їх ремонту.

Література

1. Сівко В.Й., Кузьмінець М.П. Прикладна механіка робочих процесів машин // Монографія, – К.: НТУ, 2009, – 349 с.
2. Гениев Г.А., Эстрин М.И. Динамика пластической и сыпучей среды. М.: Стройиздат. - 1972, – 149 с..
3. Соколовский В.В. Статика сыпучей среды. – М.: Гостехиздат, 1954. – 259 с.
4. Прандтль Л.О. О твердости пластических материалов и сопротивление резанию. Сборник «Теория пластичности» под ред. Ю.А. Роботного. Гос. изд. иностранной литературы, 1948 г.
5. Христианович С.А. Плоская задача математической теории пластичности при внешних силах, заданных на замкнутом контуре. Мат. сборник, новая серия, Т.1, вып. 4, 1938.

**Машина і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії**

УДК 621

*І.І. Назаренко, д. т. н., професор (КНУБА)
М.Г. Кобижський, студент (КНУБА)*

ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ВІБРОМАШИН ПРИ ПРОХОДЖЕННІ ЧЕРЕЗ РЕЗОНАНС

Актуальність роботи. При пуску або зупинці вібраційної машини під час ущільнення бетонної суміші вона проходить через резонанс, оскільки пружинні опори на які спирається вібрмашина розраховуються із умов віброізоляції, а вимушена частота значно перевищує власну частоту машини. При проходженні через резонанс виникають значні коливання, амплітуда яких в декілька разів перевищує необхідну за технологією величину. Тому актуальною є проблема встановлення цієї величини амплітуди коливань та оцінки впливу джерела енергії на рух системи.

Огляд літератури. Коливання пружної системи з однією ступінню волі вирішувалося декількома авторами. Рішення без врахування загасання приведені в роботі Л.Г. Лойцянского і А.І. Лурье [1]. Рішення задачі з урахуванням загасання було дане Люїсом [2], а потім розвинене А.М. Кацом [3] для системи з однією ступінню волі. Для нелінійної системи з декількома ступенями волі є рішення отримане Ю.А. Мітропольським [4].

Методика та результати дослідження. Розглянемо проходження через резонанс системи з однією ступінню волі, а рішення задачі отримане в припущенні, що число обертів змінюється за лінійним законом, тобто миттєва частота $\omega' = \alpha t$. Розглянемо випадок коли амплітуда змушуючої сил F постійна, і для випадку, коли вона є функцією часу.

1. Амплітуда змушуючої сили постійна і частота її зростає.

Така ситуація можлива для кінематичних вібробудинків коливань. Рішення задачі зводиться до рішення рівняння:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + \mu \frac{dy}{dt} + \omega^2 y = \frac{F_0}{M} \left(\frac{\alpha t^2}{2} + \varphi_0 \right), \quad (1)$$

де μ – коефіцієнт затухання;

F_0 – амплітуда обурюючої сили;

M – маса вібрмашини із врахуванням маси бетону за методикою, що приведена в роботі [5];

c – жорсткість системи, яка визначається із умов віброізоляції (5);

$\omega^2 = \frac{c}{M}$, $\omega' = \alpha t$ – миттєва частота.

При початкових умовах $y(0) = y'(0) = 0$ з рівняння (1) будемо мати:

$$y(t) = \frac{F_0}{kM} \int_0^t e^{-\frac{\mu}{2}(t-\tau)} \cos \left(\frac{\alpha t^2}{2} + \varphi_0 \right) \text{Sink}(t - \tau) dt, \quad (2)$$

де $k^2 = \omega^2 - \frac{\mu^2}{4}$.

Переходячи до показових функцій та вводячи змінні:

$$u = \frac{1}{\sqrt{2\alpha}} \left(\alpha t + k - \frac{\mu}{2} i \right), \quad v = \frac{1}{\sqrt{2\alpha}} \left(\alpha t - k - \frac{\mu}{2} i \right), \quad (3)$$

і зв'язані \bar{u}, \bar{v} з рівняння (1,2) маємо:

$$y(t) = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{2}{\alpha}} \frac{F_0}{Mk} \left\{ \exp[-i(kt - \psi) - v] \int_{u_0}^u e^{iu^2} du - \exp[i(kt - \psi) - v] \int_{\bar{u}_0}^{\bar{u}} e^{-i\bar{u}^2} d\bar{u} - \right. \\ \left. - \exp[i(kt + \psi) + v] \int_{v_0}^v e^{iv^2} dv + \exp[-i(kt + \psi) + v] \int_{\bar{v}_0}^{\bar{v}} e^{-i\bar{v}^2} d\bar{v} \right\} e^{-\frac{\mu}{2}t}. \quad (4)$$

Тут $u_0, v_0, \bar{u}_0, \bar{v}_0$ - початкові значення u, v для $t=0$:

$$\left. \begin{aligned} u_0 = -\bar{v}_0 = \frac{1}{\sqrt{2\alpha}} \left(k - \frac{\mu}{2} i \right), \quad v_0 = -\bar{u}_0 = \frac{1}{\sqrt{2\alpha}} \left(k + \frac{\mu}{2} i \right), \\ \psi = \varphi_0 - \frac{k^2}{2\alpha} \left(1 - \frac{1}{4\lambda^2} \right), \quad v = \frac{\mu k}{2\alpha} = \lambda h^2, \quad \lambda = \frac{k}{\mu}, \quad h = \frac{\mu}{\sqrt{2\alpha}}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Інтеграли які входять в рівняння (4) визначаються через інтеграли Френеля ($z = x + iy, \xi^2 = z$) [1], які зв'язані з функцією Бесселя:

$$\left. \begin{aligned} C(z) = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_0^{\xi} \cos \xi^2 d\xi = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z \frac{\cos \eta}{\sqrt{\eta}} d\eta = \frac{1}{2} \int_0^z J_{-\frac{1}{2}}(z) dz, \\ S(z) = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_0^{\xi} \sin \xi^2 d\xi = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z \frac{\sin \eta}{\sqrt{\eta}} d\eta = \frac{1}{2} \int_0^z J_{\frac{1}{2}}(z) dz. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Тут $J_{\pm \frac{1}{2}}(z)$ - бesselові функції порядку $\pm \frac{1}{2}$.

Інтегрування будемо проводити в комплексній області для u, v по контуру вздовж ломаної лінії, яка проходить через початок координат. Аргумент z повинен змінюватись в межах $-\pi, \pi$. Отже, коли $\alpha t - k < 0$, то замість v беремо $v' = -v$. Наприклад

$\int_{\bar{v}_0}^v \exp(i\bar{v}^2) d\bar{v}$, для котрого $R_e \bar{v}_0 < 0$, у випадку, коли $R_e \bar{v} > 0 (\alpha t > k)$, визначається

так:

$$\int_{\bar{v}_0}^v e^{i\bar{v}^2} d\bar{v} = \int_{\bar{v}_0}^0 e^{i\bar{v}^2} d\bar{v} + \int_0^v e^{i\bar{v}^2} d\bar{v} = \int_0^{-\bar{v}_0} e^{i\bar{u}^2} d(-\bar{v}) + \int_0^v e^{i\bar{v}^2} d\bar{v}.$$

В такому випадку при проходженні через резонанс із зростаючою частотою отримаємо переміщення:



$$y(t) = y_{st} \lambda_{\max} \sqrt{\frac{\pi}{2}} h \left\{ e^{\delta_1} [\Phi(\gamma_1, \delta_1) - \Phi(\gamma_0, \delta_0)] \times \text{Sin}(kt - \psi) - e^{\delta_1} [\Psi(\gamma_1, \delta_1) - \Psi(\gamma_0, \delta_0)] \times \right. \\ \left. \times \text{COS}(kt - \psi) + e^{\delta_2} [\Phi(\gamma_2, \delta_2) \text{sign}(\xi - 1) + \Phi(\gamma_0, -\delta_0)] \text{Sin}(kt + \psi) + \right. \\ \left. + e^{\delta_2} [\Psi(\gamma_2, \delta_2) \text{sign}(\xi - 1) + \Psi(\gamma_0, -\delta_0)] \times \text{COS}(kt + \psi) \right\} \quad (7)$$

Тут:

$$\left. \begin{aligned} \Phi(\gamma, \delta) &= R_e C - J_m S \\ \psi(\gamma, \delta) &= R_e S - J_m C \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

 R_e – дійсна частина; J_m – уявна $C(z)$, $S(z)$ та

$$\left. \begin{aligned} \xi &= \frac{\alpha t}{k}, \text{sign}(\xi - 1) = \begin{cases} +1, \xi > 1 \\ -1, \xi < 1 \end{cases} \\ y_{st} &= \frac{F_0}{\omega^2 M}, \lambda_{\max} = \frac{\omega^2}{k\mu} = \frac{\omega}{k^2} \gamma, h = \frac{\mu}{\sqrt{2\alpha}} = \frac{1}{\lambda} \sqrt{\frac{k^2}{2\alpha}}, \\ \text{позначимо: } \gamma_1 &= h^2 \left[\lambda^2 (\xi + 1)^2 - \frac{1}{4} \right], \delta_1 = -h^2 \lambda (\xi + 1), \\ \gamma_2 &= h^2 \left[\lambda^2 (\xi - 1)^2 - \frac{1}{4} \right], \delta_2 = -h^2 \lambda (\xi - 1), \\ \gamma_0 &= h^2 \left[\lambda^2 - \frac{1}{4} \right], \delta_0 = \delta_{10} = \delta_{-20} = -h^2 \lambda = -v. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

2. Перехід через резонанс при змінній амплітуді змушуючої сили.
Для інерційних збудників амплітуду сили можна прийняти за законом:

$$F_0 = P_0 \left(\frac{\alpha t}{\omega} \right)^m \quad (10)$$

Інтеграл в рівнянні (2) в цьому випадку може бути виражений через функції Ломмеля. Для випадку $m=2$, коли діє відцентрова сила від незрівноваженої маси, значення інтеграла:

$$L(t) = \frac{\alpha^2}{\omega^2} \int_0^t \tau^2 e^{-\frac{\mu}{2}(t-\tau)} \text{COS} \left(\frac{\alpha \tau^2}{2} + \varphi_0 \right) \times \text{Sink}(t - \tau) d\tau.$$

(11)

Вираховується за допомогою інтегрування по частинам:

$$L(t) = -\frac{k}{\omega^2} \text{COS} \left(\frac{\alpha \tau^2}{2} + \varphi_0 \right) + \frac{1}{\omega^2} \text{COS} \varphi_0 \left(\frac{\mu}{2} \text{Sink} t - k \text{COS} k t \right) e^{-\frac{\mu}{2} t} -$$

$$\begin{aligned}
& -\frac{\alpha}{\omega^2} e^{-\frac{\mu}{2}t} \int_0^t e^{\frac{\mu}{2}\tau} \left\{ \text{Sin}\left(\frac{\alpha\tau^2}{2} + \varphi_0\right) \times \text{Sink}(t-\tau) - 2\text{COS}\left(\frac{\alpha\tau^2}{2} + \varphi_0\right) \times \right. \\
& \left. \times [(\varphi_0 - \psi) \times \text{Sink}(t-\tau) + \nu \text{COSu}(t-\tau)] \right\} d\tau. \tag{12}
\end{aligned}$$

Переходячи до показникових функцій, після розрахунків, отримуємо наступне рівняння:

$$\begin{aligned}
y(t) = & y_{st} \lambda_{\max} \sqrt{\frac{\pi}{2}} h \frac{\alpha}{\omega^2} \left\{ \frac{2k}{\sqrt{\pi\alpha}} \left[\text{COS}\varphi_0 \left(\frac{\alpha t^2}{2} + \varphi_0 \right) + \text{COS}\varphi_0 \left(\frac{\mu}{2k} \text{Sink}t - \text{COS}kt \right) e^{-\frac{\mu t}{2}} \right] + \right. \\
& + e^{\delta_1} [\Phi(\gamma_1, \delta_1) - \Phi(\gamma_0, \delta_0)] \times [2(\psi - \varphi_0) \text{Sin}(kt - \psi) - (2\nu + 1) \text{COS}(kt - \psi)] - \\
& - e^{\delta_1} [\Psi(\gamma_1, \delta_1) - \Psi(\gamma_0, \delta_0)] \times [2(\psi - \varphi_0) \text{COS}(kt - \psi) + (2\nu + 1) \text{Sin}(kt + \psi)] + \\
& + e^{\delta_2} [\Phi(\gamma_2, \delta_2) \text{sign}(\xi - 1) + \Phi(\gamma_0, -\delta_0)] \times [2(\psi - \varphi_0) \text{Sin}(kt + \psi) - (2\nu - 1) \text{COS}(kt + \psi)] + \\
& \left. + e^{\delta_2} [\Psi(\gamma_2, \delta_2) \text{sign}(\xi - 1) + \Psi(\gamma_0, -\delta_0)] \times [2(\psi - \varphi_0) \text{COS}(kt + \psi) + (2\nu - 1) \text{Sin}(ky + \psi)] \right\}
\end{aligned}$$

Висновки.

1. Отримані аналітичні залежності, що дозволяють визначати амплітуду коливань вібромашини при проходженні її через резонанс для збудників коливань із частотнонезалежною і частотнозалежною амплітудою змушуючої сили.
2. Для практичного застосування формул, що визначають амплітуди коливань необхідно мати значення сил опору, що є задачею подальших досліджень.

Література

1. Л.Г. Лойцянский, А.И.Лурье. Теоретическая механка, ч.3. ГТТИ, 1934.
2. F.M. Lewis. Vibration During Acceleration Through a Critical Speed. Transactions of the ASME, vol. 54, N 23, p. 253, 1932. The American Society of Mechanical Engineers, New York, 1932.
3. А.М. Кац. Вынужденные колебания при прохождении через резонанс. Инженерный сборник, т.III, вып. 2. Изд. АН СССР, 1947.
4. Ю.А. Митропольский. Медленные процессы в нелинейных колебательных системах со многими степенями свободы. «Прикладная математика и механика», т. XIV. Изд. АН СССР, 1950.
5. І.І. Назаренко. Прикладні задачі теорії вібраційних машин. Навчальний посібник (2-ге видання). – К.:Видавничий дім «Слово», 2010.



УДК 666.97.033

*М.М. Нестеренко, асистент**Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ГУМОВИХ ПРОКЛАДОК УДАРНО-СТРУШУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ПРИ РІЗНИХ ПИТОМИХ ТИСКАХ

Постановка проблеми. Суть ударно-струшуючого способу ущільнення полягає в тому, що рухома рама формувальної установки разом з формою піднімається кулачковим механізмом на висоту до 10мм потім вільно падає на пружні прокладки визначеної жорсткості, які розміщені на рамі [1,2]. У результаті кожного ударного імпульсу рухома рама отримує пікове прискорення 12...18 g і потім здійснює декілька вільних високочастотних коливань частотою 3...4 kГц з відривом і без відриву від пружних прокладок. Після основного удару, частинки заповнювача зближуються, а після високочастотних коливань знімаються пружні і остаточні напруження в об'ємі суміші.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Застосування гумових і гумово-металевих деталей в якості пружних зв'язків багатьох вібраційних машин викликало розробку широкого асортименту різноманітних гумових деталей, які можуть зберігати тривалу працездатність під дією високочастотних періодичних навантажень, що викликають відносні деформації та сягають значень 0,15 – 0,20 і більше [4].

Одним із основних параметрів, що лежать в основі як статичних, так і динамічних розрахунків гумових деталей, а також деталей з транспортерної стрічки, є модуль пружності.

На відміну від таких конструкційних матеріалів як сталь, кольорові метали, дерево й ін., для яких модуль пружності майже не змінюється, для гуми і транспортерної стрічки модуль пружності не є постійною величиною в процесі деформації [4]. Крім того, відзначено, що розкид механічних показників гуми однієї марки становить близько $\pm 25\%$ від номінальних і вважається звичайним. Це дозволяє стверджувати про допустиму точність розрахунку гумових пружних елементів, а також підкреслює необхідність експериментальної перевірки властивостей гуми і транспортерної стрічки.

Не дивлячись на численні дослідження, до цього часу не встановлена аналітична залежність між напруженням і деформацією гумових елементів, яка одержала б всебічне визнання і апробацію.

Використання закону Гука з відомою точністю допускається лише в тих випадках, коли відносна деформація гуми не перевищує 5 – 10% [5].

Стиск є основним видом деформації пружних прокладок ударно-струшуючих установок. Складний характер напруженого стану прокладок призводить до того, що межі практично допустимих їх деформацій невеликі і до них допускається застосувати закон Гука.

Виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття. У раніше опублікованих джерелах [2, 3] не розглядалося визначення модуля пружності транспортерної стрічки та гуми різної висоти у якості пружних обмежувачів.

Формулювання цілей статті. Метою досліджень є визначення пружних властивостей обмежувачів виготовлених із різних матеріалів певної товщини, та вибір оптимальних їхніх значень для забезпечення стабільної роботи установки.

Виклад основного матеріалу. У Полтавському національному технічному університеті імені Юрія Кондратюка розроблена конструкція ударно-струшувальної установки УА-6 [1, 2], яка представляє собою електромеханічну машину ударної дії,

(рисунок 1). Ущільнення суміші при виготовленні будівельних блоків відбувається у металевій формі за рахунок ударів, які виникають при кожному оберті кулачків. При цьому рухома рама здійснює підйом, а потім – вільне падіння на пружні прокладки, що дає один основний удар та 2...5 вільних коливань.

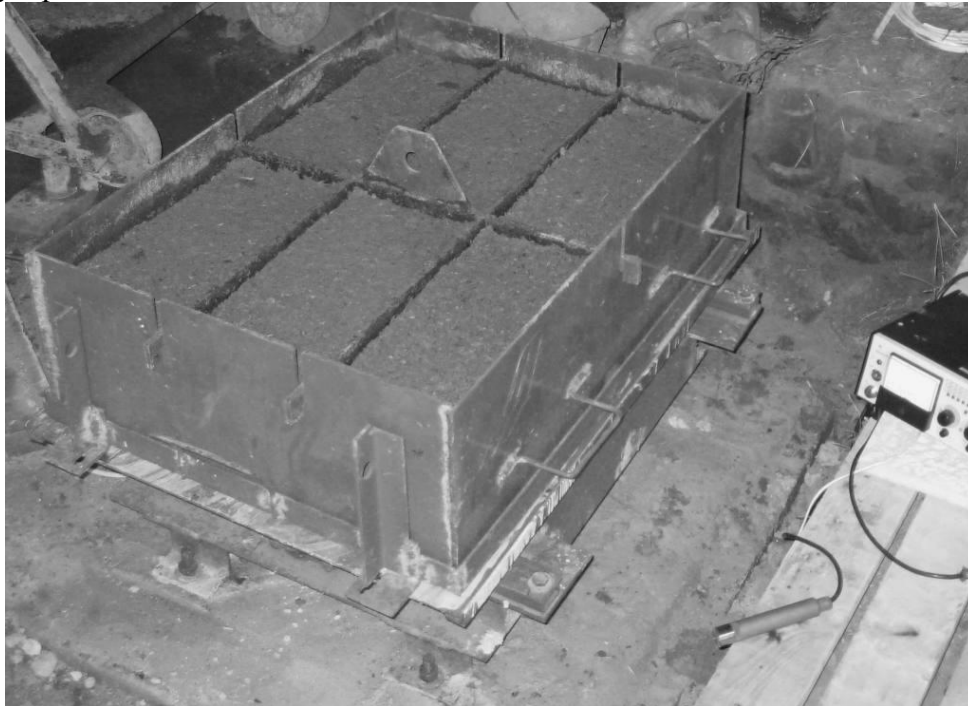


Рисунок 1. Ударно-струшувальна установка УА-6.

Для дослідження значення модуля пружності прокладок при різних питомих тисках нами було вибрано зразки з транспортерної стрічки товщиною 8, 10 та 12 мм і гуми товщиною 10 мм та 15 мм.

Транспортерна стрічка являє собою комбінований матеріал, який складається з тканинної основи покритої гумою. Кожний шар тканинної основи складається з подовжніх прямих і поперечних огинаючих ниток. Тканинна основа значно зменшує коефіцієнт поперечної деформації гуми і тому модуль пружності транспортерної стрічки більший ніж у неармованої гуми.

Зі збільшенням навантаження на зразок транспортерної стрічки, поперечні хвилясті нитки дещо розпрямляються і тоді поперечна деформація зразка збільшується а модуль пружності при цьому, відповідно, зменшується. При подальшій деформації модуль пружності має тенденцію підвищуватися.

Визначення модуля пружності транспортерної стрічки та гуми проводилося по наступній методиці:

- випробовуваний зразок статично навантажувався за допомогою важільної системи з відношенням плечей 1:5;
- навантаження випробовуваних зразків здійснювалося за допомогою гир, після того як вони уклалися на завантажувальний майданчик важеля;
- усадка зразків, внаслідок навантаження, вимірювалася за допомогою індикатора з точністю до 0,01 мм.

Схема досліду показана на рисунку 2.

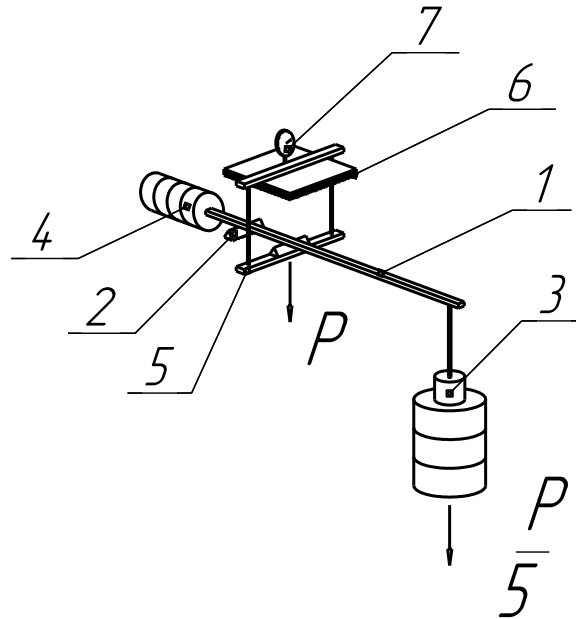


Рисунок 2. Схема дослідження значення модуля пружності прокладок при різних питомих тисках: 1 – важіль; 2 – опорна призма; 3 – гири; 4 – протизаги; 5 – стіл зразків; 6 – верхня пластина; 7 – індикатор.

Модуль пружності зразків E , МПа, для даного навантаження визначається за відомою формулою:

$$E = \frac{P \cdot h}{S \cdot \Delta h}, \quad (1)$$

де P – сила, що тисне на зразок, Н, рівна п'ятикратній вазі;

h – первинна висота зразка, м;

S – площа зразка, m^2 ;

Δh – усадка зразка, м.

Жорсткість прокладок σ , МПа, визначалася за формулою:

$$\sigma = \frac{E \cdot F}{h}, \quad (2)$$

де E – модуль пружності зразка, МПа;

F – площа поперечного перерізу зразка, m^2 ;

h – висота зразка, м.

Результати вимірювань та обрахунків наведено у таблиці 1.

Таблиця 1. Експериментальні значення модуля пружності прокладок при різних питомих тисках.

Тип прокладки	Товщина, м	Питомий тиск σ , Мпа	Модуль пружності E , Мпа
1	2	3	4
Транспортерна стрічка	0,008	0,019506	
		0,039012	5,72
		0,058519	4,83
		0,078025	5,03
		0,097929	5,32

		0,117021	5,72
		0,136312	5,97
		0,15605	6,02
		0,175557	6,17
		0,195063	6,31
Транспортерна стрічка	0,01	0,019506	
		0,039012	4,81
		0,058519	4,25
		0,078025	4,46
		0,097929	4,52
		0,117021	4,69
		0,136312	4,76
		0,15605	5
		0,175557	5,24
		0,195063	5,51

Продовження таблиці 1

1	2	3	4
Транспортерна стрічка	0,012	0,019506	
		0,039012	5,2
		0,058519	4,49
		0,078025	4,69
		0,097929	4,71
		0,117021	4,98
		0,136312	5,21
		0,15605	5,42
		0,175557	5,61
		0,195063	5,77
Гума	0,01	0,019506	
		0,039012	6,19
		0,058519	5,16
		0,078025	4,98
		0,097929	4,81
		0,117021	4,74
		0,136312	4,7
		0,15605	4,63
		0,175557	4,58
		0,195063	4,56
Гума	0,015	0,019506	
		0,039012	3,74
		0,058519	2,98
		0,078025	2,86
		0,097929	2,91
		0,117021	2,91
		0,136312	2,95
		0,15605	2,99
		0,175557	3,035
		0,195063	3,05

Графіки залежності статичного модуля пружності прокладок від питомого навантаження наведені на рисунку 3. Модуль пружності транспортерної стрічки при

величині питомого тиску $0,0195 - 0,0390 \text{ МПа}$ падає, а при подальших значеннях питомого тиску – зростає. Найбільший модуль пружності має транспортерна стрічка товщиною 8мм, а найменший – у гуми (м'якої) товщиною 15мм.

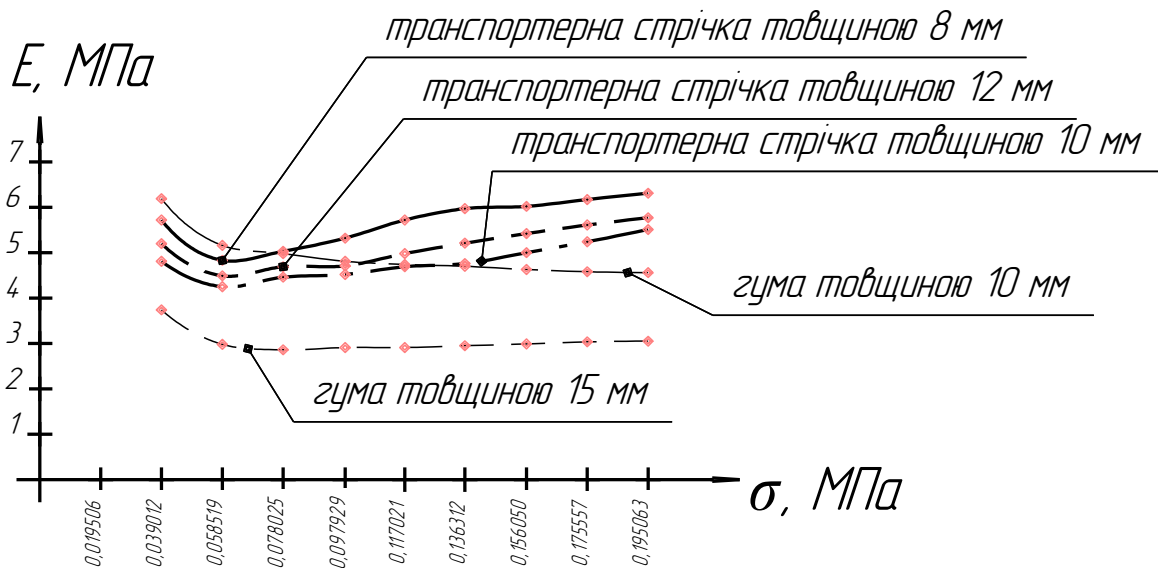


Рисунок 3. Залежність статичного модуля пружності від питомого навантаження.

Висновок. Виходячи із збереження стабільності роботи установки, модулі пружності, при варіюванні навантаження питомого тиску, доцільно призначати в межах $0,1...0,2 \text{ МПа}$. Таке навантаження значно менше зазвичай рекомендованого навантаження для гумових віброізолюючих деталей, яке рівне $0,5 \text{ МПа}$. Це забезпечить достатню довговічність пружних обмежувачів під час експлуатації.

Література

1. Пат. 33711 Україна. МПК (2006) В28В 1/08. Пристрій для ущільнення виробів із бетонних сумішей / М.П. Нестеренко, О.В. Орисенко, М.М. Нестеренко (Україна). - № u 2008 02245; Заявка 21.02.08; Опубл. 10.07.08, Бюл.№13. - 4 с.
2. Орисенко О.В. Розроблення конструкції ударно-струшувальної установки для формування стінових блоків із легких бетонів на основі аналізу конструктивних особливостей ущільнюючих машин / О.В. Орисенко, М.М. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). - Полтава: ПолтНТУ, 2009 - Вип. 3(25). - С. 150 - 155. Бужевич Г.А Арболит./ Г.А. Бужевич - М.: Стройиздат, 1986. - 244 с.
3. Орисенко О.В. Ударно-струшувальна установка для формування стінових арболітових блоків із легких бетонів із застосуванням мінеральних в'язучих / О.В. Орисенко, М.М. Нестеренко О.О. Шевченко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) - Полтава: ПолтНТУ, 2009 - Вип. 23. - С. 63 - 68.
4. Дырда В.И. Резиновые элементы вибрационных машин. К.: Наукова думка, 1980.- 193 с.
5. Потураев В.Н. Резиновые детали машин / В.Н. Потураев, В.И. Дырда. - М. : Машиностроение, 1977. - 216 с.

УДК 693.542.523

І.І.Назаренко, д-р техн. наук, професор КНУБА
М.О. Клименко, асистент КНУБА

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ МАТЕРІАЛУ В МЕЖОВОМУ ШАРІ ОБЕРТОВОГО БАРАБАНА

Вступ. Динаміка руху матеріалу при дослідженні змішування в частково заповнених обертових барабанах є предметом чисельних експериментальних та теоретичних досліджень [1-4].

Складність одержання оптимальних параметрів обертових барабанів обумовлена недостатніми дослідженнями механіки руху будівельних сумішей в них. Вивчення руху сумішей в гладких обертових барабанах ведуться в двох напрямках:

1. Установлення закономірностей руху окремої частки і виведення розрахункових формул для малих коефіцієнтів заповнення барабана (2...5%);

2. Визначення параметрів руху значних кількостей будівельних сумішей (до 40 %).

В даний час численні дослідження окремих питань руху будівельних сумішей уздовж осі обертового барабана не привели до створення теорії, яка дає задовільне обґрунтування закономірностей, що спостерігаються на практиці. Внаслідок цього конструювання машин барабанного типу ґрунтується на емпіричних даних, недостатньо повних і часто не узгоджених між собою, що утрудняє кількісну оцінку впливу тих або інших факторів на роботу обертових барабанів.

Створення методів кількісного аналізу руху сипучих матеріалів в обертових барабанах представляє великий практичний інтерес і необхідно для вибору оптимальних режимів експлуатації розглянутих машин. При створенні кількісного методу оцінки руху матеріалу в барабані, коли фізико-механічні властивості матеріалу змінюються несуттєво або залишаються постійними, виявляється ряд задач, вирішенню яких і присвячені дані дослідження.

Метою даної роботи є

1. Вивчення закономірностей руху будівельних сумішей у нормальній площині обертових барабанів.

2. Встановлення аналітичних залежностей осьової швидкості і продуктивності обертових барабанів, що зв'язують експлуатаційні параметри барабана з фізико-механічними властивостями будівельних сумішей.

Виклад основного матеріалу. У машинах барабанного типу рух і розподіл матеріалу вздовж осі обертового барабана залежить від багатьох факторів, пов'язаних з конструкцією машин, режимами їхньої експлуатації і фізико-механічними властивостями самих будівельних сумішей.

В машинах, що працюють при відносно малих колових швидкостях обертання барабана (до 1 м/с), можна спостерігати два види руху будівельних сумішей:

1. коливальне;

2. каскадне - рух з обваленням і перемішуванням.

Колівальний рух матеріалу спостерігається при дуже малих ступенях заповнення барабана ($\varphi \leq 0,03$) і в промислових умовах воно практично не зустрічається. Внаслідок цього в даній роботі не вивчаються закономірності такого виду руху.

Вивчення характеру руху будівельних сумішей в поперечному перерізі барабана показало, що загальний потік складається з потоку часток матеріалу, що піднімається, і потоку, що скочується.

Потік, що піднімається, являє собою шар матеріалу у виді сегмента, що обертається разом з барабаном за рахунок сил тертя. Основними параметрами, що визначають кількість



матеріалу, який знаходиться в шарі, що піднімається, ϵ : діаметр барабана, колова швидкість обертання і заповнення барабана матеріалом, а також властивості суміші.

Потік, що скочується, можна розглядати як відносний рух часток матеріалу вздовж нерухомого (нейтрального) шару під дією ваги і сил внутрішнього тертя, яке є результатом прояву різного роду взаємодії між частками.

Оскільки на вільній поверхні сегмента будівельних сумішей сили внутрішньої взаємодії незначні, а на нейтральному шарі ця взаємодія найбільша, то швидкості часток матеріалу в радіальному напрямку за товщиною шару, що скочується, розподіляються нерівномірно. Найбільші швидкості будуть мати частки, що знаходяться на вільній поверхні, а швидкість часток, що знаходяться в нейтральному шарі, буде мінімальною.

Кількість матеріалу в потоці, що скочується, визначається товщиною шару, що скочується, кутом нахилу поверхні сегмента матеріалу в барабані, реологічними характеристиками матеріалу, що характеризують взаємодію між окремими частками.

З загальної картини поведінки будівельних сумішей в площині обертання барабана, рух матеріалу у потоці, що скочується, можна представити як циркуляційний потік, подібний до потоку в'язко-пластичних середовищ. В подальшому аналізі руху шару матеріалу, що скочується, у поперечному перерізі обертового барабана використовуються основні положення гідродинаміки в'язко-пластичних середовищ.

Швидкість руху часток у шарі, що скочується, визначає осьову швидкість переміщення матеріалу в обертовому барабані. Одержати суворі аналітичні рівняння, що описують рух матеріалу в площині обертання барабана, важко. Тому в даній роботі застосовуються деякі припущення, що зберігають основний фізичний зміст задачі, але значно спрощують математичні операції.

Дослідження поставленої задачі базується на методі "в'язкої течії", в якому у першому наближенні рух матеріалу приймається як рух в'язко-пластичного середовища і використовується підхід до розв'язання гідродинамічної задачі з подібними граничними умовами. Вихідними рівняннями є: рівняння руху (рівноваги) і рівняння, що описує реологічні властивості будівельних сумішей.

При вирішенні задачі приймається гіпотеза про суцільність середовища і робляться наступні допущення:

1. Інерційні сили часток, що рухаються, незначні через їхню малу швидкість в порівнянні з масовими і тому не враховуються;

2. Довжина шару, що скочується по поверхні укусу велика в порівнянні з його товщиною, тому не враховуються кінцеві ефекти в крайніх точках $\delta=\delta_0$ і $\delta=0$.

Зроблені припущення дозволяють скласти рівняння руху (рівноваги) шару, що скочується, в циліндричних координатах уздовж осі δ (рис. 1)

$$\frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_{\delta}}{\partial \delta} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r^2 \tau_{r\delta}) \pm \rho g_{\delta} = 0. \quad (1)$$

При $\frac{\partial \sigma_{\delta}}{\partial \delta} = 0$, $\frac{r}{h} \gg 1$ рівняння (1) можна перетворити і записати наступним чином

$$\frac{\partial \tau_{r\delta}}{\partial r} - \rho g_{\delta} = 0, \quad (2)$$

$$g_{\delta} = g \sin \beta. \quad (3)$$

У випадку, коли $\tau_{r\delta}$ є функцією тільки від δ , рівняння (2) може бути записане в вигляді

$$\frac{d\tau}{dr} - \rho g \sin \beta = 0. \quad (4)$$

Реологічне рівняння, що зв'язує дотичне напруження зі швидкістю скочування часток будівельних сумішей по поверхні укусу має такий вигляд

$$\tau = \tau_0 + \eta \frac{dV_{\text{СК}}}{dr}. \quad (5)$$

Розв'язуючи спільно рівняння (4) і (5), отримуємо аналітичну залежність для визначення швидкості руху матеріалу по поверхні укосу

$$V_{\text{СК}} = \frac{\rho g}{\eta} \sin \beta \left(\frac{r^2}{2} - R_\delta r \right) - \frac{\tau_0}{\eta} r + C. \quad (6)$$

При $r = R_\delta + h = R_C$, $V_{\text{СК}} = 0$

$$C = -\frac{\rho g}{\eta} \sin \beta \left(\frac{R_C^2}{2} - R_\delta R_C \right) + \frac{\tau_0}{\eta} R_C, \quad (7)$$

$$V_{\text{СК}} = -\frac{\rho g}{\eta} \sin \beta \left(\frac{R_C - r^2}{2} - R_\delta (R_C - r) \right) + \frac{\tau_0}{\eta} (R_C - r). \quad (8)$$

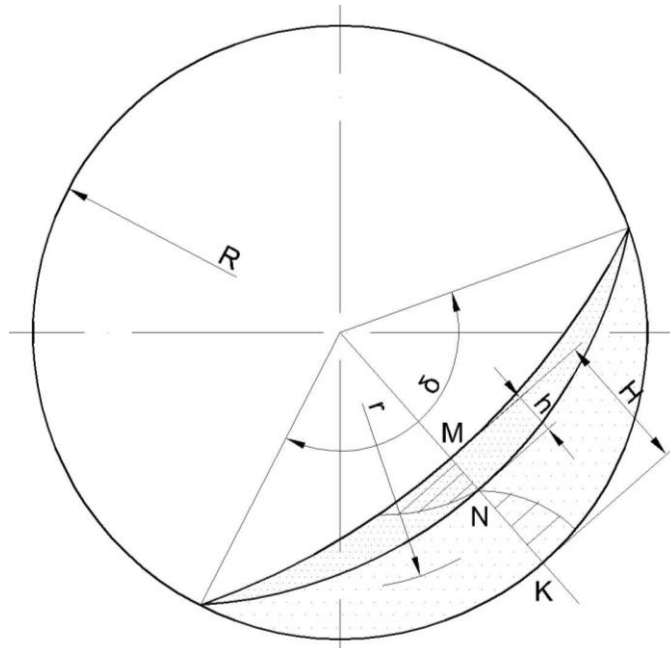


Рисунок 1. Схема руху матеріалу в площині обертання барабана.

Кількість матеріалу в шарі, що скочується, який проходить через переріз MN (рис. 1) в одиницю часу, визначається виразом

$$Q_{\text{СК}} = L \int_{R_C}^{R_\delta} V_{\text{СК}} dr. \quad (9)$$

Підставляючи $V_{\text{СК}}$ з (8) у (9) і інтегруючи в межах $R_\delta - R_C$, отримаємо

$$Q_{\text{СК}} = L \left[\frac{\rho g}{\eta} \sin \beta \frac{(R_C - R_\delta)^3}{3} - \frac{\tau_0}{\eta} \frac{(R_C - R_\delta)^2}{2} \right]. \quad (10)$$

Так як $R_C - R_\delta = h$, то (11)

$$Q_{\text{СК}} = L \left[\frac{\rho g}{3\eta} h^3 \sin \beta - \frac{\tau_0}{2\eta} h^2 \right]. \quad (12)$$

Товщина шару, що скочується, h знаходиться з умови нерозривності потоку, тобто кількість матеріалу, що скочується по поверхні укосу, дорівнює кількості матеріалу, що піднімається разом з барабаном

$$Q_{\text{СК}} = Q_{\text{П}}. \quad (13)$$



Кількість матеріалу, що піднімається, знаходиться з виразу

$$Q_{\Pi} = \frac{\omega R}{r} (H - h)L. \quad (14)$$

Прирівнюючи рівняння (12) і (14) і вводячи позначення $\frac{\rho g}{3\eta} = A$, $\frac{\tau_0}{2\eta} = B$, $\frac{\omega R}{r} = C$,

одержимо вираз для товщини шару, що скочується

$$Ah^3 - Bh^2 = C(H - h). \quad (15)$$

Товщина сегмента матеріалу визначається з рівняння

$$H = k \cdot \sin \frac{\pi}{\delta_0} \delta. \quad (16)$$

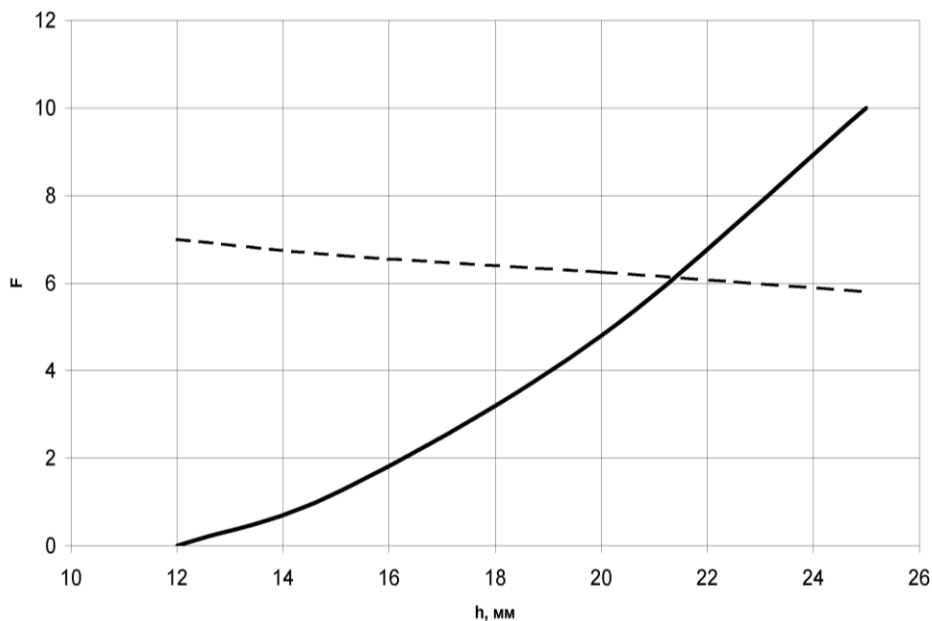


Рисунок 2. Графічний спосіб визначення товщини шару, що скочується.

Товщина шару, що скочується, знаходиться графічним методом. Для цього будується графік залежностей

$$Ah^3 - Bh^2 = f_1(h) \text{ і } C(H - h) = f_2(h).$$

Точка перетинання кривих буде характеризувати значення товщини шару будівельних сумішей, що скочується, в обертовому барабані (рис. 2).

Швидкість руху матеріалу вздовж осі обертового барабана залежить від швидкості руху часток у поперечній площині барабана. Співвідношення повздовжніх і поперечних складових швидкостей залежить від кута нахилу барабана, швидкості обертання і ступеня його заповнення, фізико-механічних властивостей матеріалу та інших факторів.

Для отримання рівняння осьової швидкості матеріалу будується трикутник швидкостей частки, що знаходиться в шарі, що скочується. Позначивши час підйому і час скочування частки відповідно через t_{Π} і $t_{СК}$, а їхнє співвідношення $\frac{t_{\Pi}}{t_{СК}} = \lambda$, одержимо

$$S = V'_{OC} \cdot t_{СК}, \quad (17)$$

$$V_{OC} = \frac{S}{t_{\Pi} + t_{СК}} = \frac{V'_{OC}}{\lambda + 1} = \frac{V_{СК} \cdot \text{tg} \xi}{\lambda + 1}, \quad (18)$$

$$\text{tg} \xi = \frac{\text{tg} \alpha + \text{tg} \zeta \cos \beta}{\sin \beta}. \quad (19)$$

Підставляючи $\text{tg} \xi$ в (18), будемо мати

$$V_{oc} = \frac{V_{ck}}{(\lambda + 1)\sin\beta} (\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\xi \cos\beta). \quad (20)$$

Вираз $\operatorname{tg}\xi \cos\beta$ визначено у виді рівняння регресії, знайденого статистичним методом на основі математичної обробки результатів експериментів. В якості незалежних змінних були обрані:

n - швидкість обертання барабана, об/хв;

$\operatorname{tg}\alpha$ - тангенс кута нахилу барабана до горизонту;

$\sin^3 \frac{\delta}{2}$ - ступінь заповнення барабана матеріалом.

Рівняння регресії записується у виді:

$$\operatorname{tg}\xi \cos\beta = b_0 + b_1 n + b_2 \alpha + b_3 \sin^3 \frac{\delta}{2}. \quad (21)$$

Величина λ знаходиться за наступним рівнянням

$$\lambda = \frac{3 \sqrt{R_\delta^2 - R_0^2} (H - h)}{2 h \cdot (2R - H) \sin \frac{\delta}{2}}. \quad (22)$$

Продуктивність обертового барабана визначається добутком середньої осьової швидкості на площу сегмента матеріалу

$$Q = V_{oc} \cdot F_{сегм}. \quad (23)$$

Отже, площа сегмента матеріалу знаходиться по відомій формулі

$$F_{сегм} = \frac{1}{2} R^2 (\delta - \sin \delta), \quad (24)$$

$$Q = \frac{1}{2} R^2 (\delta - \sin \delta) \cdot V_{oc}. \quad (25)$$

Основні результати роботи.

1. Досліджено рух будівельних сумішей в площині нормальної осі обертання барабана і встановлено, що загальний потік матеріалу в шарі, що скочується, можна розглядати як циркуляційний потік, подібний потоку в'язко-пластичних середовищ. Зв'язок дотичних напружень зі швидкістю скочування часток матеріалу по поверхні укусу можна описати рівнянням (5).

2. Отримана залежність для визначення середньої швидкості скочування часток по поверхні укусу з урахуванням розподілу швидкостей по довжині поверхні і товщині шару, що скочується.

3. Отримана залежність для визначення товщини шару, що скочується, на будь-якій ділянці потоку.

4. Виведено залежність середньої швидкості руху сипучої маси вздовж осі обертового барабана, що зв'язує експлуатаційні параметри барабана з фізико-механічними властивостями оброблюваного будівельних сумішей.

Література

1. Канторович З.Б. Машины химической промышленности. – М.: Машиностроение, 1965. – 416с.
2. Свиридов М.М. Исследование движения сыпучего материала на внутренних устройствах машин с вращающимися барабанами. – Автореферат дис. канд. техн. наук. – М., 1976.
3. Khakhar D.V., Shinbrot T., McCarthy J.J. and Ottino J.M., Phys. Fluids. – 1997. - №9.
4. Першин В.Ф. Исследование, разработка и методика расчета режимных и геометрических параметров машин барабанного типа. – Автореферат дис. канд. техн. наук. – М., 1979.



УДК 693.546

*В.И. Сивко, д-р техн. Наук, профессор КНУСА,
Д.А. Мироношенко, магистрант КНУСА,
В.М. Гринченко, студент КНУСА*

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ УПЛОТНЯЕМОЙ БЕТОННОЙ СМЕСИ НА ВЫБОР РЕЖИМОВ РАБОЧЕГО ОРГАНА ВИБРОМАШИНЫ

Актуальность. Существуют методы расчета вибрационных машин основаны на ряде допущений, которые приводят к тому, что режимы их работы в реальных условиях не соответствуют расчетным. Так, рекомендуемые параметры машин назначаются без учета геометрического фактора изделий, изменения плотности смеси и ее физико-механических свойств. Со стороны бетонной смеси вводятся грубые допущения в части постоянства сопротивления в процессе уплотнения и независимости его от габаритов изделия. Не учитывается отрыв изделий от рабочего органа. Теория колебаний, традиционно применяемая для описания работы вибрационных машин, ограничивает учет перечисленных факторов, в частности не позволяет учесть взаимодействия рабочих органов со средой, которое, как показывает опытные исследования, имеет ударный характер.

При взаимодействия вибрационной машины с уплотняемым изделием происходит упругопластический удар. В конце удара центры тяжести тел движутся некоторое время с одинаковыми скоростями. Поэтому задача нахождения: момента отрыва изделия; скорости полета и времени встречи изделия с рабочим органом; скорости движения рабочего органа после удара.

Методика решения задачи. Уравнение совместного движения среды и рабочего органа имеет вид

$$M_0 X_0 \omega^2 + CX_0 + \sigma_x(0)F = P_0(t), \quad (1)$$

где X_0 - амплитуда колебаний виброплощадки; M_0 - масса рабочего органа виброплощадки с формой; C - жесткость упругих связей виброплощадки; $\sigma_x(0)$ - напряжения в смеси в месте контакта с дном формы; F - площадь проекции изделия на горизонтальную плоскость; $P_0(t)$ - вынуждающая сила рабочего органа; ω - угловая частота колебаний.

Напряжения в смеси в зоне контакта с дном формы определяются исследованием напряженно-деформированного состояния изделия. Для одномерной задачи виброуплотнения напряженно-деформированное состояние в первом приближении может быть определено совместным решением уравнений динамического равновесия элемента изделия и сплошности среды. Уравнения динамического равновесия запишется как

$$\frac{\partial \sigma_y}{\partial x} S dx + 2\sigma_y f dx + \frac{dV}{dt} adx - g \rho adx = 0, \quad (2)$$

здесь σ_y - горизонтальное напряжение; S - усредненное значение обратной величины коэффициента боковой распора; a - ширина изделия; f - коэффициент трения смеси о борта формы; V - скорость вибрации; ρ - плотности смеси;

$$S = \frac{1}{a} \int_{-a/2}^{a/2} k(y) dy; \quad \sigma_x(x, y, t) = \sigma_y(x, t) k(y),$$

k_y - обратная величина коэффициента бокового распора.

Уравнение сплошности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + V \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial V}{\partial x} = 0. \quad (3)$$

Представленная система уравнений решается методом характеристик. Она позволяет оценить параметры напряженно-деформированного состояния изделия [1].

В случае положительного значения напряжений в контактной зоне ($\sigma_x(0) > 0$) характер колебаний безотрывный. При $\sigma_x(0) < 0$ имеет отрыв. Зная напряженное состояние вибрируемой бетонной смеси для контактной зоны, можно прогнозировать отрыв и учитывать ударное взаимодействие ее с рабочим органом при оценке качества уплотнения и характера движения среды. Эти же данные используются при изучении движения среды. Эти же данные используются при изучении движения рабочих органов машин.

Скорость смеси при $\sigma_x(0) = 0$ и время встречи ее с рабочим органом находятся из уравнения движения изделия в полете:

$$M_{\sigma}^* \ddot{x} + P_y(x) + P_n(x, x, x) = 0, \quad (4)$$

где M_{σ}^* - приведенная масса изделия $P_y(x)$ - упругое сопротивление смеси $P_n(x, x, x)$ - неупругое сопротивление смеси.

Из формулы (4) может быть найдено ускорение смеси в момент отрыва ($x = -B/M_{\sigma}^*$, где $B = P_y(x) + P_n(x, x, x)$). Приведенная масса M_{σ}^* определяется из выражение силы инерции движущейся бетонной смеси; $P_n = M_{\omega}^* \ddot{x}_{1cp}$;

$$x_{1cp} = \frac{1}{h} \int_0^h \ddot{x}_1(h) dh, \quad (5)$$

здесь \ddot{x}_{1cp} - среднее значение ускорения для момента времени t_1 . Величина P_n определяется из деформированной диаграммы для контактной зоны расстоянием от оси абсцисс до центра диаграммы.

Скорость полета смеси

$$V_1 = - \int_0^t \left(\frac{B}{M_{\sigma}^*} \right) dt + V_{omp}, \quad (6)$$

где V_{omp} - скорость смеси в момент отрыва (определяется по напряженному состоянию изделия в контактной зоне). При $V_1 = 0$ имеет верхнюю точку полета смеси (амплитудное ее значение). Отсюда время полета $t = 2V_{omp} M_{\sigma}^* / B$.

Время встречи рабочего органа и изделия находится совместным решением уравнений движения рабочего органа и изделия в полете:

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_0 &= x_0 \omega \sin(\omega t); \\ V_1 &= \left(-\frac{B}{M_{\sigma}^*} \right) t + V_{omp}. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Скорость движения рабочего органа в момент встречи с изделием определяется из выражения для упругопластического удара:

$$U_2 = K(U - V_2),$$

где V_2 - скорость движения рабочего органа в момент удара; K - коэффициент восстановления недеформированного состояния; U - общая скорость соударяющихся тел после удара;

$$U = \frac{(M_B V_2 - M_{\sigma}^* V_1)}{(M_{\sigma}^* + M_B)}. \quad (8)$$

Коэффициент восстановления зависит от свойств смеси (плотности состава) и колеблется в пределах 0,25...0,8.



Результаты исследований. На рис. 1 приведены результаты расчета напряженно-деформированного состояния для изделия высотой $h=0,5$ м, уплотняемого при амплитуде $X_0 = 0,02$ и частоте 13 и 25 Гц. Определены моменты отрыва и время полета. Формула установившегося режима (по И.И. Блехману) имеет вид при частоте 13 Гц: $5,8 \cap 1,4(O)1,7 \cap$, а при частоте 25 Гц. $2,8 \cap 6,28(O)9,0 \cap$, где символы обозначают: \cap - полет; O - относительный покой. Цифры при символах обозначают фазовые углы момента начала состояния. В рассмотренном примере режим колебаний 13 Гц более благоприятен с точки зрения передачи энергии рабочим органом изделию. Он характерен большим временем безотрывного движения ($5,8 > 2,8$) и меньшим значением фазового угла полета ($1,4 < 6,28$).

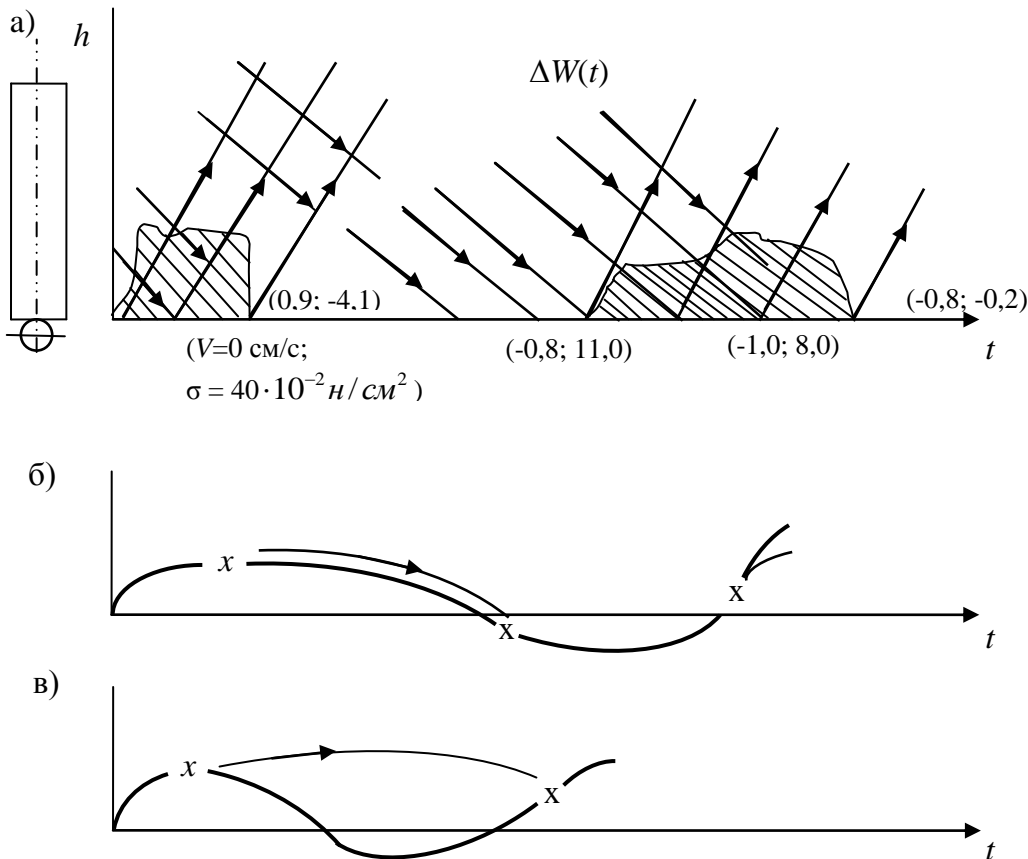


Рисунок 1. Результаты расчета энергоемкости процесса (а) и отрыва изделия от рабочего органа (б, в) а, б – при амплитуде перемещения $X_0 = 0,02$ см и частоте 13 Гц; в - при амплитуде $X_0 = 0,02$ см и частоте 25 Гц.

На рис. 2 показано изменение фазового угла отрыва и падения для изделий $h=0,5$ и $1,0$ м в зависимости от частоты колебаний. С увеличением частоты фазовые углы увеличиваются, что является менее благоприятным по энергопередаче.

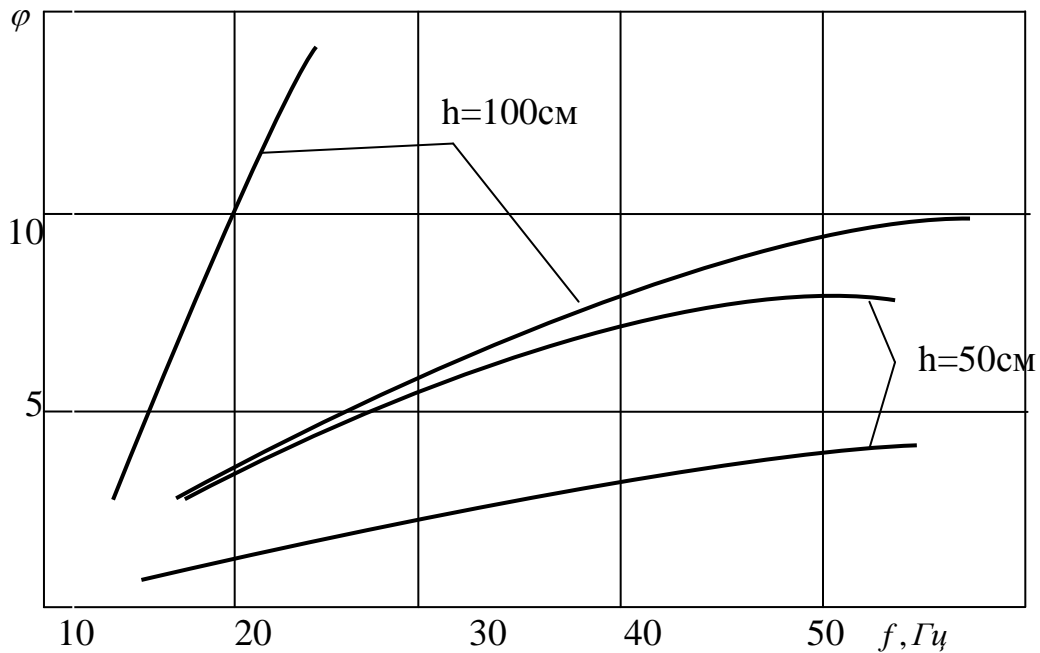


Рисунок 2. Изменение фазового угла отрыва и падения.

Выводы. Расчет динамических параметров вибромашин и воздействия среды на рабочие органы должен производиться с учетом их взаимодействия.

При назначении режимов виброуплотнения железобетонных изделий должны учитываться их геометрические размеры.

Литература

1. Сивко В.И., Ильин В.П., Татаринев А.А. Исследование эффективности виброуплотнения шлакощелочной бетонной смеси// Рациональное использование шлаков и продуктов шлакопереработки в строительстве. – Воронеж: Центр.-чернозем. кн. изд.-во, 1977, С. 78-81.



УДК 666.97.003.16

Нестеренко М.П., к.т.н., доцент

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РАМИ ВІБРОПЛОЩАДКИ

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими практичними завданнями. Досить широкого поширення при формуванні залізобетонних виробів набуло розроблене у ПолтНТУ вібраційне обладнання з просторовими коливаннями робочого органа [1-3], удосконалення котрого може проводитися на підставі аналітичних досліджень напружено-деформованого стану його рам методом кінцевих елементів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання даної проблеми. Метод кінцевих елементів (МКЕ) в останні десятиліття набув широкого поширення та став одним з основних методів розрахунку конструкцій. Це обумовлено універсальністю підходу, що лежить в основі МКЕ та полягає в поданні геометрії будь-якого деформованого тіла у вигляді сукупності елементів найпростішої форми: трикутної, чотирикутної та ін.

Елементи бувають. одномірними, плоскими та просторовими, із прямолінійними або криволінійними сторонами [6, 7]. Уздовж кожної з них може бути два або більше вузли. У всіх вузлах задаються узагальнені координати λ_i (рис. 1.4), названі вузловими зміщеннями, сукупність яких для даного елемента запишемо у вигляді матриці

$$\{\lambda\} = \{\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_N\}^T \quad (1.1)$$

де N - загальне число вузлових зміщень елемента; знак T означає транспонування матриці.

У межах кожного елемента для компонентів вектора переміщення будь-якої точки M задають апроксимацію через вузлові зміщення, які є невідомими величинами:

$$u_i = \Phi_{ik}(M)\lambda_k, \quad i=1,2,3, \quad k=1,2,\dots,N; \quad (1.2)$$

те ж у матричному записі $\{u\} = \{\Phi\}\{\lambda\}$ і векторній формі

$$\vec{u} = \Phi_{ik} \vec{e}_k \lambda_k = \{\vec{\Phi}\}\{\lambda\}, \quad (1.3)$$

де величини $\Phi_{ik}(M)$ називаються функціями форми елемента й виражають зв'язок між вузловими зміщеннями та вектором переміщення точки M тіла; в якості функції форми звичайно використовують поліноми; поза елементом дані функції прирівнюються нулю; $\vec{\Phi}_k = \Phi_{ik} \vec{e}_i$, $\{\vec{\Phi}\} = \{\vec{\Phi}_1, \vec{\Phi}_2, \dots, \vec{\Phi}_N\}$, \vec{e}_i - одиничні орти.

Співвідношення (1.2) підставляються в рівняння рівноваги тіла, з яких і визначаються вузлові зміщення $\{\lambda\}$ для кожного елемента.

Приріст роботи внутрішніх сил дорівнює роботі зовнішніх сил на можливих переміщеннях, тобто

$$\delta U = \delta W \quad (1.4)$$

Позначимо через \vec{q} зовнішнє навантаження, розподілене по об'єму тіла V , а через \vec{p} - навантаження, розподілене по його поверхні S . Тоді

$$\delta W = \int_V \vec{q} \cdot \delta \vec{u} dV + \int_S \vec{p} \cdot \delta \vec{u} dS. \quad (1.5)$$

Вираз для роботи внутрішніх сил має вигляд

$$\delta U = \int_V \sigma \cdot \delta \varepsilon dV, \quad (1.6)$$

де $\sigma = \sigma_{ij} \vec{e}_i \vec{e}_j$ – тензор напружень,

$\varepsilon = \varepsilon_{ij} \vec{e}_i \vec{e}_j$ – тензор деформацій,

\vec{e}_i – одиничні орти, $i, j = 1, 2, 3$.

Тоді співвідношення (1.4) прийме вигляд

$$\int_V \sigma \cdot \delta \varepsilon dV = \int_V \vec{q} \cdot \delta \vec{u} dV + \int_S \vec{p} \cdot \delta \vec{u} dS. \quad (1.7)$$

У випадку малих деформацій тіла

$$\varepsilon = \nabla \vec{u}, \quad (1.8)$$

де $\nabla \vec{u} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \vec{e}_i \vec{e}_j$ – тензорний оператор;

$i, j = 1, 2, 3$; x_1, x_2, x_3 – координатні осі, спрямовані уздовж одиничних векторів $\vec{e}_1, \vec{e}_2, \vec{e}_3$.

Підставляючи (1.2) у (1.8), одержимо вираз для компонентів тензора деформацій через вузлові зміщення

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \Phi_{ik}}{\partial x_j} + \frac{\partial \Phi_{jk}}{\partial x_i} \right) \lambda_k \quad (1.9)$$

або в матричній формі

$$\{\varepsilon\} = \{B\} \{\lambda\}, \quad (1.10)$$

де $\{B\} = \{\nabla \vec{\Phi}\} = \left\{ \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \Phi_{ik}}{\partial x_j} + \frac{\partial \Phi_{jk}}{\partial x_i} \right) \right\}$ – матриця, що зв'язує деформації з вузловими

зміщеннями.

Зв'язок між компонентами тензорів напружень і деформацій для пружного тіла виражається законом Гука:

$$\sigma_{ij} = D_{ijkl} \varepsilon_{kl}, \quad (1.11)$$

де D_{ijkl} – пружні константи тіла, $i, j, k, l = 1, 2, 3$,

або в матричній формі $\{\sigma\} = \{D\} \{\varepsilon\}$.

Підставивши сюди вираження (1.10), знайдемо залежність тензора напружень від вузлових зміщень:

$$\{\sigma\} = \{D\} \{B\} \{\lambda\}. \quad (1.12)$$

Підставляючи (1.8-4.11) в (1.7), одержимо рівняння рівноваги пружного тіла, що містить переміщення його точок:

$$\int_V D \nabla \vec{u} \cdot \delta(\nabla \vec{u}) dV = \int_V \vec{q} \cdot \delta \vec{u} dV + \int_S \vec{p} \cdot \delta \vec{u} dS. \quad (1.13)$$

Застосуємо тепер співвідношення (1.13) до кінцевого елемента з деяким об'ємом V_e , обмеженим поверхнею S_e . Зауважуючи, що по (1.2) $\delta \vec{u} = \vec{\Phi}_i \cdot \delta \lambda_i$ та підставляючи (1.2) у рівняння (1.13), знайдемо

$$\delta \lambda_i \left\{ \int_{V_e} \nabla \vec{\Phi}_i \cdot D \nabla \vec{\Phi}_j \cdot \lambda_j dV - \int_{V_e} \vec{q} \vec{\Phi}_i dV - \int_{S_e} \vec{p} \vec{\Phi}_i dS \right\} = 0, \quad (1.14)$$

де $i, j = 1, 2, \dots, N$.

Умови рівноваги кінцевого елемента



$$\{K\}\{\lambda\} = \{f\}, \quad (1.15)$$

де $K_{ij} = \int \nabla \bar{\Phi}_i \cdot D \nabla \bar{\Phi}_j dV$ – матриця жорсткості елемента, яку за допомогою

співвідношень (1.10) і (1.12) можна також записати у вигляді

$$\{K\} = \{B\}^T \{D\} \{B\};$$

$$f_i = \int_{V_e} \bar{q} \cdot \bar{\Phi}_i dV + \int_{S_e} \bar{p} \cdot \bar{\Phi}_i dS \text{ – вектор вузлових сил елемента,}$$

де $i, j = 1, 2, \dots, N$.

Сукупність рівнянь (1.15) для всіх елементів, доповнена рівняннями в'язей, накладених на тіло (граничні умови), являють собою систему рівнянь рівноваги розглянутого тіла. Вона записується у вигляді, аналогічному (1.15):

$$\{\bar{K}\}\{\bar{\lambda}\} = \{\bar{f}\}, \quad (1.16)$$

де $\{\bar{K}\}$ називається глобальною матрицею жорсткості тіла; $\{\bar{\lambda}\}$ та $\{\bar{f}\}$ – вектори вузлових переміщень і сил усього тіла.

Виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття. Існуючі методи виявлення напружень і навантажень не повною мірою відповідають вимогам прогнозування стосовно вібраційних машин. Удосконалення конструкцій вібраційних площадок можливе за рахунок моделювання роботи даної конструкції під навантаженням, починаючи від стадії не навантаженої конструкції і закінчуючи її повним навантаженням. Вивчення переміщень і деформацій елементів рам дозволить виявляти місця концентрації напружень та оптимізувати конструктивні рішення застосовуючи кінцево – елементарний аналіз.

Метою даної роботи є представлення результатів дослідження напружено-деформованого стану рами вібраційної площадки за допомогою програми кінцево-елементарного аналізу ANSYS, що дає змогу змодельовати роботу конструкції під навантаженням, визначити місця концентрації напружень і величини переміщень.

Виклад основного матеріалу дослідження. Моделювання напружено-деформованого стану рами віброплощадки виконаємо, використавши рівняння (1.16) для розрахунку конструкцій на міцність при статичному навантаженні. З їхнього рішення визначається вектор вузлових зміщень, далі по відношеннях (1.2) можна знайти переміщення точок тіла, а по (1.8-4.11) або (1.10-4.12) – деформації та напруження.

Із (1.15) неважко отримати рівняння руху елемента. Вводячи по принципу д'Аламбера об'ємні сили інерції в інтеграл для вузлових сил в (1.15)

$$\bar{q}^m = -\rho \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial t^2} = -\rho \bar{\Phi}_j \cdot \bar{\lambda}_j, \quad (1.17)$$

одержуємо систему рівнянь

$$\{M\}\{\ddot{\lambda}\} + \{K\}\{\lambda\} = \{f\}, \quad (1.18)$$

де $M_{ij} = \int \rho \bar{\Phi}_i \cdot \bar{\Phi}_j dV$ – матриця мас елемента;

ρ – щільність матеріалу;

$\ddot{\lambda}$ – друга похідна за часом від вектора вузлових зміщень.

При наявності в системі сил в'язкого опору, пропорційних швидкостям точок, в (1.18) вводять матрицю коефіцієнтів демпфування $\{B\}$, після чого рівняння руху набувають вигляду

$$\{M\}\{\ddot{\lambda}\} + \{B\}\{\dot{\lambda}\} + \{K\}\{\lambda\} = \{f\}. \quad (1.19)$$

При дослідженні завдань пружної стійкості елементів конструкцій рівняння рівноваги складаються з урахуванням зміни геометрії тіла в деформованому стані

$$\{[\bar{K}] - \beta[\bar{K}_d]\}\{\bar{\lambda}\} = 0 \quad (1.20)$$

де за допомогою матриці геометричної жорсткості $\{\bar{K}_d\}$, названої в MSC.vN4W диференційною, урахують роботу зовнішніх сил, обумовлену зміною геометрії тіла;

β – параметр навантаження.

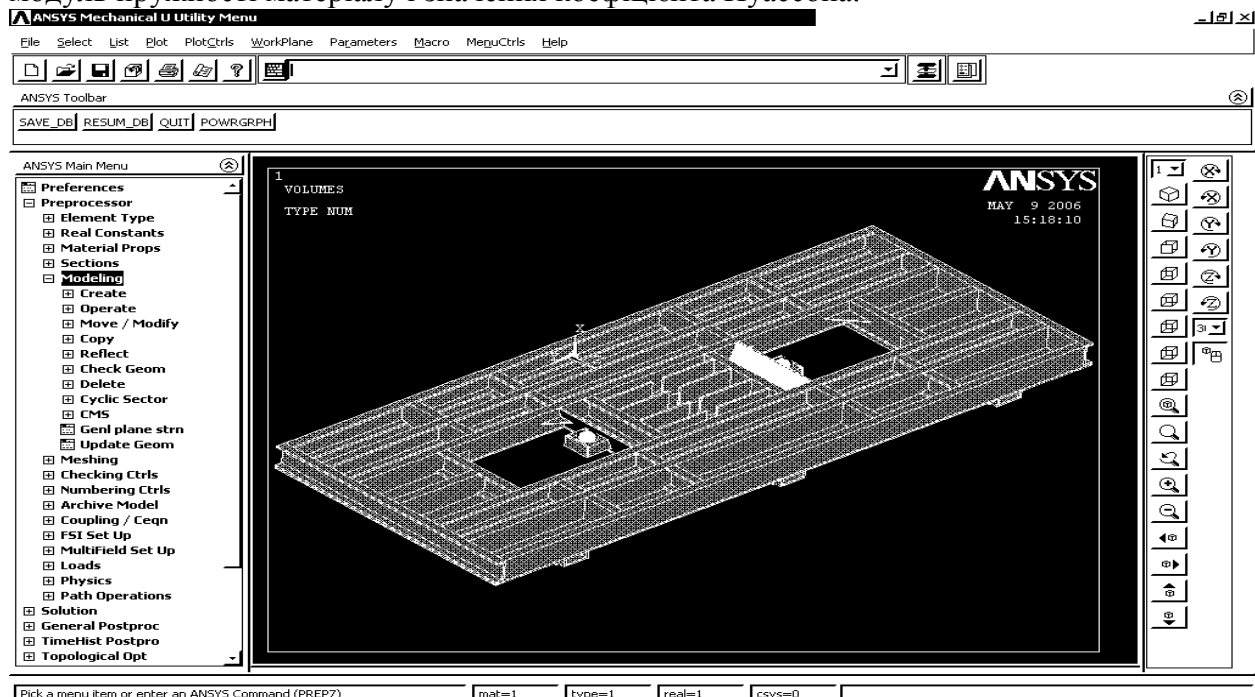
Прирівнюючи до нуля визначник системи (1.20); $\det\{[\bar{K}] - \beta[\bar{K}_d]\} = 0$, знаходять значення параметра навантаження β_1, β_2, \dots , при яких існують нетривіальні для вузлових зміщень $\{\lambda\}$, тобто з'являються нові форми рівноваги тіла, відмінні від вихідної. Такі значення β , названі критичними, показують, у скільки разів критичне навантаження F^{kp} , при якій відбувається втрата стійкості вихідної форми рівноваги тіла, більше поточного навантаження F :

$$F_i^{kp} = \beta_i F, \quad i = 1, 2, \dots \quad (1.21)$$

Однією з програм, яка реалізує кінцево – елементарний аналіз є програма ANSYS. Повний цикл аналізу конструкцій як в ANSYS, так і в інших програмах кінцево-елементного розрахунку, включає в себе декілька етапів.

Розробка геометричної моделі може виконуватися у графічних редакторах, наприклад, Компас, Autokad або безпосередньо в ANSYS, використовуючи пункт головного меню: Main Menu → Modeling → Create (рисунк 1).

Редагування створеної моделі здійснюється за допомогою пункту головного меню Booleans: Main Menu → Modeling → Operate → Booleans. Зокрема, на цьому етапі створення моделі моделюються зварні шви в конструкції, застосуванням логічної операції (Boolean glue volumes) „склеювання” окремих елементів між собою. Визначення фізичних властивостей матеріалів здійснюється за допомогою наступного пункту головного меню: Main Menu → Preprocessor → Material Props → Material Models... При використанні матеріалів з лінійними й ізотропними властивостями, у вікні вибору властивостей матеріалу проходимо шлях: Structural → Linear → Elastic → Isotropic. У вікні характеристик матеріалу вибираємо модуль пружності матеріалу і значення коефіцієнта Пуассона.



Рисунк 1. Графічна модель віброплощадки.

При використанні гуми чи інших гіпереластичних матеріалів проходимо шлях Structural → Nonlinear → Elastic → Hyper elastic. Після виконання цих дій з'явиться вікно

вибору характеристик матеріалу, в якому вказуються залежності між напруженнями і деформаціями даного матеріалу:

Вибір типів кінцевих елементів проводиться за допомогою пункта меню Main Menu→Preprocessor→Element Type→Add. Після вибору типу скінченного елемента виконується розбиття твердотілої моделі на елементи. Найзручніше при розбитті конструкції на кінцеві елементи користуватися засобами MeshTool (Main Menu → Preprocessor → Meshing → MeshTool). MeshTool є діалоговим вікном, в якому зібрані практично всі інструменти, необхідні для настройки і створення скінченно-елементної сітки. Внаслідок ділення моделі на кінцеві елементи конструкція має вигляд (рисунок 2):

Після розбиття конструкції на скінченні елементи виконується перевірка форми елементів. ANSYS визначає і позначає всі зауваження і помилки про форму елементів до збереження кожного елемента.

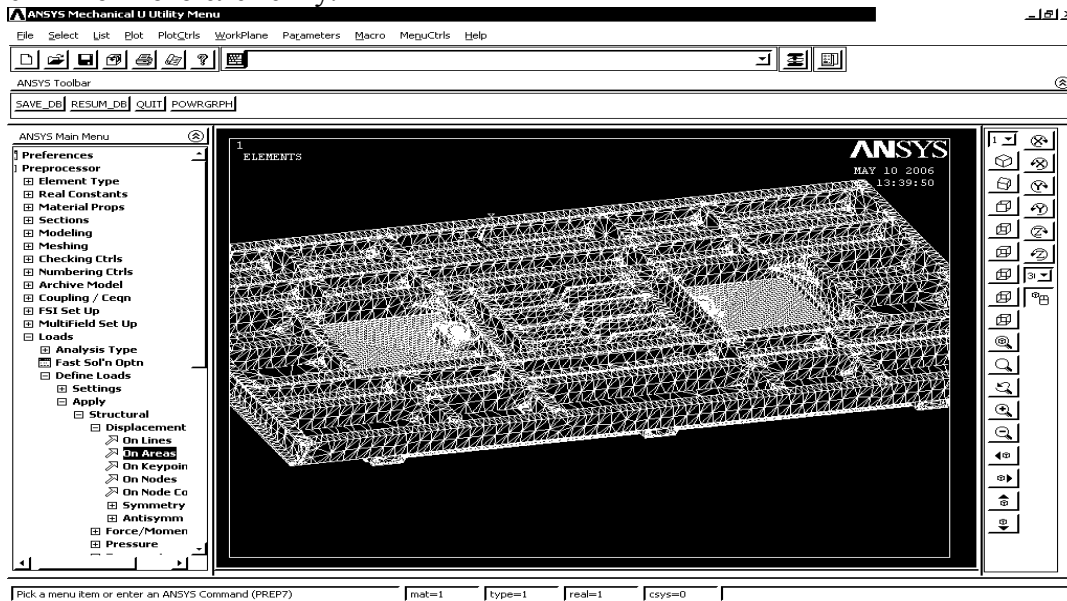


Рисунок 2. Кінцево-елементарна сітка моделі.

Для розрахунку використовувалось обмеження переміщень в напрямках X, Y, Z для нижніх площин опори, чим моделювалося жорстке заземлення конструкції у фундаменті. Навантаження прикладено до моделі вібробуджувачів у вигляді вимушуючої сили та її кутового прискорення.

Виконується кінцево-елементарний розрахунок конструкції. По команді solve (Main Menu → Solution→ Solve→ Current LS) програма звертається за інформацією про модель та про навантаження до бази даних і виконує обчислення матриць за МКЕ. В обчислювальному відношенні це сама інтенсивна частина аналізу, яка не потребує участі користувача.

Рішення фізичних задач в ANSYS представляються у вигляді безперервних розподілів значень фізичних величин напружень, переміщень, температур тощо. При цьому використовується колірна шкала, в якій кожен колір відповідає деякому інтервалу величини фізичного параметра.

Внаслідок дослідження роботи вібраційної площадки під навантаженням. отримано деформовану схему, яка зображується разом з не деформованою, а також окремі діаграми розподілу переміщень у кожному з напрямків X, Y, Z, сумарну діаграму переміщень та діаграми розподілу напружень. На рисунку 3 представлена деформована схема математичної моделі рами вібраційної площадки, а на рисунку 4 приклад діаграми розподілу сумарних переміщень математичної моделі рами вібраційної площадки.

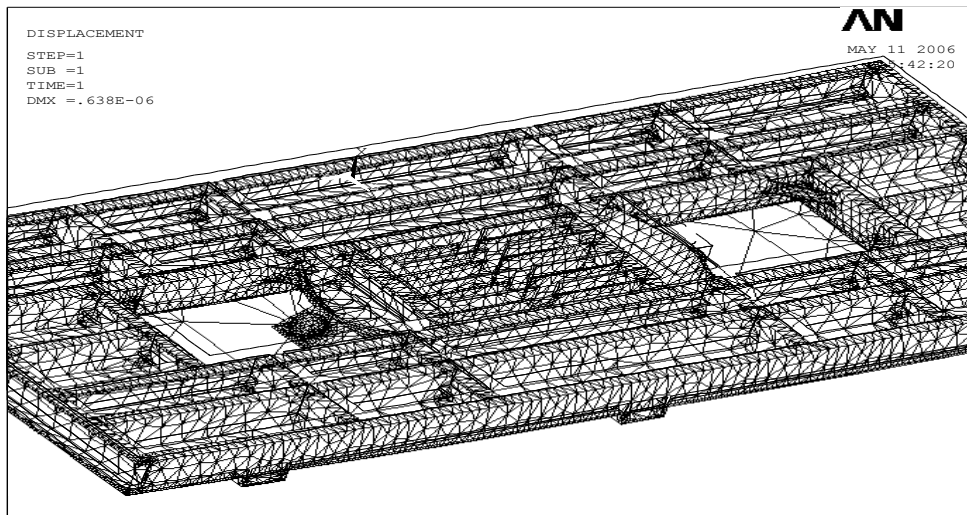


Рисунок 3. Деформована схема математичної моделі рами вібраційної площадки.

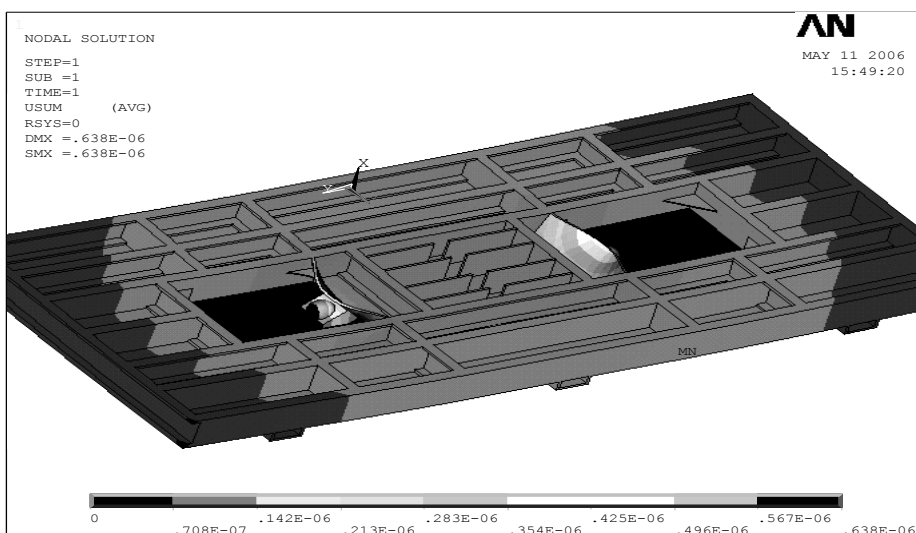


Рисунок 4. Діаграма розподілу сумарних переміщень математичної моделі рами вібраційної площадки.

Аналіз діаграм розподілу переміщень і напружень показує, що переміщення в рамі вібраційної площадки розподіляються колоподібно з частотою обертання дебалансів віброзбуджувачів, найбільші переміщення і деформації виникають у підвісаторних плитах, які працюють на згин і розтяг. Тому було запропоновано проміжок між підвісаторною плитою і елементами рами заповнити бетоном.

Новий варіант моделі вібраційної площадки було завантажено такими ж силами, як і в попередньому варіанті. Для цього варіанту також було отримано деформовану схему рами, діаграму розподілу переміщень в напрямках X, Y, Z і діаграму розподілу напружень (рисунок 5).

У результаті удосконалення конструкції рами вібраційної площадки переміщення і деформації підвісаторної плити суттєво зменшуються. Ризик утворення тріщин у зварних швах, що з'єднують підвісаторну плиту з рамою, зводиться до мінімуму і, як наслідок, збільшується надійність вібраційної площадки в цілому.

Результат кінцево-елементарного аналізу в ANSYS також був отриманий не тільки в вигляді схем розподілення переміщень і напружень, а й у вигляді анімаційних файлів з розширенням *.avi, що дозволяє спостерігати циклічні зміни напружень у рамі при обертанні дебалансів віброзбуджувача.

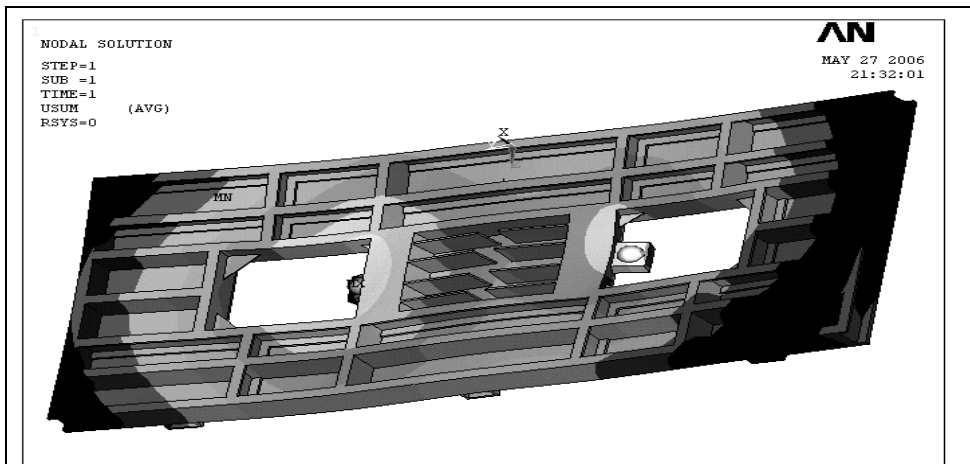


Рисунок 5. Діаграма розподілу сумарних переміщень математичної моделі рами вібраційної площадки з проміжком між підвібраторною плитою і елементами рами заповненим бетоном.

Висновки.

1. Дослідження напружено-деформованого стану рами вібраційної площадки за допомогою програми кінцево-елементарного аналізу ANSYS дає змогу змодельовати роботу конструкції під навантаженням, визначити місця концентрації напружень і величини переміщень.
2. За допомогою анімації відбувається моделювання роботи даної конструкції під навантаженням, починаючи від стадії не навантаженої конструкції і закінчуючи повним навантаженням конструкції. За допомогою анімаційних файлів можна, не проводячи натурний експеримент, спостерігати за роботою віброплощадки при поетапному її навантаженні.

Література

1. Нестеренко М.П. Вібраційні площадки з просторовими коливаннями для виготовлення залізобетонних виробів широкої номенклатури / М.П. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2005. – Вип. 16. – С. 177–181.
2. Олехнович К.А., Виноградов Ю.И., Нестеренко Н.П. Виброплощадки для конвейерных линий // Бетон и железобетон. -1991.-№4. -С,18-19.
3. Нестеренко Н.П., Олехнович К.А. Виброплощадки для формирования многопустотных панелей перекрытий // Промшленное строительство и инженерные сооружения. - 1990. - № 3. -.С. 7-8.
4. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике: Пер. с англ. – М.: Мир, 1975. - 536 с.
5. Зенкевич О., Морган К. Конечные элементы и аппроксимация: Пер. с англ. - М.: Мир, 1986. - 318 с.
6. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. – М.: Мир, 1979. –392 с.
7. Расчёты машиностроительных конструкций методом конечных элементов: Справочник/Мяченков В.И., Мальцев В.П., Майборода В.П. и др., Под общ. ред. Мяченкова В.И. – М.: Машиностроение, 1989. -520 с.

УДК 693.542

А.Т. Свідерський, доцент КНУБА
 М.М. Ручинський, доцент КНУБА
 І.Ю. Мартинюк, студент КНУБА

ОЦІНКА ТА АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ РУХУ ВІБРОМАЙДАНЧИКІВ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ КОНТРОЛЬНИХ ЗРАЗКІВ БЕТОНУ

Актуальність теми та задачі досліджень. Стрімкий розвиток будівельної індустрії в сучасній Україні обумовлений перш за все використанням новітніх технологій, які останнім часом були впроваджені при будівництві нових споруд. Якщо взяти до уваги будинки виготовлені із залізобетонних конструкцій, то цілком очевидно, що перспектива розвитку такого будівництва на сьогоднішній день є монолітно-каркасне будівництво. Так для прикладу, проаналізувавши діяльність будівельних компаній у 1999 - 2007 роках (рис. 1), кількість робіт з використанням технологій монолітно-каркасного будівництва виросла в десятки разів, що підтверджується цілою низкою нових масивів житлових будинків.

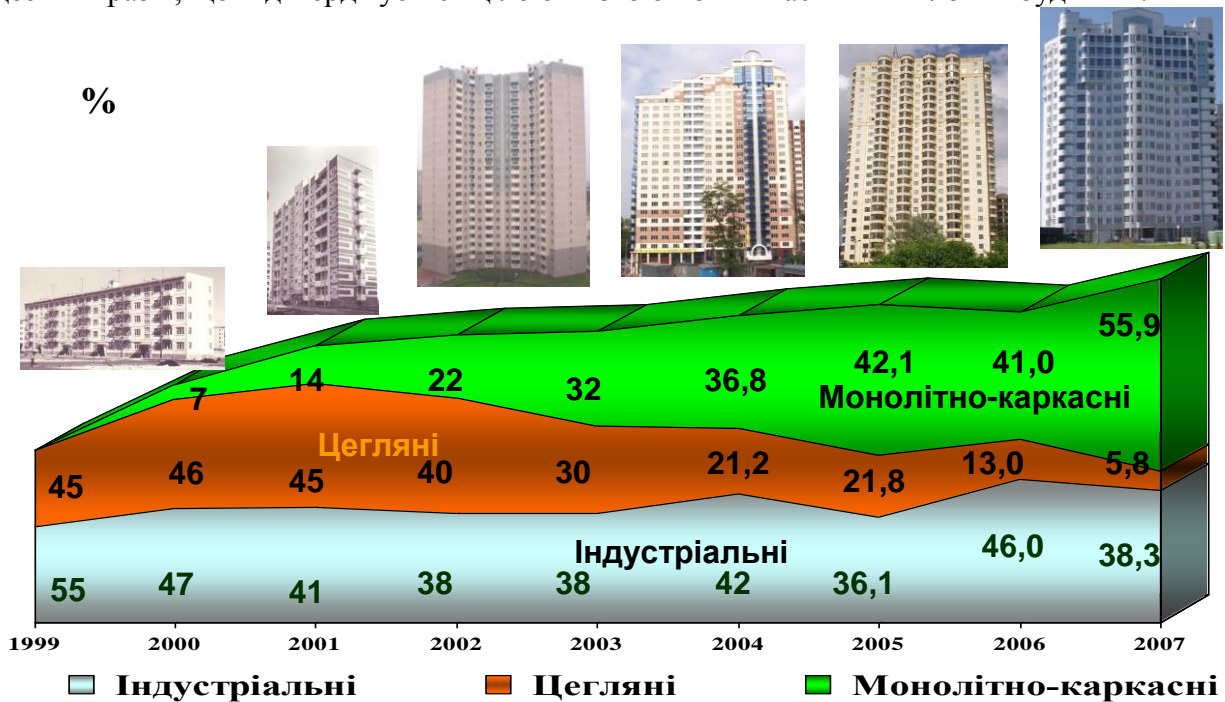


Рисунок 1. Зміни структури житлового будівництва у 1999 - 2007 роках.

В умовах сучасного будівництва велику увагу приділяють якості бетонної суміші, адже від неї залежить міцність і довговічність майбутньої споруди. Певну незручність при монолітно-каркасному будівництві являє собою доставка бетонної суміші на будівельний майданчик, що пов'язана з часом перемішування та часом перевезення, в процесі якого досить часто втрачається якість бетонної суміші. Тому перевірка якості бетону на будівельному майданчику є невід'ємною частиною технологічного процесу зведення монолітних конструкцій.

Досить часто результати випробувань контрольних зразків бетону, що відбираються на будівельних майданчиках, не відповідають проектному класу бетону, який був поставлений на будівництво. Існує ціла низка причин, які в тій чи іншій мірі приводять до такої невідповідності. Детальний аналіз випробуваних контрольних зразків, які мали міцність меншу за проектну міцність бетонної суміші, показав, що основними причинами втрати якості бетонної суміші в зразках є: неправильне відбирання зразків та їх



виготовлення (неякісне укладання та ущільнення); використання форм, що не відповідають нормативним документам (втрата цементного молочка); недотримання умов зберігання зразків (висушування, або заморожування). Результати такого аналізу в кількості 200 штук випробуваних зразків наведені на рис. 2.

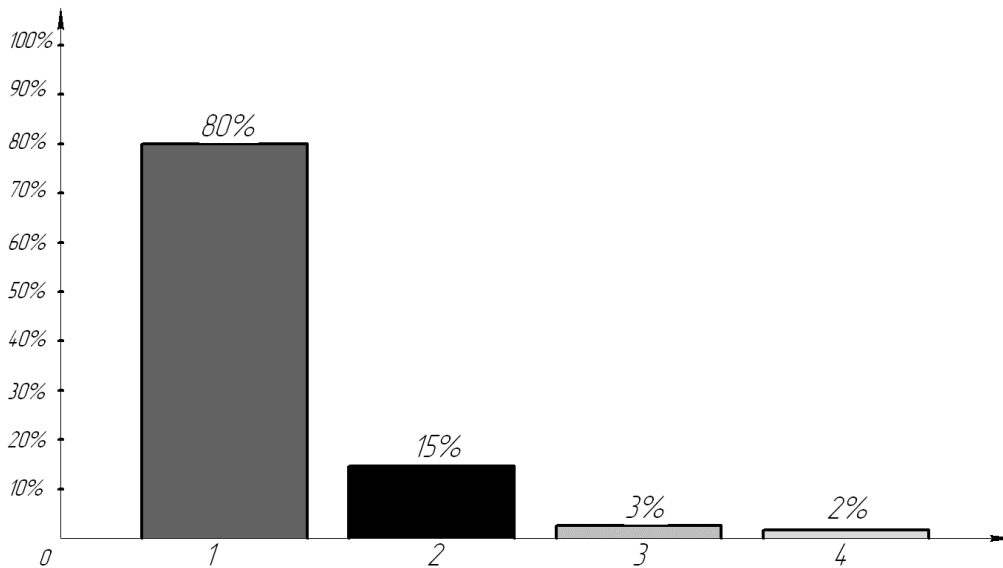


Рисунок 2. Статистичні дані по випробуванню контрольних зразків на стиск.

Для визначення класу бетону за міцністю відбиралися зразки, що зберігалися при нормальних умовах (температура повітря 20 ± 5 °С, відносна вологість повітря не менше 55%) і підлягали 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%), 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).

В Україні з 1 вересня 2010 року вступили в силу нові нормативні документи (ДСТУ), на заміну ГОСТа, що раніше діяв. Згідно них [1,2] процес ущільнення проводять на вібромайданчиках, що забезпечують наступні технологічні параметри процесу ущільнення: 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%. Але як показує практика, в більшості випадків результати випробувань зразків є далекі від проектних. При проведенні додаткових досліджень залізобетонних конструкцій неруйнівними методами контролю [3] 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.

Викладення основного матеріалу статті.

Проведемо огляд та виконаємо аналіз різних конструкцій машин [6], що представлені на ринку України, що мають технологічні параметри, які зазначені в ДСТУ.

1) Вібромайданчик СМЖ-539 представляє собою стіл з вібратором, який встановлено на пружних опорах на станині (рис. 3). Всі частини вібромайданчика розміщено на станині. Стіл з'єднано зі станиною за допомогою чотирьох пружних опор і призначений для встановлення на нього форм. Вібратор закріплено до нижньої частини столу, він виконує роль збуджувача вібраційних коливань. Конструкція вібратора дозволяє ступінчасто змінювати статичний момент дебалансів, розміщених на кінцях



Рисунок 3. Вібромайданчик.

електродвигуна вібратора також вібратор автоматично може відключатися через певний проміжок часу. Максимальне робоче навантаження на вібромайданчик разом з формою становить 100 кг.

2) Вібромайданчик 435 А (рис. 4) має такі ж робочі параметри, що і СМЖ – 539, але відрізняється від нього лише власною вагою.



Рисунок 4. Вібромайданчик.

3) Вібромайданчик СМЖ-739 (рис.5) теж використовують для ущільнення контрольних зразків бетону, але на відміну від СМЖ – 539 та 435А площадка має набагато потужніший віброзбуджувач та меншу вантажопідйомність і власну вагу.

Вібромайданчик «ВИБРОИД 1000» з вантажопідйомністю до 150 кг за технологічними параметрами підходить для ущільнення контрольних зразків (рис. 6, а).

Вібростоли формовочні СВ – 700 та СВ – 1400 мають порівняно малу вживану потужність та габаритні розміри, що дозволяють встановлювати на них ГОСТовані форми (рис. 6, б, в).

Не менш відомий на ринку український виробник вібромайданчиків ПП «Бетнозмішувачі»

виробляє два типи машин: «вібростіл каркасний» та «вібростіл універсальний». Ці машини (рис. 6, г, д) серед інших вирізняє велика вантажопідйомність та великі габаритні розміри



Рисунок 5. Вібромайданчик СМЖ-739.



безпосередньо робочого органу – стола на, який встановлюються форми з бетонною сумішшю.

Челябінське підприємство «ПромСнабКомплект» виробляє вібромайданчики ЄВ – 340, вони мають дуже велику, в порівнянні з іншими, потужність приводу (рис. 6, е).



Рисунок 6. Існуючі конструкції вібромайданчиків, що можуть бути використані для ущільнення контрольних зразків бетону: а) - ВИБРОИД 1000, б) - СВ – 700, в) – СВ – 1400, г) - Вібростіл каркасний, д) - Вібростіл універсальний, е) - ЄВ – 340.

3. Обґрунтування та вибір критеріїв оцінки конструктивних та технологічних параметрів вібромайданчиків.

Короткі технічні характеристики розглянутих машин наведені в табл.1

Таблиця 1

Назва вібростола	Характеристики вібростолів				
	Потужність приводу, кВт	Вантажо-підйомність, кг	Маса вібростола, кг	Номинальна частота коливань кол./хв	Виробник
СМЖ - 539	0,25	100	95	2800	«Белпромприбор» Білорусь
СМЖ - 739	1,5	60	90	2900	«Измерение» Москва, Росія
435А	0,25	100	130	2800	«Белпромприбор» Білорусь
Вібростіл каркасний	0,55	200	80	2800	«Бетонозмішувачі» Україна
СВ - 700	0,25	100	110	2800	ITCOR LLC Кіров, Росія
ВИБРОИД - 1000	0,5	150	130	2900	«СтройМеханика» Тула, Росія
СВ – 340	1,8	150	210	2900	«ПромСнабКомплект» Челябінськ, Росія
Вібростіл універсальний	0,55	250	270	2900	«Бетонозмішувачі» Україна
СВ – 1400	0,5	150	150	2800	ITCOR LLC Кіров, Росія

Проаналізувавши технічні характеристики машин були визначені критерії оцінювання віброплощадок [7].

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

$$k_1 = \frac{P}{m_1}, \text{ Вт/кг} \quad (1)$$

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

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

$$k_2 = \frac{m_2}{m_1}, \text{ кг/кг} \quad (2)$$

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

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

$$k_3 = \frac{P}{m_1 + m_2}, \text{ Вт/кг} \quad (3)$$

де P – потужність вібробуджувача;
 m_1 - власна маса віброплощадки;
 m_2 – маса суміші, що коливається.



На основі отриманих значень критеріїв оцінки були побудовані гістограми (рис. 7 – 9) при аналізі яких зроблені висновки:

- критерій енергоозброєність коливається в межах від 1,92 до 16,7. Значення цього критерію повинно прямувати до максимуму.

- масовий критерій коливається в межах від 0,66 до 2,5. Значення цього критерію повинно прямувати до максимуму.

- критерій енергоємності коливається в межах від 1,06 до 10. Значення цього критерію повинно прямувати до мінімуму.

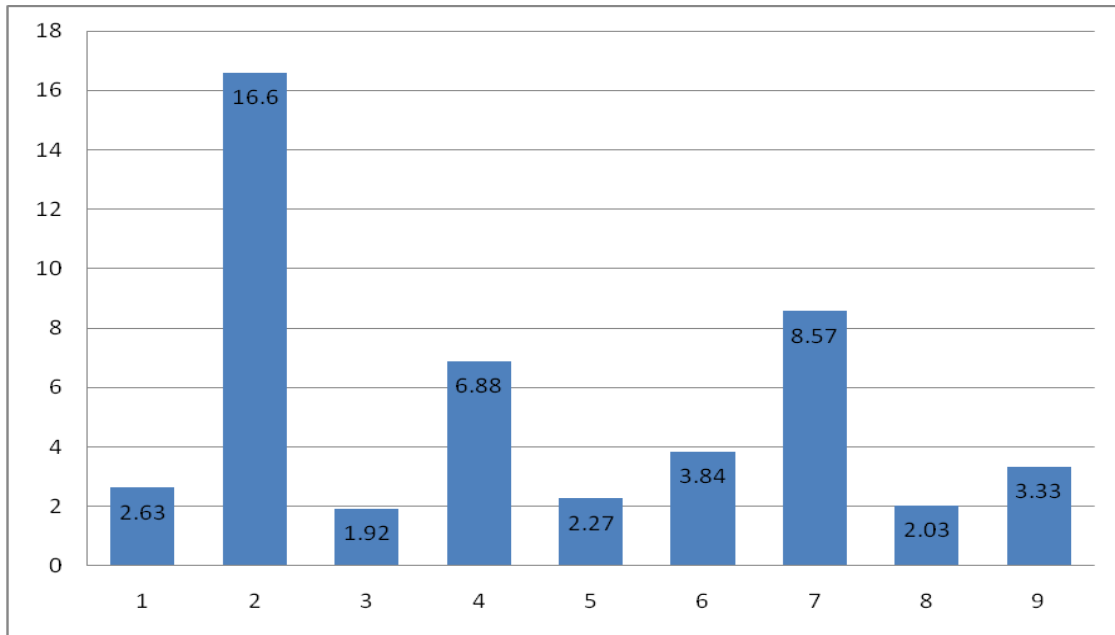


Рисунок 7. Числові значення першого критерію.

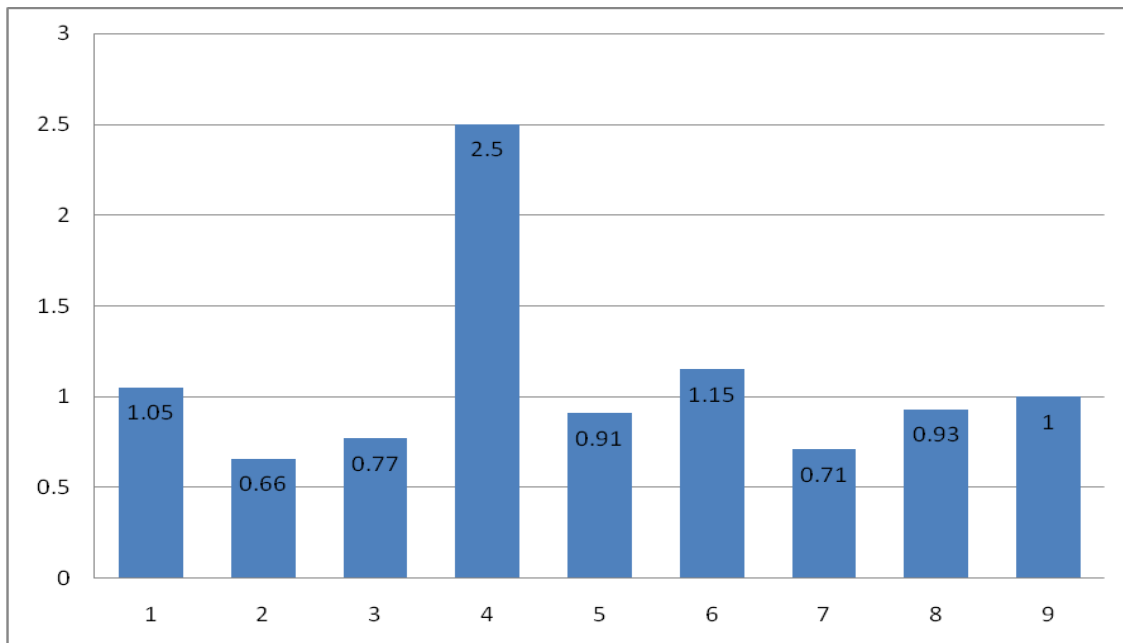


Рисунок 8. Числові значення другого критерію.

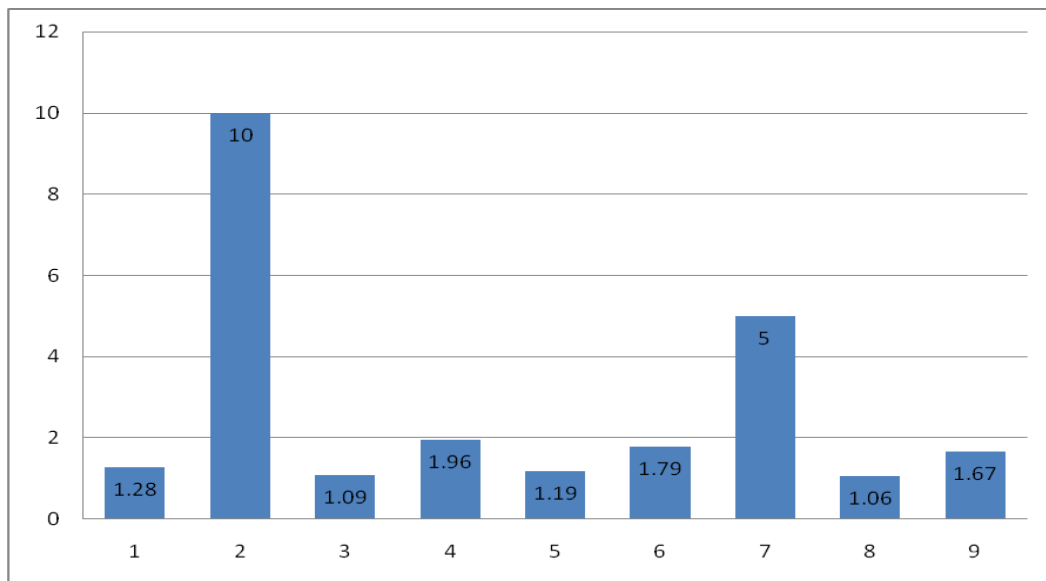


Рисунок 9. Числові значення третього критерію.

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

- розглянуті машини мають різні за значенням характеристики і використовуються для виконання різних технологічних процесів;

- для розрахунків основних параметрів розглянутих вібротришків були використані різні методи розрахунків, що підтверджується суттєвою розбіжністю значень числових критеріїв;

- методика відбору і виготовлення контрольних зразків бетону на будівельних майданчиках потребує більш глибокого аналізу та вивчення;

Конструкції машин для яких був проведений огляд та аналіз мають однакову конструктивну схему, тому для дослідження таких машин можна використати єдину розрахункову схему машини, а також конструктивні і технічні параметри існуючої моделі машини. Для подальших досліджень були прийняті характеристики лабораторного вібротришків СМЖ – 539.

Схема наведена на рис. 10, є найпростішою схемою вібраційної машини з гармонійними коливаннями, яка може розглядатись як модель для опису вищезгаданих машин для ущільнення бетонних сумішей, рівняння руху якої має вигляд

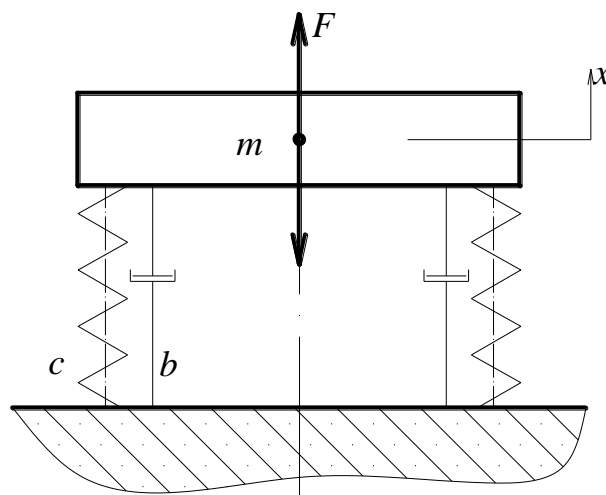


Рисунок 10. Розрахункова схема вібротришків.



$$mx + bx + cx = F(t). \quad (4)$$

Отримане рівняння є достатньо вивчене при часткових його рішеннях, які дають можливість проаналізувати поведінку системи в сталому режимі руху. При цьому вважають, що момент пуску машини та її зупинка є досить швидкоплинними і на робочий процес суттєво не впливають.

При виготовленні контрольних зразків бетонної суміші досить важливим фактором є її щільність, яка залежить від режиму та умов ущільнення. Так відомо, що при невірному вибраному режимі роботи машини, ущільнення не тільки може не відбуватись, а навпаки – виріб може розущільнюватись.

Таким чином варто дослідити рух системи (див рис. 10) саме в перехідних періодах роботи та при різних умовах роботи, а саме різною масою виробів, що ущільнюються.

Дослідження системи в перехідних режимах для більш наглядного уявлення роботи такої системи варто скористатись чисельним рішенням рівняння, для скористаємось чисельним рішенням методом Рунге-Кутта 4-го порядку. Використання даного методу передбачає ряд переваг перед іншими методами:

- цей метод є одноступеневим та з одним кроком;
- потребує інформацію лише про одну точку;
- має невелику похибку;
- значення функції обчислюється при кожному кроці

Складений алгоритм розв'язку наведений на рис. 11.

На основі складеного алгоритму на мові програмування “Delphy” створена програма, яка дозволяє отримати розв'язок рівнянь даної системи.

Для перевірки роботи програми були отримані віброграми руху системи [5, 9] в залежності від часу роботи та вихідних параметрів в сталому режимі роботи (рис. 12, 13).

Як слідує з отриманих віброграм рух системи цілком відповідає законам класичної теорії коливань, про що свідчить зниження амплітуди коливань із зростанням загальної маси, що бере участь в рухові, а також форма коливань, яка описується синусоїдальним законом.

Для оцінки руху машини, що досліджується, при зміні частоти коливання були побудовані амплітудно-частотні характеристики для декількох випадків завантаження вібромайданчика (рис. 14, 15) при цьому конструктивні параметри залишалися незмінні, а імітувалось лише завантаження, що відповідає різній кількості зразків, які одночасно ущільнюються.

Так цілком очевидно, що при збільшенні рухомої маси пік резонансу зміщується в бік зменшення частоти та в за резонансному режимі роботи спостерігається падіння амплітуди коливань. Так в робочому режимі вібромайданчика (частота коливань 50Гц) амплітуда коливань без навантаження складає 1,15мм, а при навантаженні, що відповідає 6 зразкам бетону 100×100×100мм – 0,52мм. При максимальному завантаженні вібромайданчика амплітуда коливань зменшується до 0,35мм.

Таким чином для забезпечення умов ущільнення контрольних зразків бетону необхідне переналаштування вібромайданчика для певного завантаження.

Для дослідження системи в перехідних режимах роботи було змодельоване ущільнення зразків на вібромайданчику. При цьому моделювався режим виходу на сталий режим роботи та зупинка вібромайданчика після вимкнення віброзбуджувача. В результаті таких досліджень були отримані віброграми руху представлені на рис 16 - 17.

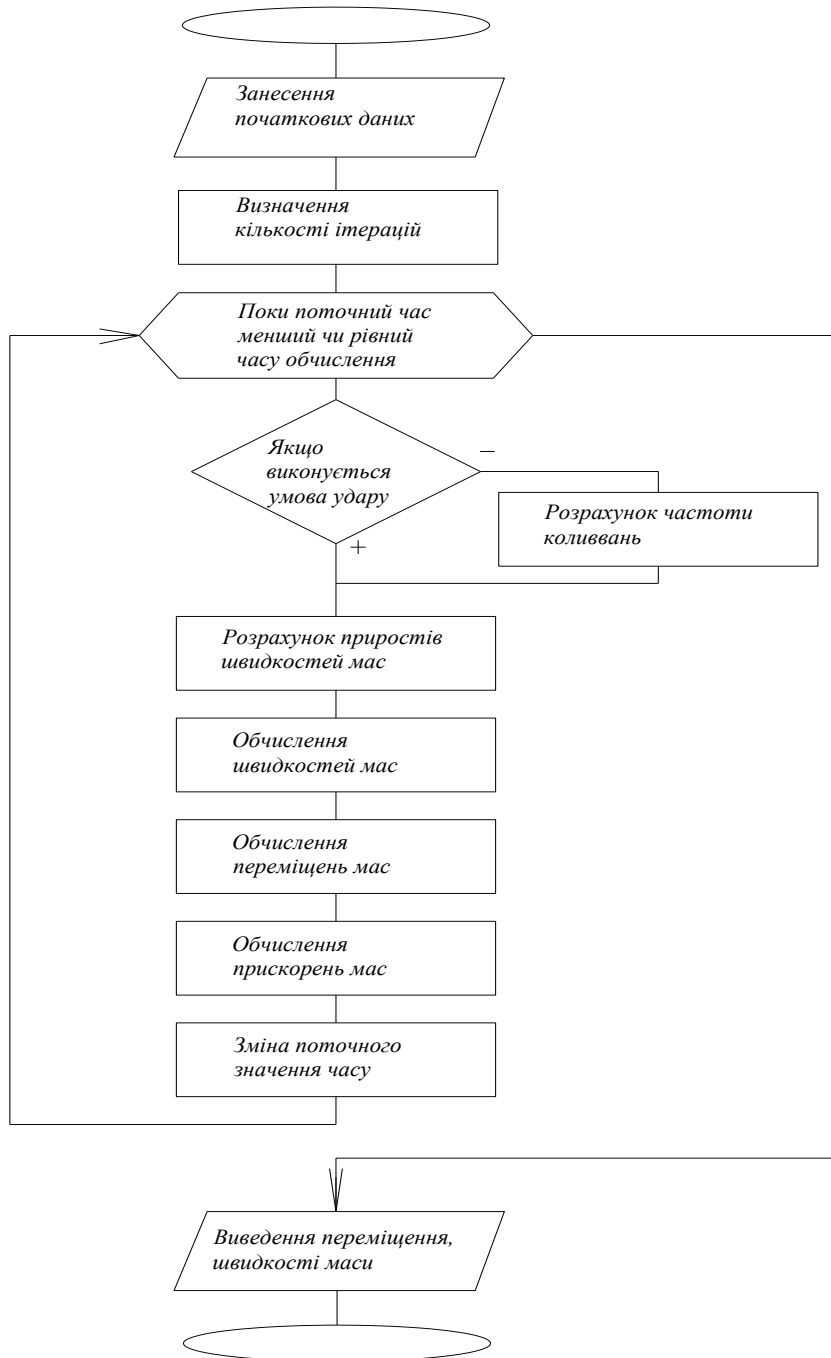


Рисунок 11. Алгоритм розв’язку рівняння системи рис. 10.

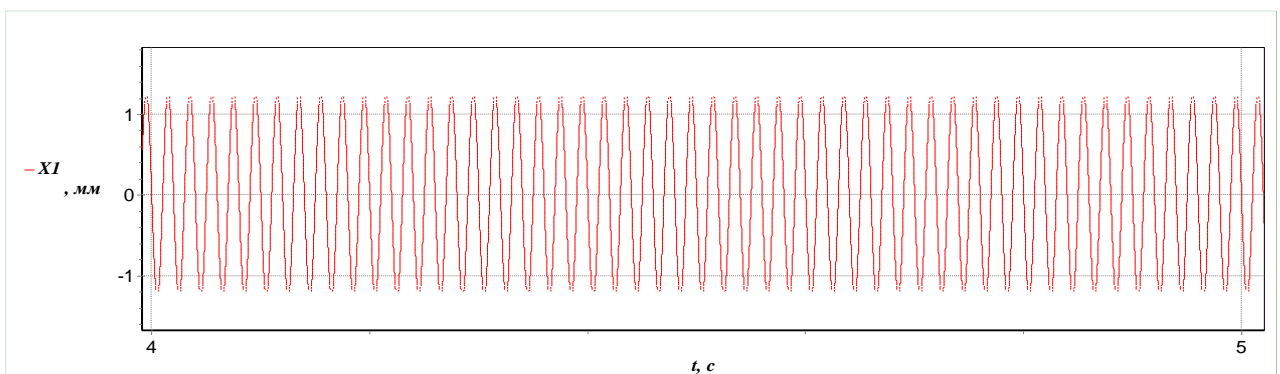


Рисунок 12. Переміщення маси вібротайданчика в залежності від часу (навантаження відсутнє).

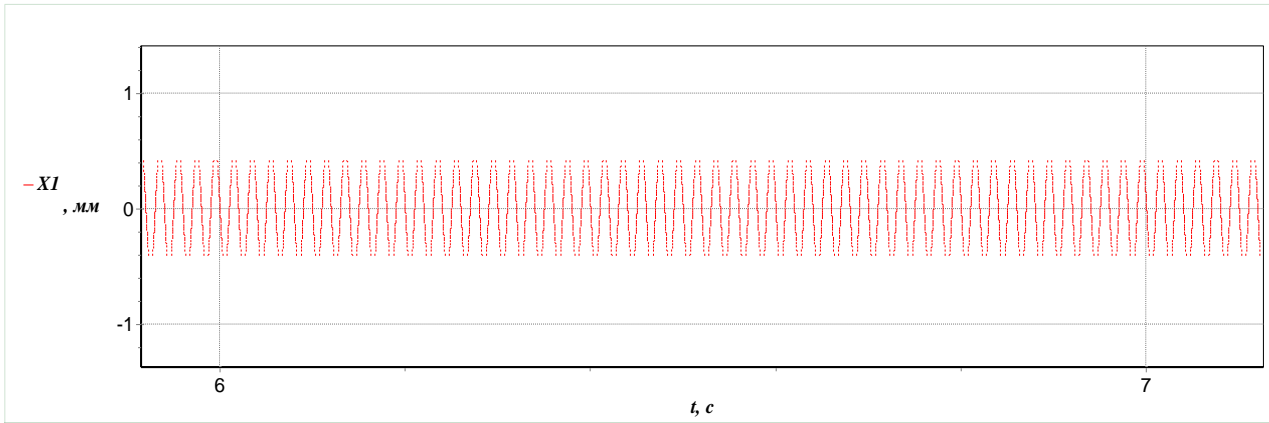


Рисунок 13. Переміщення маси вібромайданчика в залежності від часу (навантаження відповідає 6 зразкам бетону).

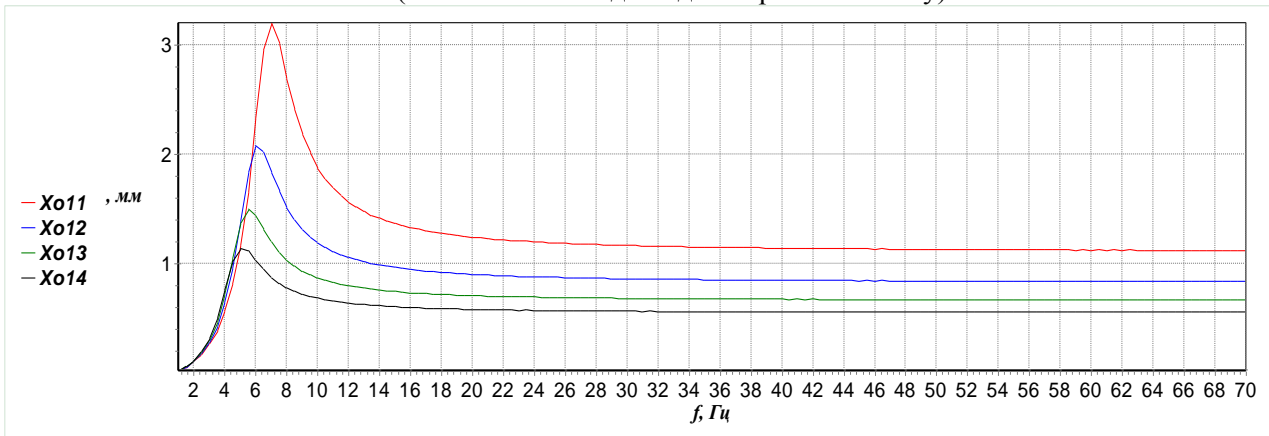


Рисунок 14. Амплітудно-частотна характеристика вібромайданчика.

- **Xo11** завантаження відсутнє;
- **Xo12** завантаження відповідає 2 зразкам бетону
- **Xo13** завантаження відповідає 4 зразкам бетону
- **Xo14** завантаження відповідає 6 зразкам бетону.

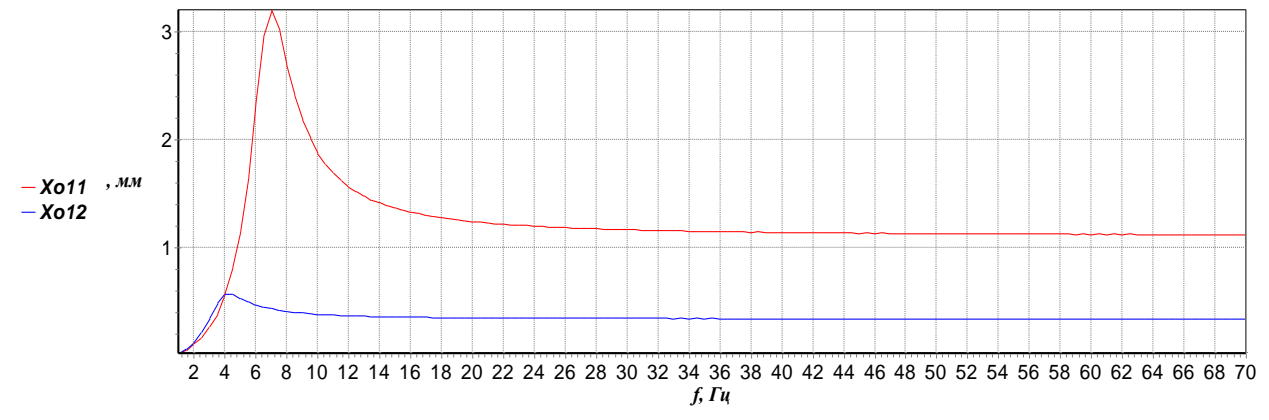


Рисунок 15. Амплітудно-частотна характеристика вібромайданчика.

- **Xo11** – завантаження відсутнє;
- **Xo12** – завантаження відповідає максимальному значенню.

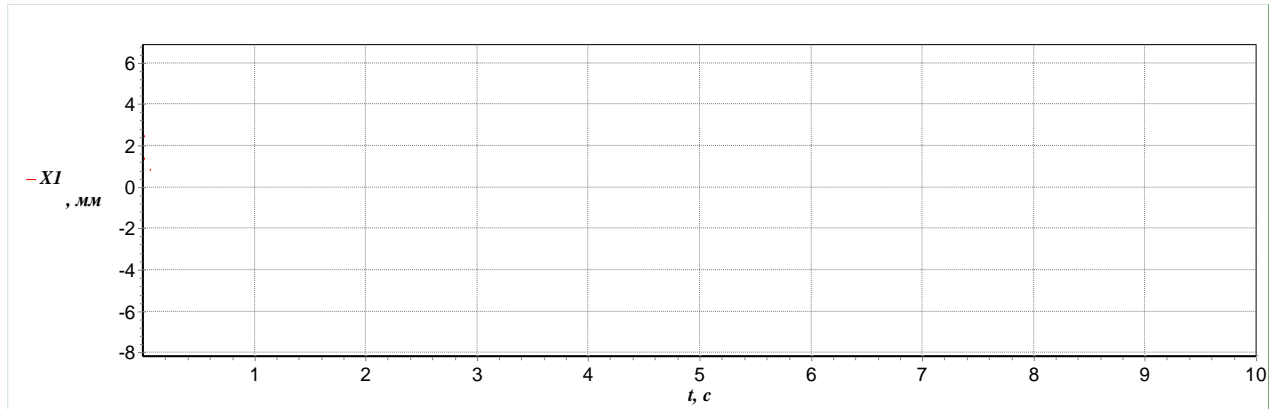


Рисунок 16. Переміщення маси вібромайданчика в залежності від часу (навантаження відсутнє).

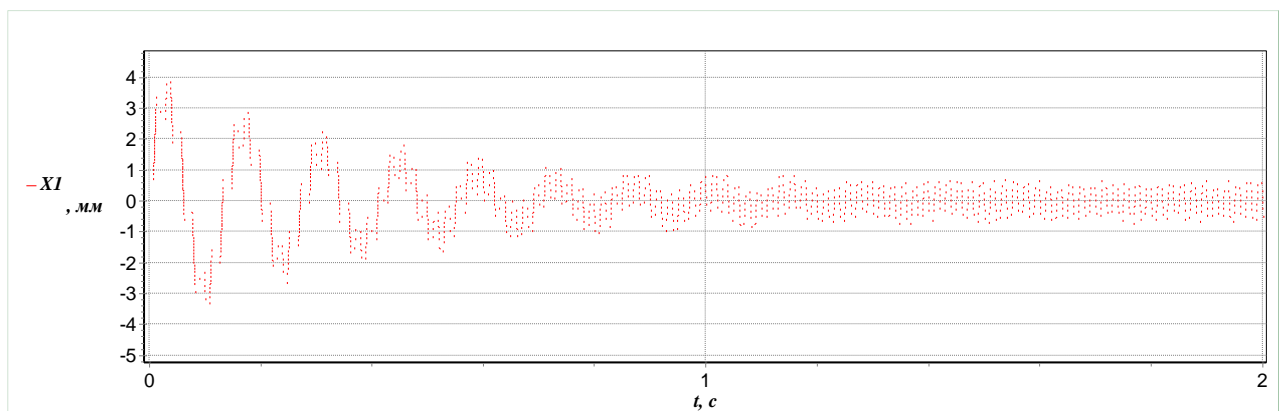


Рисунок 17. Переміщення маси вібромайданчика в період виходу на сталий режим (навантаження відсутнє).

Як слідує з віброграми руху (рис. 17) під час виходу машини на сталий режим роботи амплітуда коливань маси перевищує амплітуду коливань в сталому режимі в декілька разів. Поясненням такого росту амплітуди коливань є перехід системи через резонанс, що в свою чергу вносить вклад нижчих гармонік у рух системи ще певний час роботи вібромайданчика. Схоже явище відбувається після відключення віброзбуджувача (рис. 18) – система починає здійснювати вільні згасаючі коливання з частотою коливань рівною резонансній.

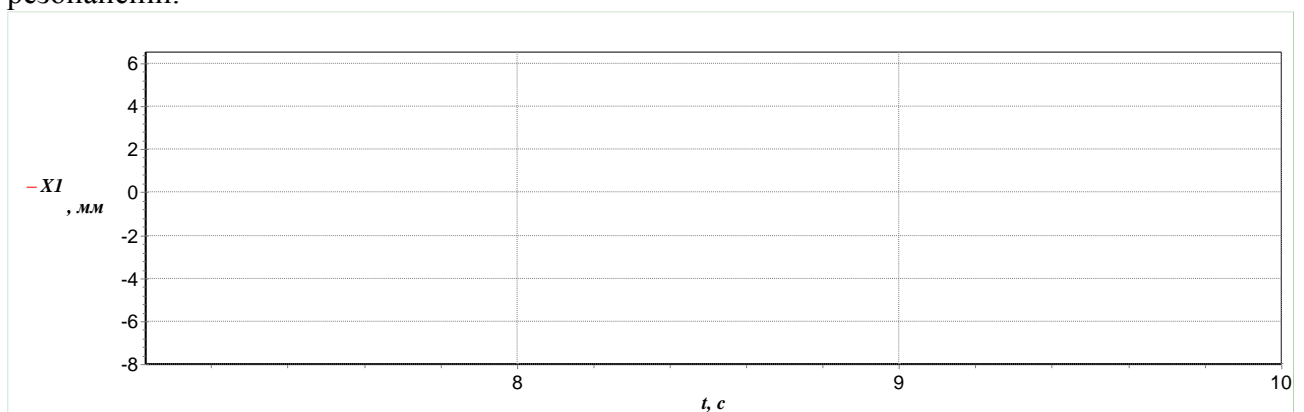


Рисунок 18. Переміщення маси вібромайданчика при зупинці (навантаження відсутнє).

При завантаженні вібромайданчика спостерігається аналогічна тенденція руху вібромайданчика (рис. 19), але як видно з віброграми руху в перехідні режими роботи (рис. 20 - 21) вклад нижчих гармонік відбувається з іншою частотою коливань, що цілком



підтверджує кількість періодів коливань за одиницю часу та відповідає амплітудно-частотній характеристиці (див. рис. 14).

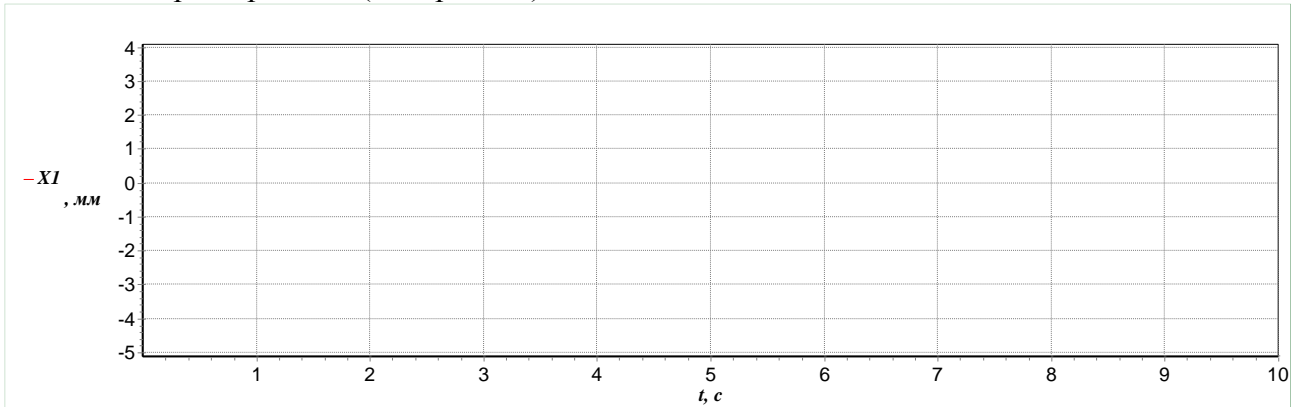


Рисунок 19. Переміщення маси вібромайданчика в залежності від часу (навантаження відповідає 6 зразкам бетону).

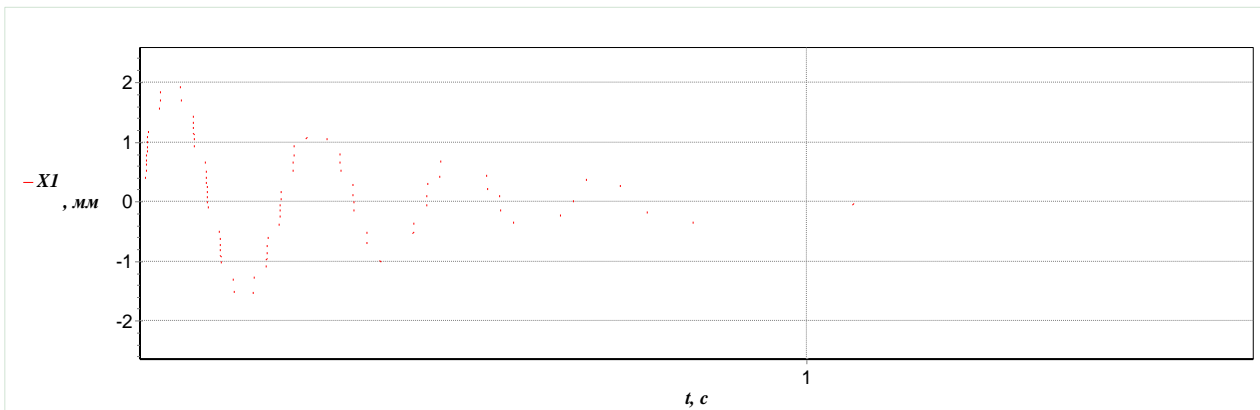


Рисунок 20. Переміщення маси вібромайданчика в період виходу на сталий режим (навантаження відповідає 6 зразкам бетону).

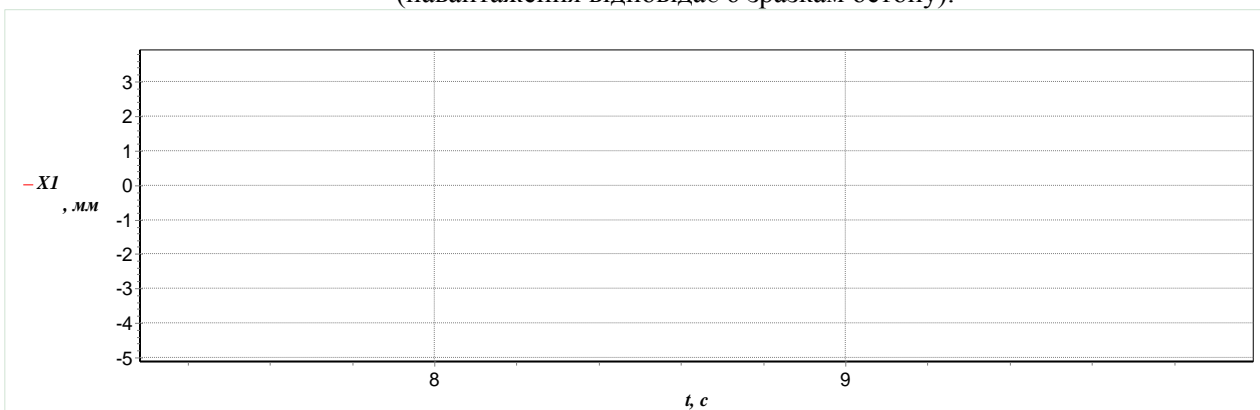


Рисунок 21. Переміщення маси вібромайданчика в період виходу на сталий режим (навантаження відповідає 6 зразкам бетону).

Висновки.

Теоретичні дослідження, які були проведені з використанням розробленої програми на ПЕОМ, дали можливість більш детально вивчити рух вібромайданчика, який описується одномасною схемою, при виконанні робочого процесу та в перехідних режимах. В результаті проведення досліджень можна зробити наступні висновки:

1. На основі проведеної оцінки конструктивних та технологічних параметрів складені фізична та математична моделі лабораторного вібромайданчика.

2. Складений алгоритм розв'язку рівнянь руху та на його основі створена програма на мові програмування "Delphi" із застосуванням численного методу Рунге - Кутта 4-го порядку із змінним кроком в різні періоди руху системи, за допомогою якої проведений комп'ютерний експеримент, що дозволив встановити закономірності переміщень вібромайданчика в режимах розгону, резонансу, сталого режиму та зупинки; виявити вплив конструктивних параметрів на рух системи.

3. Складені диференціальні рівняння динаміки тримасової ударно-вібраційної системи з гідроприводом. Аналіз їх рішення дозволив виявити основні закономірності руху системи, та контролювати змінні параметри коливань, гідравлічної сили та сил опору будівельної суміші.

4. Визначено вплив нижчих гармонік на загальну динаміку системи в перехідних режимах роботи, що приводить до порушення вимог за амплітудою коливання, регламентованих нормативним документом.

5. В процесі роботи машини виникають режими роботи, що можуть привести до розуцільнення контрольних зразків бетону. Тому є очевидна необхідність створення та дослідження такої машини, в якій перехідні процеси були відсутні, або їх вплив на робочий процес був незначний.

Література

1. ДСТУ Б В.2.7-214:2009 Будівельні матеріали. Бетони. Методи визначення міцності за контрольними зразками
2. ДСТУ Б В.2.7-219:2009 Будівельні матеріали. Бетони. Метод прискороного визначення міцності на стиск
3. ДСТУ Б В.2.7-223:2009 Будівельні матеріали. Бетони. Методи визначення міцності за зразками, відібраними з конструкцій
4. Вибрации в технике: Справочник. Т.2 / Под ред. И.И. Блехмана. – М.: Машиностроение, 1979.
5. Игнатьев М.Б., Ильевский Б.З., Клауз Л.П. Моделирование системы машин. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд – ие, 1986.
6. Назаренко И.И. Высокоэффективные виброформовочные машины. – К.: Выща шк., 1988.
7. Назаренко И.И. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. – К.: КНУБА, 1999.
8. Назаренко И.И. Прикладні задачі теорії вібраційних систем. – К.: Слово, 2010.
9. Назаренко И.И. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: Навчальний посібник. - К.: КНУБА, 2007.



УДК 534

*І. І. Назаренко, проф.,
А. М. Шепелюк, аспірант*

ВИЗНАЧЕННЯ ВИМУШЕНИХ ПОПЕРЕЧНИХ КОЛИВАНЬ ПУАНСОНІВ УСТАНОВОК ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА БАГАТОПУСТОТНИХ ПЛИТ

Актуальність роботи. У практиці виробництва збірного залізобетону в Україні широке застосування отримали багатопустотні панелі, які призначені для несучої частини перекриття будівель і споруд. Пояснюється це тим, що існуючі віброустановки для виробництва панелей працюють в режимах, які не відповідають заданим технологіям, витрачають на робочий процес значну кількість енергії, мають низьку продуктивність і надійність збірних одиниць і деталей установок. Вирішення проблеми можливе на достатньо коректному врахуванні дійсних коливань не тільки установок, а і пустотоутворювачів.

Аналіз дослідження. На виробництво багатопустотних плит впливають режими роботи формувальної установки та динаміка розповсюдження хвиль в суміші, що ущільнюється, а також залежить від конструкції установки для формування [2]. При цьому потрібно враховувати вимушені поперечні коливання пустотоутворювачів, які є важливим елементом в загальній динамічній системі «вібромашина-форма-суміш-пустотоутворювач».

Методика та результати досліджень. Розглядаємо коливання пуансона, який знаходиться під дією періодичного навантаження, безперервного або тимчасового, при чому з віссю пуансона можуть бути зв'язані розподілені маси.

Допускаючи, що при коливаннях внутрішнє затухання буде лінійною функцією швидкості деформації волокон пуансона, а зовнішнє затухання пропорційно швидкості переміщення точок осі стержня, диференціальне рівняння поперечних коливань пуансона, з урахуванням поправки від інерції повороту перетинів, можна записати у вигляді [1]:

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} + \rho S \frac{d^2 y}{dt^2} + \xi I \frac{d^5 y}{dt dx^4} - \rho I \frac{d^4 y}{dt^2 dx^2} + \xi_\alpha \frac{dx}{dt} = F(x, t), \quad (1)$$

де $y(x, t)$ - переміщення точки нейтральної вісі пуансона з абсцисою x ;

S - площа поперечного перетину пуансона;

I - момент інерції поперечного перетину пуансона;

ρ - щільність;

ξ - коефіцієнт, що характеризує внутрішнє затухання;

ξ_α - коефіцієнт, що характеризує зовнішнє затухання;

$F(x, t)$ - інтенсивність зовнішнього навантаження, що діє на пуансон.

Зазвичай зовнішнє затухання суттєвої ролі не грає і в подальшому приймаємо $\xi_\alpha = 0$, причому всі перетворення та формули підходять для випадку, коли $\xi_\alpha \neq 0$.

Будемо вважати, що зовнішнє навантаження задане або у виді пульсуючої безперервно розподіленої по довжині пуансона від бетонної суміші.

$$q_1(x) \sin kt + q_2(x) \cos kt.$$

Рішення рівняння (1) приймається у вигляді:

$$y(x, t) = \varphi(x) \sin kt + \psi(x) \cos kt \quad (2)$$

Якщо підставити $y(x, t)$ в рівняння (1) та ввести змінну $\eta = \frac{x}{l}$,

$$\text{де } F_1(p) = p^3 \omega_2 + p(\omega_4 + b_2 \omega_2) - \mu p(p^2 v_2 + v_4),$$

$$F_2(p) = p^3 v_2 + p(v_4 + b_2 v_2) - \mu p(p^2 \omega_2 + \omega_4).$$

Тоді для визначення φ та ψ отримаємо рівняння:

$$\begin{aligned} & \left[(p^4 + b_2 p^2 - \beta^2)^2 + \mu^2 p^8 \right] \varphi = \\ & = (p^4 + b_2 p^2 - \beta^2) [f_1(\eta) + F_1(p)] + \mu p^4 [f_2(\eta) + F_2(p)] \\ & \left[(p^4 + b_2 p^2 - \beta^2)^2 + \mu^2 p^8 \right] \psi = \\ & = -\mu p^4 [f_1(\eta) + F_1(p)] + (p^4 + b_2 p^2 - \beta^2) [f_2(\eta) + F_2(p)] \end{aligned}$$

Корені характерного рівняння у відповідності із роботою [1]:

$$H(p) = (p^4 + b_2 p^2 - \beta^2)^2 + \mu^2 p^8 = 0, \quad (3)$$

Або рівнянь

$$H_1(p) = (1 + \mu i) p^4 + b_2 p^2 - \beta^2 = 0, \quad H_2(p) = (1 - \mu i) p^4 + b_2 p^2 - \beta^2 = 0$$

В результаті отримаємо

$$\begin{aligned} p_1 &= r - r_1 i, \quad p_2 = s + s_1 i, \quad p_3 = -(r - r_1 i), \quad p_4 = -(s + s_1 i) \\ p_5 &= r + r_1 i, \quad p_6 = s - s_1 i, \quad p_7 = -(r + r_1 i), \quad p_8 = -(s - s_1 i) \end{aligned} \quad (4)$$

При цьому в залежностях (4) $p_1 \dots p_4$ корені першого рівняння, $p_5 \dots p_8$ корені другого рівняння.

Значення r, r_1, s, s_1 будуть мати вигляд

$$\begin{aligned} r &= \sqrt{\frac{1}{2} \sqrt{\lambda^2 + \lambda_1^2} + \frac{\lambda}{2}}, \quad r_1 = \sqrt{\frac{1}{2} \sqrt{\lambda^2 + \lambda_1^2} - \frac{\lambda}{2}}, \\ s &= \sqrt{\frac{1}{2} \sqrt{\lambda'^2 + \lambda_1'^2} - \frac{\lambda'}{2}}, \quad s_1 = \sqrt{\frac{1}{2} \sqrt{\lambda'^2 + \lambda_1'^2} + \frac{\lambda'}{2}}, \\ \text{де } \lambda &= \frac{-b_2 + c_1}{2(1 + \mu^2)}, \quad \lambda_1 = \frac{-b_2 \mu + c_2}{2(1 + \mu^2)}, \quad \lambda' = \frac{b_2 + c_1}{2(1 + \mu^2)}, \quad \lambda_1' = \frac{b_2 \mu + c_2}{2(1 + \mu^2)} \end{aligned}$$

Для c_1 та c_2 маємо наступні вирази:

$$\begin{aligned} c_1 &= \sqrt{\frac{1 + \mu^2}{2} \left\{ \sqrt{(b_2^2 + 4\beta^2)^2 + 16\beta^4 \mu^2} + b_2^2 + 4\beta^2 \right\} - b_2^2 \mu^2}, \\ c_2 &= \sqrt{\frac{1 + \mu^2}{2} \left\{ \sqrt{(b_2^2 + 4\beta^2)^2 + 16\beta^4 \mu^2} - b_2^2 + 4\beta^2 \right\} + b_2^2 \mu^2} \end{aligned} \quad (5)$$

Розглянемо випадок, коли на пуансон діє періодична сила в точці $\eta = \eta_1$, при цьому в цій точці є також зосереджена маса m_1 .



В цьому випадку для функцій $f_1(\eta)$ та $f_2(\eta)$, приведених в роботі [1]: $f_1(\eta) = 0$, $f_2(\eta) = 0$ для $0 \leq \eta \leq \eta_1$ та $\eta_1 + \varepsilon_1 \leq \eta \leq 1$ ($\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{l}$),

$$f_1(\eta) = \frac{\omega_1 l^4}{gEI} k^2 [\varphi_1(\eta) + \Phi] + \frac{l^4}{EI} q_1, \quad f_2(\eta) = \frac{\omega_1 l^4}{gEI} k^2 [\psi_1(\eta_1) + \Psi] + \frac{l^4}{EI} q_2$$

для $\eta_1 \leq \eta \leq \eta_1 + \varepsilon_1$.

У відсутності до виразів Φ і Ψ [1] для нашого випадку будемо мати:

$$\Phi(\eta) = - \int_{\eta_1}^{\eta_1 + \varepsilon_1} \sum_{k=1}^4 \frac{p_k [f_1(\eta) + f_2(\eta) i]}{4(p_k^2 - 2\beta^2)} e^{pk(\eta-t)} dt - \int_{\eta_1}^{\eta_1 + \varepsilon_1} \sum_{k=5}^8 \frac{p_k [f_1(\eta) + f_2(\eta) i]}{4(p_k^2 - 2\beta^2)} e^{pk(\eta-t)} dt,$$

$$\Psi(\eta) = - \int_{\eta_1}^{\eta_1 + \varepsilon_1} \sum_{k=1}^4 \frac{p_k [f_1(\eta) - f_2(\eta) i]}{4i(p_k^2 - 2\beta^2)} e^{pk(\eta-t)} dt + \int_{\eta_1}^{\eta_1 + \varepsilon_1} \sum_{k=5}^8 \frac{p_k [f_1(\eta) - if_2(\eta)]}{4i(p_k^2 - 2\beta^2)} e^{pk(\eta-t)} dt.$$

Переходячи до межі в припущенні, що $q_1 \varepsilon_1 l \rightarrow Q_1$, $w_1 \varepsilon_1 l \rightarrow W$ коли $\varepsilon_1 \rightarrow 0$, отримаємо рішення системи у вигляді:

$$\Phi = 0 \quad \text{для } 0 < \eta < \eta_1,$$

$$\Phi(\eta - \eta_1) = -\alpha_1 shr(\eta - \eta_1) \cos r_1(\eta - \eta_1) + \beta_1 chr(\eta - \eta_1) \sin r_1(\eta - \eta_1) + \gamma_1 shs(\eta - \eta_1) \cos s_1(\eta - \eta_1) - \delta_1 chs(\eta - \eta_1) \sin s_1(\eta - \eta_1);$$

для $\eta_1 \leq \eta \leq 1$.

$$\Psi = 0 \quad \text{для } 0 \leq \eta \leq \eta_1,$$

$$\Psi_1(\eta - \eta_1) = \beta_1 shr(\eta - \eta_1) \cos r_1(\eta - \eta_1) + \alpha_1 chr(\eta - \eta_1) \sin r_1(\eta - \eta_1) + \delta_1 shs(\eta - \eta_1) \cos s_1(\eta - \eta_1) + \gamma_1 chs(\eta - \eta_1) \sin s_1(\eta - \eta_1);$$

для $\eta_1 \leq \eta \leq 1$.

$$\text{де } \alpha_1 = -\frac{2\beta^2}{K} \left\{ \beta^2 m_1 [\varphi_1(n_1)r + \psi(n_1)r_1] + \frac{l^3}{EI} (Q_1 r + Q_2 r_1) \right\},$$

$$\beta_1 = -\frac{2\beta^2}{K} \left\{ \beta^2 m_1 [\varphi_1(n_1)r_1 + \psi_1(n_1)r] + \frac{l^3}{EI} (Q_1 r_1 - Q_2 r) \right\},$$

$$\gamma_1 = \frac{2\beta^2}{K_1} \left\{ \beta^2 m_1 [\varphi_1(n_1)s + \psi_1(n_1)s_1] + \frac{l^3}{EI} (Q_1 s + Q_2 s_1) \right\},$$

$$\delta_1 = \frac{2\beta^2}{K_1} \left\{ \beta^2 m_1 [\varphi_1(n_1)s_1 + \psi_1(n_1)s] + \frac{l^3}{EI} (Q_1 s_1 + Q_2 s) \right\},$$

$$\text{При цьому } m_1 = \frac{W_1}{A\gamma l}, \quad K = 4\beta^4 - 4b_2\beta^2\lambda + b_2^2(\lambda^2 + \lambda_1^2),$$

$$K_1 = 4\beta^4 + 4b_2\beta^2\lambda_1 + b_2^2(\lambda_1'^2 + \lambda_1^2).$$

Розглянемо випадок коли обидва кінця пуансона закріплені (умова II для $x=0$ та $x=l$). Без врахування внутрішнього затухання отримаємо найменше значення β_k ,

відповідне до критичної частоти для стану резонансу (із відповідного трансцендентного рівняння частоти), буде дорівнювати $\beta_k = 10,119$.

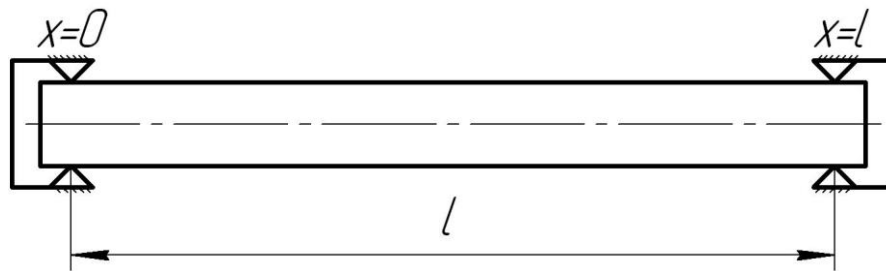


Рисунок 1. Схема закріплення пуансона.

Визначимо прогин пуансона у припущенні, що частота періодичної сили дорівнює критичній частоті. В цьому випадку:

$$\mu = \frac{k\xi}{E} = \frac{\beta_k \xi}{Ei^2} \sqrt{\frac{EI}{A\rho}} = \frac{10,119 \cdot 5 \cdot 10^8}{2 \cdot 10^{12} \cdot 50^2} \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{12}}{12 \cdot 7,8}} = 0,14792.$$

Якщо знехтувати інерцією повороту, маємо

$$r = s_1 = 3,17027, \quad r_1 = s = 0,11643.$$

$$\text{Отримаємо: } sh \frac{r}{2} = 2,33751, \quad ch \frac{r}{2} = 2,54244, \quad shr = 11,8863, \quad chr = 11,9153,$$

$$sh \frac{r_1}{2} = 0,058246, \quad ch \frac{r_1}{2} = 1,00169, \quad shr_1 = 0,11669, \quad chr_1 = 1,00679.$$

Задовольняючи умовам II для першого кінця, отримаємо наступну систему рівнянь для визначення постійних (коефіцієнти логарифмічні).

$$-1,31823\dot{R} + 0,50394\dot{A} - 1,20318\dot{N} + 0,41479D = -0,62385f$$

$$0,50394\dot{R} + 1,31823\dot{A} + 0,41479\dot{N} + 1,20318D = 1,79753f$$

$$-1,93146\dot{R} + 1,21604\dot{A} - 1,81689\dot{N} + 1,09828D = -1,40613f$$

$$1,21604\dot{R} + 1,93146\dot{A} + 1,09828\dot{N} + 1,81689D = 0,58365f$$

$$\text{де } f = \frac{Ql^3}{2\beta^2 EI}.$$

Звідси для постійних величин A , B , C , D маємо значення:

$$A = -0,33820f, \quad B = -8,9426f, \quad C = 0,80992f, \quad D = 11,630f.$$

Максимальна амплітуда A вимушених коливань для $\beta = \beta_k$ буде:

$$A = \sqrt{\varphi_1^2 \left(\frac{1}{2}\right) + \psi_1^2 \left(\frac{1}{2}\right)}$$

$$\text{де } \varphi_1 \left(\frac{1}{2}\right) \text{ та } \psi_1 \left(\frac{1}{2}\right) \text{ мають значення: } \varphi_1 \left(\frac{1}{2}\right) = -0,2223f, \quad \psi_1 \left(\frac{1}{2}\right) = -7,2791f.$$

$$\text{Отже } A = 0,035564 \frac{Ql^3}{EI}.$$

Відношення λ цієї амплітуди до відхилення y_0 від положення статистичної рівноваги під дією тільки сили Q буде ($y_0 = \frac{1}{192} \frac{Ql^3}{EI}$): $\lambda = \frac{A}{y_0} = 6,828$.



Висновки.

1. Наведено метод розрахунку поперечних коливань пуансона.
2. Для практичної реалізації результатів досліджень потребується уточнення кращих умов закріплення пуансонів та встановлення числових значень коефіцієнтів опору всіх складових елементів досліджуваної системи.

Література

1. Филиппов А. П. , «Вынужденные поперечные колебания стержней при учете затухания», Известия Академии наук СССР. VII серия. Отделение математических и естественных наук, 1935, № 4, 637–649
2. Назаренко І.І., Свідерський А.Т., Дєдов О.П., Шепелюк А.М. Огляд та оцінка конструктивних та технологічних параметрів установок для формування багатопустотних плит. «Техніка будівництва», вип.23, Київ, 2010, с.30-37.

УДК 666.9.033

Б.В.Корнійчук, асистент КНУБА

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРОУСТАНОВКИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ КІЛЕЦЬ

Актуальність роботи. Забезпечення заданих технологією параметрів і режимів роботи віброустановки для формування залізобетонних кілець є необхідною і достатньою умовою отримання високоякісного виробу. Тому розробка такої методики є роботою актуальною, оскільки залізобетонні кільця є поширеним виробом в будівництві, а існуючі способи не в повній мірі забезпечують їх високу якість.

Огляд та аналіз досліджень. Існуючі способи виготовлення залізобетонних кілець в повному об'ємі розглянуті в роботі [1]. На основі аналізу відомих методів був обґрунтований принципово новий підхід, в основі якого покладено принцип використання формоутворюючого обладнання виробу як робочого органу, коливання на якій передається від вертикально розташованих двох віброзбудників по осі форми. За подібною схемою, але із одним збудником коливань відома лише одна робота [2], методика розрахунку в якій побудована на підходах, коли розглядаються виключно гармонійні коливання, а вплив суміші враховується так званою приєднаною масою [2], що є наближеним і критикується в ряді робіт [3, 4].

Методика та приклад інженерного розрахунку параметрів віброустановки. Методика складається із обґрунтування конструктивної та розрахункової схеми з подальшою розрахунковою частиною, яка включає:

- загальний розрахунок основних параметрів;
- остаточний (уточнений) розрахунок параметрів.

При розробці конструктивної схеми важливими моментами є висота виробу h , його діаметр D . Для значень $h \leq 1$ м і $D \leq 1$ м доцільним є застосування вібраторів загального призначення, які розташовуються за схемою (рис.1) із фазовим кутом між дебалансами $\alpha = \frac{\pi}{2}$. Для діаметрів $D > (1,5...2,0)$ м варто конструювати установку за схемою із розробкою центрального вала із закріпленими на ньому двох дебалансів із фазовим кутом між ними $\alpha = \frac{\pi}{2}$ і загальним приводом, який розташовується в нижній частині форми під основою. Як в першому так і в другому випадках необхідно забезпечити обертання навколо центральної осі кільця із розташуванням збудників коливань таким чином, щоб забезпечувалося рівність горизонтальних амплітуд коливань по всій висоті форми. Досліди [5] показали, що при симетричному розташуванні вібраторів у верхній частині величини горизонтальних амплітуд коливань дещо більші ніж в нижній частині форми. Для висоти виробу $h \leq 1$ м таке розташування дає задовільні результати, а для висот виробу $h > 1$ м необхідно нижній вібратор змістити по осі вниз і збільшити на 25...30 % його статичний момент маси дебалансів.

Розрахункова схема із визначеними розмірами на основі конструктивної схеми має враховувати визначені масові характеристики, які суттєво впливають на точність визначення статичного моменту дебалансів, який в свою чергу має забезпечувати (гарантувати) заданий технологією режим роботи установки. Приведені дослідження дозволили встановити, що за фіксованим статичним моментом маса форми m_{ϕ} , яка впливає на динаміку руху не відповідає її статичній масі m_{cm} , а має дещо меншу величину

$$m_{\phi} = (0,8...0,9) \cdot m_{cm} . \quad (1)$$

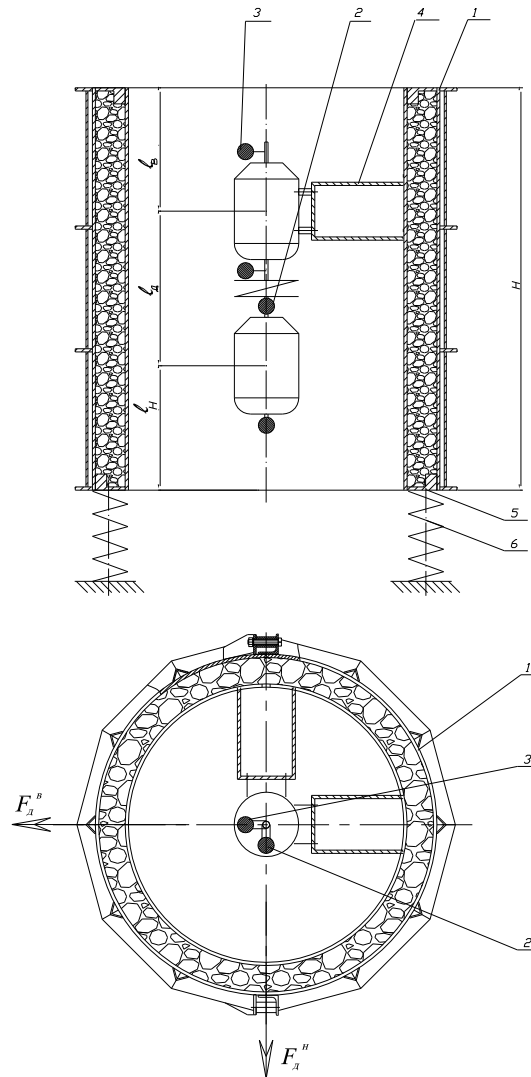


Рисунок 1. Схема експериментальної установки:

1 – форма; 2,3 – вібробудники коливань; 4 – основа для кріплення збудників коливань; 5 – нижня рама; 6 – опори; 7 – опори; 8 – муфта; 9 – привод.

Розрахункова частина методики передбачає визначення основних параметрів на основі обґрунтованих і вибраних характеристик [5]:

- статичний момент маси дебалансів;
- змушуючі сили;
- потужність приводу установки.

Друга розрахункова частина методики передбачає перевірку розрахункових параметрів, шляхом визначення амплітуд горизонтальних і вертикальних коливань за залежностями [6].

Отримані результати за другою частиною методики є контрольними і вони порівнюються із значеннями амплітуд коливань та питомою енергією. При встановленні розбіжності між параметрами $\Delta > 15\%$ вносяться корективи в першу частину розрахунку.

Викладена методологічна частина розрахунку відноситься до дослідницько-промислової конструкції віброустановки. І наразі конструкції віброустановки із розробкою вібрвала з дебалансами для великих діаметрів кілець, труб значної висоти і т.п. постає проблема вибору конструкції дебалансів із змінною величиною ексцентриситету. Для таких конструкцій на основі методики [7] уточнена методика конструювання дебаланса шляхом оптимізації його форми, геометричних розмірів при збереженні необхідного статичного моменту.

Зазвичай вихідними даними являються: амплітуди горизонтальних і вертикальних коливань, склад суміші (Ц:П:Щ), водоцементне відношення (В/Ц), початкова (ρ_0) і кінцева (ρ_K) щільності, габаритні розміри кільця, чи іншого подібного виробу.

Методика передбачає визначення основних параметрів. Визначаються числові значення мас, що коливаються

$$m_K = m_\phi + m_\delta. \quad (2)$$

Знаходиться числове значення сумарного статичного моменту

$$\sum m_0 \cdot r_0 = m_K \cdot X_{зоп.онм}. \quad (3)$$

Розраховуються числові значення змушуючих сил

$$F_{01} = (m_0 \cdot r_0)_1 \cdot \omega^2; \quad (4)$$

$$F_{02} = (m_0 \cdot r_0)_2 \cdot \omega^2.$$

Розраховується результуюча змушуюча сила

$$F_p = \sqrt{F_{01}^2 + F_{02}^2 + 2 \cdot F_{01} \cdot F_{02} \cdot \cos \alpha}, \quad (5)$$

де α – кут взаємного розміщення дебалансів вібраторів.

Розраховуються збудуючі моменти

$$M_{01} = F_{01} \cdot h_1; \quad (6)$$

$$M_{02} = F_{02} \cdot h_2,$$

де h_1, h_2 – відстань площин обертання верхнього та нижнього вібраторів від центру мас віброустановки.

Визначається результуючий збудуючий момент

$$M_p = \sqrt{M_{01}^2 + M_{02}^2 + 2 \cdot M_{01} \cdot M_{02} \cdot \cos \alpha}. \quad (7)$$

Коефіцієнт пружності опор віброустановки знаходиться із умови віброізоляції

$$\sum c_0 = \omega_0^2 \cdot m_K. \quad (8)$$

Навантаження на одну опору

$$F'_{on} = \frac{m \cdot g}{n}, \quad (9)$$

де n – кількість опор.

Коефіцієнт пружності однієї опори:

$$c_{01} = \frac{\sum c_0}{n}. \quad (10)$$

Площа опори

$$S_{01} = \frac{F'_{on}}{[\sigma]_o}, \quad (11)$$

Висота опори

$$h = \frac{E_\delta \cdot S_{01}}{c_{01}}, \quad (12)$$

де $[\sigma]_o$ – допустиме напруження на стиск.

де E_δ – динамічний модуль пружності гуми.

Визначаються складові енергії

Енергія на ущільнення суміші

$$E_{yuc} = \frac{\bar{E}_{num} \cdot V}{t}. \quad (13)$$

Енергія на тертя

$$E_{mp} = \frac{1}{2} \cdot F_{mp} \cdot \mu \cdot \frac{d_u}{2} \cdot \omega. \quad (14)$$



$$\text{Енергія на коливання установки} \quad E_K = 0,1 \cdot E_{mp} \quad (15)$$

Загальна енергія:

$$P_{уст} = \frac{E_{yц} + E_{mp} + E_K}{\eta} \quad (16)$$

Уточнення розрахунків амплітуд коливань здійснювалося за формулами [6]:

Модулі амплітуд A, θ_0, ψ_0 :

$$\left\{ \begin{aligned} A &= \frac{\sqrt{(m_1 r_1)^2 + (m_2 r_2)^2 + 2m_1 r_1 m_2 r_2 \cdot \cos \alpha}}{M}; \\ \theta_0 &= \frac{\sqrt{(m_1 r_1 z_1)^2 + (m_2 r_2 z_2)^2 + 2m_1 r_1 z_1 m_2 r_2 z_2 \cdot \cos \alpha}}{I_x}; \\ \psi_0 &= \frac{\sqrt{(m_1 r_1 z_1)^2 + (m_2 r_2 z_2)^2 + 2m_1 r_1 z_1 m_2 r_2 z_2 \cdot \cos \alpha}}{I_y} \end{aligned} \right. \quad (17)$$

Горизонтальна складова амплітуди коливань для частинок, віддалених на відстань z_i від центральної осі:

$$A_i = A_{zop} \cdot \sqrt{1 + \frac{z_i^2 \cdot \psi_{max}^2}{A_{zop}^2} - \frac{2 \cdot z_i \cdot \psi_{max}}{A_{zop}} \cdot \cos \varphi_0}; \quad (18)$$

Результати числового розрахунку за формулами (1-16) і (17, 18) наведені в табл. 1.

Таблиця 1. Результати розрахунків основних параметрів.

Вихідні дані		Результати розрахунку			
Характеристика	Числове значення	Параметри	Числові значення	Параметри	Числові значення
$X_{zop.ont}$, мм	0,4	m_ϕ , кг	300	F'_{on} , Н	$1,3 \cdot 10^3$
		m_0 , кг	265	c_{01} , $\frac{Н}{М}$	$0,4 \cdot 10^6$
$X_{vert.ont}$, мм	0,15	$\sum m_0 r_0$, кг·см	22,5	S_{01} , м ²	$0,2 \cdot 10^{-2}$
		$F_{01} = F_{02}$, кН	10,12	h , м	$1,75 \cdot 10^{-2}$
ω , $\frac{рад}{с}$	300	F_p , кН	20,25	$E_{yц}$, Вт	255,0
Ц:П:Ш	1:2,7:4,2	M_{01} , кН·м		E_{mp} , Вт	535,5
		M_{02} , кН·м		E_K , Вт	59,5
$\frac{B}{Ц}$	0,42	M_p , кН·м		$P_{уст}$, Вт	944,4
ρ , $\frac{кг}{м^3}$	2350	$\sum c_0$, $\frac{Н}{М}$	$2,0 \cdot 10^6$	$X_{zop.poz}$, мм	0,44

В роботі здійснено оптимізацію форми дебаланса, алгоритм розрахунку якого приведено на рис. 2.

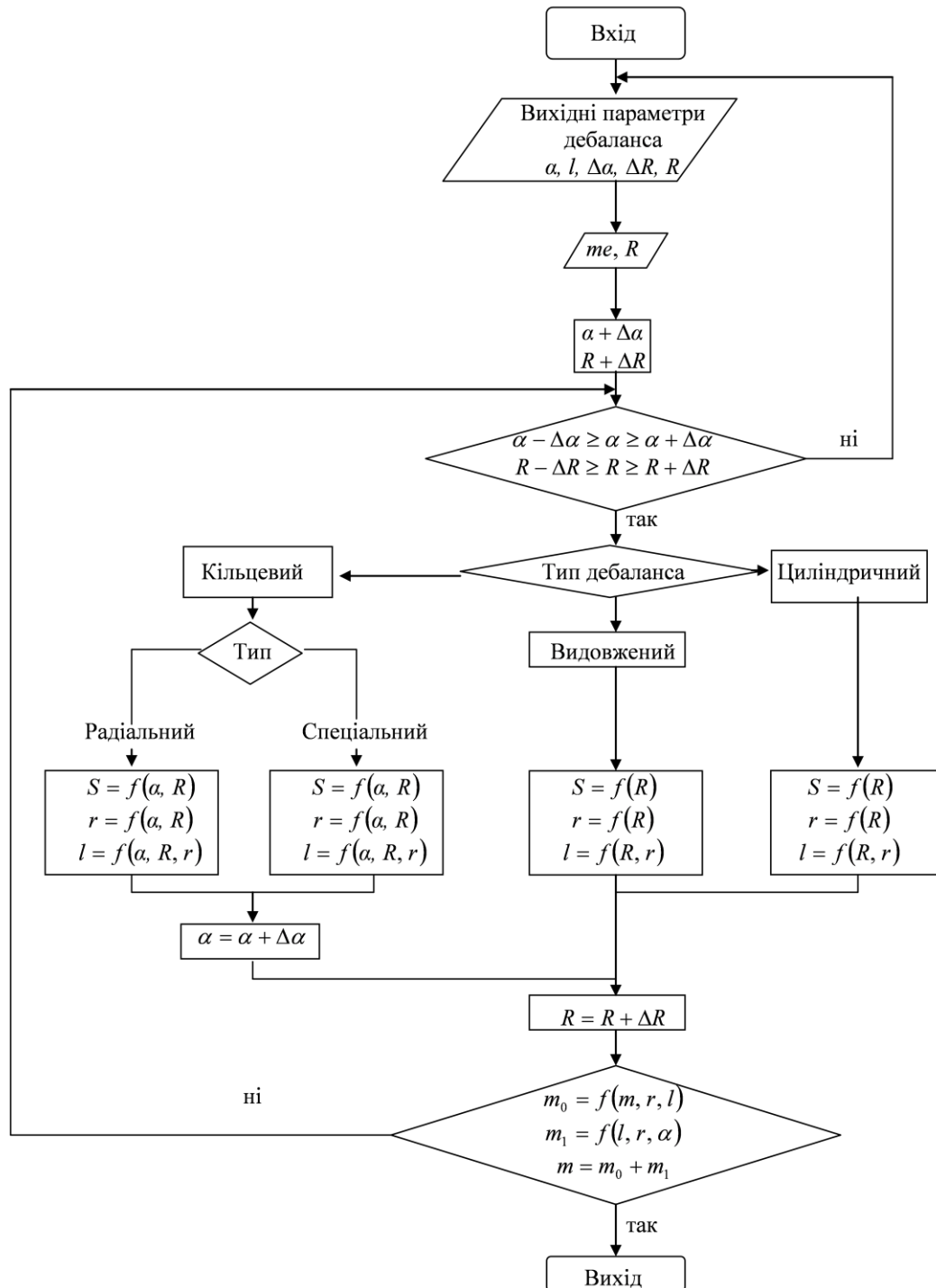


Рисунок 2. Схема алгоритму розрахунку конструкцій дебаланса:

S – площа; r – ексцентриситет; l – товщина; R – зовнішній радіус обертавання.

Висновки.

1. Співставляючі результати амплітуд горизонтальних коливань, які враховувалися в формулах (1-16) і (17, 18) визначено, що різниця складає 10%, тобто гарантовано забезпечення заданого режиму робочого процесу ущільнення бетонної суміші при формуванні кільця.
2. Запропонований алгоритм вибору оптимальної форми дебаланса дозволяє оцінити раціональну конструкцію в залежності від прийнятого критерію та обмежень, що накладаються конкретною конструкцією віброустановки.

*Література*

1. Корнійчук Б.В. Вибір та обґрунтування конструктивної схеми віброустановки для формування залізобетонних кілець / Корнійчук Б.В. // Техніка будівництва. – 2007. – №20. – С. 67-73.
2. Орисенко О.В. Розроблення установки для формування залізобетонних кілець із просторовим коливанням робочого органа / Орисенко О.В., Нестеренко М.П. // Галузеве машинобудування, будівництво. – Полтава: ПДТУ ім. Юрія Кондратюка. 2000. – С. 38–46.
3. Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных систем / Назаренко И.И. – К.: ИСИО, 1993. – 216 с.
4. Маслов А.Г. Вибрационные машины и процессы в дорожном строительстве / Маслов А.Г., Пономарев В.М. – К.: Будівельник, 1985. – 128 с.
5. Корнійчук Б.В. Експериментальні дослідження робочих параметрів віброустановки з вертикальним розташуванням збудників коливань / Корнійчук Б.В. // Техніка будівництва. – 2009. – №23. – С. 43-52.
6. Назаренко І.І. Теоретичні дослідження руху віброустановки з вертикальним розташуванням збудників коливань / Назаренко І.І., Корнійчук Б.В. // Техніка будівництва. – 2009. – №22. – С. 35–46.
7. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії / Назаренко І.І. – К.: КНУБА, 2007. – 229 с.

УДК.624.138.22

О.П. Дєдов, к.т.н., доц. КНУБА

РОЗПОВСЮДЖЕННЯ ПЛОСКИХ ХВИЛЬ НАПРУЖЕННЯ В ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНОМУ СЕРЕДОВИЩІ ПІД ДІЄЮ СИЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ

Актуальність проблеми. Знання напружень в перерізах стовпа ґрунту під дією силового навантаження дозволяє визначити зону ущільнення і, як наслідок, достатньо аргументовано визначити параметри обладнання для ущільнення.

Тому пошук методів визначення напружено-деформованого стану, які наближені до реальних умов деформування є задачею актуальною.

Огляд літературних джерел. Дослідженню процесів деформування різних середовищ присвячена низка робіт, в яких розглядаються різні підходи. В роботах по ущільненню бетонних сумішей застосовуються моделі з різним законом зміни сил опору [6, 7], і експериментальні криві зміни напруження в функції відносної деформації в пружно-пластичній постановці [6]. Для ущільнення ґрунтів домінуючими є дослідження на основі розгляду діаграми напруження-деформація в лінійній постановці [8]. Варто відмітити, що право на застосування мають будь-які моделі, якщо вони обґрунтовані і експериментально підтвердженні. В роботі, що пропонується розглядається контактна задача “вібротрамбівка – ущільнювальне середовище” з метою отримання параметрів напружено-деформованого стану середовища за умови максимальної передачі енергії від робочого органу.

Методика досліджень. Передбачається, що навантаження від робочого органу рівномірно розподілене по значній частині поверхні ґрунту та його динамічні властивості розглядаються в координатах напруження – деформація, у вигляді діаграми деформування контактної зони, характеристики якої можуть оцінити рівень сприйняття енергії. У першому наближенні середовище розглядається як пружно-пластичне тіло.

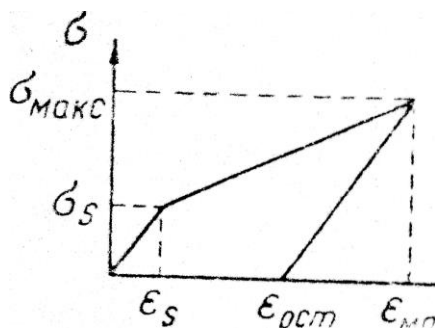


Рисунок 1. Залежність напруження від деформації для пружно-пластичного матеріалу.

При вирішенні задач про поширення хвиль стиснення і розрідження в середовищі, для якого залежність між напруженням σ і деформацією ε може бути апроксимована схемою Прандтля з лінійним зміцненням (рис. 1) і виражається трьома рівняннями [1, 3, 6]:

$$\sigma = \sigma_0 + E_0 \varepsilon \text{ при } \sigma \leq \sigma_s, \quad (1)$$

$$\sigma = \sigma_s + E_1 (\varepsilon - \varepsilon_s) \text{ при } \sigma > \sigma_s, \quad (2)$$

$$\sigma = \sigma_{\max} + E_2 (\varepsilon - \varepsilon_{\max}) \text{ при розвантаженні.} \quad (3)$$

Прийнято розглядати динамічний процес в площині x, t (x – координата Лагранжа, t – час),

користуючись при цьому методом характеристик для вирішення хвильового рівняння і вважаючи швидкості розповсюдження пружних і пластичних хвиль відповідно рівними

$\sqrt{\frac{E_0}{\rho}}$ та $\sqrt{\frac{E_1}{\rho}}$. У цьому рішенні щільність середовища ρ приймається однаковою при

проходженні як пружних, так і пластичних хвиль на підставі, що у виразі для щільності

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 - \varepsilon} \quad (4)$$

значенням відносної деформації ε можна знехтувати порівнянні з одиницею. Для щільних середовищ (метал, водо насичених ґрунтів) або для невеликих тисків це нехтування зміною ρ допустиме і дозволяє спростити хвильове рівняння. Але для не ущільнених ґрунтів при



значних напруженнях розглядання щільності як постійної величини на всьому етапі навантаження може привести до суттєвих помилок. Як видно із виразу для швидкості розповсюдження хвиль напружень

$$a = \sqrt{\frac{1}{\rho_0} \cdot \frac{d\sigma}{d\varepsilon}} (1 - \varepsilon), \quad (5)$$

вже при $\varepsilon = 20\%$ похибка при визначенні a без урахування зміни щільності перевищує 10%.

Результати досліджень. Рішення поставленої задачі про розповсюдження плоских хвиль напружень при динамічному деформуванні лінійного пружно-пластичного середовища, щільність якого не вважається постійною на різних етапах навантаження і розвантаження, отримано в роботі [1] у системі координат Лагранжа маса – час. По аналогії із робіт [1–6] визначається зона поширення залишкових деформацій, межа якої відповідає падінню тиску на фронті пружно-пластичної хвилі до значення p_s .

В якості координат Лагранжа приймається система (h, t)

$$h = \int_{x(0,t)}^{x(h,t)} \rho(x,t) dx = \int_{x(0,0)}^{x(h,0)} \rho dx, \quad (6)$$

де h – маса між аналізованим і початковим перерізом, незмінна у часі, але щільність середовища при цьому є функцією часу і відстані.

У координатах Ейлера мають місце два рівняння одновимірної течії, відомі з газодинаміки:

а) рівняння нерозривності

$$\frac{\partial \rho}{\partial x} u + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0; \quad (7)$$

б) рівняння руху

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0, \quad (8)$$

де x – система координат, нерухома у просторі;

u – абсолютне значення швидкості частинок цій системі координат;

p – питомий тиск (власна вага елементів стержня не враховується).

Із виразу (6) отримуємо натупну залежність між прийнятими координатами Ейлера та Лагранжа:

$$x = \frac{h}{\rho_0}, \quad (9)$$

В новій системі координат h, t рівняння (7) і (8) з урахуванням (9) приймають вигляд

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial h} = 0; \quad \frac{\partial u}{\partial h} + \frac{1}{\rho^2} \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0. \quad (10)$$

На ділянці пружних деформацій (при $p \leq p_s$) рівняння (1) після переходу до змінних p, ρ (де $p = \sigma$, а залежність між ρ і ε описується формулою (4)), приймає вид

$$p = p_0 + E_0 \frac{\rho - \rho_0}{\rho}. \quad (11)$$

Тут ρ_0 – щільність при тиску p_0 ; для середовища, що не володіє зчепленням, $p_0 = 0$.

Швидкість поширення звукових хвиль на цій ділянці завантаження дорівнює

$$c = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} = \sqrt{\frac{E_0 \rho_0}{\rho^2}}, \quad (12)$$

Для тиску p_0 одержуємо

$$c = \sqrt{\frac{E_0}{\rho_0}}.$$

Позначимо через Z хвильовий опір (характеристичний імпеданс)

$$Z_0 = c\rho = \sqrt{E_0 \rho_0} = c_0 \rho_0. \quad (13)$$

Як випливає з виразів (12) і (13), в середовищі, що підкоряється рівнянню (1), швидкість звуку є величиною змінної, у той час як хвильовий опір Z_0 при системі, яка не має дисипативних властивостей, постійний.

Рівняння (11) перепишемо в наступному вигляді:

$$p = R_0 - \frac{Z_0^2}{\rho}, \quad (14)$$

де $R_0 = p_0 + E_0 = p_0 + c_0^2 \rho_0.$

При значенні $p > p_s$ закон стискування середовища (2) також може бути представлений у вигляді рівняння (14), якщо замість Z_0 і R_0 підставити Z_1 і R_1 , вирази для яких можуть бути отримані аналогічні розрахунки

$$Z_1 = c_1' \rho_1' = \sqrt{E_1 \rho_1}; \quad R_1 = p_s + E_1 = p_s + c_1'^2 \rho_1,$$

де c_1' – швидкість розповсюдження пружно-пластичних деформацій при $p_s < p < p_{\max}$;

ρ_1' – щільність середовища при $p_s < p < p_{\max}$;

ρ_1 – щільність середовища при $p = p_s$;

$p_s = \sigma_s$ – тиск, що відповідає переходу від пружних до пружно-пластичних деформацій;

c_1 – швидкість розповсюдження пружно-пластичних деформацій при $p = p_s$, що рівна

$$c_1 = \frac{E_1}{\rho_1}.$$

Як і на ділянці пружних деформацій, швидкість розповсюдження пружно-пластичних хвиль a_1 при $p > p_s$ змінюється в залежності від зміни щільності (зі збільшенням щільності швидкість зменшується), а хвильовий опір середовища Z_1 , при відсутності втрат залишається незмінним.

При розвантаженні зв'язок між тиском і щільністю, що відповідає рівнянню (3), також може бути виражена у вигляді рівняння (14), і при цьому

$$Z_2 = \sqrt{E_2 \rho_0}; \quad R_1 = p_{\max} + \frac{Z_2^2}{\rho_{\max}},$$

де p_{\max} – тиск, при якому починається розвантаження;

ρ_{\max} – щільність середовища при цьому тиску.



Таким чином, залежність між тиском і щільністю відповідно до рівняння (14) лінійна як при збільшенні, так і при зменшенні тиску. У межах кожної ділянки діаграми $\sigma - \varepsilon$ (рис. 1) значення Z_i, R_i ($i=0, 1, 2$) постійні. Тому рівняння (10) з урахуванням виразу (14) можуть бути представлені в наступному вигляді:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial h} = 0; \quad \frac{\partial u}{\partial h} + \frac{1}{Z_i^2} \frac{\partial p}{\partial t} = 0. \quad (10a)$$

Диференціюючи перше рівняння по h , а друге по t , віднімаючи одне рівняння від іншого і помноживши на Z_i^2 , отримаємо

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = Z_i^2 \frac{\partial^2 p}{\partial h^2}. \quad (15)$$

Вираз (15) представляє собою хвильове рівняння в координатах h, t , з коефіцієнтом у правій частині, постійним у межах кожної лінійної ділянки діаграми $\sigma - \varepsilon$. Рішення завдання в площині x, t при розгляді щільності як змінної величини, що залежить від діючого тиску та історії навантажування, призвело б до складання аналогічного хвильового рівняння, але нелінійного, і в загальному вигляді було б навряд чи можливо.

Рівняння (15) може бути також отримано безпосередньо па рівняння динамічного деформування шару контактної зони, при складанні якого нехтується зміною щільності при зміні напруженого стану. Як відомо, це рівняння має такий вигляд

$$\rho_0 \frac{\partial^2 \omega}{\partial t^2} = \frac{\partial \sigma}{\partial x}.$$

де $\omega = \omega(x, t)$ – переміщення елементів шару.

Диференціюючи обидві частини цього рівняння по x , отримаємо

$$\rho_0 \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 \sigma}{\partial x^2}. \quad (16)$$

При розвантаженні ε і σ , згідно рівняння (3), пов'язані між собою наступним співвідношенням

$$\varepsilon = \varepsilon_{\max}(x) + \frac{\sigma + \sigma_{\max}(x)}{E_2} = \frac{\sigma}{E_2} + \Phi(x).$$

Переходячи до координат h, t за формулою (9) і враховуючи, що $E_2 \rho_0 = Z_2^2$, приходимо до рівняння (15).

Як видно з рівняння (15), Z_i , є швидкістю розповсюдження тиску p в координатах h, t . Можна показати, що при $E_2 \geq E_0 > E_1$ має місце нерівність

$$Z_2 \geq Z_0 > Z_1$$

Дійсно, так як зазвичай при досягненні межі пружності має місце відносно незначне збільшення щільності, можна записати

$$\frac{E_1}{E_2} \leq \frac{E_1}{E_0} < \frac{\rho_0}{\rho_1},$$

звідки

$$E_1 \rho_1 \leq E_0 \rho_0 < E_2 \rho_0$$

Розв'язок рівняння (15) в формі Даламбера має вигляд:

$$\left. \begin{aligned} p(h, t) &= F_1(h - A_i t) + F_2(h + A_i t); \\ u(h, t) &= \frac{1}{A_i} [F_1(h - A_i t) - F_2(h + A_i t)]. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Останній вираз написано на тій підставі, що тиск у кожній точці прямо пропорційно пов'язаний зі швидкістю частинки коефіцієнтом, що дорівнює характеристичному імпедансу A_i . На хвилі, що поширюється в бік зменшення h , тиск та швидкість частинок мають різні знаки, тому у виразі для u функція F_2 записана з мінусом.

Так як для ґрунтів при дуже великих значеннях p_{\max} справжня динамічна діаграма $\sigma - \varepsilon$ має більш складну форму [7] і апроксимація прийнятою пружно-пластичною схемою з лінійним зміцненням (див. рис.1) має бути більш обґрунтована. Крім цього внаслідок можливого порушення контакту між робочим органом і середовищем утворюються хвилі сильних розривів і величина тиску буде мати вигляд:

$$p_{\max} < -\frac{2A_0}{A_0 - A_1} p_s. \quad (18)$$

що виконується в більшості практичних випадків застосування ударних навантажень до реальних матеріалів без їх руйнування.

Висновки.

1. В подальших дослідженнях передбачається вирішення рівнянь (1-18) для конкретних чисельних значень характеристик ґрунтів.
2. Отримані аналітичні залежності для визначення напружено-деформованого стану та розповсюдження хвиль в рамках прийнятої моделі пружно-пластичного тіла.

Література

1. Ляхов Г. М. Полякова Н.І. Распространение и взаимодействие волн сжатия и разрежения в упругопластических средах. «Механика и машиностроение» № 3, 1960.
2. Ляхов Г. М., Покровський Г. І. Взрывные волны в грунтах, Госгортехиздат, 1962.
3. Рахматулин Х.А., Демьянов Ю. А. Прочность при интенсивных кратковременных нагрузках. Физматгиз, 1961.
4. Давыдов С. С. Колебания разнородного грунта в упругопластической стадии от кратковременной нагрузки. Сб. трудов НИИЮСГ1 № 82 «Динамика грунтов». Госстройиздат, 1958.
5. Дидух Б.И. Динамическое взаимодействие трамбующей плиты с уплотняемым грунтом. «Инженерно-физический журнал» К 2, 1962.
6. Сівко В.Й. Основы механики вибрируемой смеси. – К.: Вища шк., 1987.
7. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем. Навчальний посібник (2-е видання) – К.: Видавничий дім «Слово», 2010.
8. Хархута Н.Я. Машины для уплотнения грунтов. – Л.: Машиностроение, 1973.



Технологія і організація виробництва

УДК 539.421:620.179.17

О.В. Панова, асистент КНУБА

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ЗАХИСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ ЕКРАНІВ

Сучасний стан питання та постановка проблеми. Негативний вплив електромагнітних полів та випромінювань антропогенного походження на людей не викликає сумніву [1]. Методи захисту людей від цього фізичного фактора відомі та використовуються [2]. Проте, у санітарних нормах відсутні конкретні вказівки щодо перевірки захисних властивостей матеріалів. У роботі [3] наведено експериментальні дослідження щодо оцінки захисних властивостей екрануючих матеріалів, але методи вимірювань, на нашу думку, мають недоліки. Використання ферорезонансного датчика, який має велику ємність, може спотворювати результати вимірювань, що неприпустимо для контролю електромагнітних полів малих напруженостей. До того ж, розрахункові методи оцінювання ефективності електромагнітних екранів [4] мають складний математичний апарат, який непристосований для практичного використання фахівцями з охорони праці та електромагнітної екології. Саме тому, розробка нових методів отримання достовірних даних щодо захисних властивостей електромагнітних екранів лишається **актуальною**.

Метою роботи є розробка методологічних засад визначення захисних властивостей електромагнітних екранів.

Виклад основного матеріалу. Дослідження захисних властивостей екрануючих матеріалів має особливості, які обумовлені широким спектром електромагнітних полів. За малих інтенсивностей значний вплив має характеристика самого датчика, яка спотворює результати вимірювань, крім того треба враховувати похибки з боку вимірювального тракту. У нашому випадку це вирішується прямим підключенням датчика до звукової карти персонального комп'ютера, що виключає відповідні завади.

З метою отримання достовірних даних щодо захисних властивостей електромагнітних екранів нами використовувався спеціально розроблений модуляційний датчик реєстрації амплітуди магнітного поля (рівень електричної складової отримується перерахунком, виходячи з фундаментальних фізичних співвідношень). Датчик являє собою котушку з двома гальванічно розв'язаними контурами, на один з яких подається струм сигналу збудження 15-20 мА. Модуляційна частота збудження – 750-1000 кГц. З другого контуру знімаються необхідні покази. Конттури намотано на магнітне осердя зі стрічкового аморфного сплаву ММ-11N, відпаленого при температурі 520°C. Перевагами датчика є незначні розміри (10x5x5 мм) та лінійна залежність чутливості від частоти вимірювального поля (рис.1).

Наведена частотна залежність чутливості датчика залишається лінійною до 100 кГц. За вищих частот (до 400 кГц) є незначне відхилення від лінійності, але воно враховувалося при виконанні вимірювань. Такі параметри датчика цілком задовільні і для умов експерименту.

Градування датчика виконувалося з використанням генератора Г-36А та вимірювача магнітної індукції Ш1-8. Реєстрація сигналів під час проведення досліджень здійснювалася за допомогою широкопasmового підсилювача напруги В9-2 який дозволяє здійснювати селектування частот отриманих сигналів, що важливе для виявлення внеску сторонніх джерел в сумарне електромагнітне поле.

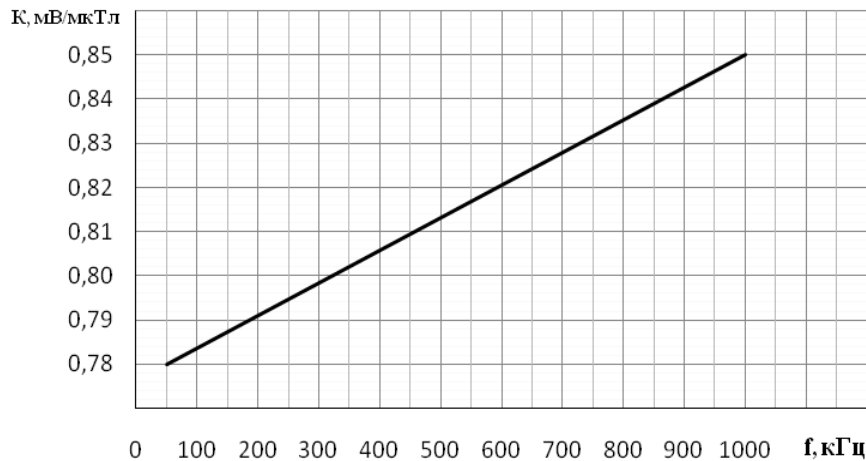


Рисунок 1. Залежність чутливості модуляційного датчика від частоти досліджуваного поля.

Статистична обробка експериментальних даних здійснювалася методом регресійного аналізу з використанням засобів Excel та пакету програм Approximator 1.21. Відповідні коефіцієнти аналітичних функцій визначалися з достовірністю 95%.

Для вимірювання параметрів електромагнітних полів промислової частоти 50 Гц та її гармонік використовувався серійний вимірювач ПЗ 50В, який дозволяє вимірювати напруженості електричного поля від 10 В/м та індукції магнітного поля від 10 нТл. Відносності похибки вимірювань до 15%, що цілком задовільно для контролю полів досить великої інтенсивності від потужних джерел електроспоживання, які створюють фонові електромагнітні поля у робочих приміщеннях.

У результаті досліджень захисних властивостей електромагнітних екранів отримано частотну залежність магнітної проникності магніто'якого аморфного сплаву (рис. 2).

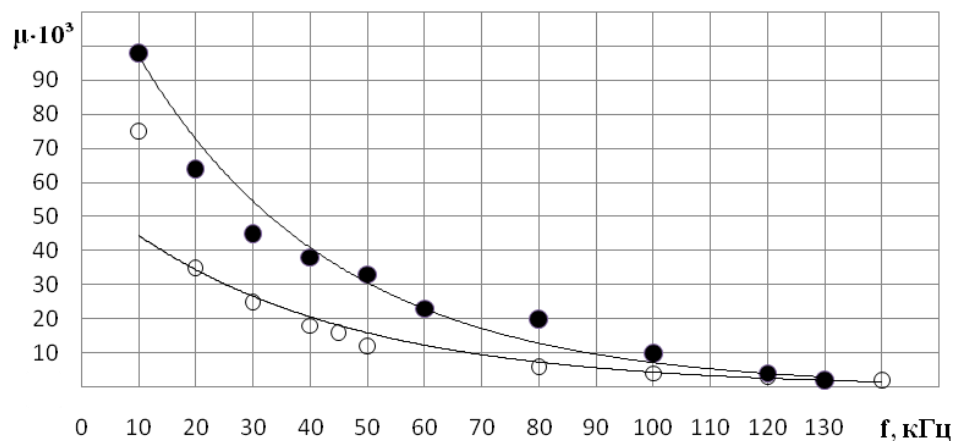


Рисунок 2. Частотна залежність магнітної проникності магніто'якого аморфного сплаву (вміст кобальту – 84 %): ○ – вихідний стан; ● – термооброблений стан.

Статична обробка даних засобами Excel показала, що отримані криві описуються функціями (рис.3):

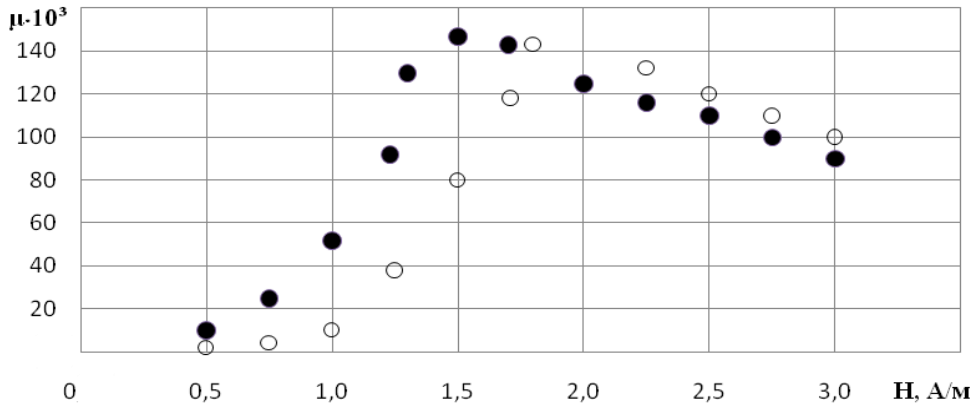


Рисунок 3. Залежність магнітної проникності високо кобальтового (вміст кобальту – 84%) аморфного сплаву від амплітуди магнітного поля частотою 5 кГц:

○ – вихідний стан - $\mu=2932,7f^{-1,25}$; ● – термооброблений стан - $\mu=1634,1f^{-1,25}$.

Отримані дані дають змогу визначити захисні характеристики обраного матеріалу за його, заздалегідь відомими, параметрами залежно від частот зовнішнього магнітного поля.

Вихідні зразки піддавали відпалу в постійному магнітному полі напруженістю 1000А/м при температурі 300°C. Аналіз результатів свідчить про значні зміни захисних характеристик сплаву у вихідному та термообробленому стані. При цьому яскраво виражений зсув кривих дозволяє обирати стан матеріалу залежно від чисельних рівнів зовнішніх полів.

Наведені криві мають однотипну форму для цього класу матеріалів. Це дає змогу без попередніх випробувань визначити графічними методами захисні характеристики обраного матеріалу, що доцільне як з технічної, так і з економічної точок зору.

Висновки.

- Проведені дослідження частотно-амплітудних залежностей екрануючих властивостей магнітом'яких аморфних сплавів довели придатність розробленої методики для керування цим параметром.
- Такий підхід виключає вплив датчика на результати вимірювань.
- На сьогоднішній день найбільш перспективними матеріалами для захисту від електромагнітних полів та випромінювань є магнітом'які аморфні сплави.
- Зважаючи на досить вагому залежність екрануючих властивостей цих матеріалів від частоти та амплітуди зовнішніх електромагнітних полів, доцільним є дослідження можливості створення багатошарових екранів, що є **напрямом перспективних досліджень**.

Література

1. Думанський Ю.Д. Електромагнітні забруднення навколишнього середовища – сучасна гігієнічна проблема (підсумки та перспективи) / Ю.Д. Думанський, А.Н. Сердюк, Б.Ю. Селєзньов // Гігієна населених місць . – 2003. – Вип.52. – С. 216-221.
2. Державні санітарні правила при роботі з джерелами електромагнітних полів: ДСан Пін 3.3.6.096 – 2002 [Чинний від 2003-01-04]. – К.: МОЗ України, 2003. – 16с. – (Державні санітарні норми України).
3. Запорожець О.І. Оцінка захисних властивостей магнітом'яких матеріалів / О.І. Запорожець, В.А. Глива, В.І. Клапченко та ін. // Проблеми охорони праці в Україні. – 2007. – Вип. 14. – С. 35-42.
4. Аполлонський С.М. Справочник по расчету электромагнитных экранов / С.М. Аполлонский: Л. –1988 – Энергоатомиздат. – 224с

УДК 624.15

С.Й. Цимбал, канд. техн. наук, професор КНУБА
О.В. Малишев, аспірант КНУБА

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ПОЛЬОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВДАВЛЮВАНИХ ПАЛЬ ТАВРОВОГО ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕРІЗУ

Актуальність роботи. У фундаментабудуванні виділяється певний ряд конструкцій палей, які визначені як найбільш ефективні та широко застосовуються в будівельній практиці, а технологія їх влаштування добре освоєна будівельними організаціями і забезпечена відповідним устаткуванням. До таких конструкцій можна віднести типові забивні та вдавленні залізобетонні палі суцільного квадратного поперечного перерізу.

Однак вони достатньо матеріалоємні при виготовленні і не задовольняють сучасним вимогам за економічністю та ефективністю. Усунення цих недоліків може бути досягнуто шляхом впровадження нових видів конструкцій, до яких відносяться палі таврового поперечного перерізу.

Методика та результати досліджень. Для підтвердження результатів експериментальних лабораторних досліджень палей таврового поперечного перерізу та визначення впливу геометричної форми на їх несучу здатність по ґрунту було проведено польові випробування.

В якості дослідних палей використовувалася квадратна призматична паля перерізом 300х300мм довжиною 4.5м та таврова (рис.1) такої ж довжини. Матеріал палей – залізобетон (клас В30). Для зменшення сприйняття максимальних напружень та полегшення виконання робіт при заглибленні та випробуванні верхня частина таврової палі виконана суцільним квадратним поперечним перерізом довжиною 500мм.

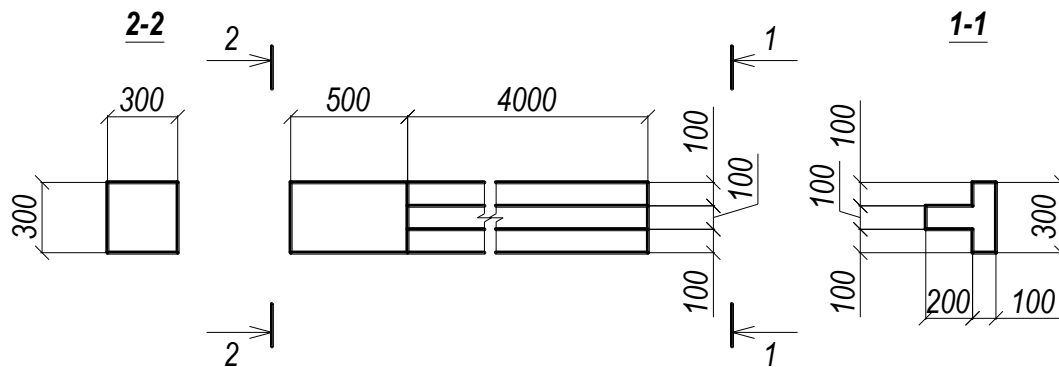


Рисунок 1. Дослідна паля таврового поперечного перерізу.



Випробування проводилися на будівельному майданчику, що складений дрібним піском середньої щільності, від малого ступеню водонасичення до насиченого водою та піском дрібним, щільним, водонасиченим. Грунтові умови будівельного майданчика подібні до основи, що використовувалась в лабораторних умовах.

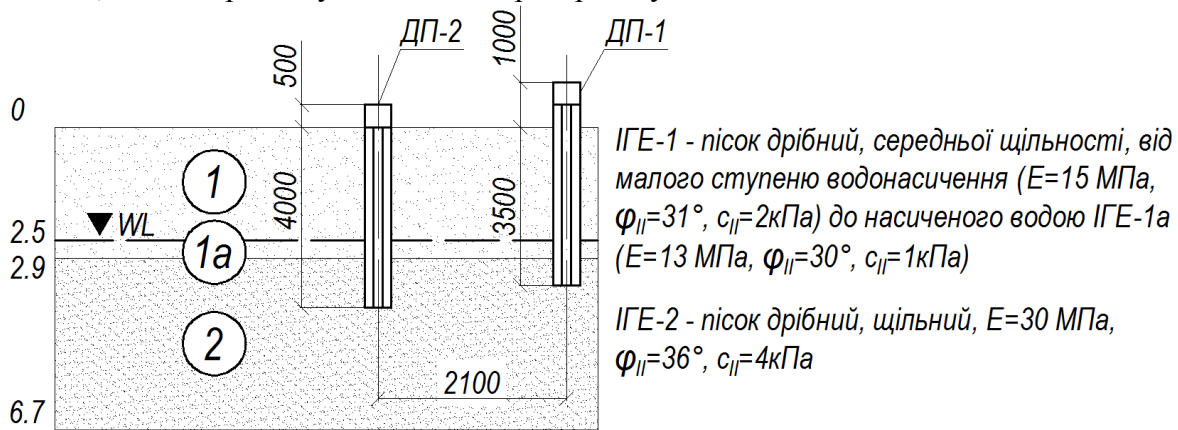


Рисунок 2. Посадка паль на інженерно-геологічний розріз.

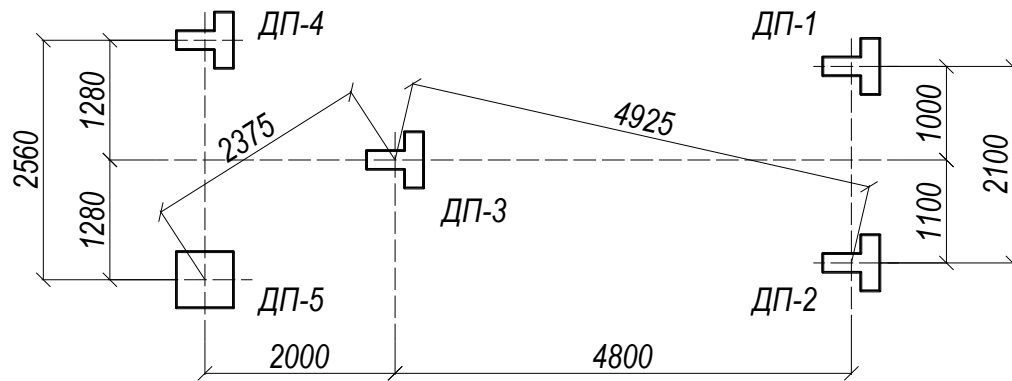


Рисунок 3. Форма поперечного перерізу та схема розташування дослідних паль в плані.

Дослідні палі вдавлювалися з поверхні будівельного майданчика без лідерних свердловин на глибину 4.0; 3.5м. Відносне заглиблення становить 13.3-11.7, що узгоджується з лабораторними дослідженнями. Палі влаштовувалися за 2 підходи. Час відпочинку між ступенями навантаження 1 доба. Палі ДП-1, ДП-2, ДП-3 були заглиблені на 3.5, 4.0, 3.5м відповідно. Неможливість їх заглиблення на повну глибину (4м) пов'язано з наявністю щільних пісків, що залягають під подошвою, та недостатнього максимального зусилля вдавлювання установки 1100-1200кН. Для порівняння палі, що влаштовувалися під основну будівлю мали розміри поперечного перерізу 300x300мм довжину 3м та заглиблювалися в попередньо пробурені лідерні свердловини $\varnothing 150$ мм. При цьому зусилля

вдавлювання становило 900-950кН. Це вказує на те, що заглиблення дослідної палі ДП-5 на глибину 4м можливе лише при влаштуванні лідерної свердловини яке призведе до зниження несучої здатності палі і не дозволить коректно порівнювати результати досліджень

Тому для зменшення зусилля вдавлювання та покращення якості основи дослідних палей був застосований віброзанурювач з індукційним лінійним двигуном (ВЛЛД), розроблений кафедрою електротехніки КНУБА.

За його допомогою відбулося заглиблення палей ДП-4 та ДП-5 на глибину 4.0м (рис.4), а основа палей ДП-2 та ДП-3 додатково доущільнювалась протягом 4-5хв. за рахунок дії вібрації, що передавалася через палю від віброзанурювача.

Під час кожного дослідження контролювалася глибина заглиблення палі та зусилля вдавлювання. Графік залежності зусилля вдавлювання від глибини влаштування дослідних палей та палі під основну будівлю, заглибленої за допомогою лідерної свердловини представлено на рис.5.



Рисунок 4. Заглиблення палі за допомогою віброзанурювача.

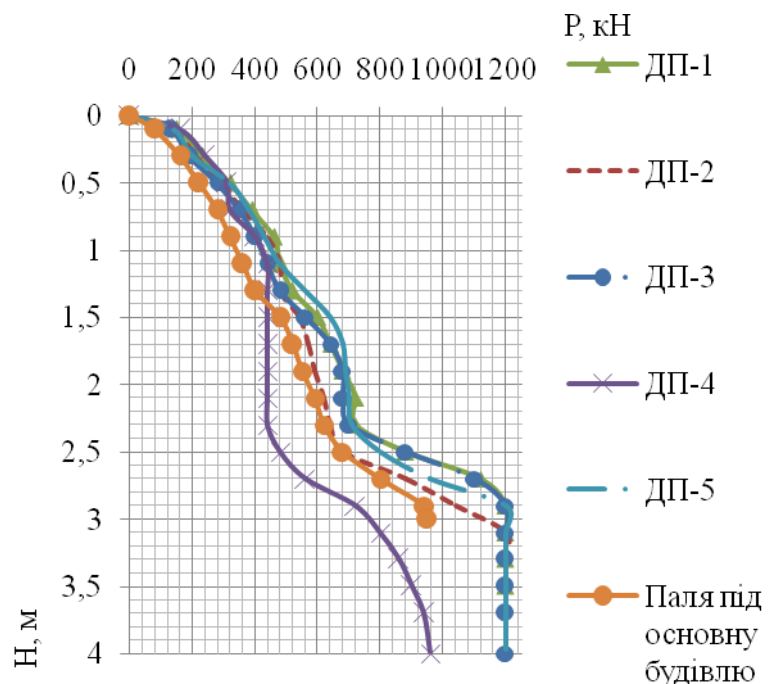
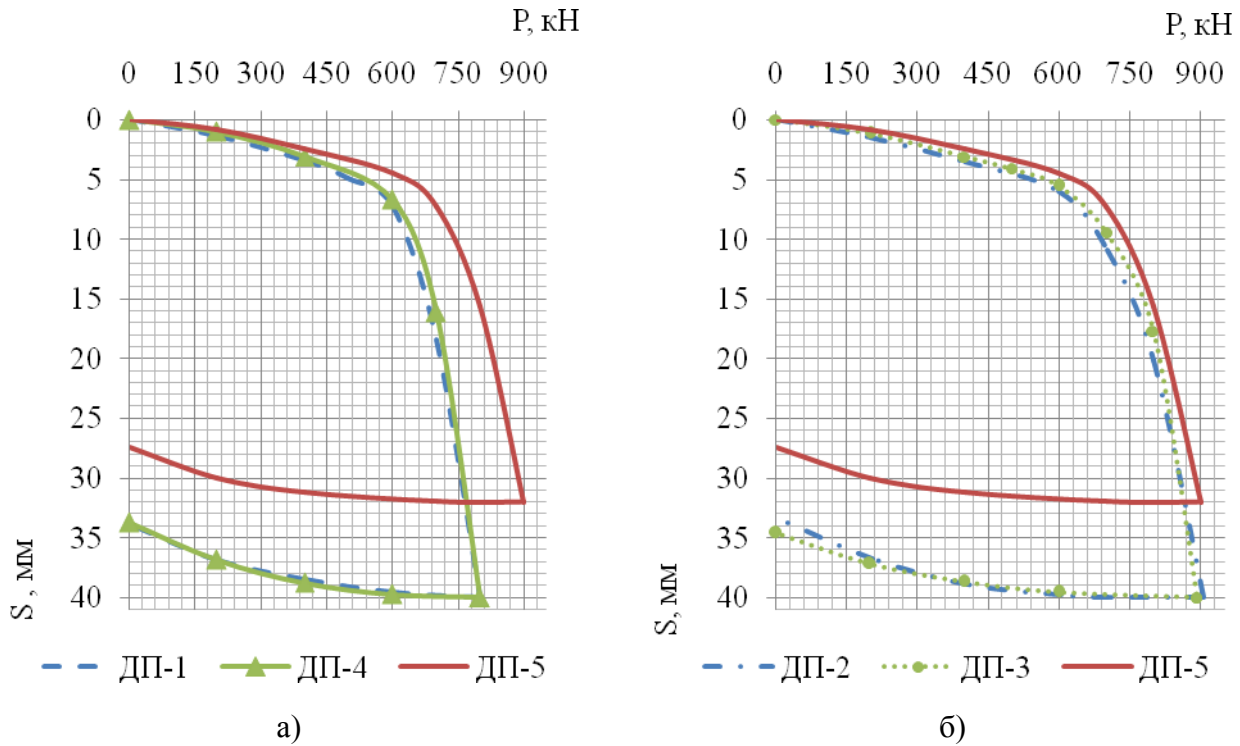


Рисунок 5. Графік залежності зусилля вдавлювання від глибини влаштування палей.

Через 3 доби після заглиблення палей відбувалося їх випробування статичним вдавлюючим навантаженням відповідно до вимог ДСТУ Б.В.2.1-1-95 "ґрунти. Методи польових випробувань палями". Навантаження палей при випробуваннях відбувалося за допомогою гідравлічного домкрату ДГ 200-2. В якості вантажної платформи служила вдавлююча установка типу ВП-1. Переміщення палей фіксувалися за допомогою двох прогиномірів 6ПАО.

За даними проведених випробувань були побудовані рафіки залежності $S=f(P)$ (рис.6), а результати зведені в табл.1.

На рис.6 (табл.1) наведені результати статичних випробувань палей.

Рисунок 6. Графіки $S=f(P)$ за даними статичних випробувань.

Таблиця 1. Зведені результати випробувань дослідних паль.

Марка палі	ДП-1	ДП-2	ДП-3	ДП-4	ДП-5
Форма поперечного перерізу	тавр	тавр	тавр	тавр	квадрат
Спосіб влаштування	вдавлення	вдавлення та віброущільнення		вібро-вдавлення	
Глибина заглиблення, м	3,5	4,0	3,5	4,0	4,0
Об'єм заглибленої частини, м ³	0,175	0,20	0,175	0,20	0,36
S , мм	Несуча здатність, кН				
10	624	683	707	635	733
16	678	756	780	700	802
20	707	800	809	716	826
30	754	852	850	756	888
40	800	900	891	797	-
S , мм	Питома несуча здатність, кН/м ³				
10	3566	3415	4040	3175	2036
16	3874	3780	4457	3500	2228
20	4040	4000	4623	3580	2294
30	4309	4260	4857	3780	2467
40	4571	4500	5091	3985	-

Несуча здатність палі квадратного поперечного перерізу ДП-5 на всіх інтервалах навантаження перевищує на 4-18% несучу здатність паль таврового перерізу. Палі ДП-2 і ДП-3, основа яких після занурення на задану глибину була ущільнена за допомогою віброзанурювача з індукційним лінійним двигуном (ВІЛД), мали несучу здатність меншу ніж паля квадратного поперечного перерізу на 4% (рис.6, б). Незначне підвищення несучої здатності таврових паль за рахунок ущільнення основи можна пояснити недостатньо відпрацьованою методикою роботи віброзанурювача в режимі ущільнення.

Питома несуча здатність паль таврового перерізу значно перевищує питому несучу здатність палі квадратного поперечного перерізу в межах 156-199% (табл.1). При осіданні паль ДП-1 і ДП-4 на 30мм, основа яких не ущільнювалась віброзанурювачем, їх питома несуча здатність в порівнянні з палею квадратного поперечного перерізу перевищує на 156-175%, а після ущільнення основи ця різниця була в межах 171-199%. Наведені результати підтверджують вплив ущільненої основи на несучу здатність паль.

Проведені статичні випробування паль таврового і квадратного поперечного перерізу дають можливість зробити такі висновки:

1. Питома несуча здатність паль таврового перерізу майже в 2 рази перевищує питому несучу здатність палі квадратного перерізу.
2. Використання паль таврового поперечного перерізу є перспективним і дозволить значно скоротити витрати бетону на їх виготовлення.
3. Віброзанурювач з індукційним лінійним двигуном може використовуватись як для занурення паль на задану позначку, так і для ущільнення основи.

Література

1. ДСТУ Б В.2.1-1-95 (ГОСТ 5686-94). Грунти. Методи польових випробувань палями. – К.: Укрархбудінформ, 1997. – 57с.
2. Еремеев В.Н. Опыт применения тавровых и двутавровых свай на клинском ССК. Сельское стр-во. Сер. Строит.материалы и конструкции, здания и сооружения: Экспресс-информ. 1987. Вып. 1.1-34. – С. 7,8.
3. Забивные сваи повышенной несущей способности. Информация. Индустройпроект, свердловск, 1967.
4. СНиП 2.02.03-85. Свайные фундаменты. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1986. – 48с.

УДК. 69.057

М.І. Назаренко, провідний інженер ЗАТ «ПВІ ЗІТ НАФТОГАЗБУДОІЗОЛЯЦІЯ»

ДОСЛІДЖЕННЯ МОДЕЛЕЙ ТА ХАРАКТЕРИСТИК ОРГАНІЗАЦІЙНИХ ФОРМ ПРОЦЕСУ ФУНКЦІОНУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН

Вступ. Будь-яка будівельна машина створюється з наперед визначеним функціональним призначенням, суть якого – зміна стану перетворення параметрів або деякого середовища. У процесі перетворення середовища варто виділити три активних учасники: оператора, машини і навколишнє середовище (рис. 1).

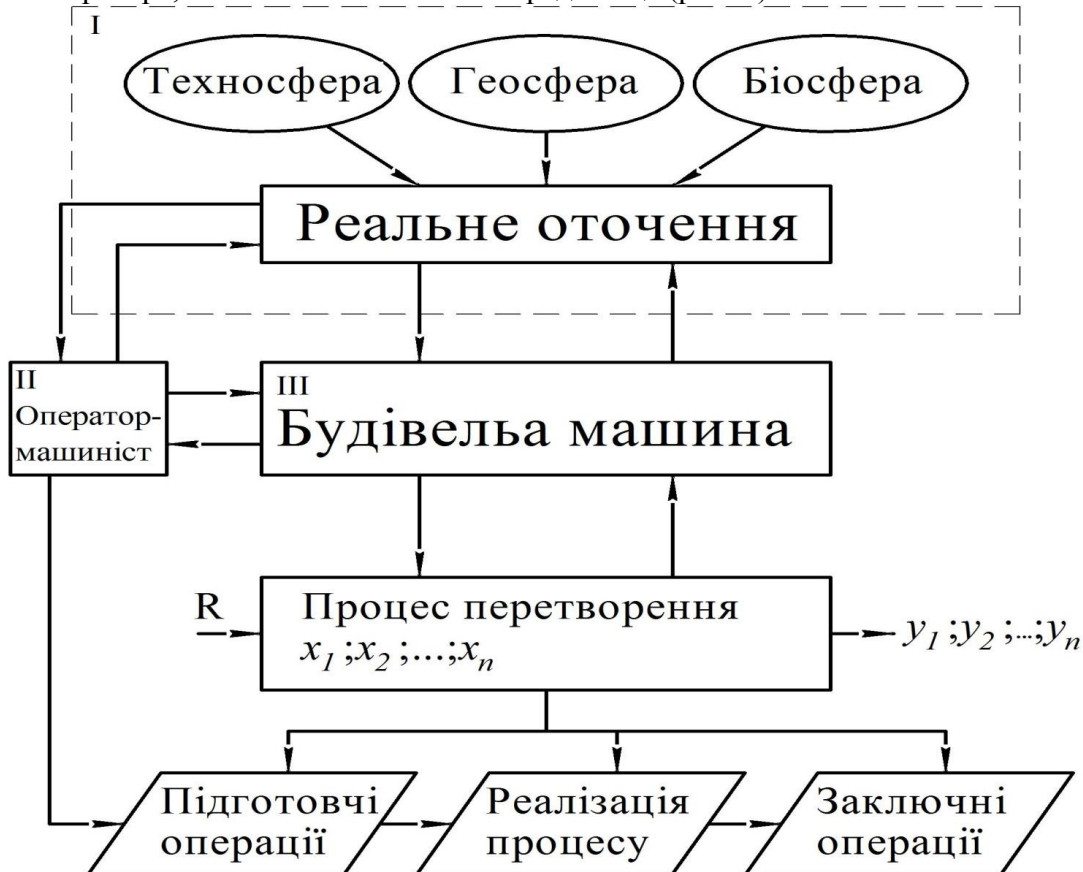


Рисунок 1. Модуль і-го технологічного процесу будівельної машини.

Отже, управління машиною виконується деяким оператором R , що забезпечує перетворення операндів x_1, x_2, \dots, x_n в образи y_1, y_2, \dots, y_n (див. рис. 1):

$$R: \downarrow \begin{pmatrix} x_1; & x_2; & \dots; & x_n \\ y_1; & y_2; & \dots; & y_n \end{pmatrix}.$$

У реальних умовах є безліч можливих станів «людина-машина-зовнішнє середовище», у яких показники операндів $x_1; x_2; \dots; x_n$ не збігаються з розрахунковими $y_1; y_2; \dots; y_n$. Це зв'язано з специфічними особливостями будівельних машин, яким притаманний ймовірнісний характер використання в часі і просторі.

Аналіз моделей та результати досліджень. Реально існуючі системи «людина-машина-середовище» характеризуються великою множиною показників. Тому математичне відображення їх стану знаходиться не в точці (вектор) на площині, а в тривимірному просторі – це зміна обсягів V виконання робіт (по висоті) і дальності розташування будівельного об'єкта $L_{пер}$ від основної бази (по ширині) (рис. 2).

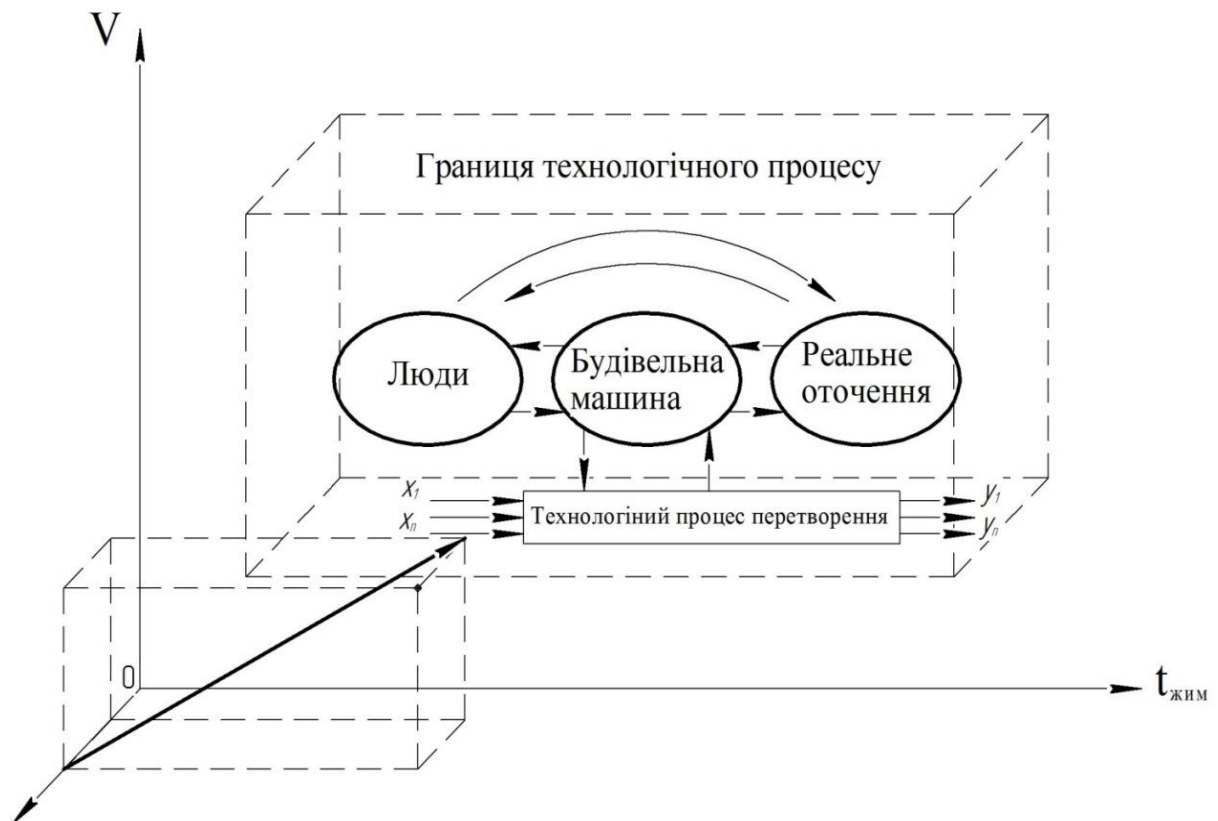


Рисунок 2. Модель i -го технологічного процесу будівельної машини в тривимірному просторі.

У той же час, в умовах будівельного майданчика існує безліч різних потенційних операндів (кваліфікація машиністів, кліматичні умови, стан робочих органів), що можуть бути прикладені до тієї самої більшості операндів ($x_1; x_2; \dots; x_n$) (рис.3). У цих умовах, природно, з'являється бажання переглянути всі можливості здійснити найбільш ефективний управлінський вплив, який забезпечив би найбільш ефективний процес експлуатації машин. Такий комплексний всебічний розгляд взаємозв'язків системи «людина-машина-зовнішнє середовище», як єдиного цілого, можливо тільки на базі системного підходу. Системний підхід припускає розгляд досліджуваних об'єктів не тільки комплексного, але і різнобічного, тобто з різних точок зору.

Будь-яка система «людина-машина-зовнішнє середовище», яким би чином вона не виникала, проходить ряд етапів у своєму розвитку. Системно-тимчасовий аспект дозволяє представити функціонування абсолютно ідеальної системи «людина-машина-зовнішнє середовище». Ідеальні умови – це коли характеристики прийнятих операндів відповідають розрахунковим. При розгляді цієї системи ми допускаємо, що для виконання функціонального призначення системи на одному будівельному об'єкті є достатні обсяги робіт $L_{in} = 0$. В цих умовах в процесі постійного функціонування системи відбувається фізичне зношення у вузлах і з'єднаннях.

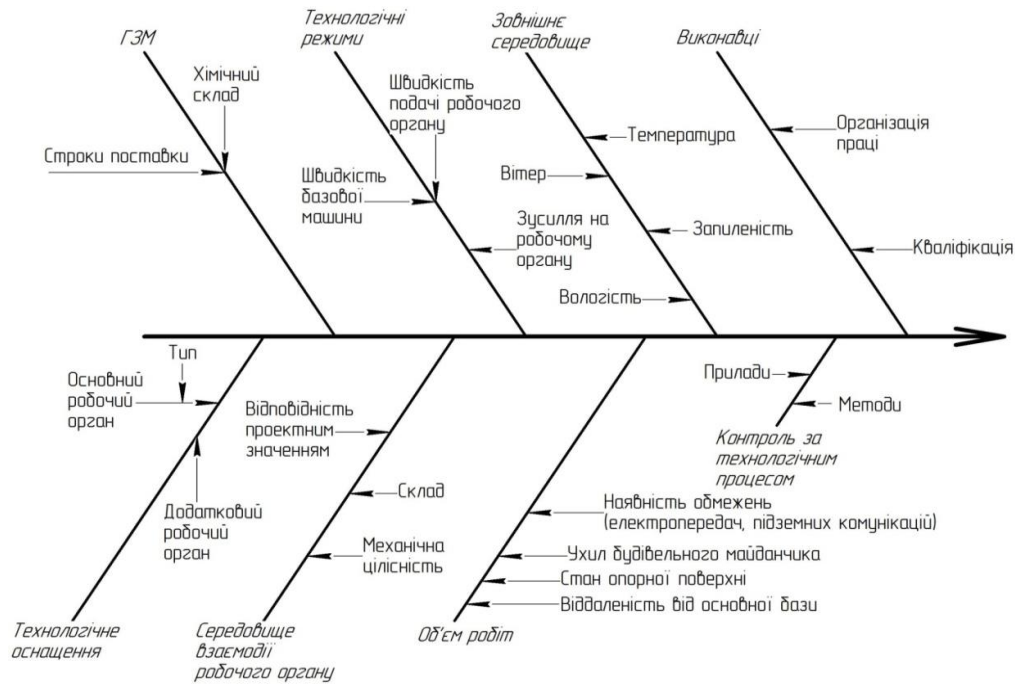


Рисунок 3. Основні фактори моделі, що визначають процес функціонування будівельної машини.

Згодом зменшуються потужність приводу і робочі швидкості руху, продуктивність процесу перетворення сповільнено падає. Для вивчення цих процесів застосовуються методи системно-структурного дослідження, що припускають вивчення внутрішньої організації системи, і способів взаємодії її елементів. Такий підхід представляє практичний інтерес і в кінцевому результаті дає можливість підвищити продуктивність системи «людина-машина-зовнішнє середовище» через підвищення показників її надійності і ремонтпридатності.

В дослідженнях система «людина-машина-зовнішнє середовище» розглядається як цілісна. Вся вона в цілому і її окремих частинах функціонує заради однієї мети – найбільш повного перетворення операндів. При оцінці системи «людина-машина-зовнішнє середовище» важливо з'ясувати взаємозв'язки між її складовими частинами. Зміни, що виникають в одній частині системи, впливають на положення в іншій її частині. Якщо в одному місці вплив їх позитивний, в іншому він може бути негативний.

Функціонування системи багато в чому залежить від людського фактора, що визначає її розташування в часі і просторі, задає вихідні показники операндів, але, головне, робить управління процесом перетворення.

Встановлено, що управління процесом перетворень не обмежується одноразовим імпульсом, а є процесом, що протікає в часі. На початку «життєвого» шляху продуктивність системи «людина-машина-зовнішнє середовище» може бути навіть багато нижчою теоретичною (ідеальною).

Тривалість періоду освоєння машини і особливості технологічного процесу залежить від складності системи «людина-машина-зовнішнє середовище», а також наявності раніше в організації подібних систем. Надалі відбувається нагромадження навичок як управління системою, так і її сервісним обслуговуванням і ремонтом. Крива продуктивності системи «людина-машина-зовнішнє середовище» після деякого підвищення, зв'язаного з виявленням інтересів до нової машини, стабілізується і наближається до ідеальної.

Для ефективного використання конкретно кожної машини важливо знати в подробицях весь цикл її «життя» і фактори, що впливають на нього.

Весь життєвий цикл будь-якої технічної системи можливо представити у вигляді (рис. 4):

$$t_{жцм} = t_{дкр} + t_{тпв} + t_{дпн} + t_{овм} + t_{екс} + t_{мо} + t_y, \tag{1}$$

де $t_{дкр}$, $t_{тпв}$, $t_{дпн}$, $t_{овм}$, $t_{екс}$, t_y - тривалість стадій життєвого циклу машини ($t_{жцм}$), відповідно: дослідження і дослідно-конструкторських робіт, технологічної підготовки виробництва, дослідно-промислової перевірки, освоєння випуску машин, експлуатації; $t_{мо}$ - між етапні очікування утилізації.

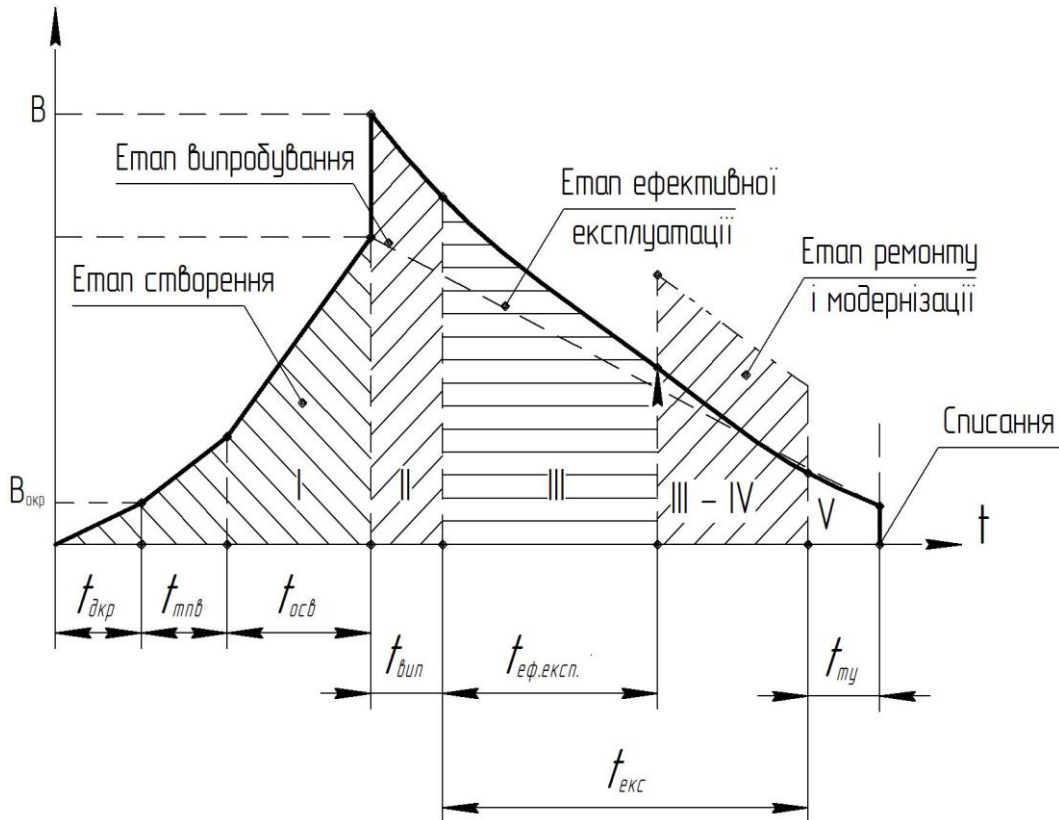


Рисунок 4. Характеристика витрат на етапах життєвого циклу машини.

Як слідує із рисунка кожен з цих етапів містить ряд специфічних стадій, операцій і прийомів. На перших чотирьох стадіях визначаються техніко-економічні і споживчі показники машини (вартість машини). Безумовно, що ці етапи є визначальними для подальшої ефективного експлуатації будівельної машини. На цьому III етапі витрати зменшуються і головна задача збільшення $t_{еф.екс.}$ полягає у забезпеченні справного стану. В стадії ремонту можливі елементи модернізації, що мають місце в деяких конструкціях будівельних машин (екскаватори, бульдозери – встановлення нових робочих органів; навантажувачі – допоміжні роботи органи бетонозмішувачі – наплавлення на лопатки, і т. п.). Виконана модернізація (див. рис. 4) підвищує вартість, однак і збільшує термін експлуатації. В таблиці 1 наведені числові значення у роках періоди «життєвого» циклу основної групи будівельної техніки.

Таблиця 1. Числові значення періоду «життєвого» циклу.

Тип машини	Термін, роки			
	Розробка та освоєння	Підготовка виробництва	Серійного випуску	Експлуатації
1	2	3	4	5
Крани баштові Крани:	2,3	0,7	7	10

попиту іде повільно, а потім дуже інтенсивно. Відбувається не тільки насичення ринку машин, але і поява нових моделей [3]. На значному відрізку часу одночасно існують два, а то і три моделі машини одного функціонального призначення. Деякі з вузлів нових моделей встановлюють на старі машини, підвищують при цьому показники їх функціонального призначення [4].

Таким чином, необхідність і доцільність модернізації машин впливає з закономірності еволюційного шляху розвитку технічних систем.

Висновки.

1. Модернізація, як процес удосконалення функціональних можливостей машини, підкоряється принципу причинності: визначені дії зроблять там і тоді, де і коли в них є потреба.
2. При розгляді причин необхідності модернізації тої чи іншої машини нам виділено три компоненти: привід для модернізації, можливість і доцільність її проведення.
3. Встановлено, що як привід для модернізації можуть бути: інформація про ефективну модернізацію подібної машини виготовлювачем або якою-небудь будівельною фірмою; специфічні умови експлуатації, що різко знижують продуктивність машини; цілеспрямованість деяких інженерно-технічних працівників, що пропонують оригінальні технічні рішення.

Література.

1. Назаренко М.І. Дослідження методів раціонального розподілу будівельної техніки в ринкових умовах. // Наук. Техн... журнал «Техніка будівництва».-№22., К.КНУБА, 2009.-с.71-74.
2. Назаренко М.І. Огляд та аналіз парку машин і механізмів будівельної організації. // Наук. Техн... журнал «Техніка будівництва».-№24., К.КНУБА, 2010.-с.59-63.
3. Назаренко М.І. Моделювання керованого у часі робочого процесу віброущільнення бетонної суміші. // Наук. Техн... журнал «Техніка будівництва».-№21., К.КНУБА, 2008.-с.154-156.
4. Назаренко М.І., Сердюк В.І. Дослідження методів забезпечення працездатності машини шляхом заміни зношених параметрів. // Наук. Техн... журнал «Техніка будівництва».-№23., К.КНУБА, 2009.-с.100-103.



Моделювання технологічних процесів

УДК 620.179.680

Д.О. Горда

ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРИ ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МАКРОКОНВЕЄРА САПР ГСРП БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН

Постановка проблеми. Тривалість життєвого циклу сучасних інформаційних систем становить близько 10 років тому, що рівень технології аналізу й проектування САПР ГСРП не відповідає постійно зростаючій складності створюваних систем. Актуалізація САПР ГСРП здійснюється шляхом реалізації концепції CALS (ISO 10303) – неперервній інформаційній підтримки життєвого циклу продукту, що забезпечує економію часу й засобів при одночасному підвищенні якості модернізацій і проектування. Модель життєвого циклу для САПР ГСРП є спіральною моделлю, клас яких орієнтований саме на інформаційні системи, особливо на програмні продукти й на роботу з користувачами, у рамках якого розроблювальна інформаційна система представляється як така, що постійно корегується під час розробки й експлуатації. Макроконвеєр завдань САПР ГСРП на основі порівняльного теоретично-експериментального аналізу працездатності множини методів структурної й параметричної оптимізації здійснює вибір ефективних, досить просто реалізованих алгоритмів, призначених для вирішення практичних завдань у рамках САПР ГСРП. Виходячи із зазначеного, задача дослідження структури програмного забезпечення макроконвеєру як елемента САПР ГСРП є актуальною.

Дослідження проблеми. Розглянемо структуру та функціонування макроконвеєру САПР ГСРП більш детально. Макроконвеєр має циклічну структуру, яка може бути реалізована за допомогою чотирьох поєднаних та вкладених циклів, що реалізують однойменні процеси (рис.1). Кожний цикл відповідає вирішенню автономної задачі.

В межах реалізації кожного блоку передбачається реалізація процедури формування вхідних та вихідних даних, яка забезпечує взаємодію між окремими блоками за потоками даних.

Також до складу блоків повинна входити процедура-перемикач (рис.1 виділення жирними стрілочками) основне призначення якої полягає у визначенні послідовності виконання окремих блоків (визначення послідовності виконання обчислювальних процедур). Наявність такої процедури забезпечує виконання принципу гнучкості програмного забезпечення і дозволяє формувати різні комбінації послідовностей блоків згідно до конкретної задачі.

З'єднувальні стрілки визначають послідовність, етапність та діалогове супроводження необхідне у процесі здійснення проектування, з урахуванням (наслідуванням) результатів попередніх обчислень. Передбачення точок інтерфейсу користувача дає змогу оперативного втручання конструктора в процес обчислень і надає системі більше гнучкості та незалежності системи.

В блоці базового розрахунку існують , в залежності від значень вхідних даних і параметрів, три напрямки розрахунків які здійснює при сталих параметрах, при сталих вхідних значеннях, при змінних параметрах та вхідних значеннях.

Основою матриці управління є матриця інцидентності станів ГСРП [3]. Рядки матриці відповідають поточному кроку прогонки моделі і представляють собою перемикаючу функцію у вигляді послідовності нулів та одиниць. Одиницями відмічаються номери моделей, які відповідають припустимим можливим станам системи у поточний момент модельного часу її динамічної поведінки. Нулями відмічається ті частинні моделі, які відсікаються на поточний момент модельного часу.

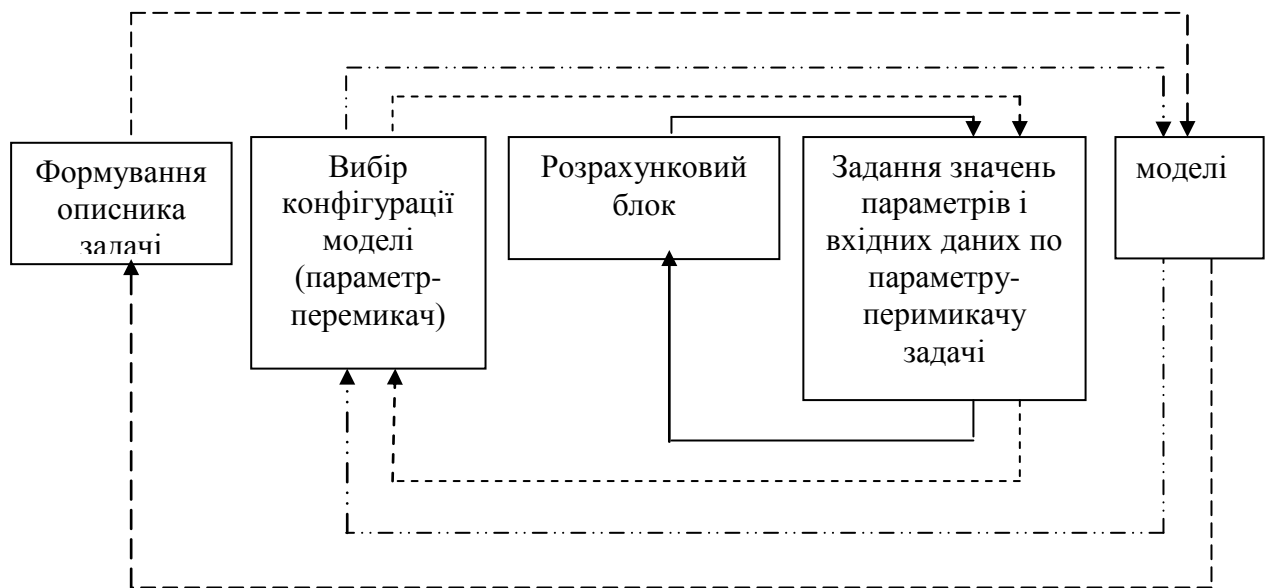


Рисунок 1. Взаємодія вкладених циклів макроконверсу.

Особливістю алгоритму є те, що його логіка керується трьома параметрами:

- заданою точністю, під якою розуміється впорядкована структура точності завдання значень вхідних даних, параметрів, точності виконання обмежень на значення вхідних даних, параметрів, точності виконання критеріїв функціонування ГСРП, точності на значення вихідних розрахункових значень;

- заданою дискретністю модельного часу і довжиною часового інтервалу. Зазначимо, від величини дискретності модельного часу можуть суттєво залежати тренди моделі, вибраної на початковому інтервалі, а від приросту Δt – залежить точність вимірювання і обчислення значень вхідних даних, параметрів, точність виконання критеріїв функціонування ГСРП. Суттєвим також є скінченність або нескінченність, наприклад, для визначення асимптоти або отримання оцінок часового інтервалу моделювання.

- за виконанням заданих обмежень на значення вхідних даних, параметрів, критеріїв функціонування ГСРП. Цей логічний параметр відстежує досягнення або не досягнення ідентифікації стану ГСРП, вичерпання ресурсів оптимізації в рамках визначеної моделі і сформульованої на її основі задачі ідентифікації.

В процесі проектування в залежності від отриманих результатів необхідно вносити корективи в обмеження які початково були покладені на вхідні дані або параметри, наприклад при внесенні нових конструктивних рішень при здійсненні конструктивної оптимізації. Для корегування обмежень для вхідних даних та параметрів необхідно передбачити різні блоки але структурно вони є подібними, тому етапність і послідовність внесення корегувань на обмеження значень на вхідні дані або параметри можна представити однією схемою (рис. 2).

Задача корегування обмежень в САПР ГСРП виникає внаслідок застосування нових конструкторських рішень або матеріалів на етапі безпосереднього конструювання або внаслідок вичерпання ресурсу параметричної оптимізації. Якщо ресурс змін вичерпано і не один напрямок оптимізації на приніс бажаного результату, то означений блок передає керування процесом на блок формування перемикача задачі.

При структурній оптимізації, на відміну від параметричної оптимізації, в процесі її здійснення допустимі зміни в правилах (законах) зміни вхідних даних і параметрів, то в макроконверсі САПР ГСРП передбачений блок, який керує внесенням цих змін.

Блок формування вхідних (рис. 3) даних здійснює урахування всіх обмежень на вхідні дані або параметри на поточний момент часу для вибраної моделі з її передісторією, аналіз на вхідні дані або параметри, і безпосередньо визначення значень для вхідних даних і параметрів.

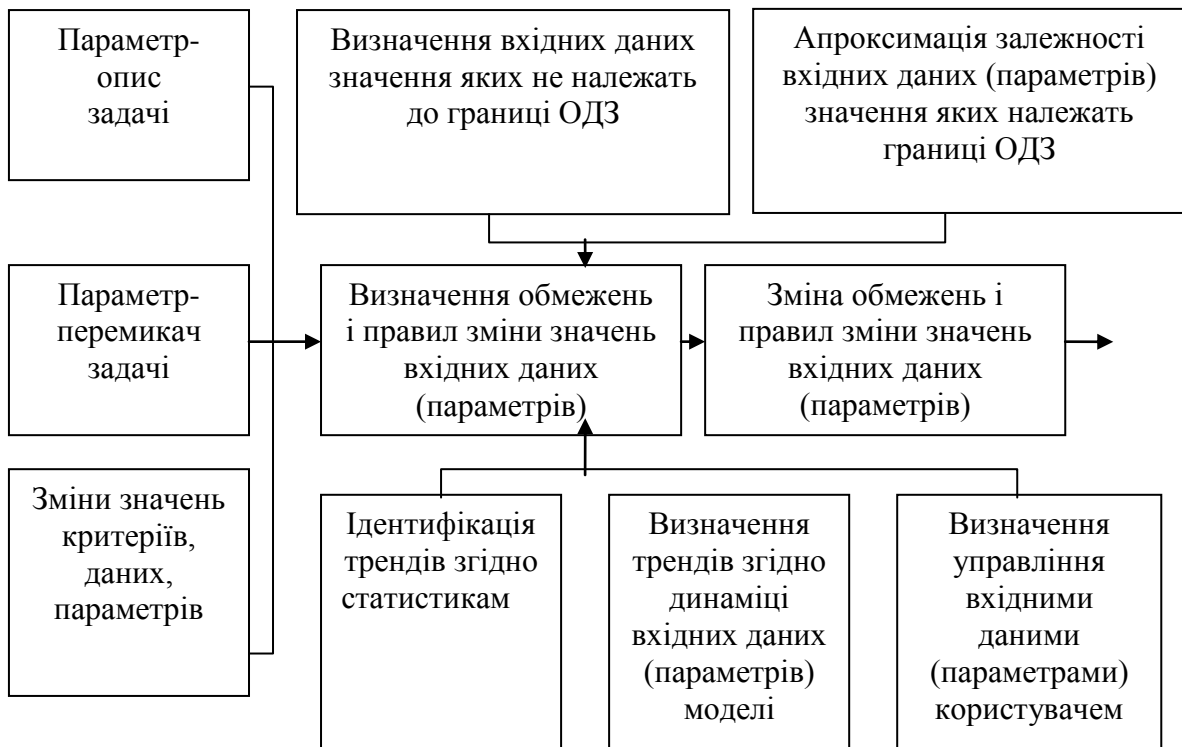


Рисунок 2. Корегування обмежень значень вхідних даних (параметрів).

По сформованим обмеженням і початковій точці значень обчислень в рамках означеного блоку здійснюється розрахунок і присвоєння поточних значень вхідних даних і параметрів для заданої конфігурації моделі.

Задача корегування значень в САПР ГСРП виникає внаслідок застосування параметричної оптимізації при заданих умовах. Якщо ресурс змін вичерпано і не один напрямок оптимізації не дає бажаного результату, то означений блок передає керування процесом на блок корегування правил змін.

Висновок. Для створення САПР ГСРП доцільно розробити систему процедур, що дозволяє конструкторові на основі обмеженої інформації вести спрямований пошук оптимальних параметрів нових технічних засобів ГСРП, як елементів підсистеми більш високого рівня ієрархії з урахуванням альтернативних моделей. У САПР ГСРП необхідно передбачити процедуру декомпозиції проектування як проблеми. Архітектура макроконвеєра САПР ГСРП передбачає відкриті технології й максимально гнучкі можливості розширення й нарощування функціональності. Особливу увагу варто звернути на відкритість систем, зокрема можливості включення програм математичної обробки даних, поповнення баз моделей, алгоритмів і програм розрахунку.

Таким чином, у відповідності до глобальної ітерації, визначивши задачу, модель, вхідні дані, параметри, обмеження на вхідні дані, обмеження на параметри, правила зміни вхідних даних і параметрів, безпосередньо значення вхідних даних і параметрів, здійснюється ітерація структурної оптимізації у рамках ідентифікації реального або проектного стану ГСРП, при цьому режими функціонування програмно однотипних блоків визначаються значеннями вхідних даних.

Операція архітектурного проектування як конвертація зібраних вимог у формальні структури з використанням формального синтаксису. Одним із ключових аспектів програмної інтеграції є вироблення загального інформаційного середовища проекту, де кожний етап і його підзадачі розширюють інформаційну структуру проектного ГСРП.



Рисунок 3. Блок формування вхідних даних.

Параметрична САПР ГСРП дозволяє створювати узагальнені параметричні проекти. Структурно в рамках середовища програмного забезпечення системи імітаційного моделювання гідроприводів у складі систем управління будівельних машин реалізовані три підсистеми параметризації.

Література

1. Б.С. Федоров, Н.Б. Гуляев, Разработка САПР. Проектирование программного обеспечения САПР. – М.: Высш. Шк., 1990.
2. Древс Ю. Г., Золотарев В. В. Имитационное моделирование т его применение при проектировании автоматизированных систем управления. - М., 1981.
3. Д. О. Горда Системи інтелектуального контролю в САПР ГСРП. Техніка будівництва №20 –К.: КНУБА, 2007, с. 129-131.
4. С. В. Цюцюра, О. Д. Горда Макроконвеер завдань САПР САУ ГСРП. Управління розвитком складних систем . Вип. 1, 2010р. с. 53-68.



УДК 621.002.5

М.М. Забродський аспірант (КНУБА, Київ)

СИСТЕМНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЕКТНОГО РОЗРАХУНКУ ВІБРОМАЙДАНЧИКА З ВЕРТИКАЛЬНО НАПРАВЛЕНИМИ КОЛИВАННЯМИ

Вступ. Вібромайданчики – це машини, які забезпечують добре і швидке ущільнення жорстких бетонних сумішей по всьому об'єму формуємих залізобетонних виробів, особливо при їх важкій конфігурації та великих розмірах.

Вібромайданчики зазвичай включають в себе один або декілька віброзбудувачів, встановлених еластично відносно фундаменту, електричний привід віброзбудувача, синхронізатори та інші вузли. В залежності від типу формуємого виробу конструктивно вібромайданчики бувають: ударно вібраційні, з вертикально направленими гармонійними коливаннями, резонансні з горизонтально направленими коливаннями. В даному випадку буде проведено системне моделювання проектного розрахунку вібромайданчика з вертикально направленими коливаннями, який широко застосовують для ущільнення плоских виробів.

Зробивши пошук по матеріалом вітчизняних і закордонних джерел була складена множина вібромайданчиків в залежності від вантажопідйомності та габаритних розмірів формуємих виробів. Вантажопід'ємність вибраних вібромайданчиків знаходиться в межах $Q_{zp} = 10...40t$. Даний тип вібромайданчиків серійно випускається на заводі «Промстроммашина» (Російської Федерації) та «Ярославский завод «Красный Маяк» (Республіка Беларусь).

Мета та постановка задачі. Методи проектування вібромайданчиків з вертикально направленими коливаннями розроблені теоретично, експериментально та підтверджуються практично, але як правило вони представлені в загальному вигляді, тому не представляється можливим в окремих випадках з необхідною точністю визначити інерційні характеристики, раціональний режим роботи, навантаження яке діє на конструкцію та потужність приводу. Тому є доцільним виконати аналіз існуючих методів розрахунку і результатів експериментальних досліджень вібромайданчиків з вертикально направленими коливаннями з метою встановлення всіх вхідних (включаючи експериментальні дані) та вихідних параметрів. Оцінити можливість застосування цих даних при розробці системної методики проектного розрахунку.

Актуальність дослідження полягає в тому, що спираючись на існуючі методи розрахунку, розробити нову методику проектного розрахунку, яка відрізняється від існуючих тим, що охоплює множину вібромайданчиків з вертикально направленими коливаннями в залежності від типорозміру, дана методика дозволить визначати основні параметри вібромайданчиків в межах діапазону, що розглядається з деякою похибкою, величину якої можна оцінити за допомогою порівняння з характеристиками, що відповідають паспортним даним вібромайданчиків з вертикально направленими коливаннями з множини яка розглядається.

Застосовуючи методи системного моделювання дану методику можна представити як систему, що дає змогу впровадити інформаційні технології в процес проектування вібромайданчиків та розробити систему комп'ютерної підтримки інженерних розрахунків основних параметрів.

На підставі вище вказаного детально розглянемо існуючі методики розрахунку.

Виклад основного матеріалу. В загальному вигляді методика розрахунку вібромайданчика включає в себе: вибір конструктивної схеми вібромайданчика та встановлення її розмірів; визначення мас, що коливаються; вибір необхідного режиму

коливань і визначення жорсткості опор; визначення змушуючої сили необхідної для заданого режиму коливань; визначення потужності двигуна [2].

Розробка методики проектного розрахунку вібраційного грохоту з коловими коливаннями.

В результаті проведеного аналізу робіт [1,2,3,4,5,7], було встановлено всі вхідні, довідкові (експериментальні) дані та визначені цілі розрахунку. Принципова схема вібромайданчика з вертикально направленими коливаннями представлена на рис.1.

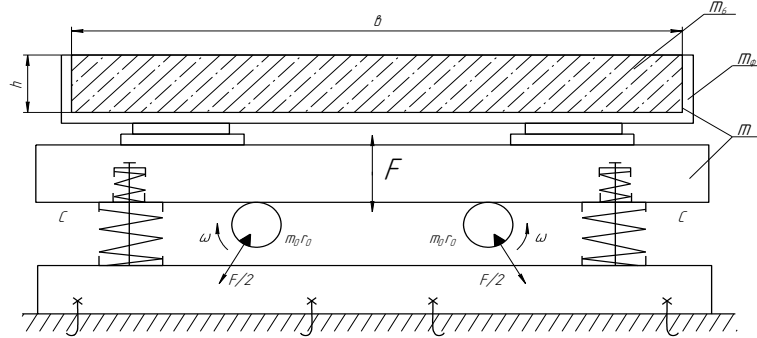


Рисунок 1. Розрахункова схема вібромайданчика з вертикально направленими коливаннями.

Інерційні і конструктивні характеристики:

Маса виробу, що формується:

Визначаємо об'єм суміші який підлягає ущільненню $V, м^3$:

$$V = hbl, \quad (1)$$

де h – висота виробу, що формується, згідно рекомендацій $h = 0,1...0,5$ [2 стр. 102].

b, l – відповідно, ширина та довжина виробу, м.

Маса бетонної суміші знаходиться, по заданій щільності ρ , тобто:

$$m_0 = V\rho \text{ або } m_0 = hbl\rho, \quad (2)$$

де ρ – щільність бетонної суміші, в залежності від її типу приймаємо $\rho = 1800...2400, кг/м^3$.

Маса віброуючих частин:

Аналіз існуючих методик розрахунку вібромайданчиків з вертикально направленими коливаннями показав, що вираз для визначення загальної маси віброуючих частин має наступний вигляд [1,2,3]:

$$m_3 = m_\phi + m_\kappa + \alpha m_0. \quad (3)$$

де m_ϕ – маса форми, при відсутності даних для попередніх розрахунків можна прийняти:

$$m_\phi = (0,6...1)m_0 \text{ [4, стр.184.], для нашого випадку приймаємо } m_\phi = 0,8m_0.$$

m_κ – маса віброуючих частин вібромайданчика, кг.

Існує декілька залежностей для визначення розглядаємої маси, всі вони мають емпіричний характер. Результати дослідження зведені до таблиці 1.

В представлених формулах Q це вантажопідйомність вібромайданчика, фактично вона складається з маси форми та маси бетонної суміші, тобто $Q = m_\phi + m_0$, таким чином можна зробити висновок, що залежності представлені роботах Баумана В.О., Сергєєва В.П., Назаренко І.І. мають однаковий вигляд, тому в подальших розрахунках для визначення маси віброуючих частин вібромайданчика будемо використовувати наступні вирази [3, стр.184.]:

$$- \text{для блокових: } m_\kappa = (0,2...0,4)(m_\phi + m_0), \quad (4)$$



– для рамних: $m_k = (0,6...1,2)(m_\phi + m_\sigma)$. (5)

Таблиця 1. Маса вібруючих частин вібромайданчика.

Автори методики	Маса вібруючих частин вібромайданчика $m_k, кг$
Бауман В.О.	для блокових: $m_k = (0,2...0,4)Q$, для рамних: $m_k = (0,6...1,2)Q$.
Сергєєв В.П.	$m_k = 0,35Q$,
Назаренко І.І.	для блокових: $m_k = (0,2...0,4)(m_\phi + m_\sigma)$, для рамних: $m_k = (0,6...1,2)(m_\phi + m_\sigma)$.

або враховуючи що $m_\phi \approx 0,8m_\sigma$, отримаємо:

– для блокових: $m_k = (0,2...0,4)(0,8m_\sigma + m_\sigma) \approx 0,3 \cdot 1,8m_\sigma \approx 0,54m_\sigma$, (6)

– для рамних: $m_k = (0,6...1,2)(0,8m_\sigma + m_\sigma) \approx 0,9 \cdot 1,8m_\sigma \approx 1,62m_\sigma$. (7)

Остаточно після всіх перетворень загальна маса вібруючих частин вібромайданчика буде дорівнювати:

– для блокових: $m_s = 0,8m_\sigma + 0,54m_\sigma + \alpha m_\sigma = (\alpha + s)m_\sigma$, (8)

– для рамних: $m_s = 0,8m_\sigma + 1,62m_\sigma + \alpha m_\sigma = (\alpha + s)m_\sigma$. (9)

де s – коефіцієнт металоємності, для блокових $s = 1,34$, для рамних $s = 2,42$.

α – коефіцієнт приєднаної бетонної суміші.

Вантажопідйомність вібромайданчика:

За даними джерел [1,2,3] вантажопідйомність вібромайданчика складається з ваги форми та ваги виробу, тобто:

$$Q = (m_\phi + m_\sigma) \cdot g, \quad (10)$$

де g – прискорення вільного падіння, $g \approx 10 м/с^2$,

Враховуючи, що $m_\phi \approx 0,8m_\sigma$, вантажопідйомність Q буде дорівнювати, Н:

$$Q = 18m_\sigma. \quad (11)$$

Зусилля, що діють в конструкції:

Змушуюча сила віброзбудника:

У вібромайданичків з вертикально направленими коливаннями, джерелом збудження гармонічних коливань виступає відцентровий віброзбуджувач, даний тип вібромайданичків працює в зарезонансному режимі, при якому частота вимушених коливань набагато більше частоти власних коливань системи ($\omega > \omega_0$). Змушуюча сила визначається з умови забезпечення амплітуди коливань x_σ , необхідної для ущільнення бетонної суміші. Таким чином в системах з відцентровим віброзбуджувачем амплітуда вібропереміщень починається з нуля, потім по мірі зростання частоти різко збільшується до нескінченності. Переходячи через резонанс, амплітуда стає від'ємною в зв'язку з рухом маси в протифазі з вимушеною силою. Подальше збільшення частоти після резонансу приводить до стабілізації та її асимптотичному наближенню к значенню, яке визначається без врахування пружності і опору бетоної суміші. Це пояснюється тим, що змушуюча сила росте зі збільшенням частоти в такій же мірі, як і сила інерції маси що рухається. Врівноважність цих сил забезпечується при будь-якому їх значенні. Питома вага сил опору та пружності при віддалені від резонансу становляться незначними, і амплітуда може визначатися без їх врахування, тобто змушуюча сила буде дорівнювати силі інерції:

$$F_0 = m_s x_\sigma \omega^2, \quad (12)$$

де ω – кутова частота вібрування, рад/с. Блочні вібромайданчики в своїй більшості працюють на кутовій частоті $\omega = 314 \text{ рад/с}$.

x_0 – амплітуда вібропереміщень, що достатня для ущільнення бетонної суміші заданої жорсткості на визначеній кутовій частоті, мм. Згідно рекомендацій, для частоти $\omega = 314 \text{ рад/с}$ (50 Гц) [3 стр. 102] $x_0 = 0,3 \dots 0,6$.

m_3 – загальна маса віброуючих частин вібромайданчика, кг. Як вже зазначалось в залежності від типу вібромайданчика вона складає: для блокових: $m_3 = (\alpha + s)m_0$, для рамних: $m_3 = (\alpha + s)m_0$.

В представлених залежностях α – це коефіцієнт приєднаної бетонної суміші, яка коливається разом з корпусом вібромайданчиком, і враховує вплив бетонної суміші на процес ущільнення. В роботах які присвячувались дослідженню роботи вібромайданчиків існує декілька підходів за допомогою яких враховується вплив середовища (бетонної суміші) на процес ущільнення. Розглянемо кожен з підходів більш детально. В результаті дослідження робіт [2,6,7], отримано наступні результати таблиця 2.

Таблиця 2. Змушуюча сила вібробудника.

Автор методики	Змушуюча сила вібробудника, F_0, H
Бауман В.О., Биховський І.І., Гольдштейн Б.Г.	$F_0 = (\alpha + s)m_0 x_0 \omega^2$ $\alpha_0 = 0,25 \dots 0,4$
Сергєєв В.П.	$F_0 = (\alpha + s)m_0 x_0 \omega^2$ $\alpha_0 = 0,25 \dots 0,35$, при $h < 0,3 \text{ м}$ $\alpha_0 = 0,2 \dots 0,25$, при $h > 0,3 \text{ м}$.
Назаренко І.І.	для зарезонансного режиму: $F_0 = x_0 \sqrt{[m_k \omega^2 + m_0 \omega^2 a]^2 + [m_0 \omega^2 d]^2}$ де a, d – хвильові коефіцієнти.
Сівко В.Й.	для зарезонансного режиму: $F_0 = x_0 M \omega^2 + \sigma_0 S$
Яковенко В.Б.	$F_0 = \omega \cdot x_0 \sqrt{[(m_k + \rho Sh)\omega]^2 + [(\rho Sh \gamma \omega)]^2}$.

З метою встановлення найбільш точно підходу по визначенню змушуючої сили необхідної для найкращого ущільнення бетонної суміші було проведено розрахунок, в результаті якого встановлено що найкращі результати дають методики Назаренко І.І. та Сівко В.Й. (графік рис.3). Для нашого випадку доцільніше використовувати методику Назаренко І.І. з огляду на повноту експериментальних даних, а саме хвильових коефіцієнтів a, d [5 стр. 186]

Жорсткість опорних пружин

Для виконання умов санітарно-гігієнічних норм і забезпечення зарезонансного режиму коливань приймається власна кутова частота коливань системи [3 стр. 105]:

$$\omega_0 \leq \frac{\omega}{7 \dots 10}, \quad (13)$$

де ω_0, ω – відповідно власна та вимушена кутова частота коливань системи.

Дослідженнями встановлено існування наступних залежностей для визначення жорсткості опорних пружин, таблиця 3.



Таблиця 3. Сумарна жорсткість опорних пружин.

Автор методики	Сумарна жорсткість опорних пружин, c , Н/м
Бауман В.О., Биховський І.І., Гольдштейн Б.Г.	$c = \frac{\omega}{\alpha^2} \frac{G_{пол}}{10^3}$, де $\alpha = \frac{\omega}{\omega_0} = (7...10)$
Сергєєв В.П.	$c = \frac{m_3}{n} \omega_0^2 \approx \frac{m_3}{n} 28^2$.
Назаренко І.І.	$c = m_3 \omega_0^2$

Аналізуючи залежності для визначення сумарної жорсткості опорних пружин, можна зробити висновок, що вони ґрунтуються на спільному підході, тому в подальших розрахунках будемо використовувати формулу [5 стр. 185]:

$$c = m_3 \omega_0^2. \quad (14)$$

де m_3 – загальна маса віброуючих частин вібромайданчика, кг.

Для розрахунків приймаємо, що $\omega_0 = \omega/10$, тоді сумарна жорсткість пружин буде дорівнювати, Н/м:

$$c = m_3 \left(\frac{\omega}{10} \right)^2. \quad (15)$$

Потужність приводу. В загальному вигляді енергія вібромайданчика складається з енергії, що витрачається на подолання активних (дисипативних) опорів у самій машині і бетонній суміші при коливаннях та енергії на подолання сил тертя в підшипниках вібробуджувача. Отже, необхідна потужність має дві складові: потужність коливань P_k і потужність сил тертя P_{mp} , тоді загальна потужність приводу буду складати з врахуванням КПД передачі, Вт:

$$P_0 = \frac{P_k + P_{mp}}{\eta}. \quad (16)$$

де η – ККД приводу.

Проаналізував існуючі методики розрахунку вібромайданчиків [1,2,3,4,6,7] було встановлено існування різних формул для визначення потужності приводу вібромайданчика. Результати дослідження зведені до таблиці 4.

Таблиця 4. Потужність приводу.

Автор методики	Потужність приводу P , Вт
Бауман В.О., Биховський І.І., Гольдштейн Б.Г.	З направленими коливаннями, кВт: $P = \frac{K\omega^3}{4 \cdot 10^7 \eta_m \eta_c} \left(a + \frac{d_u}{2} \mu \right),$ З круговими коливаннями: $P = \frac{K\omega^3}{2 \cdot 10^7 \eta_m \eta_c} \left(a + \frac{d_u}{2} \mu \right)$
Сергєєв В.П.	$P = (1,25...1,3) \frac{F_0 n d_u \mu K \omega^3}{19,5 \cdot 10^4}.$

Сівко В.Й.	На коливання: $\max P_k = \frac{1}{2} \sigma_0 S x_0 \omega k$ На тертя: $P_{mp} = F_0 \mu \frac{d_u}{2} \omega$.
Назаренко І.І.	На коливання: $\max P_{cp} = \frac{1}{4} F_0 x_0 \omega$ На тертя: $P_{mp} = F_0 \mu \frac{d_u}{2} \omega$.

В результаті аналізу представлених формул, для нашого випадку будемо використовувати методику Назаренко І.І. [5 стр. 187]. За якою потужність приводу віброплощадки має вид:

$$P = \frac{P_{cp \max} + P_{mp}}{\mu}, \quad (17)$$

де $P_{cp \max}$ – максимальна середня потужність, необхідна для підтримання вібрації;

P_{mp} – потужність, яка необхідна для подолання опору в підшипниках віброзбудувача.

При направлених коливаннях максимальна середня потужність дорівнює:

$$P_{cp \max} = \frac{1}{4} F_0 x_0 \omega, \quad (18)$$

При кругових коливаннях:

$$P_{cp \max} = \frac{1}{2} F_0 x_0 \omega. \quad (19)$$

Потужність необхідна для подолання тертя в підшипниках віброзбудувача знаходиться за формулою:

$$P_{mp} = F_0 \mu \frac{d_u}{2} \omega, \quad (20)$$

де d_u – діаметр цапфи валу, для розрахунків $d_u = (0,06...0,1) \text{ м}$;

μ – коефіцієнт тертя кочення в підшипниках:

– для шарикопідшипників $\mu = 0,004...0,006$,

– для роликових підшипників $\mu = 0,005...0,008$.

При частоті $\omega = 314 \text{ рад/с}$, відповідно для малорухомих та рухомих сумішей $x_0 = (0,003...0,008) \text{ м}$.

Для приведених вище залежностей приймаємо, що $x_0 = 0,005$, $\mu = 0,008$ тоді потужність приводу буде дорівнювати:

$$\text{для направлених коливань: } P = 0,45 \cdot 10^{-3} \frac{F_0 \omega}{\eta}. \quad (21)$$

$$\text{для кругових коливань: } P = 0,53 \cdot 10^{-3} \frac{F_0 \omega}{\eta}. \quad (22)$$

В наведених формулах позначимо числа як коефіцієнт u , і остаточно отримаємо формулу потужності для віброплощадки:

$$P = u \frac{F_0 \omega}{\eta}. \quad (23)$$

Згідно принципам системності представимо проектний розрахунок вібромайданчика з вертикально направленими коливаннями у вигляді системи (рис.2).

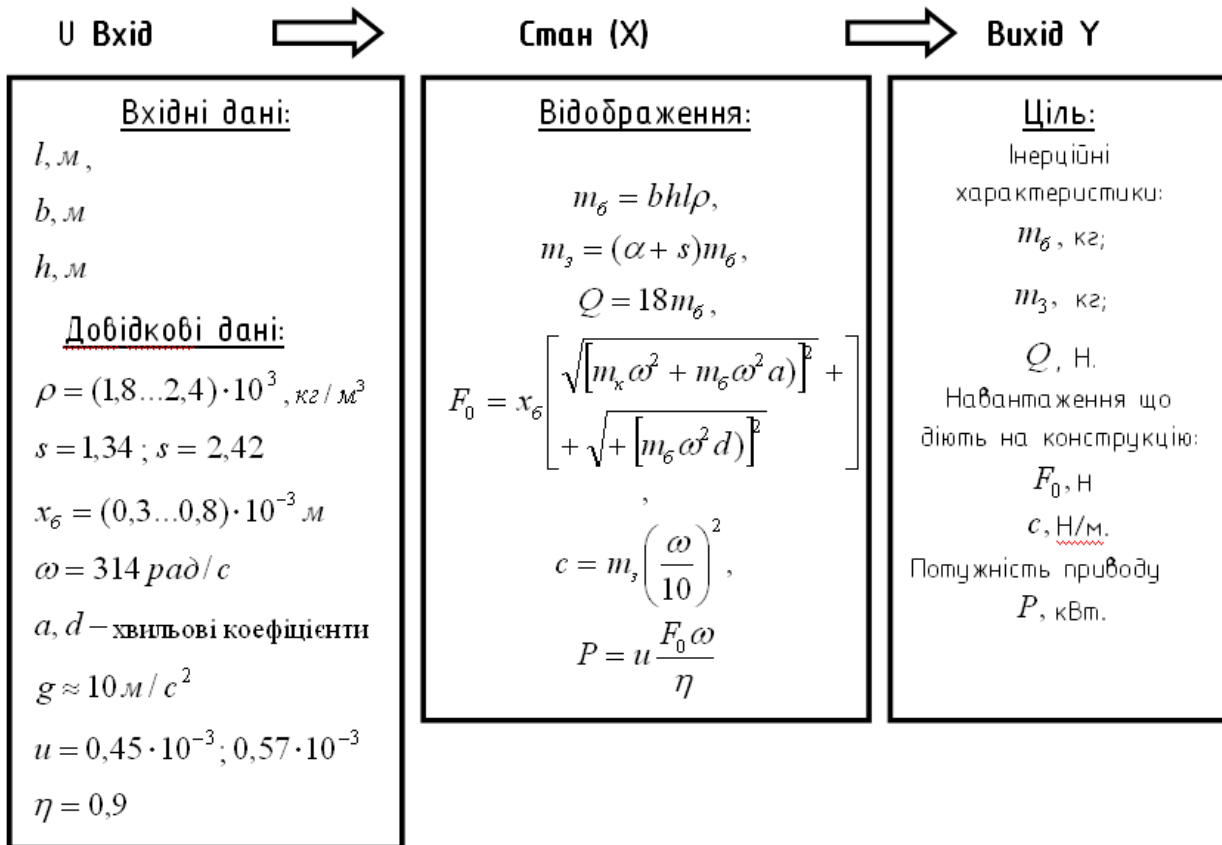


Рисунок 2. Системне представлення проектного розрахунку вібромайданчика з вертикально направленими коливаннями.

За розробленою методикою були проведені розрахунки множини вібромайданчиків з вертикально направленими коливаннями. В якості вхідних даних задавалися значення, що відповідають паспортним даним вже існуючих вібромайданчиків. Результати розрахунків представлені на графіках (рис. 3).

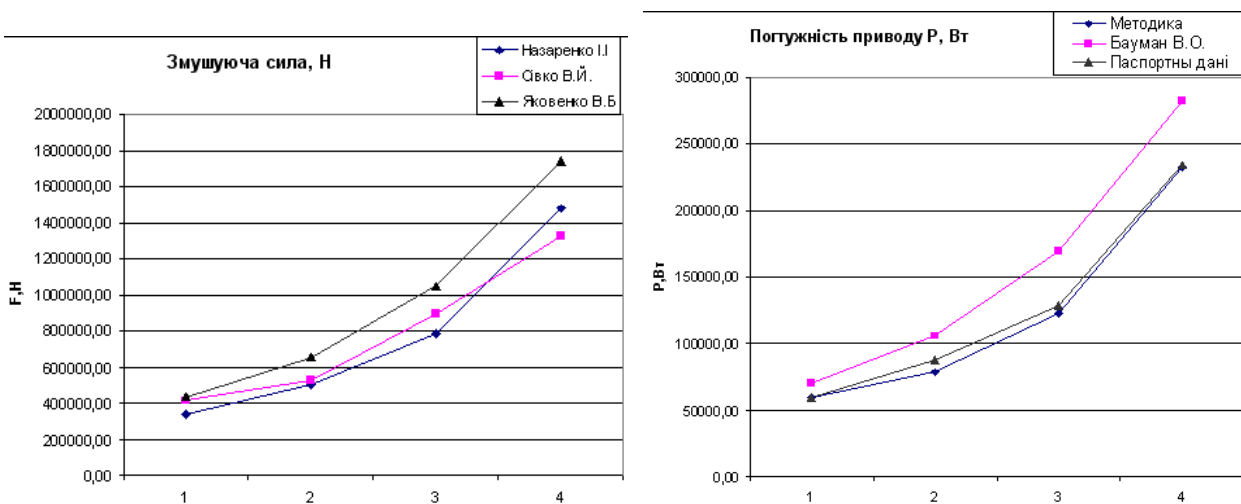


Рисунок 3. Графіки результатів розрахунку та їх порівнянні з паспортними даними.

Висновки. Отримані результати доводять спроможність розробленої методики охоплювати проектним розрахунком не один зразок, а повну множину вібромайданчиків з вертикально направленими коливаннями. Систематизація існуючих методик дозволила визначити всі вхідні дані, в тому числі довідкові та уточнити їх значення. Похибки розрахунку дорівнюють в середньому 9%...10%, що відповідає вимогам попередніх проектних розрахунків. Розроблений алгоритм має системний вид, що дозволяє

використовувати інформаційні технології в процесі розрахунку вібромайданчиків, тим самим зменшити трудомісткість та підвищити ефективність проектних робіт.

Література

1. Бауман В.А. Механическое оборудование предприятий строительных материалов изделий и конструкций. /В.А. Бауман, Б.В. Клушанцев, В.Д. Мартынов.– 2-е изд., перераб. –М., «Машиностроение», –1981.– 324с., ил
2. Чубук Ю.Ф., Назаренко І.І., Гарнец В.Н. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей.– Чубук Ю.Ф., Назаренко І.І., Гарнец В.Н.– К.: Вища шк.. Головное изд-во, 1985.-168с.
3. Сергеев В.П. Строительные машины и оборудование: Учеб. для вузов / Сергеев В.П.– М.: Высш. шк., 1987. – 376 с.: ил.
4. Назаренко І.І. Машины для виробництва будівельних матеріалів / Назаренко І.І.– Підручник. – К.: КНУБА, – 1999.-488с.
5. Назаренко І.І. Вібраційні машини процеси будівельної індустрії: Навчальний посібник.–К.: КНУБА, 2007.-230с.
6. В.Б. Яковенко Моделирование и расчет вибрационных систем. Учебн. пособие / В.Б. Яковенко.– К.:УМК ВО. –1988.–232с.
7. Сівко В.Й. Механічне устаткування підприємств будівельних виробів: Підручник./ Сівко В.Й. –К.: ІСДО,1994.- 359 с.



УДК 005.22:005.08: 004.9: 681.3

С.В. Цюцюра, доктор технічних наук, професор (КНУБА, Київ),
С.А. Теренчук, кандидат фізико - математичних наук, доцент (КНУБА, Київ),
Б.М. Єременко, магістрант (КНУБА, Київ)

ЗАСТОСУВАННЯ НЕЙРОННИХ МЕРЕЖ У БУДІВЕЛЬНИХ ПРОЕКТАХ

Актуальність теми. Виконання планів будівництва і термінів проведення будівельних робіт багато в тому залежить від правильної організації управління і оперативності керування будівельними процесами. Відсутність або нестача фінансових ресурсів призводить до зростання невизначеності виконання робіт по проекту. Подальший розвиток в таких умовах висуває на перший план аналіз факторів невизначеності, що супроводжують підготовку та інвестиційну фази проекту, для того щоб забезпечити мінімізацію ризиків на будівельній та експлуатаційних фазах проекту. Саме тому, розробка нових моделей і методів прогнозування ризиків, що базуються на інтеграції технологій штучного інтелекту з традиційними моделями і методами планування проектів, лишається **актуальною**.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Аналіз існуючих методів організації технологічних моделей подання проектів будівельної галузі [1] показав, що найбільш ефективними при побудові організаційно-технологічної моделі будівельного проекту є сітьові методи моделювання, оскільки дають можливість представити в єдиній моделі весь комплекс варіантів ведення робіт, зробити їх інформаційно-логічне описання, досліджувати тривалість будівництва об'єкта і, при необхідності, змінювати тривалість робіт без зміни топології моделі. Алгоритми, розроблені для роботи з графами [2] дозволяють здійснити пошук оптимального варіанту за виділеним критерієм і розв'язати задачі організації та ефективного управління будівництвом [3,4]. Але можливості сітьових методів не охоплюють всіх проблем планування і управління будівельними проектами. Однією з таких задач є врахування стохастичних факторів при організації будівництва.

Найпоширеніші програмні засоби управління проектами такі, як MS Project, Spider Project, Shuetrac і Primavera не завжди дають можливість оцінити ймовірність успішного виконання проекту та провести оцінки ризиків. Застосування Primavera та Shuetrac дає можливість оцінити лише ймовірності ризиків виконання певних видів робіт але не доступні широкому колу користувачів через достатньо велику вартість програмного продукту та його розповсюдження лише на ліцензійних засадах.

Розробка нечітких критеріїв та їх раціональне сполучення з традиційними параметрами [5,6] адаптують сітьову детерміновану модель до умов невизначеності. В роботах [7,8] для вияву ймовірності небезпек підготовки будівництва та вибору раціональних альтернатив в процесі організації реалізовано сценарно-ігровий підхід («Стоп-форс-мажор», «Підготовка без форс-мажору»).

Постановка задачі. В даній роботі ризик – подія (R), яка ставить під загрозу завершення будівництва об'єкту належної якості в рамках бюджету і запланованих термінів. Для оцінки ймовірності того, що проект під загрозою $P(R)$ необхідно визначити симптоми, що можуть привести до зриву проекту. В термінах теорії ймовірностей симптом i -о ризику в деякий момент часу - це елементарна подія A_i ($i = 1 \dots n$). Тоді подія, яка полягає в одночасній появі n симптомів, що можуть привезти до зриву проекту, характеризується ймовірністю [9]:

$$P(A_1 \cap \dots \cap A_n) = \prod_{i=1}^n P_i, \quad (1)$$

якщо події A_i незалежні в сукупності.

До появи симптому i -о ризику, в свою чергу, приводить одна з незалежних в сукупності гіпотез $B_j (j=1..m)$, що утворюють повну групу подій. Тоді умовна ймовірність події A_i при умові, що відбулася подія B_j :

$$P(A_i/B_j) = \frac{P(A_i \cap B_j)}{P(B_j)}. \quad (2)$$

Якщо подія A_i відбулась, то ймовірність гіпотези B_j можна перерахувати за формулою Байеса:

$$P(B_j/A_i) = \left(P(B_j)P(A_i/B_j) \right) / \left(\sum_{k=1}^m P(B_k)P(A_i/B_k) \right). \quad (3)$$

Нехай $A_i \cap B_j = H_i, i=(1..l)$ – ланцюг подій, які можуть привести до зриву проекту, тоді повну ймовірність того, що проект під загрозою можна було б визначити за формулою:

$$P(R) = \sum_{k=1}^n P(H_i)P(R/H_i), \quad (4)$$

але у випадку прогнозування ризиків напевне відомо, що $\{A_i\}$ і $\{B_j\}$ – не утворюють повні групи подій, і умова незалежності в сукупності не виконується. Це взагалі унеможлиблює формалізацію процесу прогнозування. Крім того, ймовірності елементарних подій залежать від часу. Все це спонукало авторів використати для оцінки ризиків у будівельних проектах нейронну мережу (НМ), яка застосовується тоді, коли невідомий точний вид зв'язку між вхідними і вихідними даними. Досить лише точно знати, що цей зв'язок існує. При цьому самі залежності буде знайдено в процесі навчання нейронної мережі. У випадку вдалої побудови, нейронні мережі дають можливість отримати досить достовірні висновки щодо реальних процесів.

Мета роботи полягає в дослідженні НМ, які можуть бути інтегровані в існуючі інформаційні моделі для адекватної оцінки ризиків у будівельних проектах.

Виклад основного матеріалу. Інформаційною основою управління є результати прояву ймовірнісних процесів. На рис. 1 зображено граф, що ілюструє описаний вище процес.

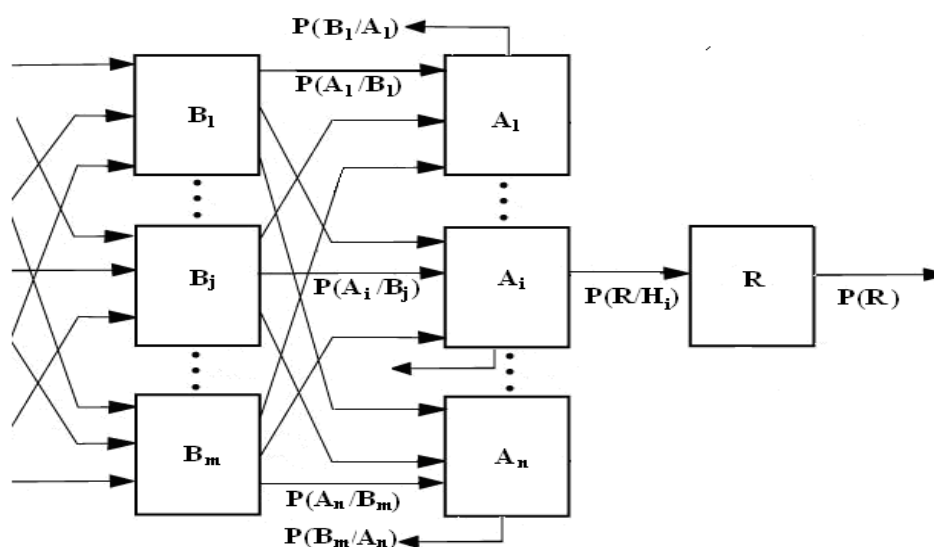


Рисунок 1. Граф, що ілюструє знаходження повної ймовірності і переоцінку гіпотез.

На рис. 2 представлена спрощена схема багатошарового перцептрона – НМ, яка призначена для розв'язання задач прогнозування. Для навчання такої мережі доцільно використовувати алгоритм зворотного поширення [10].

Навчена таким чином НМ сама здатна виконувати прогноз ризиків.

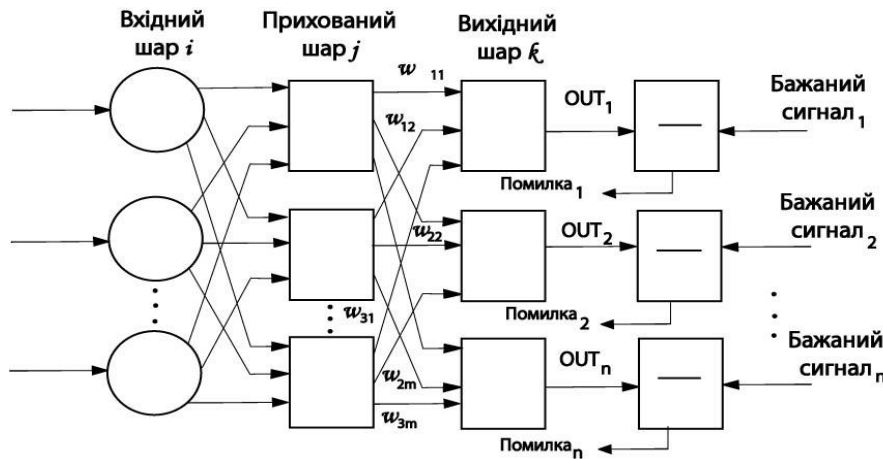


Рисунок 2. Схема двошарової мережі зворотного поширення.

Висновки

1. В умовах сучасного будівництва зростає необхідність в системах, які не лише виконують запрограмовані послідовності дій над детермінованими даними, а здатні самі аналізувати динамічну інформацію, знаходити в ній закономірності та виконувати прогноз.
2. Встановлено, що найкращим чином у цій області зарекомендували себе багатошарові перцептрони.
3. Для того, щоб прогнози НМ були достовірними, необхідно: правильно вибрати активаційну функцію нейрона, структуру і алгоритм навчання НМ; сформувані вхідний вектор і базу даних для навчання, що є предметом подальших досліджень.

Література

1. Антипенко Е.Ю. Анализ организационно-технологических моделей представления строительных проектов / Е.Ю. Антипенко, И.В. Доненко // Містобудування та територіальне планування: Наук. - техн. зб. – К., КНУБА, 2009. – Вип. 35. – С. 11-18.
2. Кормен Т. Алгоритмы: построение и анализ / Кормен Т., Лейзерсон Ч., Ривест Р., Штайн К.; пер. с англ. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2005, 2-е издание. – 1296 с.
3. Кубайчук О.О. Застосування топологічного сортування у плануванні будівельних робіт / О.О.Кубайчук, С.А. Теренчук, Б.М. Єременко // Містобудування та територіальне планування: Наук.-техн. збірник – К., КНУБА, 2007. – Вип. 28. – с. 102-108.
4. Кубайчук О.О. Оптимізація управління методом виділення сильно зв'язних компонентів на графах / О.О. Кубайчук, С.А. Теренчук, Б.М. Єременко // Техніка будівництва: Наук.-техн. журнал, 21 – К., КНУБА, 2008. – Вип. 21. –с. 87-91.
5. Тугай О.А. Методологія побудови варіативних моделей процесів організації будівництва за допомогою теорії нечітких мір / О.А. Тугай // Науково-технічний збірник «Містобудування та територіальне планування». – К., КНУБА, 2007. – Вип.27. – с.301-305
6. Тугай О.А. Формування інформаційно-аналітичного підґрунтя врахування стохастичних факторів при організації будівництва та шляхи подолання відмов організаційних систем / О.А.Тугай // Техніка будівництва: Наук.-техн. журн.,20 – К., КНУБА, 2007.– Вип. 20. –с. 97-103.
7. Тугай О.А. Передумови та аналітичні основи запровадження інновацій в організаційно-технологічне моделювання підготовки будівництва / О.А. Тугай, Г.В. Лагутін, В.О. Поколенко та ін. // Містобудування та територіальне планування: Наук.-техн. збірник – К., КНУБА, 2009. – Вип. 35. – с. 449-458.
8. Тугай О.А. Багатостадійна інжинірингова модель організації взаємодії провідного виконавця із замовником / О.А. Тугай // Техніка будівництва: Наук.-техн. журнал, 21 – К., КНУБА, 2008. – Вип. 21. –с. 105-113.
9. Міхайленко В.М. Теорія ймовірностей, ймовірнісні процеси та математична статистика / В.М.Міхайленко, С.А. Теренчук, О.О. Кубайчук. - К.: Вид-во Європ. ун-ту, 2007.-163 с.
10. Осовский С. Нейронные сети для обработки информации / С. Осовский; пер. с польского. – М.: Финансы и статистика, 20012.- 344 с.

УДК 69.057.7

Р.С. Пиляєв, провідний спеціаліст ТОВ “САПРАН УКРАЇНА”

РОЗРОБКА ЕКОНОМІКО-МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ВИКОРИСТАННЯ БАШТОВИХ КРАНІВ

Вступ. Постановка задачі. З аналізу загальної структурної схеми будівельного виробництва [1] випливає, що для досягнення об'єктивних результатів дослідження економіко-математична модель повинна відповідати взаємозв'язку ресурсів, оператора і будівельного процесу.

На першому етапі аналізуються варіанти технологій з використанням різних методів досліджень. Отримані варіанти технології порівнюються за критеріями оптимальності - наведеними витратами на обсяг будівництва, економічному ефекту і трудомісткості [2].

Якщо порівнювальні варіанти мають однаковий обсяг робіт, то оптимальний варіант відповідає мінімуму наведених витрат. При порівнянні технологічних процесів з різними обсягами робіт необхідно враховувати отриманий ефект або збиток за вартістю матеріалів, тому в деяких випадках доцільно вибирати оптимальний варіант за величиною економічного ефекту.

Методика та результати досліджень. Оскільки в механізованому процесі бере участь комплект машин змінного складу, кожна з яких не забезпечує кінцевої продукції, капітальні вкладення K_0 визначають по формулі:

$$K_0 = \sum \frac{K_{B.Ki} \cdot T_{Oi}}{T_{Pi}}, \quad (1)$$

де $K_{B.Ki}$ - вартість i -ї машини комплекту, T_{Oi} і T_{Pi} - число годин роботи i -ї машини на об'єкті у році.

Собівартість механізованих робіт визначають на кожному рівні:

$$C_0 = K'_H \sum_{i=1}^n C_{M-i} \mathcal{C}_{M-i} + K''_H P, \quad (2)$$

де K'_H і K''_H - безрозмірні коефіцієнти накладних витрат відповідно на витрати по експлуатації та на заробітну плату робітників; C_{M-i} - вартість машино-годин i -ї машини комплекту, грн.; \mathcal{C}_{M-i} - число машино-годин роботи i -ї машини на об'єкті; P - заробітна плата робітників, що беруть участь у технологічному процесі (за винятком персоналу безпосередньо пов'язаного з експлуатацією машин), грн.

Вартість машино-години визначають за формулою:

$$C_{M-\Gamma} = E_0 / T_0 + \Gamma / T_p + C_{П.Е.}, \quad (3)$$

де E_0 - одноразові витрати, грн.; T_0 - кількість годин роботи машини на об'єкті; Γ - річні витрати, грн.; T_p - число годин роботи машини за рік; $C_{П.Е.}$ - поточні експлуатаційні витрати, грн.:

$$C_{П.Е.} = 1,15 \sum_{k=1}^B C_{1k} + S, \quad (4)$$

де C_{1k} - годинна тарифна вставка k -го робітника бригадира з B членів, зайнятої на основних роботах, грн.; S - витрати на паливо, електроенергію, оливу і мастильні матеріали, грн.

Основні операції технологічного процесу – доставка бетонної суміші, вивантаження суміші в бункер, переміщення, подача краном на необхідну при будівництві висоту (операції технологічного процесу можуть бути змінені при подачі краном інших



матеріалів). Наведені витрати на весь процес дорівнюють сумі наведених витрат на зазначені операції:

$$P_{3.o.} = \mu_1 P_{3.o.}^1 + \mu_2 P_{3.o.}^2 + \mu_3 P_{3.o.}^3 + \mu_4 P_{3.o.}^4, \quad (5)$$

Значення коефіцієнтів $\mu_1, \mu_2, \mu_3, \mu_4$ приймають залежно від наявності операції в процесі ($\mu = 0$, якщо операція відсутня, і $\mu = 1$, якщо вона виконується).

Після перетворень із урахуванням виразів (1)-(5) одержимо:

$$\begin{aligned} P_{3.o.} = & 1,08 \cdot (\mu_1 E_{O1} + \mu_2 E_{O2} + \mu_3 E_{O3} + \mu_4 E_{O4}) + \\ & + 1,08 \left(\mu_1 k_{Am1} \frac{Q_1 K_{BK1}}{P_{\Gamma 1} T_{P1}} + \mu_2 k_{Am2} \frac{Q_2 K_{BK2}}{P_{\Gamma 2} T_{P2}} + \mu_3 k_{Am3} \frac{Q_3 K_{BK3}}{P_{\Gamma 3} T_{P3}} + \mu_4 k_{Am4} \frac{Q_4 K_{BK4}}{P_{\Gamma 4} T_{P4}} \right) + \\ & + E_H \cdot \left(\mu_1 \frac{Q_1 K_{BK1}}{P_{\Gamma 1} T_{P1}} + \mu_2 \frac{Q_2 K_{BK2}}{P_{\Gamma 2} T_{P2}} + \mu_3 \frac{Q_3 K_{BK3}}{P_{\Gamma 3} T_{P3}} + \mu_4 \frac{Q_4 K_{BK4}}{P_{\Gamma 4} T_{P4}} \right) + \\ & + 1,512 \cdot \left(\mu_1 \frac{Q_1}{P_{\Gamma 1}} \sum_{k=1}^B C_{Tk1} + \mu_2 \frac{Q_2}{P_{\Gamma 2}} \sum_{k=1}^B C_{Tk2} + \mu_3 \frac{Q_3}{P_{\Gamma 3}} \sum_{k=1}^B C_{Tk3} + \mu_4 \frac{Q_4}{P_{\Gamma 4}} \sum_{k=1}^B C_{Tk4} \right) + \\ & + 2,1 \cdot \left(\mu_1 \mu'_1 \frac{Q_1}{P_{\Gamma 1}} \sum_{k=1}^B C_{Tj1} + \mu_2 \mu'_2 \frac{Q_2}{P_{\Gamma 2}} \sum_{k=1}^B C_{Tj2} + \mu_3 \mu'_3 \frac{Q_3}{P_{\Gamma 3}} \sum_{k=1}^B C_{Tj3} + \mu_4 \mu'_4 \frac{Q_4}{P_{\Gamma 4}} \sum_{k=1}^B C_{Tj4} \right) + \\ & + 1,08 \mu_1 S_1 + 1,08 \mu_2 S_2 + 1,08 \mu_3 S_3 + 1,08 \mu_4 S_4; \\ & S_1 = S_{\Pi 1} + S_{E\pi 1} + S_{M.M1}; S_2 = S_{\Pi 2} + S_{E\pi 2} + S_{M.M2}; \\ & S_3 = S_{\Pi 3} + S_{E\pi 3} + S_{M.M3}; S_4 = S_{\Pi 4} + S_{E\pi 4} + S_{M.M4}, \end{aligned} \quad (6)$$

де $E_{O1}, E_{O2}, E_{O3}, E_{O4}$ - одноразові витрати на експлуатацію машин, які беруть участь у технологічному процесі – відповідно вивантаження, переміщення, підйом; k_{Am} - коефіцієнти амортизаційних відрахувань; Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 - обсяги робіт, що входять у зазначений вище технологічний процес; $P_{\Gamma 1}, P_{\Gamma 2}, P_{\Gamma 3}, P_{\Gamma 4}$ - годинні продуктивності машин, які виконують відповідні технологічні операції; C_{Tk} - тарифна ставка к-го робітника екіпажа машини з Б членів, грн./год.; μ' - коефіцієнт, що дозволяє в математичній моделі враховувати допоміжні операції; C_{Tj} - тарифна ставка j-го робітника бригади з В членів, зайнятих на допоміжних роботах, грн./год.

Останні чотири доданки у виразі (6) являють собою енерговитрати, необхідні для здійснення операцій. Вони враховують витрати на паливо S_{Π} , вартість електроенергії $S_{E\pi}$, вартість мастильних матеріалів $S_{M.M}$.

Енерговитрати для кожної операції визначаються залежно від показників призначених машин і механізмів:

$$\begin{aligned} S = S_{\Pi} + S_{E\pi} + S_{M.M.} = & 1,03 \cdot 10^{-3} N_D q_{\Pi} \cdot \left[k_{д.ч} (k_{д.л} k_N - k_X) + k_X \right] \times \\ & \times \Pi_{\Pi} T_o + 0,001 \Pi_{E\pi} W_{E\pi} T_o + \xi S_{\Pi} + 0,1 v W_{E\pi} T_o \end{aligned} \quad (7)$$

де N_D - потужність двигунів, κBm ; q_{Π} - питома витрата енергії при номінальній потужності, $z / (\kappa Bm \cdot год)$; $k_{д.ч}$ і $k_{д.л}$ - коефіцієнти використання двигунів відповідно за часом і потужністю; k_N - коефіцієнт, що враховує зміну витрати енергії залежно від ступеня використання двигунів за потужністю; k_X - коефіцієнт, що враховує зниження витрати енергії на холостому ходу двигуна; Π_{Π} - ціна енергії, $грн./\kappa g$; $\Pi_{E\pi}$ - питома ціна електроенергії, $грн./10 \kappa Bm$; $W_{E\pi}$ - розрахункова витрата електроенергії за годину, $\kappa Bm \cdot год$; ξ - коефіцієнт переходу від вартості річної витрати енергії до вартості оливи; v -

вартість мастильних і допоміжних матеріалів на одиницю використаної електроенергії, грн./10 кВт·год.

У деяких випадках необхідно в якості критерія оптимальності приймати трудомісткість процесу T_{Π} . Оптимальний варіант при цьому відповідає мінімальній трудомісткості:

$$T_{\Pi} = \sum_{i=1}^4 \frac{Q_i}{P_{\Gamma_i}} n_{pi} \rightarrow \min, \quad (8)$$

де Q_i - обсяг робіт, які виконуються в i -й операції, P_{Γ_i} - годинна продуктивність комплексу машин, що беруть участь в i -й операції; n_{pi} - число робітників, що беруть участь в i -й операції.

Одиниці Q_i і P_{Γ_i} різні для кожного виду роботи.

У результаті розробки математичної моделі отримані цільові функції (3.7) і (3.8), для яких необхідно визначити граничні умови, звужувати область можливих рішень. Частина граничних умов приймається на стадії формування вихідних даних.

При виборі технологічної схеми (наприклад, укладання бетону в опалубки) необхідно враховувати циклічність або безперервність роботи механізмів комплексу. У проектно-кошторисній документації закладені такі вихідні дані, як обсяг робіт, прийнята технологія конкретного процесу.

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

$$T_{O_i} \geq (1,02 - 1,03) T_{O_{i-1}}, \quad (9)$$

де T_{O_i} і $T_{O_{i-1}}$ - тривалість виконання відповідно наступної і попередньої операцій.

У цьому випадку забезпечується максимальна щільність потоку з урахуванням технологічних перерв. Це – гранична умова по кожній операції, що входить у технологічний процес.

Висновки.

1. Розроблена економіко-математична модель використання баштових кранів.
2. Отримані аналітичні залежності для визначення витрат для застосування комплексу машини, що працюють спільно із баштовим краном.
3. Виявлення умови оптимального варіанту комплексу машини, що відповідає мінімальній трудомісткості технологічного процесу на доставку бетонної суміші, її перевантаження, переміщення та підйом краном при висотному будівництві.

Література

1. Пиляев Р.С. Моделирование процессов комплексной механизации строительства - // Научно-технический журнал "Техника строительства", К.: КНУБА, 2009. №23 С85 – 88.
2. Назаренко І.І, Пиляев Р.С. Дослідження показників технічного рівня баштових кранів. - // Научно-технический журнал "Техника строительства", К.: КНУБА, 2009. №24 С48 – 51.



УДК 699.8:728

*В. М. Шахнова, канд.техн.наук, ген.директор ПАТ "КиївЗНДІЕП",
Н. М. Фіалко, член кор. НАНУ, доктор техн. наук, проф. КПІ,
Л. Ф. Черних, доктор техн. наук, ПАТ "КиївЗНДІЕП",
В. К. Черненко доктор техн. наук, проф. КНУБА,
В. І. Савенко, доктор техн. наук (РФ), ВАТ ДСК-3,
І. М. Сухоросов, ген.директор ВАТ ДСК-3,
Л. Г. Ключ, гол.інженер ВАТ ДСК-3*

ВІД НАУКОВИХ ТЕОРІЙ ДО ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ І ТЕХНОЛОГІЙ

Постановка проблеми. Щорічно в Україні на потреби теплозабезпечення витрачається 2500 ГДж (85 млн. тон умовного палива) і споживання енергії продовжує зростати, незважаючи на тенденцію до зниження кількості вироблюваної енергії. Так, за останні роки добуток палива в Україні знизився на 11,2%. В цій ситуації забезпечення комфортних умов в приміщеннях з тривалим перебуванням людей можливе тільки за рахунок застосування енергозберігаючих технологій, зокрема, збільшення опору теплопередачі огорожуючих конструкцій, вдосконалення акумулюючих і енергозберігаючих властивостей споруд, підвищення ефективності систем опалення. На сьогодні витрати енергії на одиницю валового національного продукту в 2-3 рази перевищують відповідні показники економічно розвинутих країн.

Народне господарство України – це складна структура, яка надзвичайно обтяжена галузями важкої промисловості. Так, використання енергоресурсів в Україні характеризується двома головними моментами – відносно високою енергоемністю і диспропорцією між витратами енергії та об'ємом товарів для населення. Таким чином, *проблема енергозбереження є ключовим питанням, вирішення якого веде до розвитку економіки, добробуту суспільства, могутності Української держави. Раціональне використання енергоресурсів – головне завдання сьогодення.*

Мета роботи полягає у визначенні основних законів, факторів, закономірностей і інших теплофізичних явищ, які впливають на розробку інженерно-фізичних і технічних розрахунків при проектуванні огорожуючих конструкцій, їх виготовленні і впровадженні при виконанні будівельних і монтажних робіт при зведенні будинків.

Виклад основного матеріалу. Досвід передових країн світу, які в період енергетичної кризи 70-х років за 5-6 років скоротили на одну третину витрати енергоносіїв на одиницю ВВП, свідчать про наявність величезних потенціальних можливостей України в найближчі роки. Для вирішення проблем зменшення (скорочення) використання теплоресурсів створюється державна система енергозбереження, в основі якої лежить принцип економічної доцільності. Критерієм цього принципу є положення про економію шляхом енергозбереження на одиницю продукції, яка повинна перевищувати затрати на її реалізацію.

Для того, щоб рівень життя і промислове виробництво в Україні досягло західноєвропейського рівня, необхідно не тільки зменшити витрати енергії, але й підвищити ефективність її використання, щоб не допустити невиправданого збільшення об'ємів виробництва енергії, пов'язаного зі спалюванням великої кількості палива і з забрудненням навколишнього середовища.

Попит на енергоносії в житловому секторі визначається, в основному, потребами в опаленні будівель, використання енергії якими залежить більше від кліматичних умов, ніж від економічного зросту. Використання енергії в цьому секторі збільшувалось на протязі

останніх років разом з розвитком самого сектора. Біля 40% від загальних потреб теплоенергетичних ресурсів припадає на житловий комплекс (на опалення та вентиляцію будівель різного призначення).

Більша частина населення міст України проживає в багатоквартирних панельних будинках, побудованих в період, коли необґрунтовано низькі ціни на енергоносії співпадали з вимогами прискорення будівельних робіт, зменшення вартості, скорочення матеріалоємності та працемісткості будівництва. Тому, втрати енергії в будинках, побудованих 20-30 років назад величезні і потенціал енергозбереження значний.

В країнах Східної і Центральної Європи використання енергії в будівельному секторі економіки суттєво вище, ніж в Західній Європі. Загальна питома потреба житлових будинків в електричній і тепловій енергії на сході Європи *оцінюється на рівні 250-400 кВт ч/м²*, в той час як в західноєвропейських країнах цей показник становить *150-230 кВт.ч/м² в рік*. В скандинавських країнах добре ізольовані будинки використовують *120-150 кВт-ч/м² за рік*, а так звані енергетично ефективні будинки, утеплені особливо ретельно, використовують не більше *60-80 кВт-ч/м² в рік*.

Враховуючи різкий дефіцит енергоносіїв, в Україні з 1995 року авторським колективом розроблені і введені в дію нові нормативи питомого теплового потоку в системах опалення житлових і цивільних будівель. В нових контрольних показниках закладено *зниження теплоспоживання* в будинках, які будуються за новими проектами, *приблизно на 40%* [3].

Тепловий комфорт в приміщеннях забезпечує температура повітря. Вимоги до теплового комфорту визначаються фізіологічними особливостями людини і у всіх країнах світу вони практично співпадають, відрізняючись лише незначними деталями, які відображають кліматичні особливості регіонів або звички громадян.

Оптимальне значення температури повітря в приміщенні для зимового періоду визначено гігієністами на рівні 20-22°C. В той час діючими нормами проектування встановлено, що системи опалення повинні забезпечити в більшості приміщень житлових та цивільних споруд температуру 18°C. Хоча не всі люди позитивно сприймають цю температуру та складна енергетична ситуація не дозволяє її підняти.

Разом з тим, збільшення термічного опору огорожуючих конструкцій будинків значно покращує комфорт в середині приміщень, які обігріваються без підвищення температури повітря. При цьому підвищується радіаційна температура. Під радіаційною температурою розуміють середньозважену температура всіх поверхонь приміщення. В будинках з низьким рівнем теплоізоляції зовнішніх стін, вікон та підлоги радіаційна температура знижена, тому для зберігання рівня теплового комфорту необхідно додатково підвищувати температуру повітря в приміщеннях, що веде до зростання споживання теплової енергії.

В результаті досліджень було з'ясовано, що підвищення радіаційної температури приміщення на один градус при покращенні теплотехнічних характеристик зовнішніх огорожуючих конструкцій дозволяє досягти такого ж рівня теплового комфорту, який можна було б забезпечити при збільшенні температури повітря в приміщенні приблизно на два градуси. Тому найголовнішим завданням при спорудженні житлових будинків є покращення теплотехнічних властивостей всього комплексу їх огорожуючих елементів (стін, вікон, стиків, підлоги підвалу, горища).

Автори роботи, спеціалісти ВАТ"ДБК-3", ІТТФ НАНУ і КНУБА, продовжують працювати над підвищенням теплозахисних характеристик огорожуючих конструкцій з метою зменшення тепловитрат будівель і захисту житла від сонячної радіації і спеки, що особливо важливо в умовах глобального потепління. В процесі виконання роботи були виявлені універсальні загальні закономірності, які *викладені в теорії локалізації* [1]. Знання фундаментальних законів явищ переносу дає можливість ефективного вирішення проблем теплозахисту конструкцій і споруд.



Було проведено ряд пошуків та лабораторних досліджень, що дало змогу розробити та впровадити нові, більш енергозберігаючі огорожуючі конструкції у вигляді тришарових зовнішніх стінових панелей з підвищеним коефіцієнтом опору теплопередачі, та запропонувати і, вперше в Україні в м. Києві, впровадити навісні вентильовані фасади, що дало змогу вирішити давню і злободенну проблему затікання та промерзання стиків і зовнішніх стін в масовому житловому будівництві. Будинки стали *енергоекономічними* – “теплыми” взимку і захищеними від сонячної радіації і спеки влітку в умовах глобального потепління [2].

Загальні висновки.

1. Визначено і розроблено комплекс теплофізичних явищ теплообміну, які відбуваються в зовнішніх огорожуючих конструкціях житлових і цивільних будинках і спорудах *на базі створеної нової наукової теорії, названою теорією локалізації*, основні особливості і принципи якої полягають у наступному [1]:

- представлена узагальнена форма факту реалізації в багатомірних процесах переносу явищ просторової і часової локалізації впливу особливостей умов однозначності;
- розкриті основні закономірності явищ стабілізації і зниження розмірності багатомірних процесів та вказаних видів трансформації даних процесів переносу. (Основні положення розробленої методики побудови розв’язання задач теплопровідності і конвекторного теплообміну, а для інженерних розрахунків сама методика наведена у роботі);
- розкритий принцип заміщення локалізованих умов однозначності і аналіз різноманітних можливостей його використання. (Результати дослідження впливу цілого ряду заміщень різних умов однозначності на якісні та кількісні характеристики процесів теплопереносу в шарово-неоднорідних системах при імпульсному періодичному нагріванні наведено у роботі).

2. Розроблена уточнена фізична модель теплообмінних процесів, що враховує сумісну дію нестационарного променистого теплообміну між підлогою, огорожуючими конструкціями і повітрям в приміщенні, процеси акумуляції тепла огорожуючими конструкціями залежать від температури та коефіцієнтів променистої і конвекційної тепловіддачі на внутрішніх поверхнях огорожень, теплопередачу через зовнішні стіни з урахуванням нестационарних умов як в середині, так і зовні приміщень.

На основі фізичної моделі теплообмінних процесів в приміщенні визначені математичні моделі нестационарного теплопереносу в приміщеннях та проведено широке комплексне математичне моделювання їх температурних режимів для різних кліматичних умов регіонів України.

3. Розроблено аналітично-числовий метод розв’язання задач визначення теплових режимів з одно- та багатошаровими зовнішніми огорожуючими конструкціями з різними системами опалення на основі застосування методу кінцевих інтегральних перетворень, який має наступні особливості:

- поліпшення збіжності рядів, що визначають розв’язки задач теплового стану приміщень з одношаровими огорожуючими конструкціями;
- можливість зведення вихідної задачі з багатошаровими конструкціями до системи інтегральних і інтегро-диференціальних рівнянь з використанням їх при розв’язуванні модифікованих квадратних формул Ньютона-Котеса з експоненціальною ваговою функцією, яка покращує збіжність рядів інтегральних ядер;
- програмованого забезпечення числової реалізації розробленого аналітично-числового методу.

4. Визначені характеристики і особливості різних видів енергоощадливих теплоакумуючих технологій опалення житлових і громадських будинків, які впливають на розробку **енергозберігаючих конструкцій**, в тому числі підлогового теплоакумуляційного електроопалення будинків, регламентованого ДБН В.2.5-24-2003 «Електрична кабельна система опалення» та «Методичних рекомендацій з вибору типів підлогових ЕКСО-ТА і енергоощадливих режимів їхньої роботи в житлових і громадських будинках для всіх температурних зон України».

При цьому на основі виявлених характеристик і особливостей на базі теорії теплостійкості конструкцій акад. Ликова А.В. розроблено програмне забезпечення для вибору при проектуванні раціональних конструкцій і режимних характеристик підлогового теплоізоляційного електроопалення, яке забезпечило (разом з використанням унікального автоматизованого дослідницького кліматичного комплексу КиївЗНДНІЕП, який дозволяє проводити експериментальні випробування теплових режимів приміщення при різному їх розташуванні відносно фасаду будинків та при різних видах систем опалення в умовах близьких до натурних) експериментальне підтвердження в акумулюванні тепла не тільки підлог, а й усіх огорожень і відповідність розрахункових та експериментальних даних по температурах та теплових потоках, що складає відповідно 3,0 і 6,1 %.

Для даних розрахунків ці ознаки є цілком задовільними, що підтверджено і економічним ефектом від впровадження систем електроопалення (при проектуванні та монтажі теплоакумуляційних систем у 9-ти загальноосвітніх школах) в Хмельницькій області, який склав 96210 грн. на 1 рік.

5. Колективом авторів, крім вище відзначених робіт, розроблено і впроваджено [2-5]:

- нові типи ефективних енергозберігаючих огорожуючих конструкцій (зовнішніх стін, стиків, вікон, підлог і т.д.), які мають значно кращі показники опору теплопередачі порівняно з відомими;
- методики, прилади, комплексний інструментарій, унікальну кліматичну камеру і експериментальний комплекс для проведення фундаментальних досліджень в галузі теплофізики огорожуючих конструкцій;
- проекти будівництва житлових будинків з використанням огорожуючих енергозберігаючих конструкцій нового типу;
- технологію виготовлення тришарових зовнішніх стінових панелей на зв'язках і технологію будівельно-монтажних робіт з використанням ефективних конструкцій і систем для енергозберігаючих житлових будинків;
- нові нормативи опору теплопередачі зовнішніх огорожуючих конструкцій (ДБН В.2.6-31.2006 «Конструкції будівель і споруд. Теплова ізоляція будівель») для широкомасштабного впровадження в Україні на базі цих нормативів, розроблено і впроваджено нову нормативно-технічну документацію: *інструкції, калькуляції трудових матеріальних затрат, проекти виконання робіт, технологічні карти (починаючи з виготовлення залізобетонних виробів і закінчуючи монтажем на будівельних майданчиках)*;
- навчальні програми для ІТП і обслуговуючого персоналу, які використовуються на практиці;
- спеціальну систему управління якістю, що відповідає міжнародному стандарту ISO 9001:2008, яка відзначена міжнародним сертифікатом «Визнання досконалості в Європі», а також міжнародною нагородою за успіхи в будівництві «Платинова зірка», дипломами лауреатів 13-го та 15-го національного конкурсу з якості і диплом фіналіста 4-го міжнародного турніру з якості (2008р., 2011р.).
- за новими технологіями збудовано і введено в експлуатацію житлові будинки з ефективними енергозберігаючими огорожуючими конструкціями більше 127 будинків (загальною площею 2750164 м²), за доступними цінами, а умовний економічний ефект для власників квартир склав по збереженню енергоресурсів



більше, ніж на 301 млн. грн. Тільки в 2008 році із застосуванням енергозберігаючих технологій збудовано більше 90 тис.м² соціального житла за державними соціальними програмами.

Література

1. Прокопов В. Г., Фиалко Н. М., Шеренковский Ю. В. Основы теории локализации: Киев: Ин-т технической теплофизики НАН Украины, 2003, - 200 с. 66 ил.
2. Савенко В. І., Фіалко Н. М., Дорошенко В. О, Черних Л. Ф., та інші. Енергосбереження в будівництві. – Вид. УАН ТОВ «НВП «ВІР». – К., 2008. – 200 с.
3. Технологія будівельного виробництва/В. К. Черненко, М. Г. Ярмоленко, Г. М. Батура та ін.. За ред. В. К. Черненка, М. Г. Ярмоленка. – К.: Вища школа, 2002. – 430 с.
4. Черненко В. К., Савенко В.И., Кривенко Ю. П., Бурлака П. О. Особливості властивостей огорожуючи конструкцій і напрямки їх вдосконалення. – КНУБА. «Містобудування та територіальне планування» Випуск 17. – К.: 2004. – 8 с.
5. Технологія монтажу будівельних конструкцій /В. К. Черненко, О. Ф. Осипов, Г. М. Тонкачєв та інші; За ред. В. К. Черненко. – Горобець Г. С., 2010. – 372 с.

УДК 622.692.4.07

*Ю.А.Карпачев, Зав. відділенням МНДІ ПМ "Ритм", НТУ (КПІ) д.т.н., проф.,
В.М.Павлюк, Зав. лабораторії МНДІ ПМ "Ритм", НТУ (КПІ) к.т.н.,
Ю.М.Дьомін, пошукувач НТУ (КПІ)*

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ АГРЕГАТУ ДЛЯ БЕЗПОВІТРЯНОГО РОЗПИЛЮВАННЯ ПОЛІУРЕТАНОВОЇ СУМІШІ ПРИ ЇЇ АВТОМАТИЧНОМУ НАНЕСЕННІ НА МАГІСТРАЛЬНІ ТРУБОПРОВОДИ

Вступ. В нафтогазовій промисловості широко використовуються технологічні процеси капітального ремонту трубопроводів із застосуванням полімерних ізоляційних матеріалів прискореного затвердіння (поліуретанових сумішей), що наносяться безповітряним розпилюванням. На прямих ділянках магістральних трубопроводів, знайшов застосування агрегат, який пересувається по їх поверхні, а розпилювачі виконують зворотно-обертові коливання навкруги осі трубопроводу за допомогою електричного приводу з кривошипним механізмом регулювання швидкості. В США застосовувався електричний муфтовий привід з можливістю переведення тримачів розпилювачів з ведучої ланки ланцюгової передачі до веденої [1]. Однак зазначені приводи мали невелику точність нанесення захисного покриття.

Мета та дослідження. Метою досліджень стало експериментальне визначення точності формоутворення захисного покриття, яка обумовлена характеристиками розпилювачів (HD629, HD519) агрегату МТУ-532 та агрегату УДН-3 для підготовки і подачі поліуретанової суміші.

Експериментальні дослідження безповітряного розпилювання поліуретану виконувались на дослідному стенді, а також на фрагменті трубопроводу після нанесення захисного покриття за допомогою агрегату МТУ-532

на випробувальному полігоні ІТЕСУ „Нафтогазбудізоляція” [5].

До складу дослідного стенда (рис.1) увійшли: агрегат 1 підготовки і подачі поліуретанової суміші до розпилювача 2, з'єднуючий трубопровід 3, заслінка 4, механізм 5 пересування заслінки 4, встановлений в підшипниках обертовий барабан 6, електричний двигун 7, редуктор 8, дві з'єднуючі муфти 9, регулятор швидкості 10, дослідний зразок 11 та механізм 12 установки та пересування дослідного зразка 11. Обертовий барабан 6 виконано з наскрізним прямокутним отвором (діафрагмою) 13.

Працює стенд таким чином. У вихідному положенні заслінка 4 перекриває поздовжню вісь «В» факела розпилювача 2, а дослідний зразок 11 знаходиться у внутрішній порожнині обертового барабана 6. На підготовчому етапі вмикається електричний двигун 7 і, за допомогою регулятора швидкості 10, встановлюється задана швидкість обертання барабана 6. Після чого вмикаються агрегат 1 підготовки і подачі поліуретанової суміші та розпилювач 2 поліуретану. Після виходу системи розпилювання на сталий режим, заслінку 4 встановлюють в крайнє ліве положення під час знаходження діафрагми 13 поза факелом розпилювача 2. Після виконання заданого числа обертів барабана 6, заслінка 4 встановлюється в крайнє праве (вихідне) положення, перекриваючи вісь В факела розпилювача 2, зупиняється електричний двигун 7, дослідний зразок 11 витягується з внутрішньої порожнини обертового барабана 6 і виконується промивка трубопроводу 3. При здійсненні кількох дослідів виконується заміна дослідних зразків 11, а частина обертового барабана 6, що не підлягає нанесенню покриття, закривається кожухом.

При обранні кінематичної схеми і режимів роботи дослідного стенда враховувались технологічні параметри формоутворення захисного покриття, яке наноситься за допомогою агрегату МТУ-532.

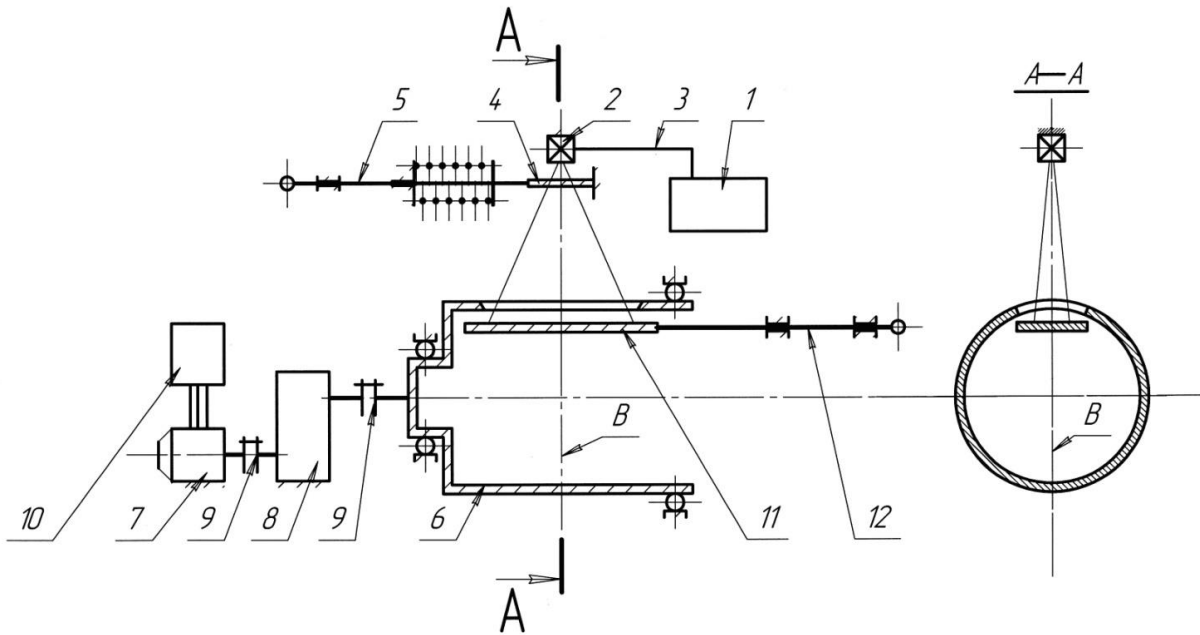


Рисунок 1. Кінематична схема дослідного пристрою для визначення розподілу товщини захисного покриття по відбитку факела розпилювача і по циліндричній поверхні барабана.

Відповідно до характеристик існуючого обладнання дослідного стенда: асинхронного двигуна, частотного регулятора швидкості та редуктора, – було обрано швидкість обертання барабана, $n_a = 37,4$ об/хв., яка при заданому розході поліуретанової суміші забезпечувала необхідну якість покриття.

Визначення розподілу розходу поліуретану по площі відбитка факела розпилювача виконувалось експериментально-розрахунковим способом. При цьому отриманий на дослідному зразку відбиток поділявся на рівні квадрати (прямокутники) з стороною, яка дещо більша за діаметр чутливого елемента приладу Elcometer-456, за допомогою якого виконувалось вимірювання товщини покриття в кожному квадраті (прямокутнику) відбитка факела. В подальшому розраховувався об'ємний розхід поліуретанової суміші згідно наступної залежності:

$$q_{ij} = \pi n_a a b R_a K_{кор} \delta_{ij} / (30 N_\phi b_a), \quad (1)$$

де q_{ij} – елементарний об'ємний розхід поліуретанової суміші, $\text{см}^3/\text{с}$;

i, j – позначення, відповідно, стовпців і рядків при поділенні відбитка факела розпилювача на елементарні прямокутники (квадрати);

a, b – сторони елементарного прямокутника (квадрата), см ;

R_ϕ – радіус барабана 22,5 см ;

$K_{кор}$ – коефіцієнт коригування розподілу товщини покриття по відбитку факела розпилювача;

δ_{ij} – товщина покриття в центрі елементарного прямокутника (квадрата), см ;

N_ϕ – кількість шарів покриття;

b_ϕ – ширина діафрагми барабана, 3,0 см .

Під час експериментів було з'ясовано, що при виконанні монтажних налагоджувальних робіт значна різниця в розмірах діафрагми барабана та щільового вихідного отвору розпилювача призводить до їх непаралельності. Окрім того існує часткове розсіювання факела поліуретанової суміші під час його перетинання кромками діафрагми барабана. Вищезазначене призводить до похибок при визначенні розподілу товщини

покриття по площі відбитка факела розпилювача. Тому було запропоновано введення в залежність (1) коефіцієнта коригування товщини покриття, який визначається згідно формули:

$$\hat{E}_{\text{від}} = Q_a / Q_a, \quad (2)$$

де Q_a – сумарна витрата поліуретанової суміші, розрахований за розподілом товщини покриття по відбитку факела розпилювача;

Q_a – сумарна витрата поліуретанової суміші, розрахований за розподілом товщини покриття по поверхні барабана.

Співвідношення ефективного, що полімеризувався на поверхні барабану, і загального розходів поліуретанової суміші визначалось за залежністю:

$$\eta_Q = V_a t_x / (2tV_M), \quad (3)$$

де η_Q – співвідношення ефективного і загального розходів;

V_a – об'єм покриття, що полімеризувалася на поверхні барабану і визначався як добуток його середньої товщини на площу досліджуваної ділянки, см^3 ;

t_x – час подвійного ходу мультиплікатора агрегату УДН-3 для підготовки і подачі поліуретанової суміші, с;

t – час формоутворення покриття на досліджуваній ділянці, с;

V_M – робочий об'єм поршневої порожнини мультиплікатора агрегату УДН-3, $212,4 \text{ см}^3$.

В ході досліджень використовувалась поліуретанова суміш БАЙСИТ виробництва ІТЕСУ “Нафтогазбудізоляція”. Результати вимірювань розподілу товщини 10-ти шарового покриття по відбитку факела з розмірами $90 \times 375 \text{ мм}$, який було поділено на 25 стовпців.

В ході досліджень, одночасно з формоутворенням відбитка факела розпилювача, виконувалось нанесення захисного покриття на барабан дослідного стенда з подальшим вимірюванням його товщини в центрах 11 відрізків, на які було поділено 8 прямих твірних циліндричної поверхні барабана.

Необхідно зазначити, що нанесення покриття на барабан виконувалось за умов його обертання в одному напрямку без переміщення розпилювача вздовж осі барабану, яке має місце в реальному агрегаті. Це дозволило стверджувати, що до складу загальних втрат поліуретанової суміші не входили такі, що пов'язані з недосконалістю динамічних характеристик агрегату. Проте, при використанні отриманих даних для аналізу ефективності агрегату, необхідно враховувати, що при нанесенні покриття в декілька шарів рівномірність його товщини збільшується, а відтак втрати від нестабільності системи розпилювання зменшуються. Аналіз експериментальних даних показав:

– якщо прийняти модель стрибкоподібного переходу від шару до шару при нанесенні багат шарового покриття, то мінімальна, серед середніх, приведених до твірних прямих, товщина покриття дорівнює мінімальній товщині покриття ($1,378 \text{ мм}$) на досліджуваній ділянці барабана;

– при лінійному переході розпилювача від шару до шару кожна середня, приведена до твірної прямої, товщина покриття перевищує мінімальну товщину на цій твірній на величину, яка розраховується за залежністю, що враховує кількість шарів покриття.

$$\delta_{\text{min}} = \delta_{\text{від}} - (\delta_{\text{від}} - \delta_{\text{min}}) / N_\phi = 1,378 - (1,378 - 1,04) / 20 = 1,3611 \text{ мм}. \quad (4)$$

Таким чином, максимальне відносне перевищення середньої товщини покриття над мінімальною товщиною на обраній ділянці поверхні барабану, в разі пересування розпилювача вздовж барабана і нанесенні покриття в 20 шарів, згідно (4) дорівнюватиме:

$$\delta_{a,\phi} = 100\% (1,4285 - 1,3611) / 1,4285 = 4,718\%, \quad (5)$$

де $\delta_{a,\delta}$ – максимальне відносне перевищення середньої товщини покриття над мінімальною товщиною, яке залежить від нестабільності системи розпилювання.

Відносна витрата $Q_{a,i,\bar{n}}$ поліуретанової суміші, який потрапляє в оточуюче середовище при нанесенні покриття на барабан діаметром 450мм за допомогою розпилювача HD629, розраховувався з урахуванням залежності (3):

$$Q_{a,i,\bar{n}} = (1 - \eta_Q)100\% = (1 - 0,61152)100\% = 38,848\% . \quad (6)$$

Відмітимо, що при збільшенні діаметра трубопроводу та зменшенні бокової швидкості повітря (в реальних умовах трубопровід знаходиться в прямку) ці втрати зменшуються.

Під час експериментальних досліджень виконувалось нанесення поліуретанового покриття за допомогою агрегату МТУ-532 (рис.2) на фрагмент трубопроводу діаметром 530 мм після його піскоструминної обчистки.



Рисунок 2. Нанесення поліуретанового покриття на фрагмент трубопроводу за допомогою агрегату МТУ 532.

Вимірювання товщини покриття виконувалось в 24-х точках, які було нанесено на 4 прямих твірні циліндричної поверхні трубопроводу з кроком 20мм та кутовим кроком твірних 30^0 відносно осі трубопроводу. Зазначені кути відраховувались від осі симетрії поздовжнього перекриття двох сусідніх шарів. Нанесення покриття виконувалось двома розпилювачами типу HD629 з середньою обертовою швидкістю 2,09 рад/с при поздовжній швидкості агрегату 1,66 см/с.

За розрахунком середньої товщини покриття, приведеної до виділеної поверхні трубопроводу, вона склала 1,46 мм, а її відносне перевищення над мінімальною товщиною, згідно залежності (4), склало:

$$\delta_{a,\delta} = 100\%(1,46 - 1,2)/1,46 = 17,81\% . \quad (7)$$

Зазначимо, що визначене відносне перевищення середньої товщини покриття $\delta_{\bar{a}\bar{a}}$ над мінімальною товщиною дорівнює відносним втратам поліуретанової суміші, що полімеризувалась на поверхні трубопроводу. Ці втрати залежать від точності підтримання заданих динамічних характеристик агрегату МТУ-532: швидкості обертання розпилювачів навколо трубопроводу та поздовжньої швидкості пересування агрегату, – а також від стабільності системи розпилювання поліуретанової суміші. Приймаючи до уваги (5) і (7), визначимо відносне перевищення середньої товщини покриття $\delta_{\bar{a}\bar{a}}$ над мінімальною товщиною, яке обумовлено неточністю динамічних характеристик агрегату і дорівнює відносним втратам поліуретанової суміші, що полімеризувалась на поверхні трубопроводу:

$$\delta_{\bar{a}\bar{a}} = \delta_{\bar{a}\bar{a}} - \delta_{\bar{a},\bar{a}} = 17,81 - 4,718 = 13,092\%. \quad (8)$$

Відмітимо, що точність підтримання заданих динамічних характеристик агрегату впливає на ширину та товщину поздовжніх і обертових перекриттів двох сусідніх шарів покриття, а також на товщину покриття під час коливань швидкості обертання розпилювачів навкруги трубопроводу, в тому числі під час реверсу (зміни напрямку обертання) розпилювачів.

Висновки. Аналіз результатів експериментальних досліджень з точності автоматичного нанесення поліуретанового покриття магістральних трубопроводів показав, що значна частина втрат поліуретанової суміші (майже 18% від загального розходу) обумовлена неточністю формоутворення товщини покриття. Ці втрати залежать від досконалості динамічних характеристик агрегату МТУ-532 та системи розпилювання поліуретанової суміші.

Отримані дані з розподілу розходу поліуретанової суміші по факелу розпилювачів HD519 і HD629, за умови відомої траєкторії [5] пересування відбитка факела по поверхні трубопроводу, дозволяють числовим способом розраховувати товщину покриття: в зонах обертових і поздовжніх перекриттів двох сусідніх шарів покриття; на ділянках з мінімальною товщиною покриття (при максимальній швидкості обертання розпилювачів), а також в зонах реверсу розпилювачів. З огляду на значну вартість експериментальних досліджень із застосуванням поліуретану, це дозволяє скоротити час і витрати при виборі оптимальних режимів роботи агрегату МТУ-532. Необхідно також зазначити, що створений стенд і методика обробки експериментальних даних для визначення розподілу розходу поліуретанової суміші по факелу розпилювача можуть бути використані при паспортизації розпилювачів інших типорозмірів. Окрім того під час досліджень було з'ясовано:

– багат шарові покриття (в 10 та 20 шарів) зменшують нерівномірність товщини покриття, а відтак втрати поліуретанової суміші від нестабільності системи розпилювання до 2,9% від її загального розходу;

– полімеризація і адгезія поліуретанової суміші, що виникає в трубопроводах і арматурі, потребує не тільки їх періодичних промивок, але і удосконалення системи розпилювання поліуретанової суміші шляхом, наприклад, одночасного регулювання обертової швидкості розпилювачів, швидкості пересування агрегату вздовж трубопроводу, а також (або) тиску на виході з агрегату УДН-3;

– втрати сировини, з причини її розпилювання в оточуюче середовище, знаходяться в діапазоні 20 – 39% від загального розходу поліуретанової суміші і залежать від швидкості та напрямку вітру, а також від діаметра трубопроводу, тому пошук можливостей ефективного захисту розпилювачів від вітру є актуальною задачею.

Література

1. Patent 5,129,355 (USA). High pressure water jet cleaner and coating applicator / Sidney A. Taylor – United States Patent, Jul. 14, 1992.



2. Иткин А.Ф., Гольденберг А.М., Зайцев А.К., Волохов В.Я. Оборудование, технология и материалы для капитального ремонта магистральных газонефтепроводов // Потенциал: Производственно-технический журнал. – М.: Газоил пресс, 2003. – Вып. 1-2. С. – 114 – 119.
3. Розроблення технічних рішень з модернізації агрегата для відновлення захисних покриттів магістральних трубопроводів з метою зменшення витрат сировини та забруднення оточуючого середовища / Науково-технічний звіт, К., Національний технічний університет України «КПІ», 2008.
4. Патент на винахід 82397 (Україна). Машина для очищення і нанесення захисного покриття магістральних трубопроводів / Гольденберг А.М., Дьомін Ю.М., Іткін О.Ф., Карпачев Ю.А., Павлюк В.М., Ротачов Ю.В. – Опубл. в Бюл. № 7 від 10.04.2008.
5. Розроблення технічних рішень з модернізації агрегата для відновлення захисних покриттів магістральних трубопроводів з метою зменшення витрат сировини та забруднення оточуючого середовища / Науково-технічний звіт, К., Національний технічний університет України «КПІ», 2009.

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 25

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