

ХАРКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ  
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

МАСЛОВА Наталя Олександрівна

**РОЗРОБКА ВІБРАЦІЙНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДЛЯ УЦІЛЬНЕННЯ  
ДОРОЖНІХ ЦЕМЕНТОБЕТОННИХ ПОКРИТТІВ**

05.05.04 - машини для земляних і дорожніх робіт

**А В Т О Р Е Ф Е Р А Т**

дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків - 1997



030 \* 2.05 +  
25.7.05 +  
24.13.05 +  
Дисертація представлена у

Робота виконана на кафедрі будівельних і дорожніх машин  
Харківського державного автомобільно- дорожнього технічного універ-  
ситету (ХДАДТУ)

Науковий керівник : доктор технічних наук, професор  
Нічке Вільгельм Вільгельмович

Офіційні опоненти : доктор технічних наук, професор  
Назаренко Іван Іванович  
кандидат технічних наук, професор  
Богомолів Анатолій Олександрович

Ведуча організація : Полтавський технічний університет

Захист відбудеться " 2 " липня 1997 р. о 10 годині  
на засіданні спеціалізованої вченої Ради Д 02.17.02 Харківського  
державного автомобільно - дорожнього технічного університету за  
адресою : 310078, м.Харків, вул.Петровського,25.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Харківського  
державного автомобільно-дорожнього технічного університету

Автореферат розісланий " 30 " Травня 1997 р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої Ради,  
доктор технічних наук, професор

Подригало М.А.

Актуальність роботи. Вібраційні робочі органи широко використовуються у складі шляхових машин для ущільнення ґрунту, дорожніх основ і покриттів, формування дорожньо-будівельних виробів (дорожніх плит, бордюрів, поребриків та інших) і виконання інших технологічних операцій.

Спорудження дорожніх основ і покриттів та виготовлення дорожньо-будівельних виробів з цементобетонних сумішей можна виконати в основному тільки з використанням вібраційного діяння на матеріал, який ущільнюється. Тому до вібраційних робочих органів, застосовуваних для ущільнення цементобетонних сумішей пред'являються підвищені вимоги. Вони повинні мати порівняно просту конструкцію; високу надійність та низьку енергоємність і забезпечувати високу ефективність ущільнення. Цим критеріям відповідають супергармонійні вібраційні робочі органи, які справляють на покладену суміш вібраційне діяння з частотою, вдвічі перевищуючу частоту вимушених коливань, генерованих вібробудинком коливань. Однак для ефективною та надійної роботи цих вібраційних робочих органів необхідно точно вибрати їх параметри та режими вібраційного діяння у залежності від фізико-механічних характеристик ущільнювального матеріалу. Для чого необхідно провести дослідження коливань динамічної системи "робочий орган - ущільнювальне середовище" і визначити раціональне співвідношення між основними параметрами вібраційного робочого органа.

Дана робота присвячена викладенню науково - обґрунтованих технічних рішень по створенню теорії і розробці супергармонійних вібраційних робочих органів для ущільнення дорожніх цементобетонних покриттів, переводу процесу розробки і проектування вібраційних робочих органів на якісно новий рівень, реалізація котрих вносить

помітний внесок у науково-технічний прогрес. Ця робота включена у бюджетно-цільову комплексну вузовську програму "Дослідження закономірностей функціонування динамічних систем машин и механізмів".

Ціль роботи полягає у розробці конструктивних схем вібраційних робочих органів з супергармонійними коливаннями, вивчені динамічних процесів, які відбуваються у коливальній системі "вібраційний робочий орган - ущільнювальне середовище", створенні теорії і методики інженерних розрахунків, і розробці на цій основі супергармонійних вібраційних робочих органів для ущільнення цементобетонних покриттів.

Для рішення поставленої цілі автором були вирішені такі задачі:

- розроблені розрахункові схеми супергармонійних вібраційних робочих органів для ущільнення дорожніх цементобетонних покриттів;

- проведені теоретичні дослідження динамічної системи супергармонійних вібраційних робочих органів у режимі холостого ходу і визначені закони руху та раціональні співвідношення їх основних параметрів;

- знайдені теоретичні залежності, які описують взаємодіяння вібраційного робочого органа з ущільнювальним середовищем і дозволяють визначити дію пружних, дисипативних та інерційних сил з боку суміші на ущільнючий вібраційний робочий орган;

- проведені дослідження динамічної системи "вібраційний робочий орган - ущільнювальне середовище" і розроблені теорія та інженерні методи розрахунку супергармонійних вібраційних робочих органів для ущільнення цементобетонних сумішей;

- проведені експериментальні дослідження і визначена ефективність ущільнення цементобетонних сумішей запропонованими супергармонійними вібраційними робочими органами;

- виконані роботи по впровадженню результатів досліджень у

виробництво.

Наукова новизна і практична цінність виконаної роботи. На

основі аналізу існуючих способів ущільнення і конструкцій вібраційних машин і механізмів запропоновані нові технічні рішення конструктивного виконання вібраційних робочих органів, здійснюючих супергармонійне діяння на ущільнювальне середовище. Визначено закон руху супергармонійного вібраційного робочого органа для ущільнення дорожніх цементобетонних покриттів у режимі холостого ходу і знайдені співвідношення між його основними параметрами, одержані вирази для визначення моменту інерції реактивної маси робочого органа і жорсткості пружних амортизаторів, установлені параметри, при яких базовій машині не передається шкідливе вібраційне діяння з боку робочого органа.

На основі теоретичних досліджень динамічної системи "віброплита - ущільнювальне середовище", в якій остання представлена у вигляді системи з розподіленими параметрами, розроблена фізико - механічна модель ущільнювальної цементобетонної суміші, дозволяюча достатньо точно визначити пружні, дисипативні і інерційні сили, діючі з боку суміші на робочий орган при вібраційнім діянні.

Розроблені теорія і методи інженерних розрахунків супергармонійних робочих органів для ущільнення дорожніх цементобетонних покриттів, які дозволяють визначити закон руху і основні параметри цих органів у залежності від фізико - механічних характеристик ущільнювального цементобетонного шару суміші. Запропоновані теорія і методи інженерних розрахунків супергармонійних віброплощадок.

Створені нові конструкції супергармонійних вібраційних робочих органів.

Для інженерних методів розрахунку і моделювання робочих режимів супергармонійних вібраційних робочих органів розроблені на мові Turbo Pascal прикладні об'єктно-орієнтовані програми.

Реалізація роботи. На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень розроблені і впроваджені у виробництво:

- методика інженерних розрахунків і прикладна об'єктно-орієнтована програма у системі Turbo Pascal для розрахунку на ПЕОМ робочих режимів супергармонійних вібраційних робочих органів для ущільнення дорожніх цементобетонних покриттів.

- робочий проект і дослідний зразок супергармонійного вібраційного робочого органа бетоноукладальної машини;

- супергармонійна віброплощадка СВ-15П 7×2.

Результати роботи впроваджені в акціонерному товаристві відкритого типу "Кременчуцькі дорожні машини", колективному підприємстві "Енергомеханічний завод", Кременчуцькому науково-дослідному і досвідно-конструкторському підприємстві "Будшляхмаш".

Апробація роботи. Дисертаційна робота у повному обсязі доповідалась і обговорювалась на засіданнях кафедри дорожніх і будівельних машин ХДАДТУ, кафедри основ конструювання машин Кременчуцького філіалу ХДТУ, секції дорожніх, будівельних і транспортних машин регіональної науково-технічної конференції "Проблеми створення нових машин і технологій" (Кременчук, 1997), у Полтавському технічному університеті. Результати досліджень доповідались на міжнародних екологічних конференціях (Кременчук, 1994, 1996), регіональній науково-технічній конференції "Проблеми створення нових машин і технологій" (Кременчук, 1996, 1997), Першій всеукраїнській науково-практичній конференції "Прогресивні технології і машини для виробництва будматеріалів, виробів і конструкцій" (Полтава, 1996).

На захист виносяться:

- двомасна математична модель супергармонійного вібраційного робочого органа для ущільнення дорожніх цементобетонних покриттів, дозволяюча визначити співвідношення основних параметрів робочого органа і умови, при яких базовій машині не передаються шкідливі

вібраційні діяння;

- фізико-механічна модель, яка описує взаємодіяння вібраційного робочого органа з ущільнювальним середовищем і дозволяє визначити пружні, дисипативні та інерційні сили, діючі з боку цементобетонної суміші на робочий орган, а також спростити розрахункову схему "вібраційний робочий орган - ущільнювальне середовище";

- теоретичні і експериментальні дослідження супергармонійного вібраційного робочого органа для ущільнення дорожніх цементобетонних покриттів в умовах його взаємодіяння з ущільнювальним середовищем;

- результати теоретичних та експериментальних досліджень супергармонійних віброплощадок;

- інженерні методи розрахунку і принципи створення супергармонійних вібраційних робочих органів для ущільнення цементобетонних дорожніх покриттів.

Публікації. По матеріалам, викладеним у дисертації, опубліковано 8 друкованих робіт.

Структура роботи. Дисертація складається із вступу, 5 глав, заключення, додатків і списку літератури, який включає 163 найменування.

#### ЗМІСТ РОБОТИ

У першому розділі наведений аналіз досліджень вібраційних машин для ущільнення будівельних матеріалів. Великий внесок в дослідження вібраційної техніки взагалі та ущільнюючих вібраційних машин і технологій зокрема, удосконалення конструкцій вібраційних машин і методів їх розрахунку внесли відомі вчені : І.І.Артоболевський, А.А.Афанасьєв, Д.Д.Баркан, В.А.Бауман, І.І.Блехман, І.І.Биховський, А.А.Борщевський, І.Ф.Гончаревич, Б.Г.Гольдштейн, В.Г.Гусєв, А.Е.Дєсов, В.І.Зиков, В.І.Крюков, Е.Е.Лавендел, А.Н.Лялинов, Є.П.Микла-

шевський, І.І.Назаренко, Я.Г.Пановко, В.Н.Потураєв, К.М.Рагульскис, І.Ф.Руденко, О.А.Савинов, В.І.Сивко, П.Ф.Овчинников, К.А.Олехнович, С.А.Осмаков, К.Ф.Фролов, Н.Я.Хархута, А.М.Холодов, Ю.Ф.Чубук, В.Н.Шмигальський та інші.

Роботи по впровадженню поверхневого вібраційного ущільнення будівельних матеріалів (грунту, цементобетонних і асфальтобетонних сумішей) базуються головним чином на дослідженнях А.А. Афанасьєва, Н.П.Вородачова, І.І.Виховського, А.В.Болотного, А.А.Вогомолова, С.А.Варганова, В.Н.Гарнеця, М.П.Зубанова, В.І.Зикова, І.Ф.Руденко, В.І.Удодікова, Н.Я.Хархути, А.М.Холодова та інших.

Для ущільнення дорожніх основ і покриттів використовуються робочі органи з одночастотними круговими і вертикально направленими, полічастотними і кутовими коливаннями віброплити. Вібраційні робочі органи з одночастотними круговими коливаннями і полічастотними коливаннями використовують здебільш для ущільнення асфальтобетонних і цементобетонних покриттів, з вертикально направленими коливаннями - для ущільнення ґрунту, а з кутовими коливаннями (віброплощинки) - тільки для позиційного ущільнення дорожніх основ та покриттів. При одночастотних кругових і вертикально направлених коливаннях переміщується вібраційний робочий орган періодично деформує ущільнювальне середовище з постійною частотою і амплітудою, а при полічастотних коливаннях - здійснює змінне амплітудно - частотне вібраційне діяння. При цьому найбільш ефективним є віброударний режим роботи, дозволяючий розвинути достатньо великий ущільнювальний імпульс і, таким чином, забезпечити якісну проробку сумішей по всій товщині ущільнювального шару. Ці вібраційні робочі органи забезпечують якісне ущільнення дорожнього покриття з цементобетонних сумішей за один прохід тільки товщиною шару до 100 - 150 мм. Тому сучасні бетоноукладальні машини оснащені трьома або чотирма ущільнювальними органами : двома ущільнювальними вібробрусами і вигладжуючою вібро-

плитою або глибинними вібраторами, двома ущільнювальними вібро-брусами і вигладжуючою віброплитою.

Для формування дорожньо - будівельних виробів використовують : інерційні віброплощинки з вертикально направленими і горизонтальними коливаннями; резонансні віброплощинки з поздовжніми і двочастотними просторовими коливаннями; полічастотні віброплощинки з горизонтально направленими і просторовими коливаннями. Ці віброплощинки або складні по конструкції та мають високу енергоємність, або недостатньо високу ефективність при ущільненні жорстких бетонних сумішей.

Багато які дослідники (Н.П.Бородачов, А.Є.Десов, М.П.Зубанов, Є.П.Миклашевський та інші) у своїх роботах представляли взаємодіюче з вібраційним робочим органом ущільнювальне середовище у вигляді пружного елемента, реологічних моделей Максвелла або Кельвіна. Природно, що ці моделі не враховують інерційних сил ущільнювального матеріалу, які можуть мати значну величину і суттєво впливати на процес коливань робочого органа.

Інші дослідники при вивченні руху ущільнюючої вібраційної машини представляли цементобетонну суміш у вигляді суцільного середовища з розподіленими параметрами. Такий підхід приводить до одержання хоча і точних, но дуже складних теоретичних залежностей при порівняно простому законі збудження коливань, і не може бути застосованим при складному законі збудження коливань, такому як у супергармонійного вібраційного робочого органа.

Отже, питання розробки вібраційних робочих органів з супергармонійними коливаннями потребує подальших теоретичних і експериментальних досліджень. Для комплексного рішення цієї задачі необхідно: розробити конструктивні схеми вібраційних робочих органів з супергармонійними коливаннями для ущільнення цементобетонних покриттів; вивчити поведінку двомасної динамічної системи супергармонійного вібраційного робочого органа і визначити співвідношення його основ-

них параметрів і умови, при яких базовій машині не передаються шкідливі вібраційні діяння; дослідити взаємодіяння вібраційного робочого органа з ущільнювальним середовищем, представленим у вигляді системи з розподіленими параметрами, і побудувати дискретну фізико-механічну модель, дозволяючи визначити дію пружних, дисипативних та інерційних сил з боку ущільнювальної суміші на робочий орган; дослідити робочий режим супергармонійних вібраційних робочих органів, визначити їх закони руху та основні параметри і розробити інженерні методи розрахунків; визначити ефективність ущільнення цементобетонних покриттів запропонованими робочими органами.

**Другий розділ** присвячено теоретичному дослідженню параметрів робочих органів бетоноукладальних машин з супергармонійними коливаннями віброплит. Супергармонійний вібраційний робочий орган (рис.1) складається з верхньої рами 1, до якої на пружних амортизаторах 2 підвішена віброплита 3 з одноваловим вібробудником крутильних коливань 4, змонтованим так, що його вісь розміщена по ходу руху машини, а дебаланси 5 установлені на кінцях валу і повернуті один відносно іншого на кут  $180^\circ$ . Збудник крутильних коливань 4 з'єднаний з приводом клиноременною передачею 6. Верхня рама 1 шарнірно підвішена до несущих брусів 7, з'єднаних з базовою машиною при допомозі регульованих пристроїв. Конструкція віброплити виконана так, що вертикальна лінія, яка проходить через центр її ваги, умовно поділяє днище віброплити на передню (ущільнюючу) довжиною  $L_1 = (0.6 - 0.7)L_0$  і задню (вигладжуючу) довжиною  $L_2 = (0.6 - 0.7)L_0$  частини. При роботі бетоноукладальної машини віброплита 3 під дією вібробудників коливань 4 здійснює крутильні коливання відносно своєї поздовжньої осі, яка проходить через центр ваги. При цьому цементобетонна суміш підпадає супергармонійному зі змінною амплітудою вібраційному діянню, тобто за кожний оберт дебалансного валу вібробудника крутильних коливань віброплита двічі зі змінною

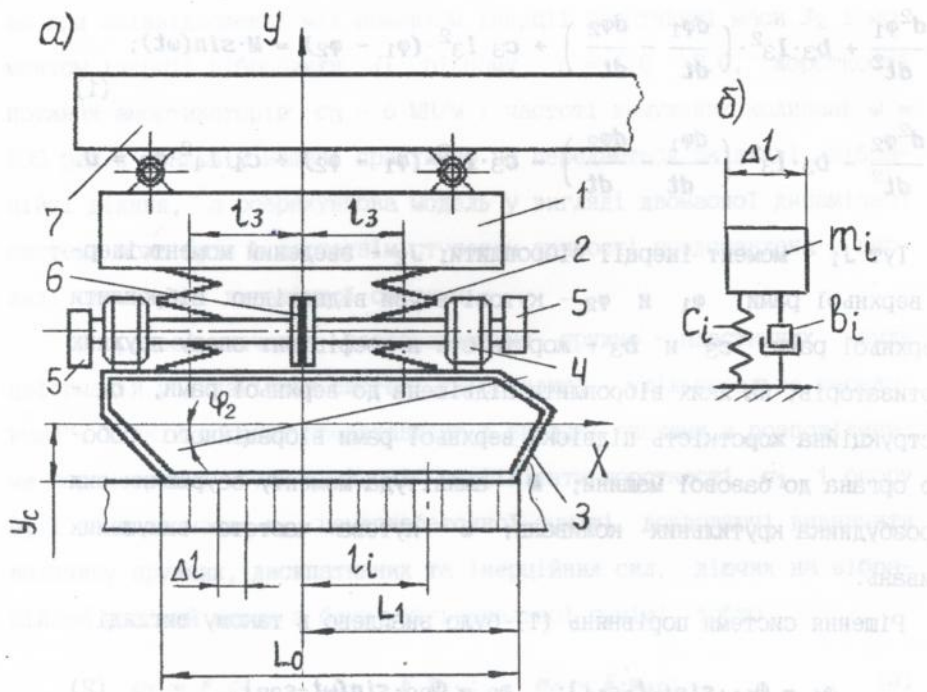


Рис.1. Розрахункова схема супергармонійного вібраційного робочого органа (а) і фізико-механічна модель і-го елементарного об'єму асфальтобетонної суміші (б).

амплітудою деформує у вертикальному напрямку ущільнювальну суміш : спочатку передньою частиною, а потім задньою. Одночасно з вертикально направленими коливаннями суміш зазнає зсувні деформації в горизонтальній площині з частотою рівною частоті крутильних коливань віброзбудників. В результаті створюється оптимальний режим ущільнення та вигладжування дорожнього покриття.

Рух представленої динамічної системи на холостом ходу, тобто при вивішеній віброплиті, може бути описаний такою системою рівнянь

$$\begin{cases} J_1 \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} + b_3 \cdot l_3^2 \cdot \left( \frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) + c_3 \cdot l_3^2 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = M \cdot \sin(\omega t); \\ J_2 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} - b_3 \cdot l_3^2 \cdot \left( \frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) - c_3 \cdot l_3^2 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + c_4 \cdot l_4^2 \cdot \varphi_2 = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Тут  $J_1$  - момент інерції віброплити;  $J_2$  - зведений момент інерції верхньої рами;  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  - кутові зсуви відповідно віброплити і верхньої рами;  $c_3$  и  $b_3$  - жорсткість и коефіцієнт опору пружних амортизаторів, на яких віброплита підвішена до верхньої рами,  $c_4$  - конструкційна жорсткість підвіски верхньої рами вібраційного робочого органа до базової машини;  $M$  - амплітуда моменту збурюючих сил віброзбудника крутильних коливань;  $\omega$  - кутова частота вимушених коливань.

Рішення системи порівнянь (1) було знайдено в такому вигляді

$$\varphi_1 = \Phi_{11} \cdot \sin(\omega t - \varepsilon_{11}); \quad \varphi_2 = \Phi_{22} \cdot \sin(\omega t - \varepsilon_{22}), \quad (2)$$

де  $\Phi_{11}$  та  $\Phi_{22}$  - амплітуди крутильних коливань віброплити та верхньої рами відповідно;  $\varepsilon_{11}$  та  $\varepsilon_{22}$  - кути зсуву фаз між збурюючим моментом та кутовими переміщеннями віброплити та верхньої рами.

$$\Phi_{11} = M \cdot [(c_3 l_3^2 + c_4 l_4^2 - J_2 \omega^2)^2 + (b_3 l_3^2 \omega)^2] / (Z^2 + R^2); \quad (3)$$

$$\Phi_{22} = M \cdot [(c_3 l_3^2)^2 + (b_3 l_3^2 \omega)^2] / (Z^2 + R^2); \quad (4)$$

$$\varepsilon_{11} = \arctg \frac{R \cdot (c_3 l_3^2 + c_4 l_4^2 - J_2 \omega^2) - Z \cdot b_3 l_3^2 \omega}{Z \cdot (c_3 l_3^2 + c_4 l_4^2 - J_2 \omega^2) + R \cdot b_3 l_3^2 \omega}; \quad (5)$$

$$\varepsilon_{22} = \arctg \frac{R \cdot c_3 l_3^2 - Z \cdot b_3 l_3^2 \omega}{Z \cdot c_3 l_3^2 + R \cdot b_3 l_3^2 \omega}. \quad (6)$$

$$Z = (c_3 \cdot l_3^2 - J_1 \omega^2) \cdot (c_3 \cdot l_3^2 + c_4 \cdot l_4^2 - J_2 \omega^2) - c_3^2 \cdot l_3^4; \quad (7)$$

$$R = b_3 \cdot I_3^2 \cdot \omega \cdot [c_4 \cdot I_4^2 - \omega^2 \cdot (J_1 + J_2)] \quad (8)$$

В результаті аналізу одержаних виразів (2-4) було встановлено, що при співвідношенні між моментом інерції реактивної маси  $J_2$  і моментом інерції віброплити  $J_1$  рівному  $\mu = 1.6 - 2.0$ , жорсткості пружних амортизаторів  $c_3 = 6$  МН/м і частоті вимушених коливань  $\omega = 300$  рад/с базовій машині практично не передаються шкідливі вібраційні діяння, а розрахункова модель у вигляді двомасної динамічної системи може бути з достатнім ступенем точності представлена у вигляді одномасної динамічної системи.

У процесі вивчення розповсюдження пружно - пластичних хвиль деформацій у динамічній системі "Віброплита - ущільнювальне середовище", в якій остання представлена в вигляді системи з розподіленими параметрами, були знайдені коефіцієнти жорсткості  $c_1$  і опору  $b_1$  і зведена маса  $m_1$  цементобетонної суміші, дозволяючи визначити величину пружних, дисипативних та інерційних сил, діючих на вібраційний робочий орган з боку ущільнювальної суміші, тобто

$$c_1 = F \cdot c_{1y}; \quad b_1 = F \cdot b_{1y}; \quad m_1 = F \cdot m_{1y}; \quad (9)$$

де

$$c_{1y} = \frac{\alpha E \cdot sh(2\alpha H) + (kE + \eta\omega\alpha) \cdot sin(2kH)}{ch(2\alpha H) - cos(2kH)}; \quad (10)$$

$$b_{1y} = \frac{(kE + \eta\omega\alpha) \cdot sh(2\alpha H) + (\eta\omega k - \alpha E) \cdot sin(2kH)}{\omega \cdot [ch(2\alpha H) - cos(2kH)]}; \quad (11)$$

$$m_{1y} = \frac{\eta k \cdot sh(2\alpha H)}{\omega \cdot [ch(2\alpha H) - cos(2kH)]}; \quad (12)$$

$c_{1y}$ ,  $b_{1y}$ ,  $m_{1y}$  - питомі коефіцієнти жорсткості і опору і питома зведена маса цементобетонної суміші;  $E$  и  $\eta$  - динамічний модуль пружності і коефіцієнт динамічної в'язкості цементобетонної суміші;  $k$  - хвильове число,  $k = \omega/a$ ;  $a$  і  $\alpha$  - фазна швидкість розповсюдження

збурення і коефіцієнт поглинання у суміші;

$$a = \sqrt{2 \cdot (E^2 + \eta^2 \omega^2) / (4\rho \cdot [E + (E^2 + \eta^2 \omega^2)^{0.5}] J)} ; \quad (13)$$

$$\alpha = \sqrt{\rho \omega^2 \cdot [(E^2 + \eta^2 \omega^2)^{0.5} - E] / [2 \cdot (E^2 + \eta^2 \omega^2) J]} ; \quad (14)$$

$\rho$  - щільність суміші.

Для визначення основних параметрів вібраційного робочого органа бетоноукладальної машини розглянуто рух віброплити при її взаємодіянні з ущільнювальним середовищем (рис.1). При цьому в русі віброплити можна вилучити два етапи:

- 1) удар передньою частиною днища віброплити об ущільнювальне середовище, їх сумісний рух до максимального деформування ущільнювального середовища та повернення у початкове положення за час  $t_1$ ;
- 2) удар і сумісний рух задньої частини днища віброплити і ущільнювального середовища за час  $t_2$ .

Умова періодичності буде мати такий вигляд

$$t_1 + t_2 = 2\pi/\omega \quad (15)$$

Рух віброплити на I етапі, в період взаємодіяння її передньої частини днища з ущільнювальним середовищем, можна описати таким диференціальним рівнянням

$$\left( J_1 + \sum_{i=1}^{n1} m_i l_i^2 \right) \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + \left( b_3 l_3^2 + \sum_{i=1}^{n1} b_i l_i^2 \right) \frac{d \varphi_1}{dt} + \left( c_3 l_3^2 + \sum_{i=1}^{n1} c_i l_i^2 \right) \cdot \varphi_1 = \Omega_1 \sum_{i=1}^{n1} \exp(-\nu_i t) b_i l_i^2 + M \sin(\omega t + \psi), \quad (16)$$

де  $m_i$ ,  $c_i$  та  $b_i$  - зведені маса та коефіцієнти жорсткості і опору цементобетонної суміші  $i$ -го елементарного об'єму;

$$m_i = \Delta l \cdot S \cdot m_{iy}; \quad c_i = \Delta l \cdot S \cdot c_{iy}; \quad b_i = \Delta l \cdot S \cdot b_{iy}; \quad (17)$$

$S$  - ширина віброплити;  $\Delta l$  - довжина елементарної ділянки днаща віброплити,  $\Delta l = L_0/n$ ;  $n$  - число елементарних об'ємів суміші під віброплитою;  $L_0$  - довжина віброплити;  $l_i$  - відстань від центра ваги віброплити до середини  $i$ -го елементарного об'єму по горизонталі;  $m_{iy}$ ,  $c_{iy}$ ,  $b_{iy}$ ,  $a_i$ ,  $\alpha_i$  - значення елементів для  $i$ -го елементарного об'єму, які визначаються залежностями (10)-(14) при значеннях динамічного модуля пружної деформації  $E_i$ , коефіцієнті динамічної в'язкості  $\eta_i$  та щільності суміші  $\rho_i$ ;  $i$  - номер елементарного об'єму, починаючи від передньої кромки днаща віброплити;  $n_1$  - кількість елементарних об'ємів під передньою частиною віброплити,  $n_1 = L_1/\Delta l$ ;  $\Omega_1$  - кутова швидкість віброплити в момент удару об ущільнювальне середовище;

$$l_i = L_1 - \Delta l \cdot (i-0.5) \quad \text{при } 1 \leq i \leq n_1; \quad (18)$$

$$E_i = E_0 \left\{ 1 + \mu \cdot l \Delta l (i-0.5) / L_0 J^2 \right\}; \quad (19)$$

$$\rho_i = \rho_0 + (\rho_k - \rho_0) \sqrt{\frac{z}{(E_i - E_0) / (\mu E_0)}}; \quad (20)$$

$$\eta_i = a_i \cdot \rho_i \cdot H; \quad k_i = \omega / a_i; \quad v_i = \pi \alpha_i / H; \quad (21)$$

Рішення рівняння (16) здобуто в такому вигляді

$$\begin{aligned} \varphi_1(t) = & \exp(-\delta_1 t) \cdot \left\{ - \left[ \sum_{i=1}^{n_1} \theta_{1i} + \Phi_1 \sin(\psi - \lambda_1) \right] \cdot \cos(p_1 t) + \right. \\ & + \left\{ \Omega_1 + \sum_{i=1}^{n_1} v_i \theta_{1i} - \delta_1 \cdot \sum_{i=1}^{n_1} \theta_{1i} - \Phi_1 [\omega \cdot \cos(\psi - \lambda_1) + \delta_1 \cdot \sin(\psi - \lambda_1)] \right\} / p_1 \times \\ & \times \sin(p_1 t) \left. \right\} + \sum_{i=1}^{n_1} \theta_{1i} \cdot \exp(-v_i t) + \Phi_1 \cdot \sin(\omega t + \psi - \lambda_1). \quad (22) \end{aligned}$$

де  $\Phi_1$  - амплітуда вимушених крутильних коливань віброплити в період взаємодіяння її передньої частини з ущільнювальним середовищем;  $\theta_{1i}$  - амплітуда вимушених аперіодичних коливань;  $\delta_1$ ,  $p_1$  - коефіцієнт демпфірування і частота власних коливань системи;

$$p_1 = \sqrt{p_{01}^2 - \delta_1^2}; \quad p_{01}^2 = (c_3 l_3^2 + c_{11}) / (J_1 + J_{11}); \quad (23)$$

$$\delta_1 = (b_3 l_3^2 + b_{11}) / [2 \cdot (J_1 + J_{11}) I]; \quad \lambda_1 = \arctg [2\delta_1 \omega / (p_{01}^2 - \omega^2) I]. \quad (24)$$

$$\Phi_1 = M / [(J_1 + J_{11}) \cdot \sqrt{(p_{01}^2 - \omega^2)^2 + 4\delta_1^2 \omega^2}] I; \quad (25)$$

$$\Theta_{1i} = \Omega_1 b_i l_i^2 / [(J_1 + J_{11}) \cdot v_i^2 + c_3 l_3^2 + c_{11} - v_i (b_3 l_3^2 + b_{11}) I]; \quad (26)$$

$$b_{11} = \sum_{i=1}^{n_1} b_i l_i^2; \quad c_{11} = \sum_{i=1}^{n_1} c_i l_i^2; \quad J_{11} = \sum_{i=1}^{n_1} m_i l_i^2. \quad (27)$$

Рух віброплити, в період її взаємодіяння задньою частиною днища з ущільнювальним середовищем може бути описаний таким диференціальним рівнянням

$$\left( J_1 + \sum_{i=n_2}^n m_i l_i^2 \right) \cdot \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + \left( b_3 l_3^2 + \sum_{i=n_2}^n b_i l_i^2 \right) \cdot \frac{d\varphi_2}{dt} + \left( c_3 l_3^2 + \sum_{i=n_2}^n c_i l_i^2 \right) \cdot \varphi_2 = \Omega_2 \cdot \sum_{i=n_2}^n \exp(-v_i t) b_i l_i^2 + M \cdot \sin[\omega(t+t_1) + \psi], \quad (28)$$

де  $\Omega_2$  - кутова швидкість віброплити в момент удару її задньою частиною об ущільнювальне середовище,  $\Omega_2 = d\varphi_1(t_1)/dt$ ;  $n_2 = n_1 + 1$ ;

$$l_i = \Delta l (i - 0.5) - L_1 \quad \text{при} \quad n_2 < i < n. \quad (29)$$

Рішення рівняння (28) здобуто у такому вигляді

$$\begin{aligned} \varphi_2(t) = \exp(-\delta_2 t) \cdot \left\{ - \left[ \sum_{i=n_2}^n \Theta_{2i} + \Phi_2 \sin(\omega t_1 + \psi - \lambda_2) \right] \cdot \cos(p_2 t) + \left( \Omega_2 + \right. \right. \\ \left. \left. + \sum_{i=n_2}^n v_i \Theta_{2i} - \delta_2 \cdot \sum_{i=n_2}^n \Theta_{2i} - \Phi_2 [\omega \cdot \cos(\omega t_1 + \psi - \lambda_2) + \delta_2 \cdot \sin(\omega t_1 + \psi - \lambda_2)] \right) \times \right. \\ \left. \times \sin(p_2 t) \right\} + \sum_{i=n_2}^n \Theta_{2i} \cdot \exp(-v_i t) + \Phi_2 \cdot \sin[\omega(t+t_1) + \psi - \lambda_2] I, \quad (30) \end{aligned}$$

де  $\Phi_2$  - амплітуда вимушених крутильних коливань віброплити в період

взаємодіяння її задньої частини з ущільнювальним середовищем;  $\theta_{2i}$  - амплітуда вимушених аперіодичних коливань;  $\delta_2$ ,  $p_2$  - коефіцієнт демпфірування і частота власних коливань системи в період взаємодіяння задньої частини днища віброплити з ущільнювальним середовищем;

$$p_2 = \sqrt{p_{02}^2 - \delta_2^2}; \quad p_{02}^2 = (c_3 l_3^2 + c_{22}) / (J_1 + J_{22}); \quad (31)$$

$$\delta_2 = (b_3 l_3^2 + b_{22}) / [2 \cdot (J_1 + J_{22}) J]; \quad \lambda_2 = \arctg [2\delta_2 \omega / (p_{02}^2 - \omega^2) J]; \quad (32)$$

$$\Phi_2 = M / [(J_1 + J_{22}) \cdot \sqrt{(p_{02}^2 - \omega^2)^2 + 4\delta_2^2 \omega^2} J]; \quad (33)$$

$$\theta_{21} = \Omega_2 b_1 l_1^2 / [(J_1 + J_{22}) \cdot v_1^2 + c_3 l_3^2 + c_{22} - v_1 \cdot (b_3 l_3^2 + b_{22}) J]; \quad (34)$$

$$b_{22} = \sum_{i=n2}^n b_1 l_1^2; \quad c_{22} = \sum_{i=n2}^n c_1 l_1^2; \quad J_{22} = \sum_{i=n2}^n m_1 l_1^2. \quad (35)$$

З виразу (30) виходить, що через деякий час  $t_{21}$  відбудеться максимальне деформування ущільнювального середовища задньою частиною днища віброплити і швидкість віброплити стане дорівнювати нулю, тобто

$$\text{при } t = t_{21} \quad \varphi_2(t_{21}) = \Phi_2; \quad d\varphi_2(t_{21})/dt = 0. \quad (36)$$

При подальшому русі віброплита повертається в початкове положення і при  $t = t_2$  відбувається відрив задньої частини днища віброплити від ущільнювального середовища і одночасно удар передньої частини днища віброплити об ущільнювальне середовище. Таким чином, за один період вимушених коливань віброплита двічі деформує ущільнювальне середовище: по черзі передньою і задньою частинами днища.

Характер деформування поверхні ущільнювального середовища в вертикальному напрямку відповідно під передньою і задньою частинами віброплити можна описати такими виразами:

$$u_1(t) = x \cdot \varphi_1(t) - y_c \{1 - \cos[\varphi_1(t) J]\} \quad \text{при } 0 < x < L_1, \quad (37)$$

$$u_2(t) = x \cdot \varphi_2(t) - y_c \{1 - \cos[\varphi_2(t) J]\} \quad \text{при } -(L_0 - L_1) < x < 0, \quad (38)$$

де  $x$  - поточна координата днища віброплити в горизонтальному напрямі відносно центра крутильних коливань;  $y_c$  - координата центра ваги віброплити по вертикалі відносно її днища. Переміщення днища у горизонтальнім напрямі визначиться такими залежностями

$$x_{o1}(t) = y_c \cdot \sin[\varphi_1(t)] \text{ при } 0 < t < t_1; \quad x_{o2}(t) = y_c \cdot \sin[\varphi_2(t)] \text{ при } t_1 < t < 2\pi/\omega.$$

Для забезпечення стійкого режиму роботи з заданими характеристиками, спільномірності амплітуд кутових переміщень  $\Phi_{o1}$  і  $\Phi_{o2}$  необхідно, щоб частота власних коливань  $p_{o2}$  дорівнювала або була менше частоти власних коливань  $p_{o1}$ , тобто

$$p_{o2} \leq p_{o1} = k_p \omega = (0,8 - 0,9)\omega. \quad (39)$$

На основі виразів (39), (23), (31) и (17), була визначена необхідна площа поверхні днища віброплити

$$F = \frac{(J_1 + J_{22}) \cdot k_p^2 \omega^2 - c_3 l_3^2}{(1/n) \cdot \sum_{i=1}^n \frac{\alpha_i E_i \cdot \text{sh}(2\alpha_i H) + (k_i E_i + n_i \omega \alpha_i) \cdot \sin(2k_i H)}{\text{ch}(2\alpha_i H) - \cos(2k_i H)}}. \quad (40)$$

В результаті виконаних досліджень здобуті вирази, дозволяючи у залежності від фізико-механічних характеристик ущільнювального середовища визначити основні параметри вібраційного робочого органа з супергармонійними коливаннями та знайти закон переміщення віброплити при її взаємодії з ущільнювальним середовищем.

**У третьому розділі** описані конструкції та принцип дії супергармонійних віброплощадок для ущільнення дорожніх плит, бордюрів і поребриків: а) з горизонтально розміщеними одноваловими віброзбудниками крутильних коливань, у яких дебаланси установлені на кінцях валів і повернуті один відносно другого на кут  $180^\circ$ ; б) з вертикально розміщеними консольними віброзбудниками крутильних коливань.

Розроблена розрахункова схема і досліджені коливання динаміч-

ної системи супергармонійної віброплощадки на холостому ході і в робочому режимі на кожному з чотирьох вилучених етапів руху її рухомої рами. В результаті визначені закон кутових переміщень рухомих блоків та закон руху робочого органа віброплощадки в горизонтальній площині та в вертикальній напрямі, знайдені співвідношення основних параметрів віброплощадки і установлені умови існування стійкого режиму супергармонійних коливань віброплощадки на холостому ході і в робочому режимі. Наведені рекомендації по використанню супергармонійних віброплощадок. Проведені теоретичні дослідження стали основою для розробки та створення супергармонійних віброплощадок для ущільнення дорожніх плит, бордюрів и поребриків.

В четвертому розділі описана методика проведення експериментальних досліджень. Програмою експериментів було передбачено:

- уточнення теоретичних залежностей для визначення основних параметрів та законів руху супергармонійних вібраційних робочих органів для ущільнення цементобетонних дорожніх покриттів;

- визначення раціональних режимів роботи супергармонійних вібраційних робочих органів;

- визначення працездатності вібраційних робочих органів та ефективності ущільнення ними дорожніх цементобетонних покриттів.

Для експериментальних досліджень була створена лабораторна установка, яка розроблена таким чином, щоб точно змоделювати роботу натурального супергармонійного вібраційного робочого органа бетоноукладальної машини. Для цього довжина віброплити на лабораторній установці була прийнята такою ж, як довжина віброплити натурального вібраційного робочого органа, а її ширина в 10 разів меншою ширини укладки дорожнього покриття натурним зразком. Відповідно були в 10 разів зменшені моменти інерції віброплити  $J_1$  і реактивної маси  $J_2$ , кутова жорсткість пружних амортизаторів  $c_3 l_3^2$ , амплітуда моменту збуруючих сил віброзбудника крутильних коливань.

При проведенні експериментальних досліджень супергармонійного робочого органа використовувались дорожні цементобетонні суміші в водоцементним відношенням  $V/C=0.4-0.48$ . Експерименти проводились в такій послідовності: суміші різної консистенції укладались на плоску основу і ущільнювались вібраційним робочим органом на швидкостях  $V = 1.7; 2.4; 3.4$  м/хв, установлювальних послідовно при товщині ущільнювального шару  $H = 15, 20, 25$  і  $30$  см.

На протязі кожного експерименту визначались і записувались такі показники: консистенція цементобетонної суміші; товщина ущільнювального шару; амплітуда моменту збурюючих сил; швидкість руху робочого органа; переміщення передньої і задньої кромки днища віброплити в вертикальному напрямі; переміщення днища віброплити в горизонтальному напрямі; кутові переміщення віброплити; потужність привода; коефіцієнт ущільнення; міцність бетону.

Також випробовувалась лабораторна супергармонійна віброплощадка для ущільнення дорожніх плит, бордюрів та поребриків.

Для реєстрації досліджуваних характеристик використовувались: вібровимірювальна апаратура ВІВ-6ТН у комплекті з датчиками вібрацій ДВ-1Г і ДВ-1В; осцилограф Н-700; комплект К505 (для вимірювання потужності). Рухливість і жорсткість цементобетонної суміші визначалась стандартним методом по ГОСТ 10181-81. Якість ущільнення визначалась по коефіцієнту ущільнення та границі міцності на стиснення бетону у відповідності з ГОСТ 10180-78.

Обробка одержаних експериментальних даних проводилась відомими методами математичної статистики.

**У п'ятому розділі** зводиться аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень супергармонійних вібраційних робочих органів.

Проведені експериментальні дослідження підтвердили виявлені у процесі теоретичних досліджень закономірності поведінки супергармо-

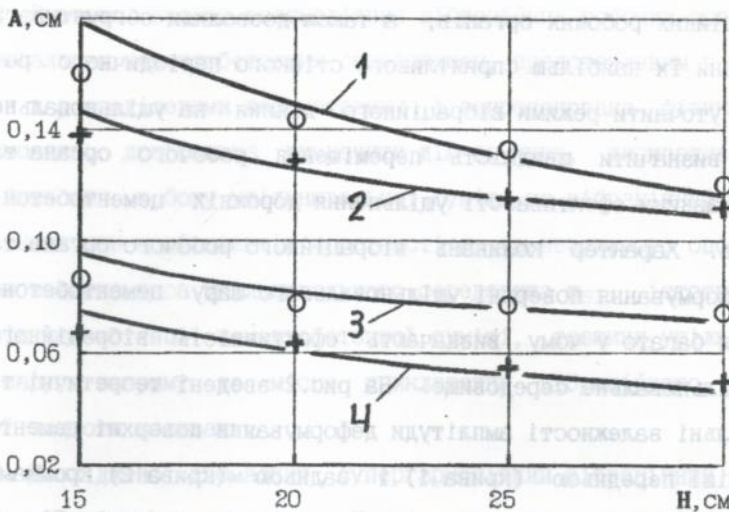


Рис. 2.

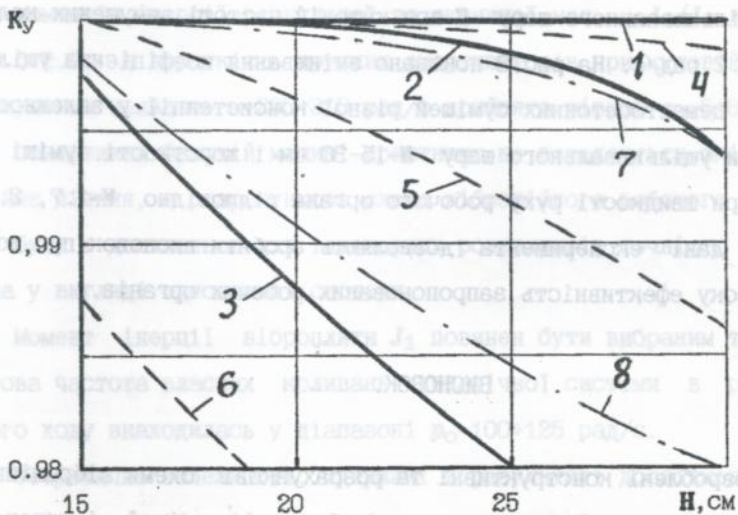


Рис. 3. Змінювання коефіцієнта ущільнення  $K_y$  від товщини ущільнювального шару  $H$  і швидкості переміщення робочого органа  $V$  :

(—) - при  $V=1,7$  м/хв; (- - -) - при  $V=2,4$  м/хв; (— · —) - при  $V=3,4$  м/хв; 1, 4, 7 - при жорсткості суміші  $M=30$  с; 2, 5, 8 - при  $M=60$  с; 3, 6 - при  $M=90$  с.

нійних вібраційних робочих органів, а також дозволили обґрунтувати умови існування їх найбільш сприятливого стійкого періодичного режиму роботи, уточнити режими вібраційного діяння на ущільнювальне середовище, визначити швидкість переміщення робочого органа та кількісні показники ефективності ущільнення дорожніх цементобетонних покриттів. Характер коливань вібраційного робочого органа та амплітуда деформування поверхні ущільнювального шару цементобетонного покриття багато у чому визначають ефективність вібраційного діяння на ущільнювальне середовище. На рис.2 зведені теоретичні та експериментальні залежності амплітуди деформування поверхні цементобетонної суміші передньою (крива 1) і задньою (крива 2) кромками днища віброплити у вертикальному напрямку і передньою (крива 3) та задньою (крива 4) частинами днища в горизонтальному напрямку від товщини ущільнювального шару  $H$  при кутовій частоті вимушених коливань  $\omega=293.2$  рад/с. На рис.3 показано змінювання коефіцієнта ущільнення  $K_y$  цементобетонних сумішей різної консистенції у залежності від товщини ущільнювального шару  $H=15-30$  см і жорсткості суміші  $M=30+90$  с при швидкості руху робочого органа відповідно  $V=1.7, 2.4, 3.4$  м/хв. Дані експеримента дозволяють зробити висновок про достатньо високу ефективність запропонованих робочих органів.

#### ВИСНОВОК.

1. Розроблені конструктивні та розрахункові схеми вібраційних робочих органів для ущільнення цементобетонних сумішей і наведені рекомендації по їх використанню. Вібраційні робочі органи з двоваловими віброзбудниками крутильних коливань можна використовувати практично при будь-якій укладальній за один прохід бетоноукладальної машини ширині дорожнього покриття, а з одноваловими віброзбудниками крутильних коливань - тільки в широкозахватних машинах.

2. Вивчено процес взаємодіяння вібраційних робочих органів з ущільнювальним цементобетонним середовищем, представленим у вигляді системи з розподіленими параметрами, і запропонована фізико-механічна модель, дозволяюча визначити дію пружних, дисипативних та інерційних сил з боку ущільнювальної суміші на вібраційний робочий орган. Величини коефіцієнтів жорсткості  $c_1$  та непружного опору  $b_1$ , а також зведена маса ущільнювального середовища  $m_{e1}$ , істотно залежать від консистенції цементобетонної суміші, товщини ущільнювального шару, напрямку та місця прикладання вібраційного діяння, кутової частоти коливань.

3. Досліджено двомасний супергармонійний вібраційний робочий орган у режимі холостого ходу. Установлено, що основні параметри цього робочого органа доцільно вибирати з умови, при якій співвідношення моментів інерції реактивної та активної мас  $\mu = J_2/J_1$  дорівнює  $\mu = 1.6 \pm 2.0$ , а жорсткість пружних амортизаторів при кутовій частоті вимушених коливань  $\omega = 290 \pm 310$  рад/с прийнята рівною  $c_3 = 6 \pm 8$  МН/м. При цих показниках базовій машині практично не передається шкідливе вібраційне діяння, а розрахункова схема вібраційного робочого органа може бути в достатній для інженерних розрахунків точності представлена у вигляді одномасної системи.

4. Момент інерції віброплити  $J_1$  повинен бути вибраним таким, щоб кутова частота власних коливань динамічної системи в режимі холостого ходу знаходилась у діапазоні  $p_0 = 100 \pm 125$  рад/с.

5. Теоретичні залежності, одержані в результаті досліджень супергармонійного вібраційного робочого органа бетоноукладальної машини у режимі ущільнення цементобетонної суміші, дозволяють достатньо точно описати закон руху і визначити його основні параметри у залежності від фізико-механічних характеристик ущільнювального середовища. Розходження теоретичних та експериментальних даних не перевищує  $8 \pm 10\%$ .

6. Характер коливань вібраційного робочого органа і амплітуда деформування поверхні ущільнювального шару цементобетонного покриття багато в чому визначають ефективність вібраційного діяння на ущільнювальне середовище. Амплітуди деформування поверхні цементобетонної суміші відповідно передньою та задньою частинами віброплити істотно залежать від кутових частот власних коливань системи  $P_{01}$  і  $P_{02}$ , величини котрих, в свою чергу, знаходяться у залежності від консистенції суміші, товщини ущільнювального шару і площі опорної поверхні передньої та задньої ділянок днища віброплити.

7. Величину площі опорної поверхні днища віброплити доцільно призначити такою, щоб частоти власних коливань системи  $P_{01}$  та  $P_{02}$  були спільномірні та лежали у діапазоні

$$P_{02} \approx P_{01} = (0,8 \pm 0,9) \cdot \omega.$$

8. Супергармонійний вібраційний робочий орган забезпечує якісне ущільнення до коефіцієнта  $K_y = 0,99 \pm 1,0$  цементобетонних сумішей жорсткістю 30+60 с при товщині дорожнього покриття  $H = 15-30$  см на швидкості 1,7-3,4 м/хв, сумішей жорсткістю 90 с при товщині покриття  $H = 15-20$  см на швидкості 1,7 м/хв.

9. Досліджена супергармонійна віброплощадка на холостому ході і в робочому режимі. Основні параметри супергармонійної віброплощадки необхідно вибирати такими, щоб виконувалась умова

$$m_1 \cdot (r_1^2 + r_2^2) / J = \mu_2 = 4 + 8,$$

в якій найбільш переважно значення  $\mu_2 = 5,5 + 6$ .

Порівняння теоретичних та експериментальних даних по амплітуді та закону руху рухомої рами віброплощадки на холостому ході та в робочому режимі показує, що їх максимальне розходження не перевищує 8 - 12%. Супергармонійна віброплощадка забезпечує ефективне ущільнення жорстких цементобетонних сумішей жорсткістю 30 - 90 с.

10. На основі результатів проведених досліджень розроблені інженерні методи розрахунків та об'єктно-орієнтовані програми у системі Turbo Pascal, які дозволяють змоделювати робочий режим вібраційних робочих органів і визначити їх основні параметри у залежності від фізико-механічних характеристик ущільнювальної суміші.

11. На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень розроблені та впроваджені у виробництво:

- методика інженерних розрахунків і прикладна об'єктно-орієнтована програма у системі Turbo Pascal для розрахунку на ПЕОМ робочих режимів супергармонійних вібраційних робочих органів для ущільнення дорожніх цементобетонних покриттів.

- робочий проект і дослідний зразок супергармонійного вібраційного робочого органа бетоноукладальної машини;

- супергармонійна віброплощадка СВ-15П 7×2.

Основні положення дисертації викладені в таких роботах:

1. Маслова Н.А. Теоретические исследования параметров рабочих органов бетоноукладочных машин с супергармоническими колебаниями виброплит. // Нові технології. Переробка відходів виробництва. Збірник наук. праць наук. конф. - Кременчук, 1996. - с. 86-93. (0.5 умов. друк. арк.)

2. Маслова Н.А. Создание супергармонического рабочего органа бетоноукладочной машины. // Экологические проблемы бассейна р. Днепр. Сб. научн. трудов междунар. науч.-практич. конф. - Кременчуг, 1996, - с. 134-135. (0.12 умов. друк. арк.)

3. Ничке В.В., Маслова Н.А. Определение напряженно-деформированного состояния подвижной рамы супергармонической виброплощадки в продольном направлении. // Проблемы создания новых машин и технологий. Науч. труды регион. науч.-техн. конф. - Кременчуг, 1996, - с. 46-49. (0.45 умов. друк. арк.)

4. Маслова Н.А. Определение параметров виброплощадки с супергармоническими колебаниями.// Проблемы создания новых машин и технологий. Науч. труды регион. научн.-техн. конф. - Кременчуг, 1996, - с. 42-44. (0.35 умов. друк. арк.)

5. Маслова Н.А. Определение напряженно-деформированного состояния подвижной рамы виброплощадки с супергармоническими колебаниями.// Проблемы создания новых машин и технологий. Науч. труды регион. научн.-техн. конф. - Кременчуг, 1996, - с. 44-46. (0.35 умов. друк. арк.)

6. Ничке В.В., Маслова Н.А. Обоснование основных параметров супергармонического рабочего органа бетоноукладочной машины.// Прогрессивные технологии и машины для производства стройматериалов, изделий и конструкций. Тез. докл. Первой всеукраин. науч.-практич. конф. - Полтава, 1996, - с. 17-18. (0.12 умов. друк. арк.)

7. Маслова Н.А. Определение взаимодействия поверхностного виброуплотнителя с цементобетонной средой.// Прогрессивные технологии и машины для производства стройматериалов, изделий и конструкций. Тез. докл. Первой всеукраин. научн.-практич. конф. - Полтава, 1996, - с. 19-20. (0.12 умов. друк. арк.)

8. Маслова Н.А. Супергармоническая виброплощадка для уплотнения бетонных смесей.// Актуальные вопросы охраны окружающей среды от антропогенного воздействия. Тез. докл. междунар. научн.-практич. конф. - Кременчуг, 1994, - с. 130-131. (0.12 умов. друк. арк.)

Декларація особистого внеску до опублікованих робіт у соавторстві:

№ п/п	Поз.сп.	Особистий внесок по змісту	Внесок, %
1.	3.	Теоретичні дослідження коливальної рами супергармонічної віброплощадки	50
2.	6.	Дослідження параметрів супергармонічного вібраційного робочого органа	50

*Handwritten signature*

ANNOTATION

Maslova N.A. Elaboration of vibratory work organs for compaction of road cement-concrete surface.

The dissertation for an Academic Degree of Candidate of Technical Science by the speciality 05.05.04 - machines for ground and road works.

The manuscript of dissertation is defended. This thesis includes the theoretical researches of superharmonic vibratory work organs for compaction road concrete surface and the results of experimental researches. The elaborations are executed on the base of conduct researches and got established to production.

The clue words are vibration, a work organ, compaction, a road surface, a cement concrete mix.

АННОТАЦИЯ

Маслова Н.А. Разработка вибрационных рабочих органов для уплотнения дорожных цементобетонных покрытий.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.04 - машины для земляных и дорожных работ. Харьковский государственный автомобильно-дорожный технический университет.

Защищается рукопись диссертации, которая включает теоретические исследования супергармонических вибрационных рабочих органов для уплотнения дорожных цементобетонных покрытий, а также результаты экспериментальных исследований. Разработки, выполненные на основе проведенных исследований, внедрены в производство.

Ключевые слова: вибрация, рабочий орган, уплотнение, дорожное покрытие, цементобетонная смесь.

АВ **Ав 38.177**

**Формат 60x84 1/16. Папір друкарський. Друк офсетний.**

**Умовн. друк. арк. 1. Тираж 100. Безкоштовно.**

**Видавничий відділ КФ ХДПУ, м.Кременчук,**

**вул.Першотравнева, 20.**