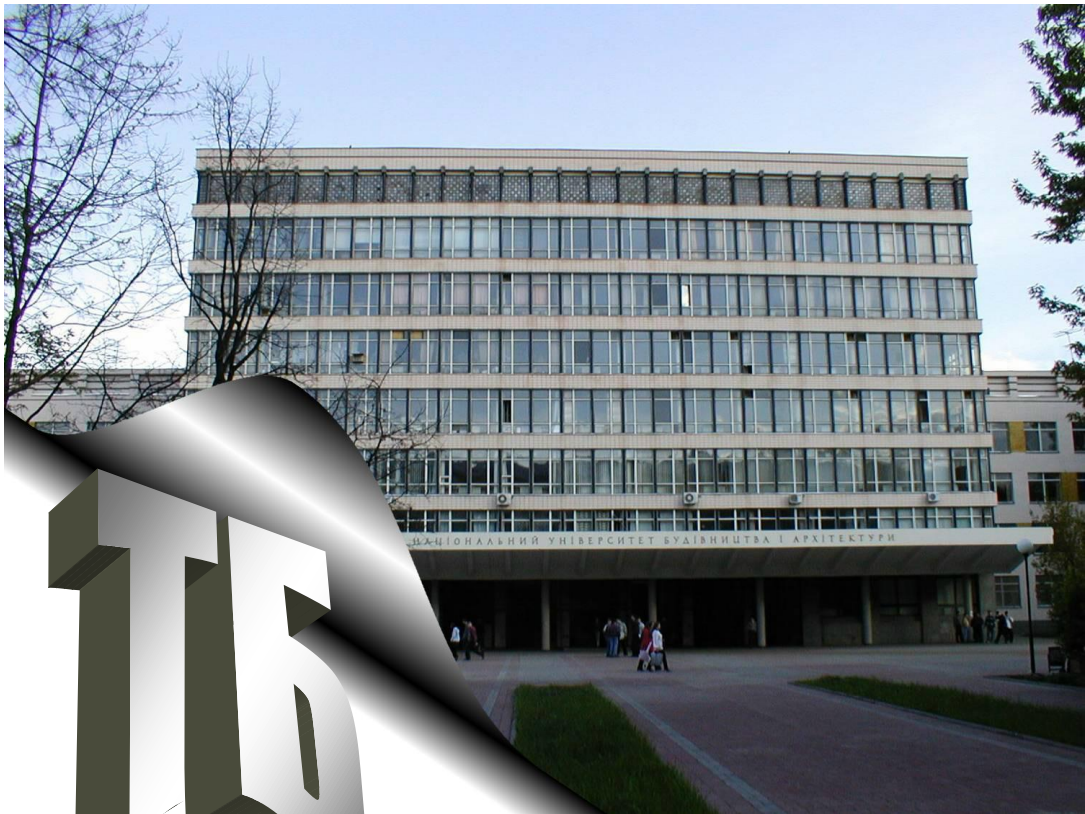


Техніка Будівництва



33, 2014

Техніка Будівництва



Науково-технічний журнал

№33, 2014

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.; 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., 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.,
Меламир Гашич, д-р техн. наук (Сербія), Міхалстип Рековські, д-р техн. наук (Польща);
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 № 21 від 20.12. 2013 р.

Редактор Свідерський А.Т.
Комп'ютерна верстка Басараб В.А.
Коректор Крашевська Л.Г.

Мова видання: українська і російська

ЗМІСТ

Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

Назаренко І. І., Шаляпіна Т.С. Алгоритм та методи вибору мобільного комплексу будівельних машин.....	4
Саленко Ю.С. Разработка двухчастотного вибрационного конвейера.....	7
Ловейкін В.С., Почка К.І. Синтез кулачкового приводного механізму роликів формувальної установки з комбінованим режимом руху.....	11
Лесько В.І. Метод оцінки показників надійності гідроправдів одноковшових екскаваторів із застосуванням статистичного моделювання.....	18
Косминський І.В., Мельниченко М.С. Модифікація двигуна Стірлінга з додаванням вакуумної герметичності та охолоджувача примусової дії.....	24
Басараб В.А. Дослідження фізичних процесів системи “машина-середовище”.....	28
Клименко М.О., Делембовський М.М., Печерський В.С. Особливості призначення посадок підшипників кочення та їх вплив на надійність та довговічність роботи машин промисловості будматеріалів.....	32

Техніка для земляних та дорожніх робіт

Пелевін Л.Є., Карпенко М.М., Лаврик С.В. Багатоярусний робочий орган землерийної машини.....	36
--	----

Технологія і організація виробництва

Перельот Т.М. Некомпенсовані електроструми у системах електроживлення будівель та споруд та методи їх зниження.....	40
Павлюк В.В., Старостіна Г.В. Енергоефективні матеріали для елементів підлоги.....	44

Моделювання технологічних процесів

Забродський М.М. Системне моделювання та параметрична оптимізація проектного розрахунку вібраційного грохота з круговими коливаннями.....	47
---	----



Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

УДК 666.97

*І. І. Назаренко, д.т.н. професор
Т. С. Шаляпіна, аспірант КНУБА*

АЛГОРИТМ ТА МЕТОДИ ВИБОРУ МОБІЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН

АНОТАЦІЯ. Розроблено алгоритм та методика вибору мобільного комплексу будівельних машин. Запропонована методика дозволяє визначати основні технологічні процеси при створенні будівель і споруд та формувати на цій основі комплекси машин.

Ключові слова: мобільний комплекс будівельних машин.

ANNOTATION. Algorithm and choose method of construction machines mobile complex were worked out. This method allows to determin main technological processes during construction of buildings to form thus complexes of machines.

Key words: mobile complex of construction machines.

Актуальність роботи. Сучасне будівництво розвивається у напрямку домінуючої каркасно – монолітної технології, яка потребує створення мобільного комплексу будівельних машин на відміну від традиційної системи формування парку машин і механізмів, які мають цілу низьку різного роду будівельної техніки

Тому актуально є проблема визначення основних технологічних процесів при створенні будівель і споруд, також формування на цій основі комплексу машин, що забезпечують ефективне виконання об'ємів будівництва і термінів у відповідності до будівельного проекту.

Аналіз досліджень. Формування машин і механізмів в систему, яка визначається комплектом [1], комплексом [2;3;4] або парком машин і механізмів [5; 6] є складовою частиною єдиної організаційно-технічного процесу зведення будівель і споруд [7;8], системи розробки будівельного проекту [9] і створення на цій основі високоефективною системою. Цей процес має створюватися шляхом комплексної оцінки обсягів і способів виконання будівельно-монтажних робіт, витрачання ресурсу засобів механізації, появи нових машин, впровадження досягнень науково-технічного прогресу в матеріально-технічну базу експлуатації будівельної техніки [10].

Мета роботи. Розробка алгоритму та методик вибору мобільного комплексу будівельних машин.

Методика та результати досліджень. Методикою передбачено, що первинним кроком в реалізації проекту є встановлення відповідності розміру і структури обсягам і технологіям будівельно-монтажних робіт, правильний розподіл техніки по об'єктах, її ефективне багатозмінне використання, підтримання парку машин в працездатному стані сприяють зростанню продуктивності праці в будівництві і скорочення термінів зведення об'єктів, досягненню високого рівня якості споруд.

За запропонованою схемою діяльності фірми-девелоперу [11] основу організаційно-технологічних рішень для вибору комплексу машин являються визначення найбільш ефективних машин, їх надійності та мінімальних витрат на придбання нової техніки, або раціональна оренда, чим має перейматися відділ моніторингу та інформації.

Проведені дослідження [12; 13] засвідчують, що реалізація будівельного проекту в значній мірі залежить від однієї із складових проекту – оборотного фонду машин будівельного підприємства. Ця залежність перш за все є важливою для такого параметру, як час виконання будівельного проекту, який є прямою залежністю від продуктивності КМ.

Виходячи із можливих варіантів технології будівництва була запроєктована (рис. 1) схема формування комплексу машин (КМ) та алгоритм, вибору раціональних конструктивно – компонованих рішень.

Таблиця 1

Залежності між вихідними даними для розрахунку потреби в будівельних машинах

№ п/п	Призначення	Аналітична залежність	Параметри
1	Розрахунок потреби засобів механізації машинного парку, будівельного підприємства.	$N = \sum V_p \cdot N_i$	N - загальна потреба в машинах для виконання обсягу робіт на планований період; V_p - річний обсяг робіт, що підлягають виконанню у 1-ій підгалузі будівництва; N_i - кількість машин, необхідних для виконання річного обсягу робіт 1-ою підгалуззю будівництва.
2	Кількість машин, необхідних для виконання обсягів робіт, передбачених будівельним проектом	$N_i = \sum \frac{V_j \cdot V_i}{100 \cdot B_j}$	V_j - фізичний обсяг у натуральному вираженні j -го виду робіт; V_i -питома вага обсягів робіт, виконуваних даними машинами,%; B_j - річна продуктивність у фізичних обсягах на одну машину або одиницю головного параметра
3	Обсяг робіт	$V_j = V_{заг} / B_c$	$V_{заг}$ - загальний обсяг даного виду робіт за базовий період; B_c - сумарна вартість робіт, виконаних за базовий період



Рисунок 1. Схема формалізації комплектування машин будівельного підприємства.

Висновки.

1. Розроблена та реалізована модель формування мобільного комплексу будівельних машин (МКБМ) в рамках девелоперських контрактів на основі системного підходу та визначених в роботі критеріїв мобільності, продуктивності та ефективності для конкретних технологічних процесів: «доставка – укладання будівельних сумішей в опалубку» з мінімальними енергетичними затратами.
2. Запропоновані алгоритми та методи вибору параметрів складових системи **КМ**: «автобетонозмішувач – бетононасос» та «автобетононасос – перевантажувальний бункер – баштовий кран», які базуються на розроблених в моделях управління фірмами-девелоперами шляхом інтегрованого розпорядження ресурсами замовника в рамках відведених їхніх повноважень.

Література

1. Канюка Н.С. К оптимальной структуре машинных парков управлений и трестов механизации / Н.С. Канюка, И.В. Краснотович // Механизация строительства. – 1989. – № 1. – С. 18 – 20.
2. Атаев С.С. Технология, механизация и автоматизация строительства / С.С. Атаев, В.А. Бондарик, И.Н. Громов и др. – М.: Высшая школа, 1990. – 592 с.
3. Баладинский В.Л. Механизация земляных работ / В.Л. Баладинский и др. – К.: Укрвузполиграф, 1992. – 180 с.
4. Баловнев В.И. Повышение производительности машин для земляных работ / В.И. Баловнев, Л.А. Хмара. К.: Будівельник, 1988. – 152 с.
5. Сліпенчук О.В. Сітьова модель «Мережа-буд-логістика» - сучасний інструмент розробки та вибору альтернатив організації будівництва на засадах девелопменту / Сліпенчук О.В. // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. – Вип. 33. – Дніпропетровськ: Вид-во ДНУЗТ, 2010. – С.208 – 214.
6. Сліпенчук О.В. «Будкорекція» - інструмент нейтралізації ризиків при виконанні будівельно-монтажних робіт в умовах девелоперського контракту./ Сліпенчук О.В. // Вісник Донбаської національної академії будівництва і архітектури. – Макіївка: ДонНАБА, 2010. - випуск 2010-4 (84). - С. 192-198.
7. Виленский П.Л. Оценка эффективности инвестиционных проектов: теория и практика: учеб. практ. пособие / П.Л. Виленский, В.Н. Лившиц, С.А. Смоляк. – М.: Дело, 2001. – 832 с.
8. Гусаков А.А. Методы совершенствования организационно-технологической подготовки строительного производства / А.А. Гусаков, И.И. Ильин. – М.: Стройиздат, 1985. – 155 с.
9. Доненко І.В. Модель пошуку і оцінки граничних значень можливих відхилень основних показників ефективності будівельних проектів [Текст] / І.В.Доненко, Д.О. Приходько // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наук.-техн. зб. – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – Вип. 4, том 46. – С. 84 – 89 с.
10. Севастьянов П.В. Методика многокритериальной иерархической оценки качества в условиях неопределенности / П.В. Севастьянов, Л.Г. Дымова, М. Каптур, А.В. Зенькова // Информационные технологии. - 2010. - №9. - с. 10-19.
11. Шаляпіна Т.С. Організаційно – технологічні засади використання вантажопідйомної техніки [Текст] / Т.С. Шаляпіна, О.М. Мина, Б.Д. Каюк // Техніка будівництва. – К. : КНУБА, 2012. – №29, – С. 11–17.
12. Шаляпіна Т.С. Методи та моделі вибору засобів механізації в умовах девелоперських контрактів [Текст] / Т.С. Шаляпіна // Теорія і практика будівництва. – К. : КНУБА, 2013. – №11, – С. 71–74.
13. Шаляпіна Т.С. Дослідження впливу основних параметрів та умов експлуатації на оптимальне використання засобів механізації будівельною організацією [Текст] / Т.С. Шаляпіна, І.І. Назаренко // Шляхи підвищення ефективності будівництва в умовах формування ринкових відносин. Збірник наукових праць. – К. : КНУБА, 2014. Випуск 32, – С. 114–118.

УДК 624.04 (075)

Ю.С. Саленко, докт.техн.наук, доцент
Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского

РАЗРАБОТКА ДВУХЧАСТОТНОГО ВИБРАЦИОННОГО КОНВЕЙЕРА

АНОТАЦІЯ. *Описані конструкція і принцип дії вібраційного конвеєра для переміщення будівельних матеріалів, забезпеченого низькочастотним та високочастотним вібраційними збудниками кругових коливань. Наведено теоретичні дослідження динамічної системи вібраційного конвеєра. Визначено закон руху і раціональні параметри вібраційного конвеєра.*

Ключові слова: *вібраційний конвеєр, динамічна система, закон руху, раціональні параметри.*

SUMMARY. *The design and principle of operation of the vibrating conveyor to move construction materials, equipped with low-frequency and high-frequency vibration exciters circular oscillations. Theoretical studies of the dynamic system of the vibrating conveyor. Defined the law of motion and rational parameters of the vibrating conveyor.*

Key words: *vibrating conveyor, dynamic system, the law of motion, rational parameters.*

Введение. Вибрационные конвейеры или питатели широко используются в горнорудной промышленности и строительном производстве для перемещения дробимых полезных ископаемых и нерудных материалов, в том числе песка, щебня и других сыпучих материалов, а также вязких материалов. Для этих целей широкое распространение получили виброконвейеры с кинематическим [1] и инерционным возбуждением колебаний [2, 3] транспортирующего лотка. Виброконвейеры [1] обеспечивают транспортирование материала на большие расстояния, но имеют большую установленную мощность привода, требуемую для возбуждения колебаний больших масс в момент пуска. В инерционных виброконвейерах используются вибровозбудители круговых [2] и направленных [3] колебаний. Виброконвейеры [2] просты по конструкции, но обеспечивают транспортирование материала на короткие расстояния, т.к. с увеличением дальности транспортирования в зоне выгрузки наблюдается завал, что приводит к нестабильной работе виброконвейера. Виброконвейеры с вибровозбудителями направленных колебаний [3], установленных под углом в 30^0 к плоскости транспортирующей поверхности, обеспечивают транспортирование материала на большие расстояния с высокой производительностью. Однако эти конвейеры имеют сложную конструкцию из-за необходимости использования вибровозбудителей направленных колебаний с шестеренными синхронизаторами и требуют использования более прочных продольных несущих лонжеронов транспортирующего лотка. Поэтому возникает необходимость создания высокоэффективного вибрационного конвейера, сочетающего в себе простоту конструкции конвейера с вибровозбудителем круговых колебаний и эффективностью виброконвейера с вибровозбудителем направленных колебаний.

В настоящее время для определения основных параметров вибрационных конвейеров используют статистические методы расчетов [4], в которых несущие подвижные лонжероны представляют в виде балок определенной жесткости, на которые действуют постоянные по величине инерционные силы. Такой подход, как правило, приводит к большим погрешностям в определении амплитуд колебаний подвижных лонжеронов и напряжений, действующих в их поперечных сечениях. Это обстоятельство не позволяет с достаточной степенью точности определить рациональные параметры вибрационного конвейера, а также оценить напряженно-деформированное состояние лонжеронов и, как следствие, выбрать необходимые его размеры.

Цель и задачи исследования. Целью настоящих исследования является обоснование рациональных параметров и исследование вынужденных колебаний двухчастотного вибрационного конвейера.



Изложение основного материала. На рисунке 1 представлен общий вид предлагаемого вибрационного конвейера. Вибрационный конвейер состоит из транспортирующего лотка 1, установленного при помощи упругих амортизаторов 2 на опорной раме 3 и снабженного низкочастотным 4 и высокочастотным 5 вибровозбудителями круговых колебаний, смонтированными на транспортирующем лотке 1. При этом транспортирующий лоток 1 состоит из продольных лонжеронов 6 и 7, к которым в нижней части прикреплено днище 8. Низкочастотный 4 и высокочастотный 5 вибровозбудители круговых колебаний связаны с приводным электродвигателем 9 при помощи клиноременных передач 10 и 11 соответственно. Для загрузки вибротранспортера перемещаемым материалом используется воронка 12.

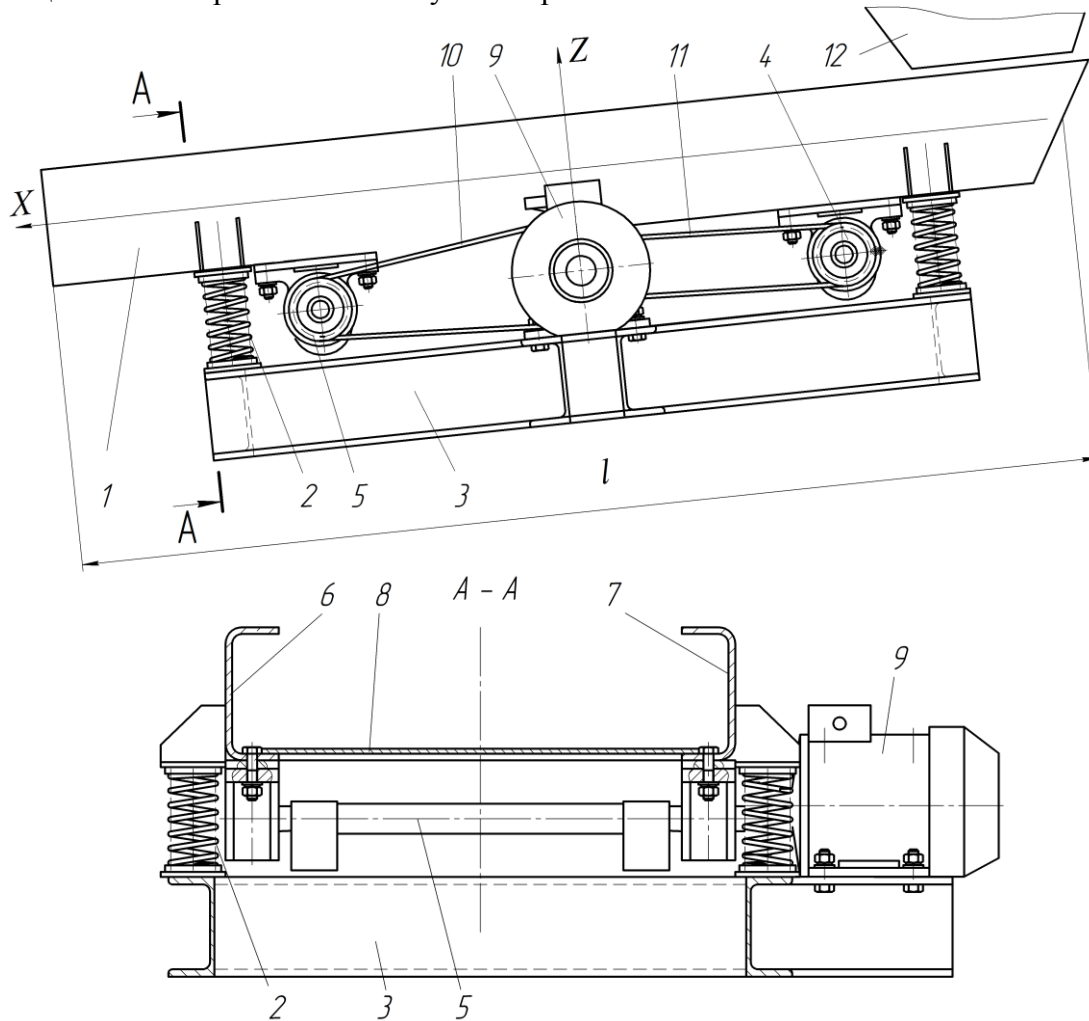


Рисунок 1. Вибрационный транспортер.

Работа вибрационного конвейера осуществляется следующим образом. Включается электродвигатель 9, приводящий во вращение посредством клиноременных передач 10 и 11 дебалансные валы низкочастотного 7 и высокочастотного 8 вибровозбудителей колебаний, которые вызывают колебания транспортирующего лотка 1. В результате, транспортирующему лотку 1 сообщаются сложные, переменные по его длине, амплитудно-частотные вибрационные движения: в загрузочной части лотка преобладают низкочастотные колебания с большой амплитудой, а в выгрузочной части лотка – высокочастотные колебания. Такой поличастотный закон движения лотка 1 обеспечивает повышенную скорость транспортирования материала на более длинные расстояния, при этом преобладание высокочастотных колебаний в выгрузочной части вибротранспортера вызывает увеличение скорости транспортирования в выгрузочной части лотка не создавая завала транспортируемого материала.

Колебания транспортирующего лотка осуществляются под действием возмущающих сил $Q_1(t)$ и $Q_2(t)$ соответственно низкочастотного 4 и высокочастотного 5 вибровозбудителей колебаний. Наибольшее влияние на скорость транспортирования материала и величину изгибных напряжений, возникающих в поперечном сечении продольных лонжеронов, оказывают составляющие возмущающих сил $Q_1(t)$ и $Q_2(t)$, направленные вдоль оси Z , т.е.

$$Q_{11}(t) = Q_1 \sin[\omega_1 t - \varphi_1(\tau)]; \quad (1)$$

$$Q_{21}(t) = Q_{21} \sin[\omega_2 t - \varphi_2(\tau)], \quad (2)$$

где Q_1 и Q_2 – амплитуды возмущающих сил низкочастотного и высокочастотного вибровозбудителей колебаний соответственно; ω_1 и ω_2 – угловые частоты колебаний низкочастотного и высокочастотного вибровозбудителей; $\varphi_1(\tau)$, $\varphi_2(\tau)$ – углы сдвига фаз между амплитудами возмущающих сил низкочастотного и высокочастотного вибровозбудителей колебаний, медленно меняющиеся параметры.

Сдвиг фаз $\varphi_1(\tau)$ и $\varphi_2(\tau)$ будет наблюдаться в результате действия явления проскальзывания в клиноременной передаче.

В дальнейшем для удобства в формулах (1 – 2) вместо обозначений $\varphi_1(\tau)$ и $\varphi_2(\tau)$ будем использовать обозначения φ_1 и φ_2 , полагая, что эти углы является медленно меняющимися параметрами.

Движение транспортирующего лотка в вертикальном направлении может быть описано следующей системой уравнений:

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + b \frac{dz}{dt} + cz = Q_1 \sin(\omega_1 t - \varphi_1) + Q_2 \sin(\omega_2 t - \varphi_2); \quad (3)$$

$$J_y \frac{d^2 \psi_y}{dt^2} + n \frac{d\psi_y}{dt} + k\psi_y = Q_1 l_1 \sin(\omega_1 t - \varphi_1) - Q_2 l_2 \sin(\omega_2 t - \varphi_2), \quad (4)$$

где m – масса транспортирующего лотка; z – линейные перемещения транспортирующего лотка в направлении координатной оси Z под действием гармонических возмущающих сил $Q_1 \sin(\omega_1 t - \varphi_1)$ и $Q_2 \sin(\omega_2 t - \varphi_2)$; c – жесткость и b – коэффициент неупругого сопротивления амортизаторов в вертикальном направлении; J_y – момент инерции транспортирующего лотка относительно координатной оси Y проходящей через центр тяжести колеблющейся системы транспортирующего лотка в поперечном направлении; k и n – коэффициенты упругой жесткости и неупругого сопротивления амортизаторов при угловых перемещениях колеблющейся системы относительно координатной оси Y ; l_1 и l_2 – расстояние от оси вращения дебалансов низкочастотного и высокочастотного вибровозбудителей колебаний до центра тяжести колеблющейся системы. t – время.

Решение полученной системы уравнений (3...4) для стационарных колебаний, описывающих установившееся движение рассматриваемой динамической системы, можно представить в следующем виде:

$$z(t) = A_1 \sin(\omega_1 t - \varphi_1 - \theta_1) + A_2 \sin(\omega_2 t - \varphi_2 - \theta_2); \quad (5)$$

$$\psi_y(t) = \Psi_1 \sin(\omega_1 t - \varphi_1 - \xi_1) - \Psi_2 \sin(\omega_2 t - \varphi_2 - \xi_2), \quad (6)$$

где A_1 и A_2 – амплитуды вынужденных гармонических колебаний в направлении координатной оси Z соответственно на частотах ω_1 и ω_2 ; Ψ_1 и Ψ_2 – амплитуды угловых (крутильных) гармонических колебаний относительно координатной оси Y



соответственно на частотах ω_1 и ω_2 ; θ_1 и θ_2 – углы сдвига фаз между амплитудами возмущающих сил и амплитудами вынужденных колебаний; ξ_1 и ξ_2 – углы сдвига фаз между амплитудами моментов возмущающих сил и амплитудами угловых вынужденных колебаний;

$$A_1 = \frac{Q_1}{m\sqrt{(p_{01}^2 - \omega_1^2)^2 + 4\delta_1^2\omega_1^2}}; \quad (7)$$

$$A_2 = \frac{Q_2}{m\sqrt{(p_{01}^2 - \omega_2^2)^2 + 4\delta_1^2\omega_2^2}}; \quad (8)$$

$$\Psi_1 = \frac{Q_1 l_1}{J\sqrt{(p_{02}^2 - \omega_1^2)^2 + 4\delta_2^2\omega_1^2}}; \quad (9)$$

$$\Psi_2 = \frac{Q_2 l_2}{J\sqrt{(p_{02}^2 - \omega_2^2)^2 + 4\delta_2^2\omega_2^2}}; \quad (10)$$

$$p_{01} = \sqrt{\frac{c}{m}}; \quad \delta_1 = \frac{b}{2m}; \quad p_{02} = \sqrt{\frac{k}{J_y}}; \quad \delta_2 = \frac{n}{2J_y};$$

$$\theta_1 = \arctg \frac{2\delta_1\omega_1}{p_{01}^2 - \omega_1^2}; \quad \theta_2 = \arctg \frac{2\delta_1\omega_2}{p_{01}^2 - \omega_2^2}; \quad \xi_1 = \arctg \frac{2\delta_2\omega_1}{p_{02}^2 - \omega_1^2}; \quad \xi_2 = \arctg \frac{2\delta_2\omega_2}{p_{02}^2 - \omega_2^2}.$$

Используя полученные решения (5...10) системы уравнений (3...4) рассматриваемой динамической системы, определим закон движения транспортирующего лотка в вертикальном направлении:

$$Z(x, t) = z(t) + x\psi_y(t) = A_1 \sin(\omega_1 t - \varphi_1 - \theta_1) + A_2 \sin(\omega_2 t - \varphi_2 - \theta_2) + \Psi_1 x \sin(\omega_1 t - \varphi_1 - \xi_1) - \Psi_2 x \sin(\omega_2 t - \varphi_2 - \xi_2) \quad (11)$$

при $-0,5l \leq x \leq 0,5l$,

где $Z(x, t)$ – перемещение транспортирующего лотка в направлении координаты Z ; x – координата по длине транспортирующего лотка относительно его центра тяжести; l – длина транспортирующего лотка.

Выводы. Полученные решения уравнения движения транспортирующего лотка вибрационного конвейера позволяют определить закон движения транспортирующего лотка в направлении, перпендикулярном продольной оси лонжеронов, найти рациональные параметры вибрационного конвейера и обоснованно произвести расчеты транспортирующего лотка, как на усталостную прочность, так и по максимальным напряжениям. Использование предлагаемого вибрационного конвейера позволит повысить производительность, уменьшить установленную мощность привода и снизить энергоемкость процесса транспортирования материала на длинные расстояния.

Литература

1. Гончаревич И.Ф., Докукин А.В. Динамика горных машин с упругими связями / И.Ф.Гончаревич, А.В. Докукин. – М.: Наука, 1975. - 212 с.
2. Вибропитатель / Ю.И. Кудрявцев, В.А. Макеев. – Патент России № 2152345, 2008.
3. Пухов Ю.С. Рудничный транспорт / Ю.С. Пухов. – М.: «Недра», 1991. – 240 с.
4. Гончаревич И. Ф. Вибротехника в горном производстве / И. Ф. Гончаревич. – М. Недра, 1992. – 318 с.

УДК 693.546

*В.С. Ловеїкін, д.т.н., професор;
К.І. Почка, к.т.н., доцент*

СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З КОМБІНОВАНИМ РЕЖИМОМ РУХУ

АНОТАЦІЯ. Розроблено конструкцію роликової формувальної установки з кулачковим приводним механізмом та побудовано профіль кулачка для забезпечення комбінованого режиму зворотно-поступального руху формувального візка.

Ключові слова: роликова формувальна установка, режим руху, кулачковий механізм, привод.

SUMMARY. The design of roller forming installation with the cam driving mechanism is developed and the cam profile for providing the combined mode of back and forth motion of the forming cart is constructed.

Key words: roller forming installation, movement mode, drive, cam mechanism.

Постановка проблеми. В установках роликового формування залізобетонних виробів під час їхньої роботи виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувальних візків [1-6]. Не дивлячись на досить широке дослідження технологічного процесу формування залізобетонних виробів безвібраційним роликовим методом [1-3], до цих пір не було досліджено динаміку руху формувального візка та її вплив на процес формування. Мало приділялось уваги режимам руху формувального візка та зусиллям, що виникають в елементах приводного механізму.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1-3]. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням та режимам руху, що в значній мірі впливає на роботу установки та на якість готової продукції. Під час постійних пускогальмівних режимів руху виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувального візка, що може привести до передчасного виходу установки з ладу [1-6]. Тому актуальною є задача удосконалення приводного механізму роликової формувальної установки з метою забезпечення такого режиму руху формувального візка, при якому зменшувалися б динамічні навантаження в елементах установки та підвищувалася її довговічність.

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

Виклад основного матеріалу дослідження. Для роликової формувальної установки при ущільненні бетонної суміші бажано мати постійну швидкість зворотно-поступального руху формувального візка на всій ділянці, що позитивно вплинуло б на якість готового виробу. Однак на практиці такий режим руху здійснити неможливо, оскільки в ньому відсутні ділянки розгону та гальмування, без яких не може бути циклічного руху. Тому пропонується реалізувати такий режим руху формувального візка при його переміщенні від одного крайнього положення до іншого, у якому були б ділянки розгону і гальмування з мінімальними динамічними навантаженнями та ділянка руху з постійною швидкістю.

Прийнявши загальний час руху формувального візка з одного крайнього положення в інше t_3 , його можна розділити на три частини: час розгону – t_p ; час усталеного руху – t_y ; час гальмування – t_z . Для забезпечення ущільнення бетонної суміші формувальним візком з постійною швидкістю руху на більшості його робочого ходу приймемо час усталеного



руху, наприклад, $t_y = \frac{2}{3} \cdot t_3$, тоді, задаючись умовою рівності часу розгону та гальмування,

їх можна визначити відповідними виразами: $t_p = \frac{1}{6} \cdot t_3$ та $t_z = \frac{1}{6} \cdot t_3$.

Для плавного процесу розгону та гальмування формувального візка запропоновано здійснювати їх за оптимальним ривковим режимом руху [7]. При цьому швидкість та прискорення формувального візка змінюються плавно, не створюючи значних динамічних навантажень в установці, що в свою чергу позитивно впливає на її довговічність.

При оптимальному ривковому режимі розгону формувального візка зі стану спокою до виходу на усталений режим руху координата переміщення, швидкість, прискорення та ривок його центра мас описуються рівняннями [7]:

$$\begin{aligned} x_p &= x_{0p} + 2 \cdot \dot{x}_y \cdot \left(\frac{t^3}{t_p^2} - \frac{t^4}{t_p^3} + 0,3 \cdot \frac{t^5}{t_p^4} \right); & \dot{x}_p &= \dot{x}_y \cdot \left(6 \cdot \frac{t^2}{t_p^2} - 8 \cdot \frac{t^3}{t_p^3} + 3 \cdot \frac{t^4}{t_p^4} \right); \\ \ddot{x}_p &= 12 \cdot \dot{x}_y \cdot \left(\frac{t}{t_p^2} - 2 \cdot \frac{t^2}{t_p^3} + \frac{t^3}{t_p^4} \right); & \ddot{\ddot{x}}_p &= 12 \cdot \dot{x}_y \cdot \left(\frac{1}{t_p^2} - 4 \cdot \frac{t}{t_p^3} + 3 \cdot \frac{t^2}{t_p^4} \right), \end{aligned} \quad (1)$$

де x_{0p} – координата початкового положення центра мас візка при розгоні; t – час; t_p – тривалість розгону формувального візка зі стану спокою до виходу на усталений режим руху; \dot{x}_y – швидкість руху формувального візка на усталеному режимі.

На усталеному режимі руху формувального візка координата переміщення та швидкості його центра мас описуються рівняннями [7]:

$$x_y = x_{0y} + \frac{(x_{1y} - x_{0y}) \cdot t}{t_y}; \quad \dot{x}_y = \frac{(x_{1y} - x_{0y})}{t_y} = const; \quad \ddot{x}_y = 0; \quad \ddot{\ddot{x}}_y = 0, \quad (2)$$

де x_{0y} та x_{1y} – координати початкового та кінцевого положень центра мас візка при усталеному русі; t_y – тривалість усталеного руху.

При оптимальному ривковому режимі гальмування формувального візка з моменту усталеного руху до повної зупинки координата переміщення, швидкість, прискорення та ривок його центра мас описуються рівняннями [7]:

$$\begin{aligned} x_z &= x_{1z} - \dot{x}_y \cdot \left(0,6 \cdot t_z - t + \frac{t^4}{t_z^3} - 0,6 \cdot \frac{t^5}{t_z^4} \right); & \dot{x}_z &= \dot{x}_y \cdot \left(1 - 4 \cdot \frac{t^3}{t_z^3} + 3 \cdot \frac{t^4}{t_z^4} \right); \\ \ddot{x}_z &= 12 \cdot \dot{x}_y \cdot \left(\frac{t^3}{t_z^4} - \frac{t^2}{t_z^3} \right); & \ddot{\ddot{x}}_z &= 12 \cdot \dot{x}_y \cdot \left(3 \cdot \frac{t^2}{t_z^4} - 2 \cdot \frac{t}{t_z^3} \right), \end{aligned} \quad (3)$$

де x_{1z} – кінцева координата процесу гальмування; t_z – тривалість гальмування з моменту усталеного руху до повної зупинки.

У виразах (1)-(3) координата початкового положення центра мас візка при розгоні x_{0p} та кінцева координата процесу гальмування x_{1z} відповідають його крайнім положенням, однак невідомими є швидкість руху \dot{x}_y формувального візка на усталеному режимі, координати початкового x_{0y} та кінцевого x_{1y} положень центра мас візка при усталеному русі.

Розділимо переміщення S формувального візка від одного крайнього положення до іншого на три ділянки: 1 – ділянка розгону, їй відповідає переміщення S_p ; 2 – ділянка усталеного руху, їй відповідає переміщення S_y ; 3 – ділянка гальмування, їй відповідає переміщення S_z . Із врахуванням залежностей (1)-(3) вирази переміщення на кожній ділянці можна подати у вигляді:

$$S_p = \int_0^{t_p} \dot{x}_p dt = \dot{x}_y \cdot \int_0^{t_p} \left(6 \cdot \frac{t^2}{t_p^2} - 8 \cdot \frac{t^3}{t_p^3} + 3 \cdot \frac{t^4}{t_p^4} \right) dt = \dot{x}_y \cdot \left(2 \cdot \frac{t^3}{t_p^2} - 2 \cdot \frac{t^4}{t_p^3} + \frac{3}{5} \cdot \frac{t^5}{t_p^4} \right) \Big|_0^{t_p} = \frac{3}{5} \cdot \dot{x}_y \cdot t_p; \quad (4)$$

$$S_y = \int_0^{t_y} \dot{x}_y dt = \dot{x}_y \cdot t \Big|_0^{t_y} = \dot{x}_y \cdot t_y; \quad (5)$$

$$S_z = \int_0^{t_z} \dot{x}_z dt = \dot{x}_y \cdot \int_0^{t_z} \left(1 - 4 \cdot \frac{t^3}{t_z^3} + 3 \cdot \frac{t^4}{t_z^4} \right) dt = \dot{x}_y \cdot \left(t - \frac{t^4}{t_z^3} + \frac{3}{5} \cdot \frac{t^5}{t_z^4} \right) \Big|_0^{t_z} = \frac{3}{5} \cdot \dot{x}_y \cdot t_z. \quad (6)$$

Тоді вираз загального переміщення формувального візка можна подати у вигляді:

$$S = S_p + S_y + S_z = \frac{3}{5} \cdot \dot{x}_y \cdot t_p + \dot{x}_y \cdot t_y + \frac{3}{5} \cdot \dot{x}_y \cdot t_z = \dot{x}_y \cdot \left(\frac{3}{5} \cdot t_p + t_y + \frac{3}{5} \cdot t_z \right). \quad (7)$$

Підставивши у попередній вираз $t_p = \frac{1}{6} \cdot t_3$, $t_y = \frac{2}{3} \cdot t_3$, $t_z = \frac{1}{6} \cdot t_3$ та амплітуду переміщення візка від одного крайнього положення в інше $\Delta x = S$, отримуємо:

$$\Delta x = \dot{x}_y \cdot \left(\frac{3}{5} \cdot \frac{1}{6} \cdot t_3 + \frac{2}{3} \cdot t_3 + \frac{3}{5} \cdot \frac{1}{6} \cdot t_3 \right) = \frac{13}{15} \cdot \dot{x}_y \cdot t_3 \quad \Rightarrow \quad \dot{x}_y = \frac{15 \cdot \Delta x}{13 \cdot t_3}. \quad (8)$$

Координату положення формувального візка, що визначає закінчення ділянки розгону та початок ділянки усталеного руху x_{0y} , можна визначити з виразів (4) та (8):

$$x_{0y} = \frac{3}{5} \cdot \dot{x}_y \cdot t_p = \frac{3}{5} \cdot \frac{15 \cdot \Delta x}{13 \cdot t_3} \cdot \frac{1}{6} \cdot t_3 = \frac{3}{26} \cdot \Delta x, \quad (9)$$

а координату, що визначає закінчення ділянки усталеного руху x_{1y} та початок ділянки гальмування, можна визначити з виразів (5), (8) та (9):

$$x_{1y} = x_{0y} + \dot{x}_y \cdot t_y = \frac{3}{26} \cdot \Delta x + \frac{15 \cdot \Delta x}{13 \cdot t_3} \cdot \frac{2}{3} \cdot t_3 = \frac{23}{26} \cdot \Delta x. \quad (10)$$

Підставивши вирази (8)-(10) у рівності (1)-(3) та задавшись амплітудою переміщення формувального візка $\Delta x = 0,4 \text{ м}$ та загальним часом його руху від одного крайнього положення в інше $t_3 = 3 \text{ с}$, було розраховано кінематичні характеристики комбінованого режиму руху формувального візка. За результатами розрахунків побудовано графіки комбінованого режиму зміни переміщення (рис. 1, а), швидкості (рис. 1, б), прискорення (рис. 1, в) та ривка (рис. 1, г) при русі формувального візка з одного крайнього положення в інше.

Перетворивши перші рівняння виразів (1)-(3) для випадку, коли початок координат відраховується від середнього положення переміщення формувального візка з урахуванням виразів (8)-(10), отримаємо:

–на ділянці розгону:

$$x_p = \frac{1080}{13} \cdot \Delta x \cdot \left(1 - 6 \cdot \frac{t}{t_3} + 10,8 \cdot \frac{t^2}{t_3^2} \right) \cdot \frac{t^3}{t_3^3} - \frac{1}{2} \cdot \Delta x; \quad (11)$$

–на ділянці усталеного руху:

$$x_y = \frac{3}{26} \cdot \Delta x \cdot \left(1 + 10 \cdot \frac{t}{t_3} \right) - \frac{1}{2} \cdot \Delta x; \quad (12)$$

–на ділянці гальмування:

$$x_z = \frac{1}{2} \cdot \Delta x - \frac{15}{13} \cdot \Delta x \cdot \left(0,1 - \frac{t}{t_3} + 216 \cdot \frac{t^4}{t_3^4} - 777,6 \cdot \frac{t^5}{t_3^5} \right). \quad (13)$$

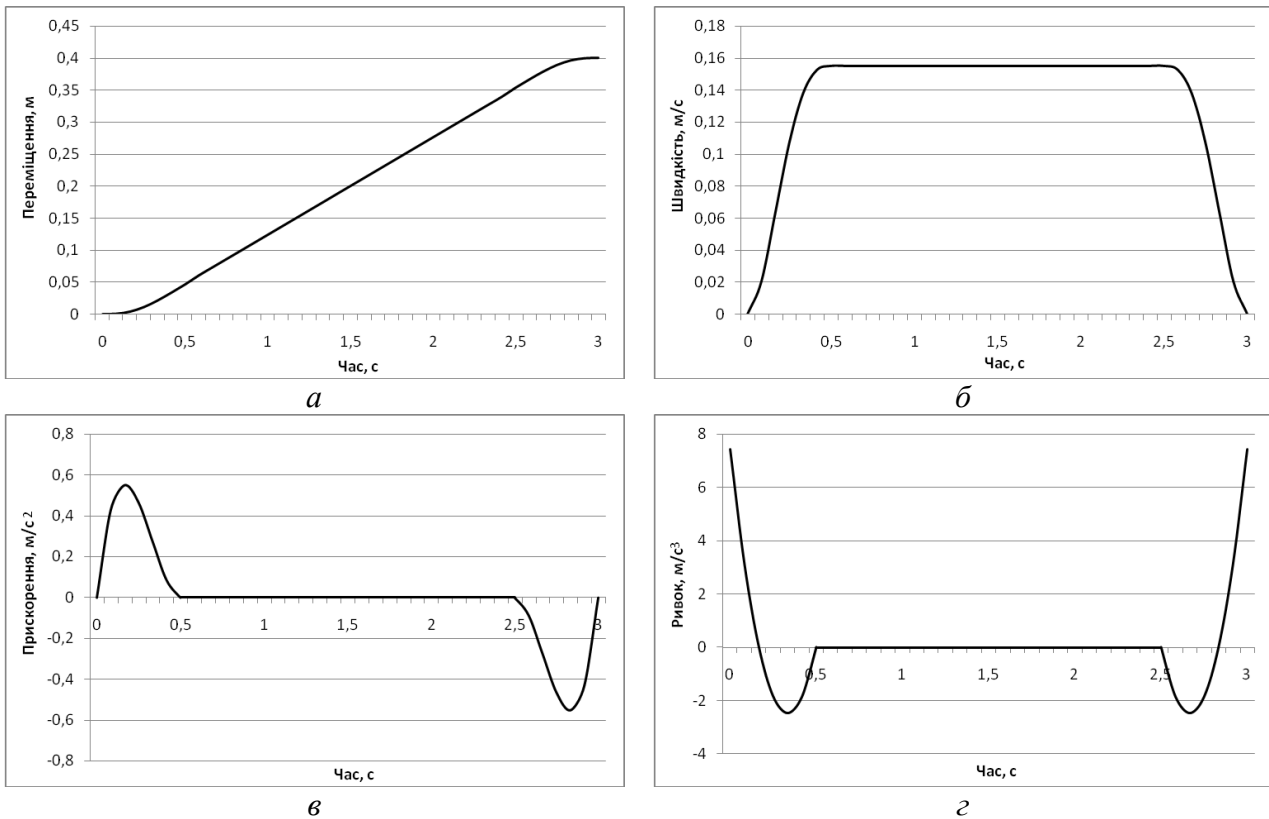


Рисунок 1. Графіки зміни переміщення – а, швидкості – б, прискорення – в та ривка – г при комбінованому режимі руху формувального візка.

Закон руху візка, описаний рівняннями (11)-(13), може бути здійснений приводом з кулачковим механізмом (рис. 2) зворотно-поступального руху візка. При цьому рух візка в одному напрямку здійснюється за рахунок повороту кулачка 1 на половину оберту (тобто $\varphi = \pi$) і в зворотному напрямку ще на половину оберту; повний цикл руху візка – за один оберт кулачка. Для здійснення описаного закону руху візка необхідно, щоб приріст радіуса кулачка відповідав приросту переміщення візка. Згідно з цим перемінний радіус кулачка визначається залежностями:

– на ділянці розгону:

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{1080}{13} \cdot \Delta x \cdot \left(1 - 6 \cdot \frac{t}{t_3} + 10,8 \cdot \frac{t^2}{t_3^2} \right) \cdot \frac{t^3}{t_3^3} - \frac{1}{2} \cdot \Delta x; \quad (14)$$

– на ділянці усталеного руху:

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{3}{26} \cdot \Delta x \cdot \left(1 + 10 \cdot \frac{t}{t_3} \right) - \frac{1}{2} \cdot \Delta x; \quad (15)$$

– на ділянці гальмування:

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{1}{2} \cdot \Delta x - \frac{15}{13} \cdot \Delta x \cdot \left(0,1 - \frac{t}{t_3} + 216 \cdot \frac{t^4}{t_3^4} - 777,6 \frac{t^5}{t_3^5} \right), \quad (16)$$

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

Час t можна виключити із залежностей (14)-(16), оскільки $t = \frac{\varphi}{\omega}$, а $t_3 = \frac{\pi}{\omega}$. Тут φ – кутова координата повороту кулачка, а ω – кутова швидкість обертання кулачка. Оскільки час розгону формувального візка визначається залежністю $t_p = \frac{1}{6} \cdot t_3$, то процес розгону буде здійснюватись при повороті кулачка на кут в межах від $\varphi = 0$ до $\varphi = \frac{\pi}{6}$; час усталеного

руху – $t_y = \frac{2}{3} \cdot t_3$, тоді усталений рух візка буде забезпечуватись поворотом кулачка на кут в межах від $\varphi = \pi/6$ до $\varphi = 5 \cdot \pi/6$; час гальмування – $t_z = \frac{1}{6} \cdot t_3$, тоді процес гальмування буде здійснюватись при повороті кулачка на кут в межах від $\varphi = 5 \cdot \pi/6$ до $\varphi = \pi$. Після відповідних перетворень радіус кулачка, що описує його профіль, пов'язується з кутовою координатою наступним виразом:

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{1080}{13} \cdot \Delta x \cdot \left(1 - 6 \cdot \frac{\varphi}{\pi} + 10,8 \cdot \frac{\varphi^2}{\pi^2} \right) \cdot \frac{\varphi^3}{\pi^3} - \frac{1}{2} \cdot \Delta x, \quad 0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{6}; \quad (17)$$

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{3}{26} \cdot \Delta x \cdot \left[1 + 10 \cdot \left(\varphi - \frac{\pi}{6} \right) \cdot \frac{1}{\pi} \right] - \frac{1}{2} \cdot \Delta x, \quad \frac{\pi}{6} < \varphi < \frac{5\pi}{6}; \quad (18)$$

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{\Delta x}{2} - \frac{15}{13} \cdot \Delta x \cdot \left[0,1 - \left(\varphi - \frac{5\pi}{6} \right) \cdot \frac{1}{\pi} + 216 \cdot \left(\varphi - \frac{5\pi}{6} \right)^4 \cdot \frac{1}{\pi^4} - 777,6 \cdot \left(\varphi - \frac{5\pi}{6} \right)^5 \cdot \frac{1}{\pi^5} \right], \quad (19)$$

$$\frac{5\pi}{6} < \varphi \leq \pi.$$

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

$$\rho = \frac{b}{2} - \frac{1080}{13} \cdot \Delta x \cdot \left[1 - 6 \cdot \frac{(\varphi - \pi)}{\pi} + 10,8 \cdot \frac{(\varphi - \pi)^2}{\pi^2} \right] \cdot \frac{(\varphi - \pi)^3}{\pi^3} + \frac{\Delta x}{2}, \quad \pi \leq \varphi \leq \frac{7\pi}{6}; \quad (20)$$

$$\rho = \frac{b}{2} - \frac{3}{26} \cdot \Delta x \cdot \left[1 + 10 \cdot \left(\varphi - \frac{7\pi}{6} \right) \cdot \frac{1}{\pi} \right] + \frac{\Delta x}{2}, \quad \frac{7\pi}{6} < \varphi < \frac{11\pi}{6}; \quad (21)$$

$$\rho = \frac{b}{2} - \frac{\Delta x}{2} + \frac{15}{13} \cdot \Delta x \cdot \left[0,1 - \left(\varphi - \frac{11\pi}{6} \right) \cdot \frac{1}{\pi} + 216 \cdot \left(\varphi - \frac{11\pi}{6} \right)^4 \cdot \frac{1}{\pi^4} - 777,6 \cdot \left(\varphi - \frac{11\pi}{6} \right)^5 \cdot \frac{1}{\pi^5} \right], \quad (22)$$

$$\frac{11\pi}{6} < \varphi \leq 2\pi.$$

Для унеможливлення ударів кулачка об штовхачі при зміні напрямку руху візка описаний рівняннями (17)-(22) профіль кулачка (рис. 3) має такий вид, що в будь-якому положенні його діаметр d – величина постійна і рівна відстані між штовхачами b ($d = b$).

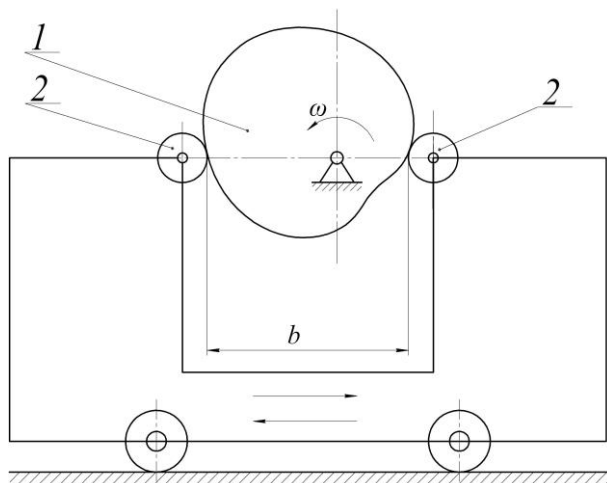


Рисунок 2. Схема механізму з кулачковим приводом зворотно-поступального руху візка.

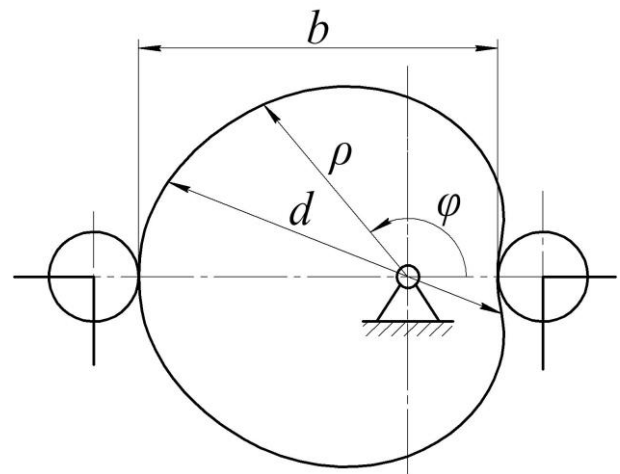


Рисунок 3. Профіль кулачка, що реалізує комбінований режим руху формувального візка.

З метою зменшення динамічних навантажень в елементах установки та для підвищення її надійності запропоновано конструкцію установки з приводним механізмом для забезпечення комбінованого режиму зворотно-поступального руху формувального візка (рис. 4). Приводний механізм виконаний у вигляді шарнірно встановлених на порталі кулачкових механізмів, що контактують з штовхачами, жорстко прикріпленими до формувального візка.

Установка вміщує змонтований на нерухомому порталі 1 формувальний візок 2, що вміщує подавальний бункер 3 та укочувальні ролики 4 і здійснює зворотно-поступальний рух в напрямних 5 над порожниною форми 6. Візок приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою двох приводів 7, прикріплених до порталу 1 у вигляді двох кулачкових механізмів, що обертаються з постійною кутовою швидкістю ($\omega = const$), але різною за напрямками, і контактують з двома штовхачами 8, жорстко з'єднаними з візком 2. Наявність двох штовхачів 8 з кожного боку формувального візка 2 дозволяє створювати жорсткий силовий ланцюг при його прямому і зворотному ході.

При застосуванні в установці кулачкового приводного механізму з кожного боку формувального візка унеможливується його осьове перекошування, підвищується якість поверхні оброблюваної бетонної суміші, зменшуються динамічні навантаження в елементах приводу, зменшуються зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується довговічність установки в цілому.

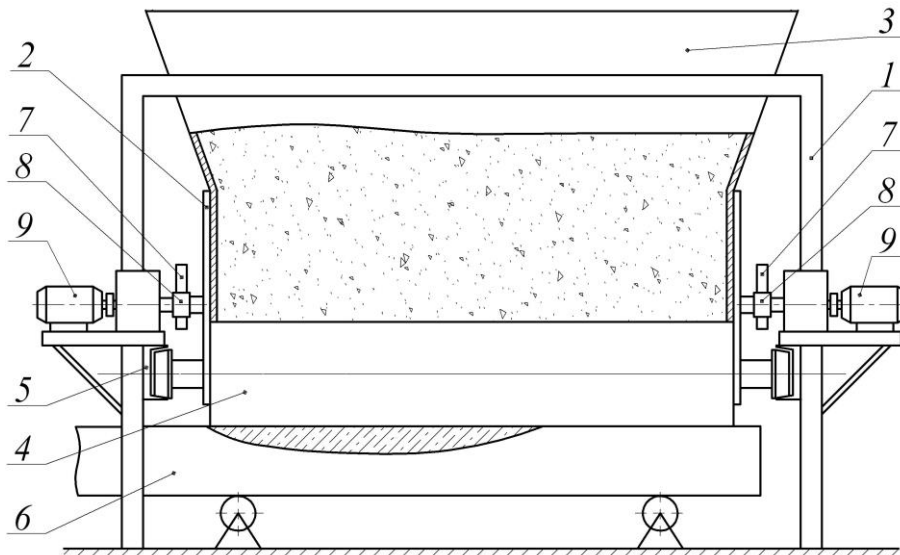


Рисунок 4. Роликова формувальна установка з кулачковим приводним механізмом

Висновки.

1. В результаті проведених досліджень з метою підвищення надійності та довговічності роликової формувальної установки розроблено конструкцію її приводу у вигляді кулачкового механізму та побудовано профіль кулачка для забезпечення комбінованого режиму зворотно-поступального руху формувального візка.

2. Запропоновано конструкцію роликової формувальної установки з кулачковим приводним механізмом з обох боків формувального візка для унеможливлення його осьового перекошування, що в свою чергу приводить до підвищення якості поверхні оброблюваної бетонної суміші, зменшення динамічних навантажень в елементах приводу, зменшення зайвих руйнівних навантажень на рамну конструкцію і, відповідно, до підвищення довговічності установки в цілому.

3. Результати роботи можуть в подальшому бути корисними для уточнення та удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку приводних механізмів машин роликового формування як на стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації.

Література

1. Гарнець В.М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси. / В.М. Гарнець – К.: Будівельник, 1991. – 144 с.
2. Кузин В.Н. Технология роликового формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов. / В.Н. Кузин. – Автореф. дис... канд. наук. – М. – 1981. – 20 с.
3. Рюшин В.Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формования бетонных смесей. / В.Т. Рюшин. – Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – К. – 1986.
4. Ловейкін В.С. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. І-ї Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM-I). – Тернопіль, 2004. – С. 507-514.
5. Ловейкін В.С. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Вісник Харківського національного університету сільського господарства ім. П.Василенка. – Харків, 2007. – № 59, Том 1. – С. 465-474.
6. Ловейкін В.С. Визначення оптимального значення кута зміщення кривошипів роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – НУ «Львівська політехніка», 2007. – № 41. – С. 127-134.
7. Ловейкин В.С. Расчёты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. Учебное пособие. / В.С. Ловейкин. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168 с.



УДК 629.017(07)

В.І. Лесько, доцент КНУБА

МЕТОД ОЦІНКИ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ ГІДРОПРИВОДІВ ОДНОКІВШОВИХ ЕКСКАВАТОРІВ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ СТАТИСТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

АНОТАЦІЯ. Пропонується метод оцінки показників надійності гідроприводу екскаватора, що дозволяє враховувати параметричні відмови основних елементів гідроприводу за параметром «об'ємний ККД» з урахуванням ефективності функціонування екскаватора та стохастичної залежності між ними.

Ключові слова: метод оцінки, показники надійності, гідропривод.

ANNOTATION. The method for evaluating reliability of hydraulic excavator, which allows to consider parametric failures of basic elements of hydraulic drive on the volumetric EFFICIENCY, taking into account the effective functioning of the excavator and stochastic dependencies between them was proposed

Key words: estimation method, reliability indexes, hydraulic drive.

Актуальність проблеми. Аналізи відмов гідроприводів (ГП) одноківшових екскаваторів (ОЕ) та його функціонування показують, що найбільш характерними видами відмов ГП, наряду з іншими, є параметричні відмови, формування яких в часі приводить до поступової втрати рівня роботоздатності його елементів та зниження, внаслідок цього, ефективності функціонування всього ГП, що при певних умовах розцінюється також як параметрична відмова. Це дає підстави вважати функціональні можливості ГП та його ефективність, одним із аспектів надійності і вказує на необхідність врахування їх при оцінці показників надійності (ПН). Для цього необхідно розробити методи оцінки ПН на основі моделей параметричних відмов з урахуванням ефективності функціонування ГП та стохастичної залежності між ними.

Мета і постановка задачі. В даній роботі автором пропонується метод оцінки ПН із застосуванням імітаційного моделювання, суть якого полягає в наступному. На основі інформації, одержаної в результаті діагностування гідроприводів в умовах експлуатації на протязі часу $t_0 - t_r$, описуються закономірності зміни об'ємного ККД - η_j ($j = 1, 2, \dots, N$) кожного із N основних гідроелементів (гідронасоси, гідроциліндри, секції гідророзподільників, гідродвигуни), які лімітують надійність ГП. Реалізації об'ємного ККД (ОККД) елементів описуються нестационарним випадковим процесом $\eta_j(t)$, який протікає під впливом широкого спектру експлуатаційних факторів ($X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$). За характеристику випадкових функцій в перерізах часу t_i прийняті одномірні густини ймовірнісного розподілу $f_j(\eta; t_i)$. Апроксимація параметрів законів розподілу на відрізок $t_0 - t_r$ дозволяє одержати прогнозні моделі $f_j(\eta; t_i)$ для перерізів часу $t_i > t_r$. В якості екстраполяційної функції параметрів прийнята степенева функція. При нормальному законі розподілу ОККД апроксимації підлягають початкові та центральні моменти: $m_{\eta_j}(t)$ та $\sigma_{\eta_j}^2(t)$; при законі Вейбулла або гамма-розподілі апроксимації підлягають параметри масштабів $a_{\eta_j}(t)$, $\lambda_{\eta_j}(t)$ та форми $b_{\eta_j}(t)$, $\alpha_{\eta_j}(t)$ відповідно. На основі кореляційного та регресійного аналізу за результатами експерименту визначається вплив експлуатаційних факторів на закономірності тренду параметрів: $m_{\eta_j}(t) = \psi(X_1, X_2, \dots, X_n; t)$. Вважаємо, що при заданих граничних значеннях $\eta_{грj}$ елемент ГП буде роботоздатний по параметру η_j , якщо дотримується умова роботоздатності $\phi_j = \eta_j - \eta_{грj} > 0$, і навпаки, якщо $\phi_j < 0$, - то це трактується як параметрична відмова j -го елемента.

Прогнозування функцій розподілу ймовірностей випадкового процесу $\eta(t_i)$ для будь-якого перерізу часу t_i при заданих умовах експлуатації дає можливість формування

параметричних ймовірнісно-фізичних моделей відмов, за якими визначаються показники надійності. Ймовірність збереження роботоздатності (ЙЗР) елементів визначається за умовами $\varphi_j > 0$:

$$P(\varphi_j > 0; t_i) = P\{\eta_j(t_i) > \eta_{гр,j}; t_i\} = \int_{\eta_{гр}}^1 f(\eta_j, t_i) d\eta . \quad (1)$$

Графічна інтерпретація процесу формування ймовірнісно-фізичної моделі відмови елементів ГП приведена на рис.1.

Вважаючи відповідність рівня ефективності функціонування ГП певному заданому граничному рівню як одну із умов W роботоздатності ГП, - приймаємо, що збільшення тривалості робочого циклу екскавації $t_{ц}$ відносно заданого граничного значення $t_{ц, зад}$ в момент часу t_i також трактується як параметрична відмова (тобто $W = t_{цi} - t_{ц, зад} > 0$). Знаючи залежність значення тривалості робочого циклу екскавації

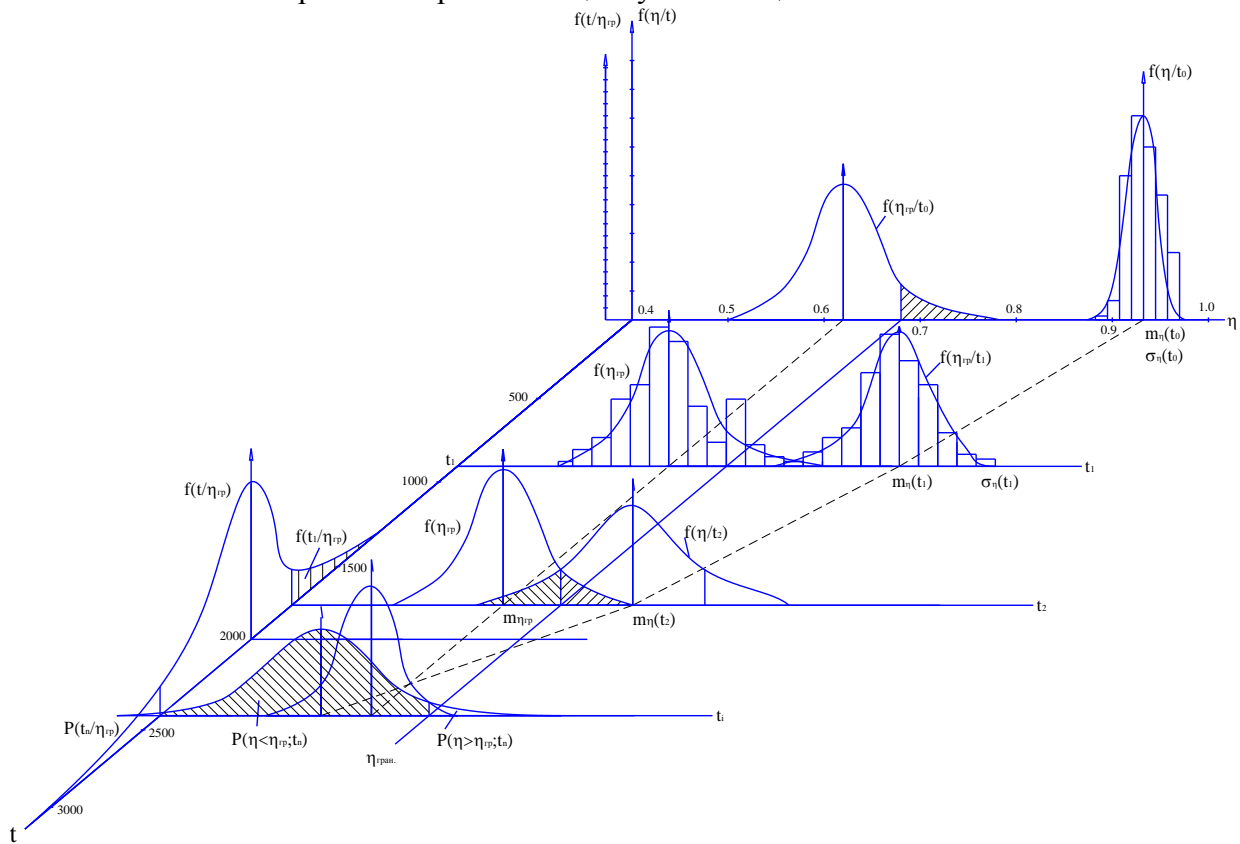


Рисунок 1. Графічна інтерпретація процесу формування ймовірнісно-фізичної моделі відмови елементів гідроприводу екскаватора.

$t_{ц}$ від об'ємних ККД гідроелементів η_j , можна прогнозувати значення $t_{ц}(t_i)$ для моменту часу t_i :

$$t_{ц}(t_i) = Y\{\eta_1(t_i), \dots, \eta_j(t_i), \dots, \eta_N(t_i)\} \quad (2)$$

Функціональна залежність $t_{ц} = Y\{\cdot\}$ встановлюється експериментальним шляхом або за допомогою математичного моделювання.

Ймовірність збереження заданого граничного рівня ефективності ГП за параметром $t_{ц}$ в момент часу t_i знаходиться за формулою:

$$P(W < 0, t) = P\{t_{ц}(t_i) < t_{ц, зад}, t_i\} = \int_0^t f\{Y(\cdot); t_i\} dt \quad (3)$$

де : $f\{Y(\cdot); t_i\}$ - густина розподілу ймовірності тривалості робочого циклу в момент часу t_i



Так як між умовами роботоздатності φ_j та ефективністю функціонування існує стохастичний зв'язок, то формула для визначення ЙЗР при параметричних відмовах для моменту часу t_i в загальному вигляді запишеться так :

$$P(t_i) = P_1\{W < 0; t_i / (\varphi_1 > 0) \cap \dots \cap (\varphi_j > 0) \cap \dots \cap (\varphi_N > 0); t_i\} \times \\ \times P_2\{(\varphi_1 > 0) \cap \dots \cap (\varphi_j > 0) \cap \dots \cap (\varphi_N > 0); t_i\} \quad (4)$$

де : $P_1\{\cdot\}$ - умовна ймовірність збереження ефективності функціонування ГП при заданому граничному значенні $t_{ц.зад.}$, яка визначена при умові безвідмовного функціонування всіх елементів ($\varphi_j > 0$);

$P_2\{\cdot\}$ - ймовірність збереження умов роботоздатності елементів $\varphi_j > 0$.

Наявність корельованих зв'язків між параметричними відмовами елементів та ефективністю ГП, складність визначення коефіцієнтів кореляції і відсутність в класичній теорії надійності методів визначення умовних ймовірностей унеможливають використання аналітичних форм для визначення $P_n(t_i)$. Крім цього, виникає проблема визначення густини розподілу $f(t)$ напрацьовань до параметричної відмови ГП при заданих $\eta_{j_{ГРАН}}; t_{ц.зад.}$

Окреслені задачі вирішуються за допомогою методів статистичного моделювання [1] (метод Монте – Карло) процесів формування зазначених параметричних відмов ГП та залежності між ними. Узагальнена блок – схема алгоритму визначення показників надійності ГП представлена на рисунку 2.

Імітаційним моделюванням для кожного моменту часу t_i , починаючи з $t_{min}=0$, із шагом Δt формуються прогнознi значення параметрів відомого за експериментальними даними закону розподілу ОККД j – го гідроелементу ($j = \overline{1, N}$). Для нормального закону розподілу такими параметрами будуть $m_{\eta_j}(t_i)$ та $\sigma_{\eta_j}(t_i)$:

$$m_{\eta_j}(t_i) = m_{\eta_{oj}} - V_j t_i^{\alpha_j}; \quad (5)$$

$$\sigma_{\eta_j}^2(t_i) = \sigma_{\eta_o}^2 + \sigma_V^2 t_i^{2\alpha_j}. \quad (6)$$

де: значення $m_{\eta_{oj}}; \sigma_{\eta_{oj}}; V_j$ та α_j визначаються експериментальним шляхом.

В перерізі часу t_i для всіх елементів гідроприводу формуються M послідовних реалізацій випадкових значень ОККД. Після формування чергового q – го номера реалізації ($q = \overline{1, M}$) генератор випадкових чисел генерує рівномірно розподілені випадкові величини ξ_{mj} в інтервалі $(0,1)$, згенеровані числа запам'ятовуються і із заданим законом (в даному випадку нормальним) за формулами [2] одержуємо ряд значень випадкових величин ОККД η_{jq_i} (де $q = 1, \dots, M_{ji}$):

$$\eta_{jq_i}(t_i) = m_{\eta_j}(t_i) + \sigma_{\eta_j}(t_i) \cdot \left(\sum_{m=1}^{12} \xi_{mji} - 6 \right). \quad (7)$$

Для кожної реалізації $q_{ji} \leq M_{ji}$ спочатку здійснюються перевірки умов збереження роботоздатності ($\varphi_{jq_i} = \eta_{jq_i} - \eta_{j_{ГРАН}} > 0$) всіх елементів гідроприводу. Якщо при q – й реалізації змодельовані значення η_{jq_i} хоча б одного елементу виходять за межі області роботоздатного стану ($\eta_{jq_i} < \eta_{j_{ГРАН}}$), - то фіксується порушення умови роботоздатності j – го елементу. Тобто настає стан параметричної відмови всього гідроприводу при данній q – й реалізації (стан А) як системи із послідовно з'єднаними елементами. Після фіксації та запам'ятовування стану А цикл перевірки умов роботоздатності всіх елементів повторюється для наступних реалізацій (при $q + 1$) $\eta_{j(q+1)i}$ і т. д.

У разі одночасного збереження всіх умов роботоздатності елементів вважаємо, що гідропривід в цілому ОЕ відповідає роботоздатному стану (стану \bar{A}) при заданих

граничних значеннях діагностичних параметрів $\eta_{j_{\text{ГРАН}}}$ (тобто $\bar{A} = (\varphi_{1q_i} > 0) \cap \dots \cap (\varphi_{jq_i} > 0) \cap \dots \cap (\varphi_{Nq_i} > 0)$). І тільки при цій єдиній умові (при стані \bar{A}) визначається рівень ефективності функціонування всього ГП за інтегральним показником – тривалістю робочого циклу t_{uq_i} екскаватора в залежності від значень параметрів об'ємного ККД η_{jq_i} :

$$t_{uq}(t_i) = Y\{\eta_{1q}(t_i), \dots, \eta_{jq}(t_i), \dots, \eta_{Nq}(t_i)\} \quad (8)$$

Далі здійснюється порівняння одержаної випадкової величини t_{uq_i} із заданим або нормативним граничним значенням $t_{ц \text{ зад}}$. В разі невідповідності умови збереження заданого рівня ефективності ($W_{q_i} = t_{uq_i} - t_{ц \text{ зад}} < 0$) фіксується параметрична відмова гідроприводу (стан В).

При умові, якщо $W_{q_i} > 0$, - то ГП вважається роботоздатним (стан \bar{B}).

Після цього цикл перевірки умов роботоздатності повторюється для наступних реалізацій η_{jq_i} .

Процес моделювання здійснюється для всієї множини $q_i = \overline{1, M}$. При $q_i \geq M$ цикл моделювання для моменту часу t_i завершується і підраховується загальна кількість відмов (станів А та В) в інтервалі Δt_i :

$$n_i^A = \sum_{q=1}^M n_{q_i}^A; \quad n_i^B = \sum_{q=1}^M n_{q_i}^B \quad (9)$$

Для перерізу часу t_i в інтервалі ($\Delta t = t_i - t_{i-1}$) визначаються значення функцій розподілу $\hat{F}(t_i)$, яка дорівнює ймовірності відмови $Q(t_i)$, та ймовірності збереження роботоздатного стану $\hat{P}(t_i)$ гідроприводу:

$$\hat{F}(t_i) = \frac{\sum_{q=1}^M n_{q_i}^A + \sum_{q=1}^M n_{q_i}^B}{M} = Q(t_i). \quad (10)$$

$$\hat{P}(t_i) = \left[1 - \frac{\sum_{q=1}^M n_{q_i}^A}{M} \right] \left[1 - \frac{\sum_{q=1}^M n_{q_i}^B}{M - \sum_{q=1}^M n_{q_i}^A} \right]. \quad (11)$$

В даному випадку складові формули (11) оцінки ймовірності збереження роботоздатності ГП відповідають складовим виразу (4):

$$P_1\{W < 0; t_i / (\varphi_1 > 0) \cap \dots \cap (\varphi_j > 0) \cap \dots \cap (\varphi_N > 0); t_i\} = 1 - \frac{\sum_{q=1}^M n_{q_i}^B}{M - \sum_{q=1}^M n_{q_i}^A}; \quad (12)$$

$$P_2\{(\varphi_1 > 0) \cap \dots \cap (\varphi_j > 0) \cap \dots \cap (\varphi_N > 0); t_i\} = 1 - \frac{\sum_{q=1}^M n_{q_i}^A}{M}; \quad (13)$$

Середнє квадратичне відхилення оцінки значень $\hat{P}(t_i)$ розраховується за формулою:

$$\sigma_{\hat{P}} = \sqrt{\frac{\hat{P}(1 - \hat{P})}{M}} \quad (14)$$



Після отримання результату розрахунку $\hat{P}(t_i)$ перевіряється умова:

$$\xi \leq \xi_{\text{зад}}, \quad (15)$$

де ξ та $\xi_{\text{зад}}$ - відповідно розрахункове та задане значення відносної (або абсолютної) точності результату. При виконанні умови (15) процес моделювання припиняється, в іншому випадку – відбувається перехід до чергового циклу генерування реалізацій.

Поточне значення відносної похибки ξ розраховується за формулою:

$$\xi = t_{\beta} \sqrt{\frac{1 - \hat{P}}{M \cdot \hat{P}}} \quad (16)$$

де $t_{\beta} = \sqrt{2} \Phi^{-1}(\beta)$ - функція, зворотна функції Лапласа (квантіль нормального розподілу, який відповідає довірчій імовірності β).

При отриманні позитивного результату за умовою (15) визначається довірчий інтервал для розрахованого значення імовірності \hat{P} при відносній похибці ξ та заданій довірчій імовірності β . Розрахунок нижньої \underline{P}_n та верхньої \overline{P}_e довірчих меж проводиться за формулами:

$$\underline{P}_n = \hat{P} - t_{\beta} \sqrt{\frac{\hat{P}(1 - \hat{P})}{M}} \quad (17)$$

$$\overline{P}_e = \hat{P} + t_{\beta} \sqrt{\frac{\hat{P}(1 - \hat{P})}{M}} \quad (18)$$

Після цього імітаційний процес і розрахунки $P_1(\cdot)$, $P_2(\cdot)$, $\hat{P}(t_i)$ та $\hat{F}(t_i)$ для моменту часу t_i завершуються і моделювання розпочинається спочатку в кожному із наступних періодів часу t_{i+1} , t_{i+2} і т.д. через шаг Δt .

Для кожного моменту часу t_i визначаються значення щільності імовірності розподілу $\hat{f}(t_i)$ наробітку до відмови:

$$\hat{f}(t_i) = \frac{\hat{F}(t_{i+1}) - \hat{F}(t_i)}{t_{i+1} - t_i} = \frac{\hat{P}(t_i) - \hat{P}(t_{i+1})}{t_{i+1} - t_i}. \quad (19)$$

Визначена за формулою (24) щільність розподілу характеризує щільність умовного розподілу $f(t/\forall \varphi_j > 0, W > 0)$ величини наробітку t до відмови гідроприводу при заданих умовах роботоздатності для заданих граничних значень ОККД $\eta_{\text{гран.}j}$, $\eta_{\text{ФДгран.}j}$ та граничного рівня ефективності його функціонування $t_{\text{ц.зад}}$.

Середній наробіток до відмови та його довірчий інтервал розраховується за формулами:

$$T_{\text{о.ср}} = \int_0^{\infty} t \cdot f(t/\forall \varphi_j > 0, W > 0) dt = \int_0^{\infty} P(t) dt, \quad (20)$$

$$\int_0^{\infty} \underline{P}(t) dt \leq T_{\text{о.ср}} \leq \int_0^{\infty} \overline{P}(t) dt \quad (21)$$

Гамма-процентний наробіток $T_{0\gamma}$ до відмови ГП можна визначити із співвідношень:

$$P = P_r \{ \forall \varphi_j(t_{\gamma}) > 0; W(t_{\gamma}) > 0 \} \geq 0,01\gamma \quad (22)$$

$$\text{або } P(t_\gamma) = \int_{t_\gamma}^{\infty} f(t/\forall \varphi_i > 0, W > 0) dt = 0,01\gamma \quad (23)$$

Оцінка гамма-процентного наробітку знаходиться імітаційним моделюванням за тим значення t_γ , для якого виконується рівність $P(t_\gamma) = 0,01\gamma$.

За отриманими результатами будуються графіки функцій $\hat{F}(t) = \hat{Q}(t)$, $\hat{P}(t)$, $\hat{P}_1(t)$, $\hat{P}_2(t)$, $\hat{f}(t)$.

Висновок. Розроблений метод оцінки ПН гідроприводу із застосуванням статистичного моделювання дозволяє максимально або в більш повній мірі враховувати механізм формування параметричних відмов гідроприводів екскаваторів, його функціональні та конструктивні особливості, ефективність функціонування ГП в цілому в залежності від об'ємних ККД його основних елементів та стохастичну залежність між параметричними відмовами в той час, коли аналітичне рішення подібних задач практично неможливе та часто зводиться до припущення про незалежність відмов i , як результат, - до невірних оцінок показників надійності.

Використання на практиці запропонованого методу дасть можливість одержувати більш реальні оцінки показників надійності гідроприводів не тільки одноківшових екскаваторів, але й інших гідрофікованих машин (кранів, навантажувачів), дасть можливість прогнозувати та керувати їх показниками надійності в залежності від умов експлуатації та заданих умов роботоздатності ГП будівельних машин.

Література

1. Бусленко Н.П., Шрейдер Ю.А. Метод статистических испытаний (Монте - Карло) и его реализация на цифровых вычислительных машинах. – М.: Физматгиз, 1971. – 226 с.
2. Прогнозирование технического состояния и надежности радиоэлектронной аппаратуры. / Д.В. Гаскаров, Т.А. Голинкевич, А.В. Мозгалевский; Под редакцией Т.А. Голинкевича. – М.: Советское радио, 1984. – 434 с.

УДК 62-932.4

І.В. Косминський, к.т.н., доцент КНУБА
М.С. Мельниченко, студент КНУБА

МОДИФИКАЦІЯ ДВИГУНА СТИРЛІНГА З ДОДАВАННЯМ ВАКУУМНОЇ ГЕРМЕТИЧНОСТІ ТА ОХЛОЛОДЖУВАЧА ПРИМУСОВОЇ ДІЇ

АННОТАЦІЯ. Модифікація двигателя Стирлінга с добавлением вакуумной герметичности и охладителя принудительного действия. В статье сделан анализ существующих конструкций данного типа двигателя. Предлагается новое конструктивное решение путем добавления вакуумной герметичности и охладителя принудительного действия.

Ключевые слова: вакуумная герметичность, двигатель Стирлинга, охладитель принудительного действия.

ANNOTATION. Modification of the Stirling engine with the addition of vacuum sealing and cooling compulsory. The article made an analysis of the existing structures of this type of engine. It proposed new design by adding a vacuum sealing and cooling compulsory.

Keywords: vacuum impermeability, Stirling engine, cooler compulsory.

Актуальність роботи. Двигун Стирлінга був уперше запатентований Робертом Стирлінгом 27 вересня 1816 (англійський патент № 4081). Він застосовувався на заводі, де працював сам винахідник, незабаром став дуже популярним. Але з часом двигуни внутрішнього згоряння витиснули двигуни Стирлінга і про них на деякий час забули. У 30-х роках ХХ століття компанія «Philips» почала роботи по розробці невеликого, з низьким рівнем шуму, електричного генератора з тепловим приводом для живлення радіоапаратури.

У сучасних умовах США і Японія виробляють даний тип двигуна для підводних човнів - невидимок.

Двигуни Стирлінга можуть бути чотирьох видів [1-3]:

1. α - Стирлінг (рис.1) - містить два окремих силових поршня в розділених циліндрах, один - гарячий, інший - холодний.

2. β - Стирлінг (рис.2) - циліндр всього один, гарячий з одного кінця і холодний з іншого. У середині циліндра рухаються поршень (з якого знімається потужність) і витискач, що змінює обсяг гарячої порожнини.

3. γ - Стирлінг (рис.3) - так само є поршень і витискач, але при цьому два циліндра - один холодний (там рухається поршень, з якого знімається потужність), а другий гарячий з одного кінця і холодний з іншого (там рухається витискач).

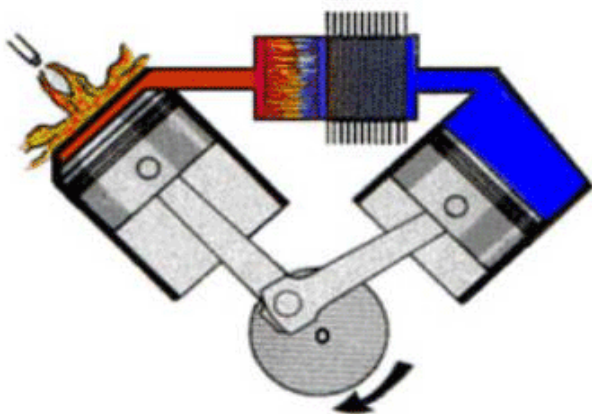


Рисунок 1. Схема α – Стирлінга.

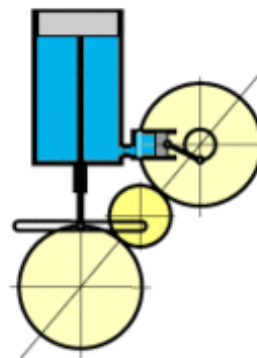


Рисунок 2. Схема β – Стирлінга.

4. Роторний двигун Стірлінга- патент Мухіна на герметичний введення обертання (ГВВ), (відсутній кривошипно-шатунний механізм) [4].

Перші три типи цих двигунів застосовуватися в різних сферах промисловості: електростанції, холодильні установки, насоси, кораблі, і т.д.

Екологи та вчені всього світу шукають альтернативу існуючим двигунам, які могли б працювати на будь-якому виді палива, були безпечними і надійними. Так, наприклад, електродвигун буде працювати до тих пір, поки є заряд в батареї або світить сонце. При цьому вартість батарей не дуже висока. Двигуни, що працюють на водні і газі мають дуже високий ступінь вибухонебезпечності і низький ККД. До того ж водень має високу собівартість виробництва, а газ високу токсичність. Що ж стосується традиційних двигунів внутрішнього згоряння то вони ризикують зовсім зникнути, оскільки за прогнозами вчених запасів нафти вистачить приблизно на 50 років. До того ж ці двигуни досить сильно забруднюють навколишнє середовище і на них витрачається велика кількість металу, що призводить збільшення ваги конструкції. На відміну від наведених типів двигуни Стірлінга мають цілий низку переваг:

1. Можуть працювати на будь-якому паливі (на дровах, тирсі тощо).
2. Працюють тихо, мають великий моторесурс і малу витрату масла.
3. Прості в обслуговуванні.
4. Мають досить високий ККД приблизно схожий з двигунами внутрішнього згоряння.
5. Абсолютно не токсичні(табл.1), та майже повністю безпечні.

Таблиця 1

Порівняльні дані по змісту токсичних компонентів у вихлопних газах різних двигунів

Тип двигуна	Порівняльні дані по вмісту токсичних компонентів у вихлопних газах різних двигунів мг/к.с.* с		
	NO _x	CO	C _x H _y
Бензиновий	0,6...2	40...100	15...120
Дизельний	0,4...2	0,2...5	0,6...12
Двигун Стірлінга	0,1...0,2	0,05...0,2	0,0015...0,007
Газова турбіна	0,7...2	2...3,6	0,012...0,07
Двигун який відповідає нормам Євро 5	0,414	0,311	0,095

Але разом з тим у двигуна Стірлінга є і ряд недоліків, зокрема величезні габарити і маса, висока собівартість і витрата палива (двигун компанії General Motors витрачає близько 20 - 23 кг палива на 100 км). На жаль, потенціал двигуна Стірлінга використовується всього на 45% від його можливостей. Основна проблема сьогоденних двигунів зовнішнього згоряння це нерівноцінна витрата тепла та енергії і той вид палива, який використовується. Саме тому двигун мало популярний. Але, не дивлячись на це двигун використовується в США, Швеції, Японії та інших країнах. І зовсім недавно почав широко застосовувати в Росії та Китаї. Де в якості джерела енергії використовується атомний реактор. Що дає відносно не обмежений запас ходу, але разом з тим високу небезпеку у випадки аварії реактора. Цілком можливо, що в перспективі реактори стануть

менші в розмірах і з'явиться практично вічний двигун і разом з тим зникнуть проблеми з паливом. У запропонованій конструкції пропонується один з способів їх розв'язання.

Модифікація двигуна Стірлінга. Модифікація традиційного двигуна полягає в тому, що повністю замінити вид палива (бензин, газ, дизельне паливо та ін.) і паливну систему для роботи на хімічному паливі, а також модифікувати конструкцію з додаванням вакуумної герметичності і примушувача охолоджуючої дії. В результаті отримуємо: повністю екологічний і безпечний для навколишнього середовища двигун; повністю економічне і недороге у виробництві паливо; мінімальну витрату масла; простоту конструкції; низьку вартість витратних матеріалів; збільшену потужність і ККД за рахунок вакууму. До того ж вартість даної конструкції майже однакова з ДВЗ.

Двигун має 4 циліндри: 2 гарячого згорання і 2 холодного. Працювати вони будуть протилежно-попарно. В процесі реакції хімічного палива відбувається виділення теплоти. Однією з умов при виборі хімічного палива і паливної системи є абсолютна не токсичність і відсутність забруднення навколишнього середовища.

Два циліндра гарячий і холодний з'єднані між собою патрубками, в яких циркулює газ (наприклад, гелій) (рис.5).

Патрубок по центру обмотаний кожухом примусового охолодження, що дає різницю температур в клапанах, за рахунок якого і буде працювати двигун. Основним плюсом такого двигуна буде його безшумність, незважаючи на високі обороти. Також двигун буде обладнаний датчиками, щоб уникнути перегріву. У випадку перевищення реакції заданої температури рідина реакції буде частково охолоджена або припинена введенням каталізатора, або прискорена за допомогою інгібітора.

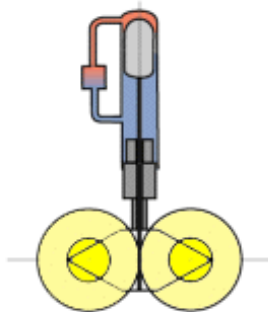


Рисунок 3. Схема γ – Стірлінга.

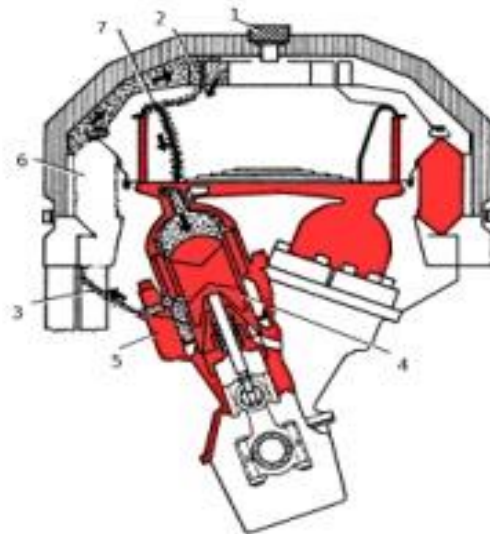


Рисунок 4. Пропонована конструкція двигуна.
1 - охолоджувач; 2 - камера реакції хімічного палива; 3 - трубки нагрівача; 4 - гарячий поршень; 5 - клапан скидання теплоти; 6 - термокожух 7 - патрубок з проходом робочого речовини (гелій або інший газ).

Управління реакцією в камері згорання відбувається в автоматичному режимі за допомогою комп'ютера. Незалежно від типу палива конструкція буде оснащена двома баками різних модифікацій (бак для палива і бак для відходу під утилізацію). При серійному виробництві дана конструкція не буде більш витратною в порівнянні з традиційними ДВЗ, оскільки не передбачається використання досить дорогих і складних у виробництві деталей. А в двигунах з паливом, в якому буде перенасичена сіль, може бути виготовлений з карбону або якого-небудь легкого, але жаростійкого полімеру.

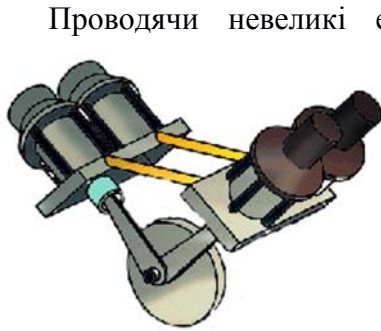


Рисунок 5. Модель двигуна.

Проводячи невеликі експерименти і забігаючи вперед можна сказати, що чотирициліндровий двигун на 1 кг хімічного палива зможе працювати 2 години без дозаправки. А машина з даною силовою установкою зможе подолати 160-180 км, що на сьогоднішній день дуже багато. Порівнюючи з двигунами внутрішнього згоряння, який в середньому витрачає 6-7 кг на 100 км то 1 кг хімічного палива на 160 км це досить непоганий результат.

Порівнювати з іншими двигунами зовнішнього і внутрішнього згоряння даний двигун краще в плані економічності. Він має більший ресурс і запас ходу при використанні 1 кг хімічної речовини у співвідношенні з

1 л бензину. Двигун є абсолютно безшумним і екологічно чистим.

Висновок. Запропонована конструкція двигуна знаходиться на стадії розробки в кресленнях і формулах, але його доведення має хороші перспективи для подальшого використання.

Література

1. Чириков К.Ю. Перспективы применения СПГ на транспорте./ Чириков К.Ю., Пронин Е.Н.//Журнал «Газовая промышленность», №10, С.28-29, 1999.
2. Ридер Г. Двигатели Стирлинга/ Ридер Г., Хупер Ч.- Пер. с англ. М.: Мир, 1986, -464с., ил.
3. Walker, G. Stirling-Cycle Machines. - Oxford University Press, 1973. – 156 с.
4. Пат. 2117802 РФ F02G1/043 Машина по циклу Стирлинга/ В. А. Мухин; Е.В. Мухин - № 94025916/06; заявл. 12.07.1994 ;опубл. 20.08.1998



УДК 693.542.52-868

В.А. Басараб, к.т.н., завідувач лабораторією КНУБА

ДОСЛІДЖЕННЯ ФІЗИЧНИХ ПРОЦЕСІВ СИСТЕМИ “МАШИНА-СЕРЕДОВИЩЕ”

АНОТАЦІЯ. Стаття присвячена огляду сучасної апаратури для дослідження фізичних процесів взаємодії машини та середовища. Наведено можливість використання сучасної аналогово-цифрової апаратури для реєстрації, запису та обробки інформації з ціллю отримання реальної фізичної картини явищ, що відбуваються в системі «машина-середовище».

Ключові слова: обробка інформації, цифрова система запису даних, фізична картина.

ANNOTATION. The article presents an overview of modern equipment for investigation physical processes machine and environment interaction. It shows ability to use modern analog to digital equipment to register, recording and information processing to obtain a real physical picture of the "machine-environment" system phenomena.

Key word: information processing, digital data acquisition system, physical picture.

Актуальність. Фізичні процеси, що відбуваються в умовах взаємодії робочого органу будівельної машини з оброблюваним середовищем потребують цілого комплексу організаційних та технологічних заходів, що мають мету визначення характеру та величини впливу навантажень, що зазнає робочий орган машини від дії середовища з ціллю врахування в методиці розрахунку основних параметрів машини. Тип фізичного параметру, що потребує дослідження, характер протікання процесів, кількість сигналів, що реєструються та їх величина потребують вибору тієї чи іншої методики досліджень, вибору типу датчиків та апаратури а також систем обробки інформації [4,5,6]. Задача оптимального вибору вимірювально-реєструючої апаратури у відповідності до поставлених задач та технологічних вимог є актуальною та своєчасною.

Викладення основного матеріалу. Основними параметрами реєстрації технологічних процесів системи “машина-середовище” є: амплітуда коливань робочого органу x (фазовий кут φ), швидкість коливань \dot{x} (кутова швидкість ω), прискорення \ddot{x} (кутове прискорення ω), частота n , напруження в зоні контакту робочого органу та середовища σ , переміщення шарів суміші Δl , швидкість розповсюдження хвиль деформації середовища c та ін. Відповідно від коректного вибору типу датчиків та апаратури реєстрації та обробки даних залежить результативність подальших досліджень.

Датчики фізичних величин. Відзначимо основні типи датчиків та апаратури, що використовуються для дослідження вищенаведених систем.

Для вимірювання параметрів вібрації найбільш широкого застосування набули електричні та електромеханічні датчики. До них відносяться [1,2]: контактні перетворювачі, реостатні перетворювачі переміщення, тензометричні датчики, індукційні взаємоіндуктивні (трансформаторні) перетворювачі переміщень, ємнісні перетворювачі переміщення, електротахометричні, п'єзоелектричні, датчики Хола та ін.

Апаратура реєстрації, запису та обробки інформації. Для реєстрації та запису фізичних параметрів вібраційних процесів існують різні типи вимірювальної апаратури. Сигнали з датчиків надходять, як правило, в аналоговій формі (U , I), тому необхідна апаратура для перетворення, запису а також відтворення сигналу. Класифікацію методів обробки інформації можна представити в наступній формі [3]:

- представлення у вигляді динамічної картини на екрані або у вигляді документа;
- запам'ятовування в натуральній формі на магнітній стрічці з послідуною візуалізацією;
- розрахункові операції в аналоговій обчислювальній машині з послідуною представленням результатів;
- представлення в цифровій формі за допомогою аналогово-цифрового перетворювача (АЦП), причому цифрові коди отримані з АЦП можуть бути безпосередньо оброблені в

обчислювальній машині (ЕОМ) або можуть бути записані на носії інформації різних типів.

Цифрові пристрої для запам'ятовування вимірювальної інформації є найбільш ефективним засобом оперативного накопичення та представлення інформації про результати досліджень.

Логічною послідовністю викладеного матеріалу є сучасні засоби дослідження фізичних процесів, засоби отримання та обробки інформації. На сьогоднішній день в світі існує велика кількість фірм та організацій, які займаються розробкою та виготовленням датчиків, апаратури, тестового обладнання та програмного забезпечення для розв'язання широкого спектру задач експериментальних досліджень та проектування систем управління технологічними процесами.

До фірм, що займаються розробкою та виготовленням датчиків параметрів вібрації слід віднести: Wilcoxon-Research (www.wilcoxon.com) (акселерометри, датчики швидкості), Metallux electronic (www.metalux.ch) (п'єзорезистивні датчики тиску), Brüel & Kjær's (www.bksv.com) (датчики вібрації, портативні віброметри, вібротестове обладнання), Honeywell, Motorola та ін.

Розробкою автоматизованих систем обробки інформації займаються фірми: Unholtz-Dickie Corporation (www.udco.com), TMC's ElectroDamp та ін.

До фірм, що займаються розробкою вібротестового обладнання слід віднести: MRAD-Corp, TMC's ElectroDamp, Monarch Instrument, Unholtz-Dickie Corporation, Prodera-Sys-Modal[®] і Prodera-Win-Modal[®].

Широкий спектр систем автоматизованого керування, мікроконтролерів, відкритих промислових мереж та програмного забезпечення пропонує фірма Siemens-Simatic (www.siemens.ua), вітчизняна фірма Promsat (www.promsat.com), фірма Сатурн (www.Saturn-data.com). Промислові монітори пропонують фірми: Мікроприбор (www.micropribor.com.ua), Siemens (LCD монітори, промислові комп'ютери).

Для створення дослідно-експериментальних комплексів а також систем автоматичного керування широкого застосування набули різного типу та призначення контролери введення/виведення інформації (модулі, мікроконтролери, АЦП-ЦАП плати). Основні марки таких контролерів: PSA-04, ICP-7000, NuDAM-6000, ADAM-4000.

Компактні розміри модулів дають можливість здійснювати настінний монтаж або монтаж на DIN-рейці. Працюють з будь-яким джерелом енергії в діапазоні +10 до 30 Вольт.

Плати промислових комп'ютерів є основою для побудови серверів, робочих станцій та вбудованих додатків для інформаційних промислових систем. Основною відмінністю цієї лінії комп'ютерів є максимальне число виконуваних функцій за мінімальних габаритів. До переваг одноплатних комп'ютерів слід віднести:

- підвищені вимоги вібростійкості, ударної міцності, робочого діапазону температур;
- спеціальні способи компоновки, коли практично весь комп'ютер розташований на одній платі, і, як наслідок, малі габарити і можливість швидкої заміни при виході з ладу.

Необхідно відмітити, що більшість промислових комп'ютерів мають роз'єм для підведення напруг живлення, оминаючи системну шину. Тому вони можуть використовуватись автономно, як обчислювальне ядро різних спеціалізованих систем. Існує широкий спектр моделей на основі процесорів Intel, AMD та інших, починаючи від 486[™] до багатоядерних процесорних систем відомих світових виробників, таких як Portwell inc., ADLink Technology Inc., Nexcom International Co. Ltd та ін.

Наведемо деякі приклади технічних рішень систем запису і обробки сигналів.

Високоточний контролер підвищеної надійності з аналоговими та цифровими входами/виходами SDI-AUM (фірма Сатурн Дейта Інтернешнл) призначений для високої точності та стійкості виірювань фізичних процесів, має поканальну гальванічну ізоляцію вхідних каналів, програмно налаштовуємі види та діапазони вхідних сигналів та



послідовний RS-485 (RS-232) інтерфейс. Модуль має 4 вхідних канала; вхідний сигнал – аналоговий дискретний (напруга, струм, опір); полоса частот вхідного сигналу – 10...2000 Гц; індикація – світлодіодна поканальна; Структурну схему SDI-AUM зображено на рис.1.

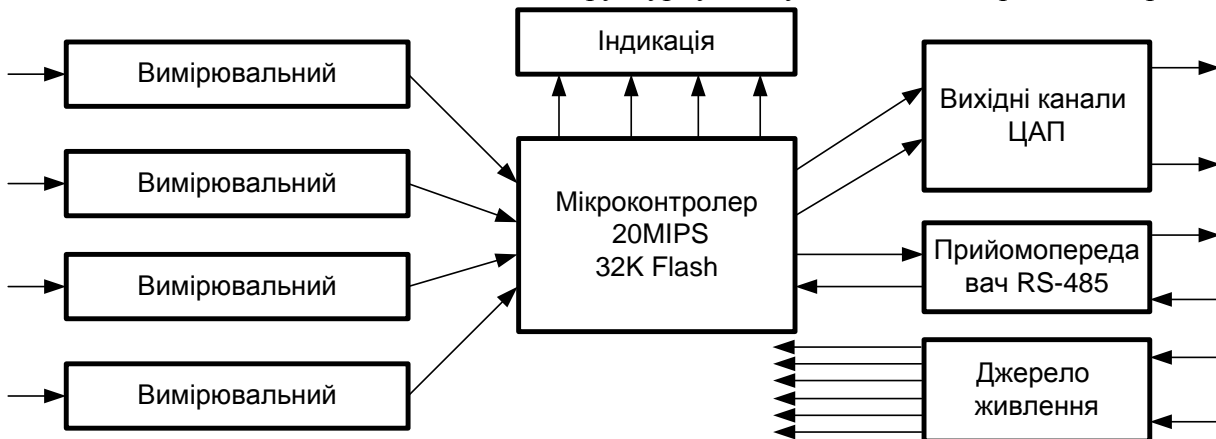


Рисунок 1. Структурна схема контролера SDI-AUM.

Робоча станція для запису даних (рис.2) була створена фірмою Astro-Med (США). Пристрій має відкритий дизайн, 18,1 дюймовий кольоровий дисплей, для візуалізації в режимі реального часу, інтуїтивний сенсорний інтерфейс, потужний вбудований комп'ютер та 32 вхідних канала. Відкрита архітектура з PCI слотами та програмним забезпеченням дає можливість для розширення системи за рахунок підключення нових пристроїв у відповідності з потребами споживача. На додачу до наявності опції паперового друку станція має чотири роз'єми для підключення CD або DVD приводів, а також опцій пам'яті. Наявність CD та DVD приводів є ідеальним підґрунтям для вдосконалення програмного забезпечення а також для збереження тестових встановлень та архівних даних. Функції програмного забезпечення характеризуються потужними можливостями представлення візуальної інформації в режимі реального часу.



Рисунок 2. Робоча станція запису даних.

Дані можуть відображатись в реальному часі і одночасно у вигляді потоку реєструємих даних а також у вигляді графіків в системі координат X-Y. Віртуальний графік дозволяє користувачеві зберегти повністю всі дані на жорсткий диск без потреби роздруковування. Віртуальний графік може бути виведений на екран за потреби у будь-який час, роздрукований на принтері або переданий на зовнішній комп'ютер для подальшого аналізу.

Аналізатор спектру 3280 Series (рис.3) (США) ідеально підходить як для проектування так і для виробничого застосування, використовуючи при цьому операційну систему Windows XP/7 та кольоровий TFT LCD монітор. Мікрохвильовий режим роботи, що застосовує найостанніші технології цифрової обробки сигналу дозволяє високий рівень точності і широкий вибір роздільної здатності ширини пропускання сигналу. Комбінація усередненого рівня шумів <math>< -150</math>



Рисунок 3. Аналізатор спектру 3280 Series.

дБм/Гц з кроком 1 дБ за умови + 5 дБм при 26,5 ГГц забезпечує вимірювання сигналу в широкому частотному діапазоні. Локальний осцилятор повністю синтезований і забезпечує роздільну здатність 1 Гц. 10,4 дюймовий TFT LCD дисплей забезпечує хороший огляд навіть якщо відкриті додаткові вікна. На дисплеї може відображатися два вікна і до трьох трас в кожному вікні. До 9 точок разом з контекстним меню може бути обрано одночасно. Внутрішній жорсткий диск забезпечує збереження даних і їх відтворення в той час як зовнішнє збереження даних здійснюється або за допомогою вбудованого CD ROM або завдяки USB інтерфейсу. Використання операційної системи Windows XP™ дозволяє комунікацію з широким діапазоном інтерфейсів: USB, LAN, паралельний порт принтера, RS-232, IEEE 488 (GPIB) і VGA вихід. На додачу до стандартних функцій демодуляції амплітудної та частотної модуляції пристрій також підтримує цифровий стандарт модуляції завдяки використанню внутрішньої модульної опції та відповідних програмних пакетів.

Програмований автономний записувач прискорення Models SSP-2000-1D (США) (рис.4) призначений для вимірювання та запису прискорень (відносно однієї або трьох координатних осей), швидкості а також пікових ударних навантажень. Пристрій може бути програмно модифікованим для запису інших типів сигналу (тиск, напруження, температура, вологість). Записані дані з пристрою можуть бути зчитані і проаналізовані за допомогою ОС Windows та інших програм. Модуль пам'яті може містити до 5900 записів. Пристрій має п'єзорезистивний вбудований акселерометр, USB порт та невеликі розміри - 1.5"х3.2"х1.5".



Рисунок 4. Автономний акселерометр.

Безпроводна комунікаційна система запису інформації (MicroLogPro Data Loggers)(США) (рис.5) призначена для запису даних, з автономних безпроводних комунікаційних датчиків і спроможна записувати до 200 пристроїв автоматично і одночасно у відповідності з програмних забезпеченням.

Висновки

1. Огляд літературних джерел виявив доцільність дослідження сучасних засобів аналогово-цифрової обробки інформації з метою встановлення реальної фізичної картини явищ, що відбуваються в системі «машина-середовище».

2. Проведений аналіз програмних та апаратних засобів реєстрації, запису та обробки інформації дає можливість оптимального вибору або створення дослідницьких комплексів у відповідності до поставлених задач та технологічних вимог.

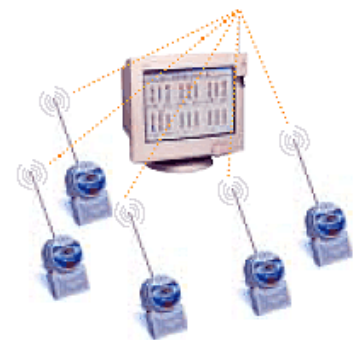


Рисунок 5. Безпроводна система запису інформації.

Література

1. Агейкин Д.И. Датчики контроля и регулирования: справочник / Агейкин Д.И., Костина Е.Н., Кузнецова Н.Н. – М.: Машиностроение, 1965. – 928 с.
2. Баранов Д.С. Руководство по тензометрированию строительных конструкций и материалов / Д.С. Баранов, А.Б. Ренский. – М.: Стройиздат, 1971. – 240 с.
3. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти томах. Измерения и испытания / [под ред. М.Д. Генкина]. М.: Машиностроение, 1981. – Т.5. – 496 с.
4. Дейч А.И. Методы идентификации динамических объектов / А.И. Дейч. – М.: Энергия, 1979. – 240 с.
5. Игнатъев М.Б. Моделирование системы машин / М.Б. Игнатъев, Б.З. Ильевский, Л.П. Клауз. – Л.: Машиностроение, 1986. – 304 с.
6. Микишев Г.И. Экспериментальные методы в динамике космических аппаратов / Г.И. Микишев. – М.: Машиностроение, 1978. – 247 с.



УДК 62-192

М.О. Клименко, к.т.н., доцент КНУБА,
М.М. Делембовський, асистент КНУБА,
В.С. Печерський, студент КНУБА

ОСОБЛИВОСТІ ПРИЗНАЧЕННЯ ПОСАДОК ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ ТА ЇХ ВПЛИВ НА НАДІЙНІСТЬ ТА ДОВГОВІЧНІСТЬ РОБОТИ МАШИН ПРОМИСЛОВОСТІ БУДМАТЕРІАЛІВ

АНОТАЦІЯ. Здійснено аналіз посадок підшипників кочення машин промисловості будівельних матеріалів: щоківних дробарок, грохотів та вібраційних машин для ущільнення будівельних сумішей. Наведено розрахунок та обґрунтовано вибір посадок підшипникових вузлів будівельних машин в умовах значних знакозмінних навантажень, обтяжених додатковим впливом вібрації.

Ключові слова: вібраційна машина, дробарка, підшипник кочення, посадка, поле допуску, радіальне навантаження.

ANNOTATION. The analysis of ball and roller bearings fits for construction materials machines such as jaw crushers, screens and vibrating machines for concrete compaction is performed. Calculation and reasonable choice bearings fits for construction machinery in terms of large alternating loads burdened with additional exposure to vibration.

Keywords: Vibration machine, crusher, bearings, landing right of access, radial load.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими практичними завданнями. Машини промисловості будівельних матеріалів посідають чільне місце в загальному машинобудуванні будь-якої країни і, попри видиму простоту їх конструкції, працюють переважно у найскладніших режимах. До таких машин відносяться в першу чергу щоківні та конусні дробарки для подрібнення гірських порід, вібраційні грохоти для сортування подрібненого матеріалу та вібраційні машини для ущільнення будівельних сумішей. Всі ці машини сприймають дуже великі, часто знакозмінні навантаження, які ускладнюються додатковим впливом вібрації та необхідністю непростой системи примусового змащування. Поряд з цим, незважаючи на значну кількість виконаних наукових досліджень щодо призначення посадок в вузлах підшипників кочення, а також наявній літературній базі [1, 2], аналіз реальних конструкцій машин промисловості будівельних матеріалів вказує на значний відрив теоретичних знань від їх практичного застосування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання даної проблеми. Дослідженню конструкцій вищезгаданого класу машин присвячено величезну кількість робіт, проте переважна більшість з них стосується розрахунку конструктивних параметрів машин, дослідженню динаміки їх роботи, визначенню розрахункових навантажень елементів конструкцій і практично не торкається особливостей їх експлуатації. Зокрема слабо дослідженими є питання експлуатації дробарок і вібраційних машин, а саме особливості монтажу та роботи підшипникових вузлів, елементів механічних передач, тощо. В роботах Андреева С.Е. і Перова В.А. [3] були запропоновані основні положення конструкції системи змащування підшипникових вузлів грохотів та конусних дробарок. Клушанцев Б.В. та Муйземнек Ю.А. [4] запропонували особливості конструкції та системи змащування підшипників кочення щоківних дробарок, а Назаренко І.І. запропонував свій підхід до експлуатації таких вузлів в вібраційних машинах. Проте аналіз літературних джерел виявив відсутність системного і обґрунтованого підходу до вирішення питання призначення посадок підшипникових вузлів для даного класу машин, які до сьогодні приймаються за аналогією зі застарілими зразками будівельної техніки. Крім того

не враховуються останні розробки в галузі підшипникобудування, які накладають свої вимоги щодо точності монтажу підшипників.

Метою даної роботи є встановлення реального стану справ в конструкціях підшипникових вузлів важконавантажених будівельних машин, для чого були проведені обстеження декількох кар'єрів з видобутку та переробки щебню: ВАТ «Коростенський щебзавод», м. Коростень, ЗАТ «Юнігран», м. Малин Житомирської обл. та ВАТ «Рокитнянський гранітний кар'єр», смт. Рокитне, Київської обл., а також заводи з випуску залізобетонних виробів ДБК-1, ПАТ «Завод залізобетонних конструкцій ім. С.Ковальської» в м. Київ, завод «Перемога», м. Ірпінь, Київська обл. та ПАТ «Екогран» в м. Малин.

Виклад основного матеріалу дослідження. До розгляду були взяті такі машини: шокові дробарки ЩДП 6х9 (ВАТ «Коростенський щебзавод»), ЩДП 9х12 (ЗАТ «Юнігран», м. Малин), вібраційні грохоти 4УК1854 виробництва Китай (ЗАТ «Юнігран», м. Малин), а також віброплощадки з дебалансними віброзбуджувачами СМЖ-187А (ПАТ «Завод залізобетонних конструкцій ім. С.Ковальської» в м. Київ), СМЖ-773Б (ПАТ «Екогран» в м. Малин) та вібротумб (завод «Перемога», м. Ірпінь, Київська обл.).

Спочатку були проаналізовані шокові дробарки (рис.1). Як відомо, їх ексцентриковий вал сприймає надзвичайно великі динамічні навантаження, що досягають 20 МН і більше, а також вібрацію та удари. Ці сили передаються кореневим та шатунним підшипникам, які інколи мають діаметр внутрішнього кільця 400 мм і більше.



Рисунок 1. Корпус корневих підшипників кочення шокової дробарки.

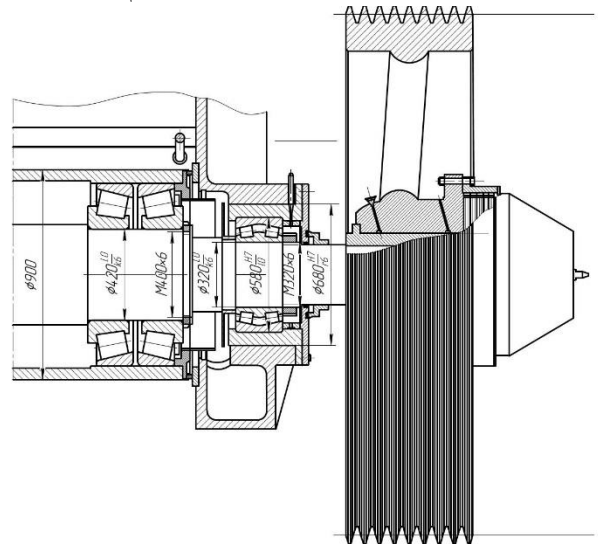


Рисунок 2. Переріз підшипникового вузла ексцентрикового вала шокової дробарки.

Враховуючи вищенаведене і виконавши розрахунок інтенсивності радіального навантаження, оптимальною посадкою для корневих підшипників слід вважати $L0/n6$ – для внутрішнього кільця і $Js7/10$ – для зовнішнього (рис.2). Проте заміри, виконані на ЗАТ «Юнігран» та ВАТ «Рокитнянський гранітний кар'єр», відповідають посадкам відповідно $L0/js6$ і $H7/10$, які призначаються для звичайних підшипникових вузлів. Як результат, ресурс підшипникових вузлів цих дробарок не перевищує 3000 годин.

Окремо слід відзначити конструкцію підшипникових вузлів дебалансних валів грохотів і віброплощадок (рис.3, 5). Оскільки з дебалансними валами обертаються і самі дебаланси, то їх зовнішнє кільце підшипника кочення сприймає циркуляційне навантаження, а внутрішнє – місцеве. Отже, враховуючи також динамічні навантаження і високий рівень вібрації, зовнішнє кільце повинно бути змонтоване для грохотів за посадкою $K7/10$, для віброплощадок - $Js7/10$ або $K7/10$, а внутрішнє - $L0/h6$ (рис.4, 6).



Рисунок 3. Дебалансний вал вібраційного грохота.

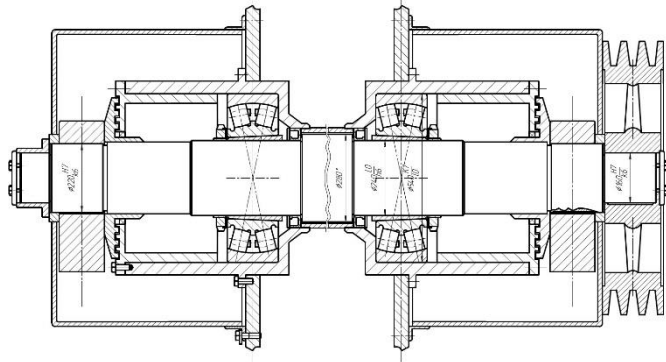


Рисунок 4. Переріз підшипникового вузла дебалансного вала вібраційного грохота.



Рисунок 5. Вібротумби уставки для формування панелей перекриття.

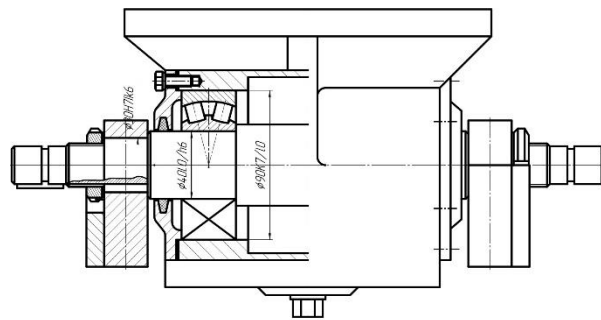


Рисунок 6. Переріз підшипникового вузла дебалансного вала вібротумби.

Аналіз конструкцій підшипникових вузлів деяких обстежених машин (грохоти ЗАТ «Юнігран», кілька віброплощадок СМЖ-187А ПАТ «Завод залізобетонних конструкцій ім. С.Ковальської» і всі вібротумби заводу «Перемога») свідчить про протилежний характер їх з'єднань. Вони були змонтовані за посадками: $L0/js6$ – для внутрішнього кільця підшипника і $H7/10$ – для зовнішнього кільця. Це призводить до інтенсивного зношування бігових доріжок зовнішніх та внутрішніх кілець підшипників, тіл кочення, сепараторів і передчасного виходу з ладу всього підшипникового вузла (рис. 7, 8).



Рисунок 7. Характер зношування роликів сферичних підшипників віброплощадок.



Рисунок 8. Характер зношування роликів дворядних кінцевих підшипників.

Враховуючи, що у випадку віброплощини мова йде про п'ять вібраторів, що складаються з двох дебалансних валів, то загалом ми маємо 20 підшипників, які приходиться постійно замінювати. Отже, надійність всієї системи в цілому значно знижена тільки через невідповідно змонтований підшипник, хоча за динамічною вантажопідйомністю розрахунок підшипника виконаний вірно.

Також треба згадати конструкції нових спеціальних сферичних роликотідшипників FAG для вібраційних машин, що випускаються концерном «Schaeffler Gruppe Industrie». Ці підшипники відповідають розмірним серіям 22 и 23 за E DIN 616:1995-01 або ISO 15 та випускаються в специфікації T41A(D). Сферичні роликотідшипники FAG у виконанні E1 (рис.9) з діаметром отвору від 40 до 150 мм включно не мають бортиків на внутрішньому кільці, а також сталевий штампований сепаратор с отворами, що складається з двох половинок. Обидві половинки сепаратора спираються на направляюче кільце, розташоване по зовнішньому кільцю підшипника. Направляюче кільце виконане суцільним. Всі частини сепаратора проходять спеціальне поверхнєве гартування. Для підшипників з діаметром отвору понад 150 мм рекомендоване використання підшипників у виконанні 223.-А-МА-T41A (рис.10), які мають на внутрішньому кільці один центральний бортик та два бічні опорні бортики. Масивний латунний сепаратор, що складається з двох частин, відцентрований по зовнішньому кільцю підшипника. Крім того, безпосередньо сама специфікація T41A(D) регламентує звуження поля допуску отвору до верхньої половини нормального поля допуску. Для зовнішнього діаметра може бути використана виключно середня частина нормального поля допуску.

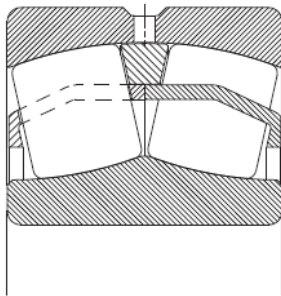


Рисунок 9. Спеціальний сферичний роликотідшипник 223.-E1-T41A(D) у виконанні X-life для вібраційних машин.

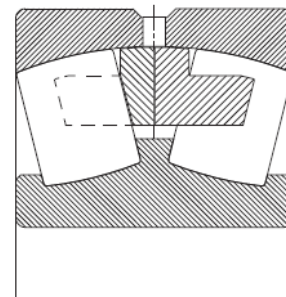


Рисунок 10. Сферичний роликотідшипник 223.-А-МА-T41A спеціального виконання для вібраційних навантажень.

Висновки

1. Проаналізовано характер посадок підшипникових вузлів важкоавантажених будівельних машин та визначені оптимальні їх значення
2. За результатами обстежень розроблені рекомендації щодо модернізації конструкції підшипникових вузлів розглянутих машин та виконані розрахунки підвищення надійності та довговічності машин за умови вжиття цих заходів.

Література

1. Якушев А.И., др. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения, - М., 1987
2. Саранча ГА, Якимчук Г.К. Метрологія, стандартизація та управління якістю. - К.: Основа, 2004
3. Андреев С.Е., Перов В.А., Зверевич В.В. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых/ 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Недра, 1980. - 415 с.
4. Клушанцев Б.В., Косарев А.И., Муйземнек Ю.А. Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации. - М.: Машиностроение, 1990. - 320 с.
5. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підруч. для студ. вузів / І.І. Назаренко; Київ. нац. ун-т буд-ва і архіт. - К., 1999. - 485 с.

Техніка для земляних та дорожніх робіт

УДК 681.586

Л.Є. Пелевін, канд. тех. наук, професор,

М.М. Карпенко, студент,

С.В. Лаєрик, студент

Київський національний університет будівництва і архітектури (КНУБА)

БАГАТОЯРУСНИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ

АНОТАЦІЯ. Виходячи з аналізу, взаємодії послідовних багатоярусних робочих органів, обґрунтований метод взаємодії таких конструкцій з ґрунтом. Запропоновано принципово новий робочий орган землерийної машини, що дозволяє знизити енергоємність розробки ґрунту.

Ключові слова: енергоємність, сила різання, продуктивність, круги Мора, питома сила різання.

SUMMARY. Based on the analysis, the interaction of successive multi-tiered working bodies based methods of interaction of these structures with the ground. A fundamentally new working body of earthmoving machines, which allows to reduce the energy intensity of excavation.

Key words: energy consumption, cutting force, productivity, following Mora, the specific cutting force.

Вступ. Копання ґрунту пасивними землерийними робочими органами (ЗРО) здійснюється на докритичній глибині різання. Якщо необхідна глибина є більшою критичної глибини різання, для усунення за критичної зони ущільнення ґрунту і зниження енергоємності робочого процесу необхідно задіяти або динамічні ЗРО, або багатоярусні ЗРО.

Мета статті. Провести аналіз взаємодії послідовних багатоярусних робочих органів з ґрунтом, та розробити алгоритм розрахунку визначення параметрів розробки ґрунту такими робочими органами. Розробити нову конструкцію багатоярусного робочого органу землерийної машини та визначити енергоємність розробки ґрунту.

Виклад основного матеріалу. Основним принципом створення багатоярусних землерийних робочих органів є забезпечення роботи кожного ріжучого елемента на докритичній глибині, незалежно від загальної глибини розробки ґрунту.

Наприклад «Багатоярусний землерийний робочий орган» (див. патент на корисну модель UA № 47254 від 25.01.2010р.), який складається з несучої рами 1, ґрунторозсікача 2, ґрунторозробних робочих органів 3. Особливість таких робочих органів полягає в поділі ріжучого інструменту на ґрунторозробні органи та розміщення їх у просторі повинно здійснюватися таким чином, щоб кожен попередній ґрунторозробний орган створював сприятливі умови розробки ґрунту для кожного наступного ріжучого органу (принцип незалежності роботи попередніх ґрунторозробних органів від наступних).

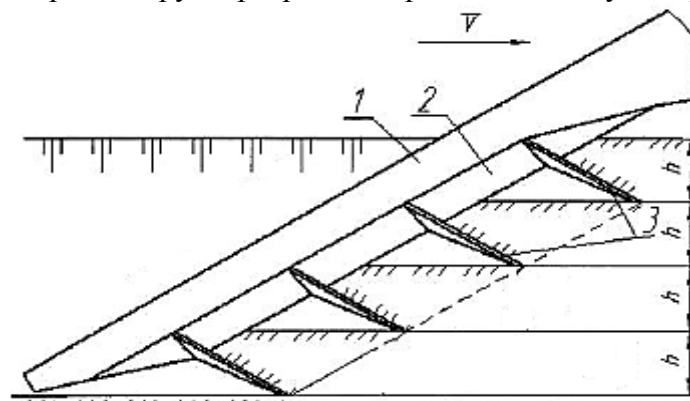


Рисунок 1. Багатоярусний землерийний робочий орган.

Пропонується конструкція ковша землерийної машини (рис. 2) призначена для багатоярусного зняття ґрунту, особливість, якої полягає в наявності в днище ковша пазів з ріжучими завантажувальними пластинами, через які ґрунт потрапляє в ківш. Пластини виконані з системою примусової дії (див. заявку на корисну модель № U 2015 01049 від 10.02.2015р.), яка дозволяє відкривати завантажувальні пластини при копанні і закривати при переміщенні до місця розвантаження.

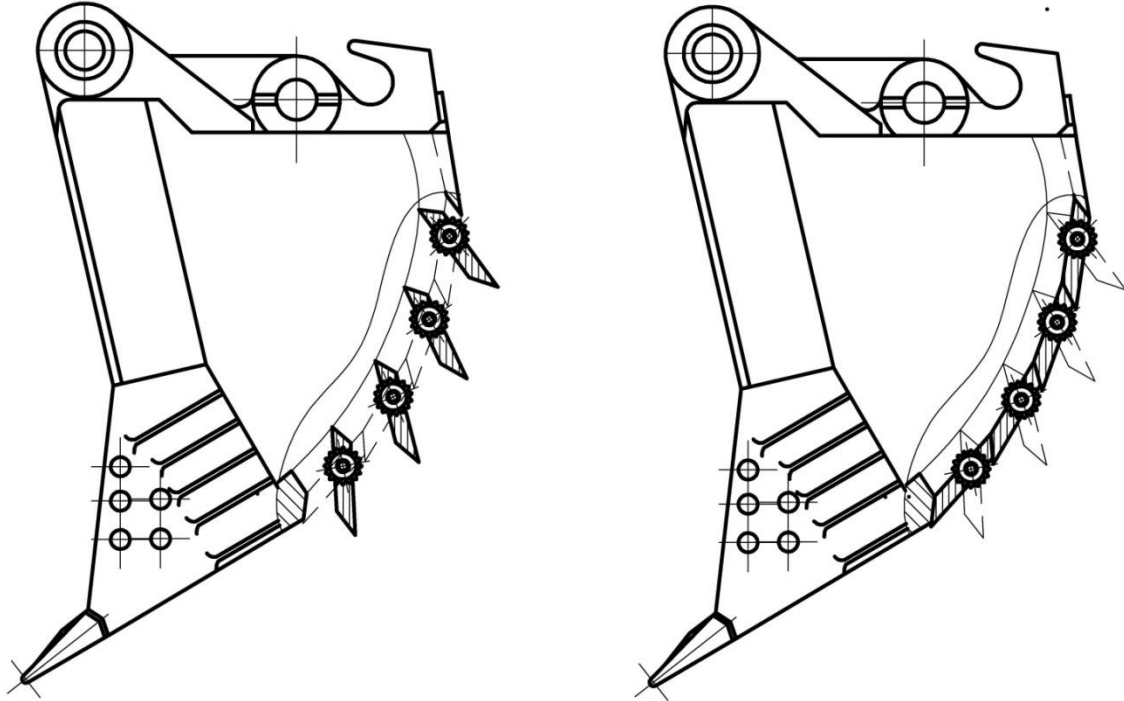


Рисунок 2. Робочий орган з завантажувальними пластинами
1 – Ківш; 2 – головна ріжуча кромка; 3 – пластини.

Сила різання, яка прикладається до масиву ґрунту в момент руйнування, визначається за формулою [1]:

$$P = m_B (\varphi \cdot F_B + \eta_{бок} \cdot F_{бок} + \eta_{бок.зр} \cdot L_{бок.зр}),$$

де, m_B – питома сила різання для подолання опору ґрунту; φ – коефіцієнт, що характеризує вплив кута різання; $\eta_{бок}$ і $\eta_{бок.зр}$ – коефіцієнти, що характеризують співвідношення між питомими силами різання в бічних розширеннях прорізу і для подолання опорів ґрунту зрізу бічними ребрами; F_B і $F_{бок}$ – площа перерізу ґрунту перед ріжучою кромкою і площа бічних розширень, відповідно; $L_{бок.зр}$ – сумарна величина ліній бокового зрізу.

Сумарна величина ліній бокового зрізу $L_{бок.зр}$ визначається за формулою:

$$L_{бок.зр} = 2h(1 - k_{бок})$$

де, h – глибина копання; $k_{бок}$ – коефіцієнт бічних розширень зрізу.

Одним з основних показників є питома сила різання m_B , що за своїм фізичним змістом є узагальненим показником опору ґрунту зсуву і стиснення, що виникають у процесі взаємодії ножа з ґрунтом, при цьому, питома сила різання m_B , кореляційно має зв'язок зі зчепленням ґрунту і опором стисненню $\sigma_{ст}$ [2].

$$m_B = 0,66 \cdot c; m_B = 0,21 \cdot \sigma_{ст}$$

Питомий опір залежить від: c – зчеплення ґрунту; μ – кута тертя між ґрунтом і ножем; ρ – кут внутрішнього тертя ґрунту; δ – кутом різання, але через складності обчислень за аналітичною залежністю встановлюється експериментально, або за допомогою кругів Мора [2].

Побудуємо круги Мора для визначення питомого опору ґрунту, який визначається з рис. 3 точкою перетину дотичної до кругів Мора з віссю ординат, при таких значеннях: $\sigma_{max} = 180 \text{ МПа}$; $\sigma = 96,1 \text{ МПа}$ (для ґрунтів III категорії)

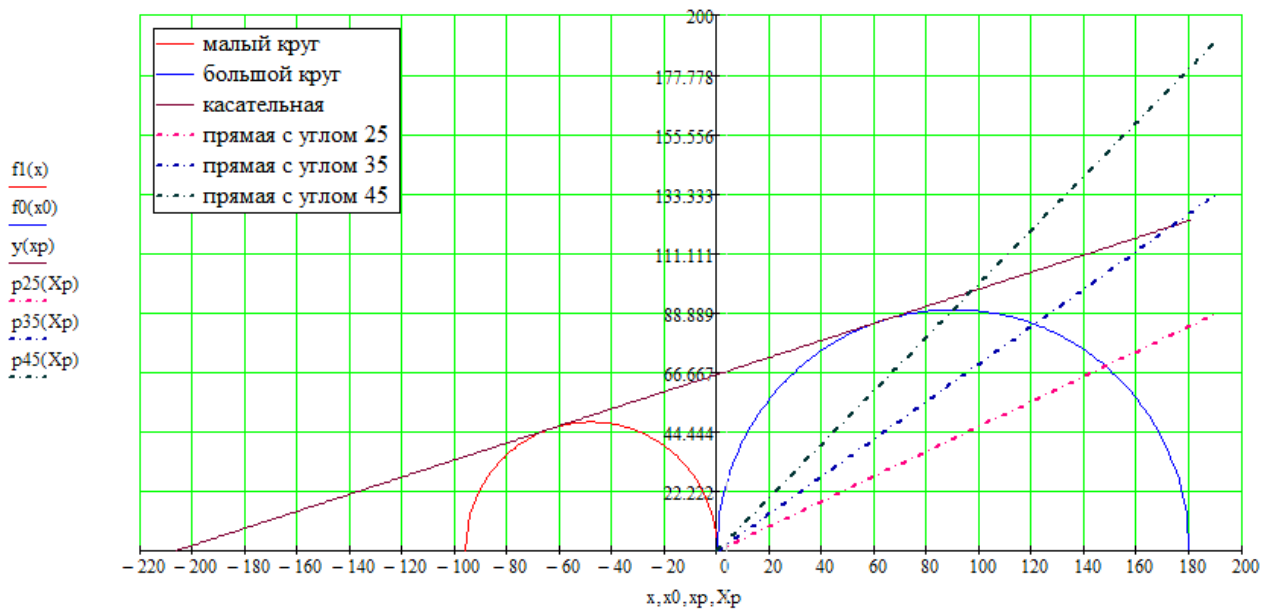


Рисунок 3. Визначення фізико-механічних властивостей ґрунтів.

Значення питомого опору різання $m_b = 0,067 \cdot 10^3$ МПа; $\phi = 0,74$; $\eta_{бок} = 0,07$; $\eta_{бок.зр} = 0,08$; $F_b = 0,056$ м²; $F_{бок} = 0,52$ м².

Для розрахунків приймаємо подібність геометричних параметрів ковшів.

Розрахуємо силу різання звичайним ковшем, який працює на до критичної глибини копання $h=0,4$ м.

$$L_{бок.зр} = 2h(1 - k_{бок}) = 2 \cdot 0,3 \cdot 0,15 = 0,12 \text{ м.}$$

$$P_{п.г} = 0,067 \cdot 10^3 (0,74 \cdot 0,056 + 0,52 \cdot 0,07 + 0,08 \cdot 0,12) = 6 \text{ кН.}$$

Розрахуємо сили різання багатоярусним робочим органом, який взаємодіє з ґрунтом на глибині $h = 0,4$ м., при наявності додаткових ріжучих пластин.

Сила різання передньою кромкою, яка врізається в ґрунт на глибину $h=0,1$ м.

$$L_{бок.зр} = 2h(1 - k_{бок}) = 2 \cdot 0,1 \cdot 0,15 = 0,03 \text{ м.}$$

$$P_1 = 0,067 \cdot 10^3 (0,74 \cdot 0,014 + 0,13 \cdot 0,07 + 0,08 \cdot 0,03) = 1,43 \text{ кН.}$$

Сила різання першою пластиною, яка врізається в ґрунт на глибину $h=0,1$ м.

$$L_{бок.зр} = 2h(1 - k_{бок}) = 2 \cdot 0,1 \cdot 0,15 = 0,03 \text{ м.}$$

$$P_2 = 0,067 \cdot 10^3 (0,74 \cdot 0,014 + 0,13 \cdot 0,07 + 0,08 \cdot 0,03) = 1,43 \text{ кН.}$$

Сила різання другою пластиною, яка врізається в ґрунт на глибину $h=0,1$ м.

$$L_{бок.зр} = 2h(1 - k_{бок}) = 2 \cdot 0,1 \cdot 0,15 = 0,03 \text{ м.}$$

$$P_3 = 0,067 \cdot 10^3 (0,74 \cdot 0,014 + 0,13 \cdot 0,07 + 0,08 \cdot 0,03) = 1,43 \text{ кН.}$$

Сила різання третьою пластиною, яка врізається в ґрунт на глибину $h=0,1$ м.

$$L_{бок.зр} = 2h(1 - k_{бок}) = 2 \cdot 0,1 \cdot 0,15 = 0,03 \text{ м.}$$

$$P_4 = 0,067 \cdot 10^3 (0,74 \cdot 0,014 + 0,13 \cdot 0,07 + 0,08 \cdot 0,03) = 1,43 \text{ кН.}$$

Визначаємо сумарну силу різання ковша запропонованої конструкції за формулою:

$$P_{сум} = \sum P_n = 5,72 \text{ кН.}$$

Енергоємність залежить від сили різання P і площі перетину зрізу в масиві $F_{зр}$ [1]:

$$e = \frac{P_{сеп}}{F_{зр}}.$$

Визначаємо енергоємність розробки ґрунту звичайним ковшем:

$$e = \frac{6}{0,58} = 10,4 \text{ МДж/м}^3.$$

Визначаємо енергоємність розробки ґрунту ковшем нової конструкції:

$$e = \frac{5.72}{0.58} = 9.86 \text{ МДж/м}^3.$$

На основі порівняння отриманих значень будуємо графік залежності енергоємності розробки ґрунту від глибини копання (рис. 4.).

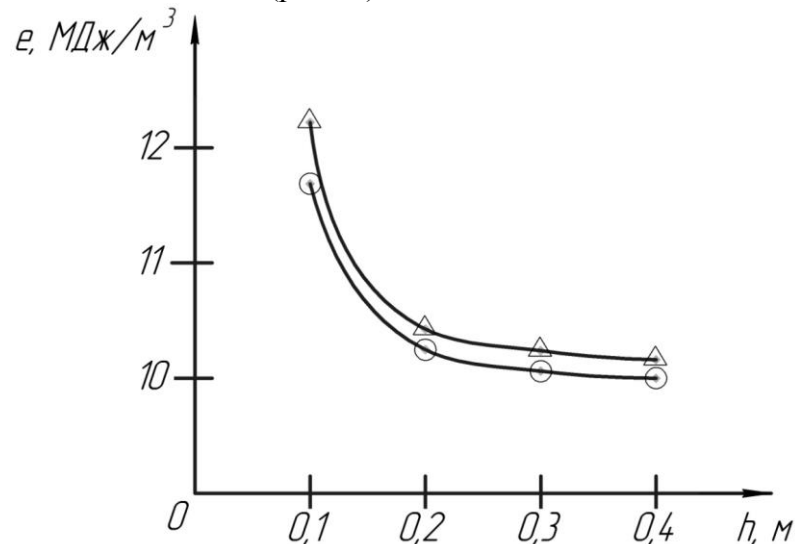


Рисунок 4. Графік залежності енергоємності розробки ґрунту від глибини копання: Δ – ковшем звичайної конструкції; О – багатоярусним робочим органом.

Висновки

На основі аналізу взаємодії послідовних багатоярусних робочих органів з ґрунтом, розроблено алгоритм розрахунку визначення параметрів розробки ґрунту такими робочими органами, та визначено, що експлуатація аналогічних робочих органів дозволить зменшити енергоємність розробки ґрунту на 4 ... 6%, з одночасним зменшенням часу заповнення. Розроблена принципово нова конструкція робочого органу з завантажувальними пластинами

Література:

1. Ветров Ю.О., Власов В.В. Машини для земляних робіт. Приклади розрахунку: Навчальний посібник. – К.: ІСДО, 1995. – 304с.
2. Шемет И.А. Кореляционные связи характеристик прочности грунтов //Горн., строит. и дор. машины: Респ. межвед. науч.техн. сб. – 1979. – Вып.28. – с. 32-43.



Технологія і організація виробництва

УДК 538.69:331.45

Т.М. Перельот аспірант НАУ
Національний авіаційний університет, м. Київ

НЕКОМПЕНСОВАНІ ЕЛЕКТРОСТРУМИ У СИСТЕМАХ ЕЛЕКТРОЖИВЛЕННЯ БУДІВЕЛЬ ТА СПОРУД ТА МЕТОДИ ЇХ ЗНИЖЕННЯ

АНОТАЦІЯ. Дана стаття присвячена дослідженню причин виникнення некомпенсованих електрострумів у виробничих умовах при використанні різних систем електроживлення. Натурні вимірювання проводились в металевих конструкційних шахт у промисловій п'ятиповерховій будівлі.

Ключові слова: система електроживлення, некомпенсовані електроструми, індукція магнітного поля.

ABSTRACT. This article is devoted to research the causes of uncompensated electric current in a production environment using different power supply systems. Situ measurements were made in metal structural mines in a five-story industrial building.

Keywords: power system, uncompensated electric current, the magnetic field.

Вступ. Ущільнення розташування електричного та електронного обладнання у сучасних виробничих та адміністративних будівлях, підвищення навантаження на силову електромережу об'єктивно призводить до зростання рівнів електромагнітних полів у приміщеннях. Джерелами цих полів, у першу чергу їх магнітних складових, значною мірою є системи електроживлення, які у багатьох випадках не відповідають вимогам сьогодення. Це явище потребує досліджень з метою зниження несприятливого впливу електромагнітних полів на працюючих.

Сучасний стан проблеми. У нормальних умовах, за наявності лінійних електроспоживачів у будівлі, наявність електромагнітних полів та їх рівні обумовлюються виключно полями, генерованими технологічним та допоміжним обладнанням. Це впливає з фундаментальних фізичних співвідношень: у мережі електроживлення (як однофазній, так і трифазній) електроструми у фазному та нульовому робочому провіднику мають протилежні напрямки, і їх сумарне магнітне поле дорівнює нулю.

У реальних виробничих умовах спостерігається рознесення фазного та нульового провідників, виникнення некомпенсованих електрострумів у трифазній електричній мережі через наявність нелінійних електроспоживачів [1, 2].

Частково виникнення магнітних полів у таких умовах унеможливується використанням обладнання компенсації реактивної потужності [3]. Втім, воно має велику вартість і не завжди забезпечує бажаний результат. Аналіз причин появи некомпенсованих струмів у системах електроживлення різних конструкцій [4] стосується, в основному, уроджених недоліків цих систем без аналізу появи некомпенсованих електрострумів у виробничих умовах. Ретельний аналіз виникнення магнітних полів внаслідок наявності некомпенсованих електрострумів та струмів витоку проведено у роботі [5]. Втім, представлені експериментальні дані та надані рекомендації зі зниження рівнів електромагнітних полів у виробничому середовищі стосуються приміщень з експлуатації комп'ютерної техніки, які не завжди прийнятні для підприємств з великими рівнями електроспоживання та з різними типами споживачів. Уявляється необхідним проведення експериментальних досліджень кількісних значень некомпенсованих струмів (у тому числі і струмів витоку) з аналізом причин їх виникнення за різних систем організації заземлення у виробничій будівлі.

Метою статті є визначення причин виникнення і кількісних значень некомпенсованих електрострумів у виробничих умовах, пов'язаних з ними магнітних полів

та розроблення заходів з їх нормалізації.

Виклад основного матеріалу. Переважна більшість джерел розглядає системи організації електроживлення у будівлях з точки зору електричної безпеки, тобто можливості ураження працюючих електричним струмом. Доцільно проаналізувати такі системи з огляду на забезпечення електромагнітної безпеки, тобто впливів електромагнітних полів на персонал.

Умовні позначення, згідно з чинними національним нормативом [6], збігаються з позначеннями, встановленими міжнародною електротехнічною комісією [7]: *T* – заземлено; *N* – підключено до нейтралі джерела (занулено); *C* – об'єднаний; *S* – роздільний; *I* – ізольовано.

Наведені документи передбачають три режими заземлення нейтралі та сторонніх провідних частин:

TN – нейтраль джерела глухо заземлена, корпуси електрообладнання приєднані до нейтрального провідника;

TT – нейтраль джерела та корпуси електрообладнання глухо заземлені;

IT – нейтраль джерела ізольована або заземлена пристроями, які мають великий опір, корпуси електрообладнання глухо заземлені.

Найбільш поширеною у капітальних будівлях і спорудах є система *TN*, яка буває трьох типів:

TN-C – нульовий робочий та захисний провідники об'єднані в усій мережі. Об'єднаний нульовий провідник позначається як *PEN*.

TN-S – нульовий робочий провідник *N* та нульовий захисний провідник *PE* розділені.

TN-C-S – нульовий робочий та захисний провідники об'єднані на головних ділянках мережі у провідник *PEN*, а далі розділені на провідники *N* та *PE*.

Схеми наведених систем електроживлення наведені нижче (рис.1).

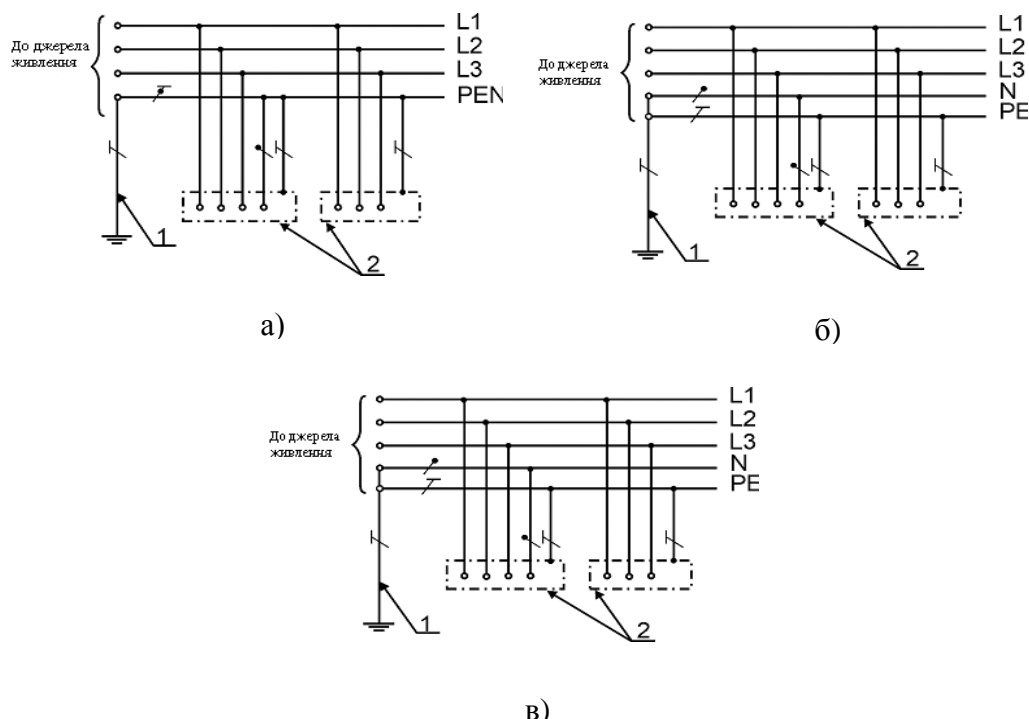


Рисунок 1. Системи організації електроживлення будівель і споруд:
а) *TN-C*; б) *TN-S*; в) *TN-C-S*; Позначення: *L* – фазні провідники; *1* – контур заземлення;
2 – технічні засоби.

На сьогоднішній день найбільш поширеною системою електроживлення в Україні залишається система *TN-C*. Крім інших недоліків, вона має суттєві вади з точки зору електромагнітної безпеки. Як показали натурні вимірювання, навіть сучасне сертифіковане



електронне обладнання (комп'ютерна, високочастотна техніка) при підключенні до такої мережі не відповідає за випромінювальними характеристиками нормам як у низькочастотному, так і у вищих діапазонах. Навіть за штатного функціонування електромережі на нульовому робочому провіднику за протікання електроструму відбувається падіння напруги, тобто на кінцях нульового провідника виникає різниця потенціалів. Наслідком цього є виникнення електрострумів у оболонках кабелів, екранах комп'ютерних кабелів тощо. Це викликає збої у роботі обладнання (за рахунок впливу магнітного поля цих струмів) та є фактором опосередкованого негативного впливу на працюючих.

Чинний нормативний акт [6] дозволяє у якості захисного провідника використовувати природні заземлювачі, наслідком чого у провідних елементах будівлі (арматурі, опорних колонах, системах водопостачання та опалення) виникають некомпенсовані електроструми, які генерують магнітні поля гігієнічно значущих рівнів. Слід зауважити, що крім цього на значення струмів у провідних конструкціях впливають струми витоку, джерелами яких є хиби у монтажі електромережі, її зношеність та нештатна робота обладнання (табл. 1).

Таблиця 1

Значення електричних струмів у металевих конструкціях комунікаційних шахт будівлі*

Номер шахти	Електрострум у силовій мережі, А	Струм витоку на заземленій конструкції
1	28 – 31	2 – 4
2	22 – 23	1 – 3
3	38 – 39	6 – 7
4	28 – 29	3 – 5
5	44 – 45	6 – 7
6	24 – 26	4 – 5
7	34 – 35	3 – 4
8	36 – 48	5 – 6

* Вимірювання виконувались у промисловій п'ятиповерховій будівлі. Частина лінійних електроспоживачів складала більше 20 %. Технологічне обладнання живилося від трифазної мережі.

Наведені у таблиці дані свідчать про відсутність прямого зв'язку між електронавантаженням та струмами витоку. Однак, їх значення досить великі і є джерелами магнітних полів промислової частоти 50 Гц. Індукцію такого магнітного поля можна визначити зі співвідношень (1, 2):

$$dB = \frac{\mu_0}{4\pi} \cdot \frac{I}{r^2} dl \sin \varphi \quad (1)$$

де dl – лінійний елемент струму;

I – ефективне значення сили струму;

r – відстань від елемента струму до точки визначення індукції магнітного поля;

φ – кут між елементом струму та напрямком r ;

μ_0 – магнітна стала.

$$B = \oint \frac{\mu_0}{4\pi} \cdot \frac{I(dl \cdot r)}{r^3} = \int \frac{\mu_0}{4\pi} \cdot \frac{(j \cdot r)}{r^3} dV, \quad (2)$$

де j – густина струму у елементі об'єму dV .

Розрахунки показали, що за наведених значень струмів витоку індукції магнітного поля на відстані 5 м від струмонесучої конструкції складають 1,52 – 6,75 мТл, що практично скрізь перевищує гранично допустимий рівень (1,75 мТл) для 8-годинного робочого дня згідно [8].

Система електроживлення за схемою *TN-S* у штатному режимі функціонування забезпечує набагато кращу електромагнітну обстановку, ніж *TN-C*. Це пояснюється неможливістю відгалуження електрострумів на природні заземлювачі, що підтверджується вимірюваннями.

Через виникнення однофазних коротких замикань виникають електромагнітні завади, аналогічні завадам у системах *TN-C*, що значно погіршує електромагнітну сумісність технічних засобів. У будь-якому випадку, дещо більша вартість такої електромережі (через використання п'яти провідників) цілком виправдана.

Систему електроживлення *TN-C-S* можна вважати компромісною. Вона має вади обох попередніх систем, проте використання ділянок *TN-S* саме у місцях постійного перебування працюючих значно покращує електромагнітну обстановку у виробничих приміщеннях і максимально знижує опосередкований вплив електромагнітних полів на персонал.

Контроль електромагнітної обстановки слід здійснювати за магнітною складовою електромагнітного поля промислової частоти 50 Гц, що обумовлене простотою екранування електричної складової (будь-яким металевим матеріалом) та можливістю вимірювання електрострумів спеціальними кліщами без розриву провідників.

Висновки

1. Розробленню та впровадженню організаційно-технічних заходів з електромагнітної безпеки працюючих повинні передувати ретельна ревізія системи електроживлення (визначення джерел струмів витoku, якості занулення та заземлення тощо), ліквідація просторових розмежувань фазних та нульових робочих провідників і, за потреби, монтаж контуру вирівнювання потенціалу.

2. Найбільш прийнятною з точки зору електромагнітної безпеки є система організації електроживлення за схемою *TN-S*.

3. Систему *TN-C-S* доцільно використовувати за неможливості або складності модернізації силової електромережі будівлі за умови переважного перебування працюючих поблизу ділянок *TN-S*.

4. Обов'язковим є врахування вимог електромагнітної сумісності технічних засобів та мінімізація опосередкованого негативного впливу електромагнітних полів на працюючих.

Перспективним напрямом подальших досліджень є проведення натурних вимірювань та розроблення відповідних розрахункових методів для приміщень і будівель зі значним внеском у загальне електронавантаження нелінійних електроспоживачів.

Література

1. Григорьев О.А. Высшие гармоники в сетях электроснабжения 0,4 кВ / О.В. Григорьев, В.С. Петухов, В.А. Соколов, И.А. Красилов // Новости электротехники. – 2003. - № 1. - С. 71 – 74.
2. Петухов В.С. Утечки в электроустановках зданий / В.С. Петухов, В.А. Соколов, А.В. Меркулов // Новости электротехники. – 2003. - № 5. – С. 23 – 27.
3. Плеханов А.С. Средство компенсации реактивной мощности общепромышленных систем энергетики / А.С.Плеханов, А.И.Зайцев // Энергетические системы. – 2008. - № 3. – С. 2 – 7.
4. Запорожець О.І. Конструктивні особливості систем електроживлення і можливі шляхи підвищення електромагнітної безпеки та електромагнітної сумісності технічних засобів / О.І. Запорожець, В.А. Глива, В.І. Клапченко [та ін.] // Гігієна населених місць. – 2008. – Вип.51. – С.231-237.
5. Глива В.А. Моніторинг та нормалізація фізичних факторів виробничого середовища при експлуатації автоматизованих систем: дис...докт.техн.наук: 05.26.21; Глива Валентин Анатолійович. –Київ, 2012. – 320 с.
6. Правила улаштування електроустановок: ПУЕ: 2006. - [Чинний від 2007-01-01]. - К.:Мінпаливенерго України, 2007. – 416 с.- (Нормативний документ Мінпаливенерго України).
7. IEC 60364 Electrical in stallations of buildings (стандарт Міжнародної Електротехнічної Комісії).
8. Державні санітарні норми і правила при роботі з джерелами електромагнітних полів: Д Сан Пін 3.3.6.096-2002. [Чинний від 2003-01-04]. - К.: МОЗ України, 2003. – 16 с. - (Державні санітарні норми України).



УДК 691.322

В.В. Павлюк, к.т.н., доцент КНУБА
Г.В. Старостіна, аспірант КНУБА

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІ МАТЕРІАЛИ ДЛЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДЛОГИ

АНОТАЦІЯ. Розроблено сухі будівельні суміші для влаштування елементів підлоги, що вміщують у своєму складі не менше 30% відходів паливо-енергетичної промисловості. Їх використання дозволить заощаджувати 22,4% на вартості сировинних матеріалів.

Ключові слова: сухі будівельні суміші, енергоефективність, золошлак, відходи ТЕС.

ABSTRACT. A dry building mix for elements of floors were developed, containing in its composition at least 30% of waste fuel and energy industry. Use of such materials makes it possible to save to 22,4% cost of the raw materials.

Keywords: dry building mixes, energy efficiency, ash, waste power plants.

Постановка проблеми. Однією з важливих складових енергетики України є теплові електростанції (ТЕС) різної потужності. До теперішнього часу у відвалах ТЕС України накопичено 358,8 млн. т золошлакових відходів на загальній площі ~3170 га. Середньорічний вихід золошлаків досяг 14 млн. т. і у зв'язку з погіршенням якості палива має тенденцію до зростання. Це створює технологічні та екологічні проблеми, так як збільшуються виробничі витрати і вартість природоохоронних заходів [1-2]. Зважаючи на сьогоденну тенденцію підвищення цін на будівельні матеріали і виробу, постає питання про використання альтернативної сировини для їх виготовлення. Таким чином золошлак є перспективним матеріалом для дослідження. Вагомою проблемою стають відвали золошлакових матеріалів, що займають великі площі, а їх утримання вимагає значних експлуатаційних витрат, які впливають на підвищення собівартості виробництва енергоносіїв. Вони є джерелом забруднення навколишнього середовища, становлять небезпеку для здоров'я населення та загрозу рослинному і тваринному світу прилеглих районів.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Технологія сухих будівельних сумішей в першу чергу передбачає раціонально підібраний склад заповнювача відповідних фракцій та в'язучої речовини. Одним із способів покращення фізико-механічних властивостей сухих будівельних сумішей, є наповнення матриці в'язучої системи мінеральними добавками різної природи і фракційного складу. При цьому не тільки покращуються міцнісні і деформаційні характеристики, але й є можливість направлено формування мікро- і макроструктури цементного каменю, а також суттєво розширюється сировинна база за рахунок використання матеріалів, що є в Україні [3].

Виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми. Вивчено вплив часткової і 100% заміни інертних компонентів сухих будівельних сумішей відходами ТЕС, на фізико-механічні властивості стяжок для підлог.

Метою даної роботи є створення енергозаощадливих будівельних сумішей для влаштування елементів підлог з максимальним вмістом відходів паливно-енергетичної промисловості. Розробка матеріалів, що містять у своєму складі не менше 30% відходів паливно-енергетичної промисловості.

Для досліджень застосовували цементні композиції, що містили в своєму складі портландцемент М500 виробництва ВАТ Волиньцемент, золошлак Трипільської ТЕС, гранвідсів Рокитнянського гранітного родовища, пісок Дніпровський річковий.

На першому етапі вивчали можливість заміни у складі сухих будівельних сумішей кварцового піску і гранвідсіву на золошлакову суміш. Ефективність застосування досліджували за кінетикою нарощування міцності зразків балочок розміром 4x4x16 см (рис.

1). Дослідження виконано з використанням двофакторного тривірневого метода планування експерименту, в якому як змінні фактори вибрані заповнювачі кварцовий пісок (X_1) та гранвідсів (X_2). Рівні варіювання змінних факторів наведено у табл. 1, план проведення експерименту у табл. 2.

Таблиця 1

Інтервали варіювання та значення змінних факторів

Фактори, вид		Рівні варіювання			Інтервал варіювання
Натуральний	Кодований	Верхній	Середній	Нижній	
Кількість піску фракції 0-0,63 мм, %*	X_1	100	50	0	50
Кількість гранвідсіву фракції 0,63-2,5 мм, %*	X_2	100	50	0	50

* – % від маси природнього заповнювача

Таблиця 2

Матриця планування експерименту та результати фізико-механічних випробувань зразків штучного каменю

Фактор, вид				Міцність при стиску, МПа, у віці, діб	
Кодований		Натуральний		3	7
X_1	X_2	Кількість піску, %	Кількість гранвідсіву, %		
+	+	100	100	22,06	24,72
+	-	100	0	16,88	24,06
-	+	0	100	28,0	31,4
-	-	0	0	15,2	18,56
+	0	100	50	26,96	28,9
-	0	0	50	20,7	26,97
0	+	50	100	29,96	32,04
0	-	50	0	28,5	29,89
0	0	50	50	25,48	30,6

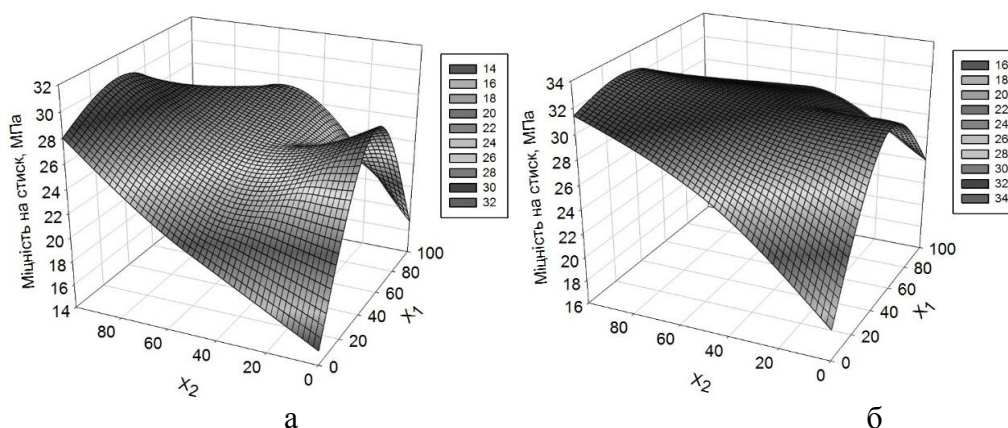


Рисунок 1. Кінетика зміни міцності при стиску зразків у віці: 3 (а), 7(б) діб.

Як функцію відгуку було прийнято міцність при стиску зразків будівельного розчину на основі бездобавочної цементно-піщаної композиції та композицій, в яких природній заповнювач замінено на золошлакові відходи.

Аналіз графічних залежностей дозволяє зазначити, що на ранніх етапах тверднення (до 28 діб) більш інтенсивний приріст міцності спостерігається при твердінні композицій, в складі яких було замінено 50% кварцового піску на золошлак (склад №7). Використання фракціонованого шлаку на заміну гранвідсіву і кварцового піску призводить до зниження міцності на стиск (склад №4) порівняно зі складом бездобавочної цементно-піщаної композиції.

На другому етапі дослідження для порівняння були відібрані склади №1 і №4. Для зниження водопотреби в'язучих композицій було використано суперпластифікатор на основі полікарбоксилатів торгової марки "Mulflux" 1641 F в кількості 0,1 мас. % від маси цементу. Витрату компонентів на 1 т дрібнозернистого бетону наведено у табл.3.

Таблиця 3

Склади дрібнозернистого бетону

Витрата компонентів для приготування, кг/т дрібнозернистого бетону						
№ складу	Цемент	Зола	Пісок кварцевий 0,63 мм	Гранвідсів 0,63-2,5мм	Золошлак 0,63 мм	Золошлак 0,63-2,5 мм
1	270	150	330	250	-	-
2	270	150	-	-	300	250

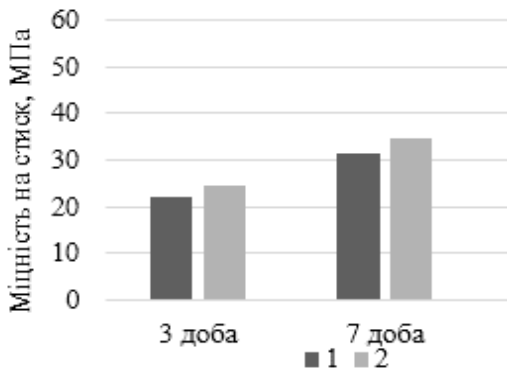


Рисунок 2. Кінетика нарощування міцності дрібнозернистого бетону, модифікованого золошлаком Трипільської ТЕС. (склад див. табл. 3).

Аналіз графічних залежностей свідчить про доцільність використання відходів паливно-енергетичної промисловості представлених золошлаковою сумішшю Трипільської ТЕС для виготовлення дрібнозернистих бетонів. Використання фракціонованого шлаку на заміну кварцового піску і гранвідсіву (склад №2) дозволяє отримувати дрібнозернистий бетон з міцністю 24,4 і 34,76 МПа відповідно у віці 3 та 7 діб, що майже не відрізняється від міцності штучного каменю на основі природніх заповнювачів (склад №1).

Перспективою подальших досліджень може бути часткова заміна портландцементу, так як отримані результати міцності на стиск перевищують вимоги до елементів покриття «стяжок» за нормативними документами.

Застосування золошлаку дозволяє зменшити витрати на сировину на 22,4% (склад №2 порівняно із складом №1) за рахунок зниження витрат гранвідсіву і кварцового піску. Окрім того комплексно вирішується питання утилізації зола-шлакових відходів, збереження природних ресурсів та зменшення викидів CO₂ в атмосферу.

Висновки. Розроблено дрібнозернисті бетони, що містять у своєму складі не менше 30 мас. % відходів паливно-енергетичної промисловості.

Запропоновані склади сухих будівельних сумішей, що мають перспективу у проектному віці характеризуватися міцністю при стиску 20...36МПа і за показниками відповідатимуть вимогам ДСТУ Б В.2. 7 -126:2011 для стяжок типу СТ2 та СТ3.

Використання розроблених дрібнозернистих бетонів дозволить знизити вартість сировинних матеріалів на 20-25% та сприятиме покращенню екологічної ситуації за рахунок утилізації відходів паливно-енергетичного комплексу.

Література

1. Касимов А. М. Отходы горно-металлургического комплекса – потенциальная сырьевая база развития производства редких и тяжелых металлов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – № 4/2(16). – 2005. – С. 147-150.
2. Касимов А. М. Миграция тяжелых и редких металлов в почвах в районе размещения золошлаковых отвалов угольных ТЭС / А. М. Касимов, А. А. Ковалев, М. И. Мисюра // Экология и промышленность. – № 1. –2011. – С. 96-99.
3. Кудяков А.И., Анисанова Л.А., Копаница Н.О., Гевасимов А.В. Влияние зернового состава и вида наполнителей на свойства строительных растворов // Строит. материалы. 2000. № 11. С. 28.

Моделювання технологічних процесів

УДК 69.002.5:001.57

М.М. Забродський к.т.н., КНУБА

СИСТЕМНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ПАРАМЕТРИЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОЕКТНОГО РОЗРАХУНКУ ВІБРАЦІЙНОГО ГРОХОТА З КРУГОВИМИ КОЛИВАННЯМИ

АНОТАЦІЯ. В статті представлена технологія системного моделювання методики проектного розрахунку вібраційного грохота з круговими коливаннями. Побудовано цільову функцію та проведено параметричну оптимізацію за енергетичним критерієм.

ABSTRACT. Paper is dedicated technology system simulation design calculation methods of vibrating screen with circular vibrations. Built objective function and conducted a parametric optimization of the energy criterion.

В сучасних умовах розвитку інформаційних технологій, інформаційні методи і моделі розповсюджуються у всіх галузях, зокрема варто їх впроваджувати в проектування машин для виробництва будівельних матеріалів. Інформаційні технології змушують глибше використовувати властиві їм уявлення на різних етапах створення машин. Універсальними засобами для вирішення подібних задач є технології системного моделювання і зокрема задачі створення системних моделей для основних типів машин для виробництва будівельних матеріалів [1].

Розділення системи машина-середовище на окремі елементи представляє собою декомпозицію у послідовну структуру. Такі уявлення при побудові системної моделі відтворюють більш зручну і складну форму декомпозиції. Ця форма з'являється з принципу сортування параметрів які характеризують машину за ознаками входу U , стану X , виходу Y (рис. 1).



Рисунок 1. Загальний вид системної моделі.

Таким чином системна модель складається з множин (U, X, Y) . І двох відображень перехідного $f: U \rightarrow X$ і вихідного $h: X \rightarrow Y$ [2,3,4]. У нашому випадку множина вхід являє собою набір параметрів які за технологічними вимогами відомі проектувальнику з

попереднього досвіду. Вектор $U(u_1, u_2, u_3)$ складається із трьох компонент: u_1 – продуктивність машини вона задається за технологічними вимогами і відома з характеристик машин прототипів, які вже існують і мають множину власних технічних характеристик. В окремих випадках параметр u_1 доповнюється геометричними характеристиками вихідного матеріалу виробу, шару суміші; u_2 – множина емпіричних експериментальних параметрів, яка потребує детального аналізу і узгодження, вона вміщує можливість вибору групи керованих параметрів, які використовуються в подальшому для параметричної оптимізації і створення оптимальних за енергетичними вимогами методик проектного розрахунку основних типів машин; u_3 – множина довідкових параметрів загально технічного вжитку, це щільність, в'язкість, коефіцієнти тертя, коефіцієнти корисної дії.

Перехідне відображення f складається із множини формул що перетворюють вхідні параметри у вихідні. В нашому випадку це здійснюється безпосередньо, тому вихідне відображення ідентичне і не впливає на структуру перетворення [5].



При проектуванні машини на етапі проектних розрахунків цікавляться як правило габаритами машини, її кінематичними і динамічними характеристиками і потужністю привода. Це вимагає щоб вихідний вектор $Y(y_1, y_2, y_3)$ вмщував ці характеристики: y_1 – геометричні параметри, y_2 – динамічні параметри, y_3 – потужність привода.

Використовуючи розроблену системну модель представимо методику проектного

$U(u_1, u_2, u_3, u_k)$ вхід	$X(x_1, x_2, x_3, x_n)$ стан	$Y(y_1, y_2, y_3)$ вихід
<p><u>Вхідні дані:</u> $Q, \text{м}^3/\text{год};$ $l_{\text{сп}}, \text{м};$ $\alpha, \text{град.}$</p> <p><u>Емпіричні дані:</u> $k_1 = (0,58 \dots 1,25);$ $k_2 = (0,63 \dots 1,37);$ $k_3 = (0,45 \dots 1,37);$ $m = (0,5 \dots 0,6);$ $k_{\text{вт}} = 1; (0,25 \dots 0,75);$ $\psi = 65 \text{ м/с}^2;$ $s = 2,8.$</p> <p><u>Керовані параметри:</u> $q = (12 \dots 82) \text{ м}^3 / \text{м}^2 \cdot \text{год}$ $\lambda = (0,4 \dots 0,6).$</p> <p><u>Довідкові дані:</u> $n = 2, u = 1.$ $d_u = (0,05 \dots 0,08) \text{ м};$ $\mu = (0,001 \dots 0,005);$ $\eta = (0,8 \dots 0,9).$</p>	<p><u>Перетворення:</u> $l = p l_{\text{сп}};$ $B = \sqrt{\frac{Q}{2,5 q m k_1 k_2 k_3 k_{\text{вт}}}};$ $L = 2,5 B;$ $x = \frac{s^2 l \cos \alpha}{\psi};$ $\omega = \frac{s \sqrt{l} \cos \alpha}{x}$ $F = 70 \cdot \lambda \cdot B L n x \omega^2;$ $c = (1,98 B L h \gamma) \left(\frac{\omega}{4}\right)^2;$ $P_p = \frac{F \omega}{u \eta} \left(x + \mu \left(\frac{d_u}{2}\right) \right).$</p>	<p><u>Основні проектні розміри:</u> $l, \text{м};$ $B, \text{м};$ $L, \text{м}.$</p> <p><u>Рациональний режим роботи:</u> $x, \text{м};$ $\omega, \text{рад/с}.$</p> <p><u>Навантаження на конструкцію:</u> $F, \text{Н};$ $c, \text{Н/м}.$</p> <p><u>Потужність привода:</u> $P_p, \text{кВт}.$</p>

Рисунок 2. Системна методика проектного розрахунку вібраційного грохота з круговими коливаннями.

розрахунку основних параметрів вібраційного грохота з круговими коливаннями у вигляді системи. Структура методики та її системний вигляд представлено на рис. 2.

За розробленою системною методикою були проведені розрахунки множини типорозмірів вібраційних грохотів з круговими коливаннями. В якості вхідних даних $(Q, l_{\text{сп}}, \alpha)$ задавалися значення, що відповідають паспортним даним вібраційних грохотів типу ГІЛ та ГІС. Результати розрахунків за системною методикою та порівняння з існуючими методиками представлені на графіках а - д рис. 3.

Побудова цільової функції для проведення параметричної оптимізації для окремо взятого типорозміру машини відбувається наступним чином.

Формуються списки параметрів і розрахункових залежностей:

$$Q, l_{\text{сп}}, \alpha, p, q, k_1, k_2, k_3, m, k_{\text{вт}}, \psi, s, n, \lambda, u, d_u, \mu, \eta;$$

$$l = l(p, l_{\text{сп}}); B = B(Q, q, m, k_1, k_2, k_3, k_{\text{вт}}); L = L(B); x = x(s, l, \alpha, \psi); \omega = \omega(s, l, \alpha, x);$$

$$F = F(\lambda, B, L, n, x, \omega); c = c(B, L, h, \gamma); ,$$

$$P_p = P_p(F, \omega, u, \eta, x, \mu, d_u); l, B, L, x, \omega, F, c, P_p.$$

Список параметрів сортується за ознаками системної моделі машини (U, X, Y) за даними аналізу існуючих методик розрахунку різних авторів [6 -10].

Формується вектор вхідних параметрів $U(u_1, u_2, u_3 \dots u_k)$, у нашому випадку $u_1 = (Q, l_{\text{сп}}, \alpha); u_2 = (p, k_1, k_2, k_3, m, k_{\text{вт}}, s); u_k = (q, \lambda), u_3 = (n, u, d_u, \mu, \eta).$

Формується стан $X = (x_1, x_2, x_3 \dots x_n)$, як множина функцій перетворення вхідних параметрів у вихідні

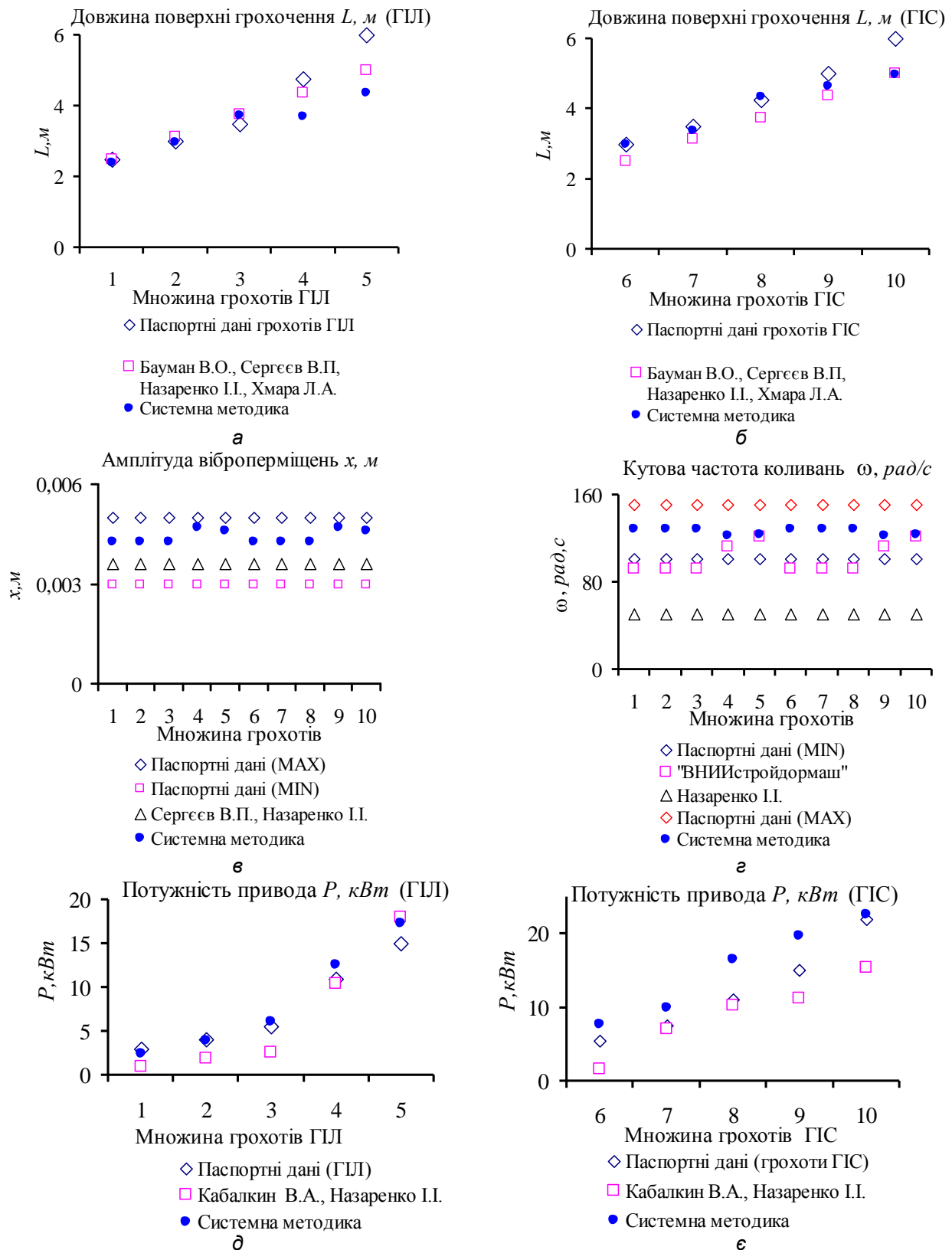


Рисунок 3. Результати розрахунку параметрів вібраційних грохотів за системною методикою, існуючими методиками та їх порівнянні з паспортними даними реальних моделей грохотів.

$$x_1 = pl_{ep}; x_2 = \sqrt{\frac{Q}{2,5qmk_1k_2k_3k_{BT}}}; x_3 = 2,5B; x_4 = \frac{s^2l \cos \alpha}{\psi}; x_5 = \frac{s\sqrt{l \cos \alpha}}{x};$$

$$x_6 = 70 \cdot \lambda \cdot BLn\omega^2; x_7 = (1,98BLh\gamma) \left(\frac{\omega}{4} \right)^2; x_8 = \frac{F\omega}{u\eta} \left(x + \mu \left(\frac{d_y}{2} \right) \right).$$

Формується вектор вихідних параметрів $Y = Y(y_1, y_2, y_3, y_4)$, де $y_1 = (l, B, L)$; $y_2 = (x, \omega)$; $y_3 = (F, c)$; $y_4 = (P_p)$.

Цільова функція для параметричної оптимізації:

$$F(U) = \Delta Y = k_1 k_2 P_n - P_p = k_1 k_2 P_n - \left(\frac{70\lambda Qn\psi^2}{qm k_1 k_1 k_{\text{ст}} s u \eta \sqrt{pl_{\text{сп}} \cos \alpha}} \times \left(\frac{s^2 l \cos \alpha}{\psi} + \frac{\mu d_y}{2} \right) \right) \rightarrow \min$$

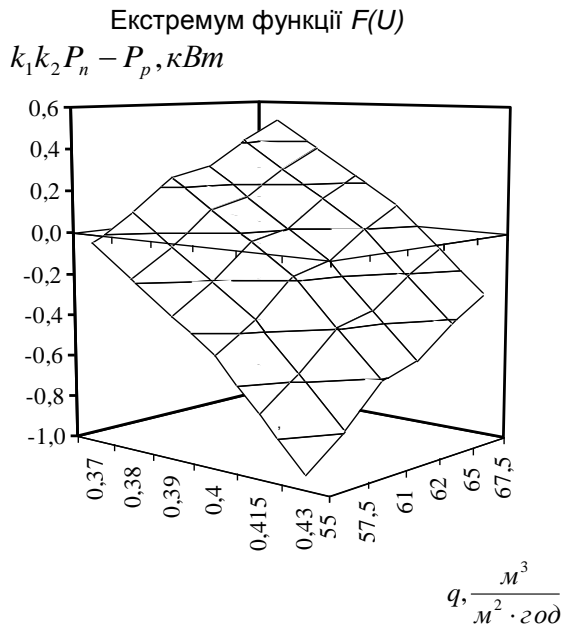


Рисунок 4. Екстремум цільової функції при параметричній оптимізації вібраційного грохота.

В цій функції два керованих параметри $q = (12...82) \text{м}^3 / \text{м}^2 \cdot \text{год}$ і $\lambda = (0,4...0,6)$ найбільш суттєво впливають на загальну точність методики розрахунку. Змінюючи ці параметри визначаємо значення, за умови забезпечення екстремуму цільової функції. Результати параметричної оптимізації представлені на рис. 4.

З побудованих графіків (рис. 3) видно, що результати розрахунку параметрів вібраційних грохотів отримані за системною методикою є точнішими і максимально наближені до значень паспортних даних. Результати розрахунку раціонального режиму роботи (рис. 3 в, з) та потужності приводу (рис. 3 д, е) підтверджують спроможність нової методики охопити множину типорозмірів вібраційних грохотів. В порівнянні з існуючими методиками відносна похибка розрахунку в абсолютному значенні не перевищує 15%, що є прийнятним результатом для інженерних розрахунків.

Література

1. Резников Б.А. Системный анализ и методы системотехники: Учеб. пособие/ Резников Б.А. – М.: Мин. обороны, 1990 – 519 с.
2. Моисеев Н.Н. Математические задачи системного анализа./ Моисеев Н.Н. – М.: Наука, 1972. – 487 с.
3. Крон Г. Исследование сложных систем по частям: Диакоптика. / Крон Г. – М.: Наука, 1981. – 544 с.
4. Мороз А.И. Курс теории систем./ Мороз А.И. – М.: Высш. шк., 1987. – 304с
5. Хорафос Д.Н. Системы и моделирование. Монография/ Перевод с англ. под ред. Коваленко И.Н. – М.: Мир, 1967. - 416 с.
6. 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
7. Сергеев В.П. Строительные машины и оборудование: Учеб. для вузов / Сергеев В.П.– М.: Высш. шк., 1987. – 376 с.: ил.
8. Назаренко І.І. Машины для виробництва будівельних матеріалів / Назаренко І.І.– Підручник. – К.: КНУБА, – 1999.-488с.
9. Сівко В.Й. Механічне устаткування підприємств будівельних виробів: Підручник./ Сівко В.Й. –К.: ІСДО,1994.- 359 с.
10. Хмара Л.А., О.С. Шипілов, О.Г. Онищенко. Дробильно-сортировочные заводы и оборудование. Методическое пособие.– Днепропетровск – Полтава: Изд-во ПолтНТУ, 2008г. – 209с.

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 Cyr 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 33

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