

На правах рукопису

НЕВСЬКА ІРИНА ПАВЛІВНА

УДК 666.97.033.16; 69.002.5.001.24

КОНСТРУВАННЯ ВІБРОМАЙДАНЧИКІВ ВЕЛИКОЇ
ВАНТАЖНОСТІ З ВИКОРИСТАННЯМ ДИНАМІЧНОГО
МОДЕЛЮВАННЯ НА БОМ

Спеціальність: 05.02.16 - машини та агрегати виробництва
будівельних матеріалів

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук



Дисертацією є рукопис

Робота виконана у Полтавському технічному університеті

Науковий керівник - доктор технічних наук, професор

Олехнович К. О.

Офіційні опоненти - доктор технічних наук, професор

Назаренко І. І.

кандидат технічних наук, доцент

Рябов М. М.

Провідна установа - Діпроцивілпромбуд (м. Київ)

Захист відбудеться "29" березня 1995 р. о 15 годині
на засіданні спеціалізованої вченої Ради К25.01.01 у Полтавсь-
кому технічному університеті за адресою: 314601, м. Полтава,
Гершотравневий проспект, 24.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці університету.

Автореферет розісланий "23" лютого
"-----" ----- 1995 р.

Вчений секретар

спеціалізованої вченої Ради,

кандидат технічних наук

Нестеренко М. П.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. З початку 60-их років технічна політика у будівництві була орієнтована на переважне використання в промислових та цивільних спорудах збірних залізобетонних конструкцій. В створення заводів по виробництву збірного залізобетону було вкладено величезні кошти, що дозволило у наступні десятиріччя різко збільшити обсяги капітального будівництва та скоротити строки споруджування об'єктів. Однак, в теперішній час конкурентноздібність збірних залізобетонних виробів, у порівнянні з монолітним бетоном, металевими та іншими будівельними конструкціями відносно вартості, довговічності і строків будівництва, помітно знижується. Стимулювання конкурентноздібності збірних залізобетонних конструкцій та одночасне підвищення технічного рівня будівництва може бути досягнуто за рахунок збільшення збірних елементів, зниження транспортних витрат і використання ресурсозберігаючих технологій їх виготовлення.

Великорозмірні та особливо великооб'ємні залізобетонні конструкції поки ще не одержали належного розповсюдження у вітчизняній практиці будівельного виробництва в силу відсутності ефективного технологічного обладнання і, в першу чергу, вібро-майданчиків великої вантажності, які могли б надійно функціювати на відкритих приоб'єктних полігонах збірного залізобетону безпосередньо в зоні дії монтажних кранів. Оскільки саме в цих умовах може бути значно спрощена технологія виготовлення збірних залізобетонних елементів, зменшені питомі енергетичні, транспортні і трудові витрати.

Відомі позитивні приклади ефективного використання рамних вібромайданчиків типу ВПГ (вібромайданчики з коливаннями переважно в горизонтальній площині) на відкритих полігонах збірного залізобетону для формування великорозмірних конструкцій.

В той же час, у розробників цих вібромайданчиків виникає необхідність уточненого розрахунку і раціонального конструювання їх рухомих рам, які при мінімально можливій металоемності і значних навантаженнях повинні володіти міцністю, жорсткістю та надійністю на протязі всього нормативного строку експлуатації. Удосконалення вібромайданчиків типу ВПГ з вантажністю 50-100 і більше тонн, за рахунок науково обгрунтованої методики їх розрахунку на ЕОМ, є в теперішній час досить актуальним завданням.

М е т а р о б о т и. Розробка та створення вібромайданчиків великої вантажності для відкритих полігонів збірного залізобетону. Виробка наукових рекомендацій по моделюванню напружено-деформованого стану рухомих рам вібромайданчиків з використанням ЕОМ.

А в т о р з а х и щ а є:

- конструкцію секційного вібромайданчика типу ВПГ з вантажністю до 50 т (ВПГ-50С);
- конструкцію вібростенду типу ВПГ з вантажністю до 60 т (ВС-60);
- конструкцію пружної гумовометалевої опори з вантажністю 10 т;
- методики динамічного розрахунку рухомих рам вібромайданчиків великої вантажності на основі дискретно-стержньової розрахункової схеми з кінцевим числом ступенів вільності та континуально-стержньової схеми з нескінченним числом ступенів вільності;
- пакет програм для персонального комп'ютера, який реалізує динамічні розрахунки за запропонованими моделям.

Наукова новизна роботи:

- моделювання напружено-деформованого стану рухомих рам за допомогою дискретних розрахункових схем з використанням існуючих програмних комплексів з подальшою обробкою результатів на персональному комп'ютері;
- моделювання динаміки рухомих рам на основі континуальних розрахункових схем і реалізація алгоритмів моделювання на персональному комп'ютері.

Практичне значення роботи міститься в тому, що запропоновані нові конструктивні рішення вібромайданчиків великої вантажності на базі уніфікованих вузлів для формування залізобетонних елементів з габаритами в плані: 3x15, 3x24, 6x6 м, а також розроблені методики динамічного розрахунку їх рухомих рам на ЕОМ, які відкривають перспективу автоматизованого проектування віброформовочного обладнання для виробництва збільшених конструкцій. Дисертаційна робота є часткою програми досліджень по держбюджетній темі N 8/91 "Розробка та постановка на виробництво уніфікованого ряду вібромайданчиків для відкритих полігонів збірного залізобетону", яка затверджена Міністерством освіти України.

А пробація роботи. Основні положення дисертації докладались та обговорювались на Міжнародній науково-технічній конференції "Вібраційні машини та технології" (Курськ, 1993 р.), в інституті "Діпроцивіліпромбуд" (Київ, 1995 р.), на 42-46 науково-технічних конференціях Полтавського технічного університету (Полтава, 1991-1994 р.р.).

Упровадження результатів роботи:

- розроблена і пропонується для упровадження документація на вібромайданчик ВПТ-50С, вібростенд ВС-60 і пружно гумовомета-

леву опору ОУ-10 а вантажністю 10 т;

- пакети програм динамічного моделювання напружено-деформованого стану металоконструкцій вібромайданчиків великої вантажності для персонального комп'ютера використовуються в навчальному процесі;
- вібромайданчик ВПГ-100 після оптимізації динамічних параметрів успішно експлуатується на заводі ЗБВ АО "Дніпроенергобудпром" (м. Світловодськ).

П у б л і к а ц і і. За темою дисертації опубліковані 6 робіт та отримано 2 позитивних рішення науково-технічної експертизи на видачу патентів.

О б с я г р о б о т и. Дисертація складається з вступу, шести глав, висновків і додатків, які вміщують основні результати та практичні рекомендації до їх виконання. Дисертація викладена на 145 сторінках машинописного тексту основного матеріалу, містить 20 таблиць, 49 малюнків і список використаної літератури з 140 найменувань.

ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовується актуальність теми дисертації, сформульовано наукову новизну і практичну значність досліджень.

У першій главі обкреслено коло проблем модернізації формувальних постів заводів та полігонів збірною залізобетону у сучасних умовах. В результаті їх всестороннього аналізу запропоновано використання уніфікованих низькочастотних вібромайданчиків великої вантажності типу ВПГ - економічного, простого і достатньо ефективного віброформувального обладнання, які розробляються у конструкторському бюро "Вібротехніка" Полтавського технічного університету.

Значний внесок у вирішення проблем створення і розрахунку вібраційної техніки внесли П. М. Алабужев, А. А. Афанас'єв, І. І. Блехман, А. А. Боршевський, І. Ф. Гончаревич, Б. Ф. Гусев, А. Е. Дьосов, Л. Б. Зарецький, В. А. Кузмічов, А. Н. Лялінов, а також колективи інститутів НДІЗБ, ВНДІзалізобетон, Діпробудмаш, Діпроцивилпромбуд (м. Київ) та інші. Основні принципи створення та удосконалювання вібромайданчиків типу ВПГ за головуванням К. О. Олехновича викладені у роботах співробітників КБ "Вібротехніка" Ю. І. Віноградова, К. А. Вахмудова, Н. П. Нестеренка.

Методи розрахунку на динамічні діяння розроблялись визначними вченими-механіками: В. В. Болотіним, Д. В. Вайнбергом, І. І. Гольденблатом, А. Н. Криловим, Я. Г. Пановко, І. М. Рабіновичем, В. Г. Чудновським, А. П. Філіповим та іншими.

Із аналізу робіт, присвячених динамічному розрахунку вібраційних машин, можна зробити висновок, що розрахункові схеми, які використовуються для оцінки деформаційних та міцносних характеристик робочих органів великогабаритних вібромашин, мають певні недоліки, особливо досить часто використовує розрахункова схема у вигляді твердого тіла на пружних опорах.

В останнє десятиріччя широке розповсюдження отримали універсальні методи розрахунку, які ґрунтуються на ідеях методу кінцевих елементів (КЕ). Існують програмні комплекси, які реалізують ці методи на ЕОМ (ЛІРА, МІРАЖ, СУПЕР, ДІАНА, SAP80, ZENIT та інші). Результатами статичного розрахунку конструкцій методом КЕ є переміщення, зусилля (або напруження) у вузлових точках, число яких вимірюється сотнями, а іноді і тисячами, тому обробка цих результатів на стадії конструювання машини вимагає значних витрат часу. Ці витрати багаторазово збільшуються при динамічних розрахунках на дію сил, які змінюються в часі по

ріаних законах. Крім того, метод кінцевих елементів припускає дискретизацію розподіленої маси системи і на кількість ступенів вільності накладатися жорсткі обмеження, які виходять із технічних характеристик ЕОМ. Як показали наші дослідження, динамічний розрахунок великогабаритних вібромайданчиків пов'язаний з визначенням частот власних коливань з високими номерами і обмеження на число ступенів вільності вносять значні погрішності у визначенні цих частот.

Відмічені недоліки існуючих методів динамічного розрахунку вібраційних машин визначили два напрямлення дослідження:

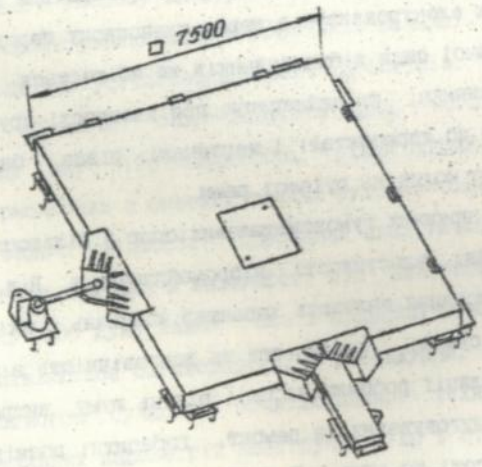
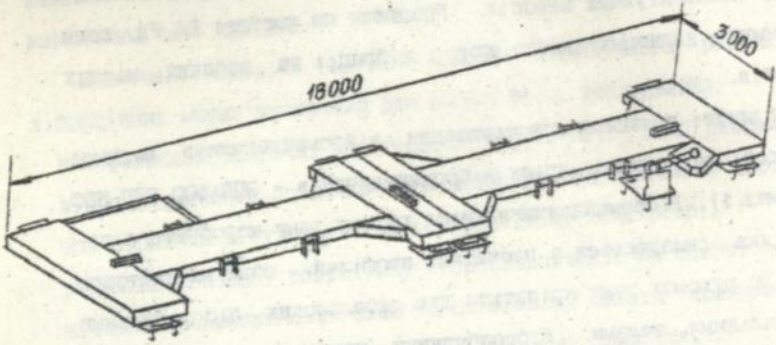
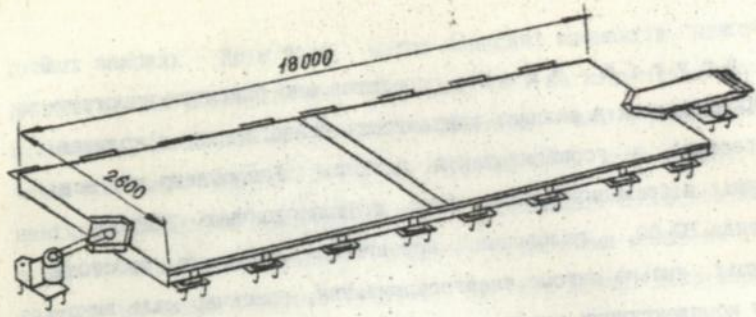
- використання існуючих програмних комплексів для розрахунку вібромайданчиків по дискретним розрахунковим схемам з подальшою обробкою результатів на персональному комп'ютері;
- розробка способу розрахунку вібромайданчиків на основі континуальних розрахункових схем та створення пакета програм для реалізації цього способу на персональному комп'ютері.

В процесі проектування вібромайданчиків великої вантажності виникає необхідність устанавлення таких параметрів, як величина і напрямлення збурюючої сили вібробудника, його положення відносно центру мас вібромайданчика, рівня допущених амплітуд коливань та прискорень в окремих точках рухомої рами, а також розв'язувати задачі міцності. Одержання аналітичної залежності між вказаними параметрами в залежності від використання розрахункових схем, або дуже важко, або в принципі неможливо. Отже, звичайними виявляються багатоваріантні розрахунки, які виробляються за допомогою сучасної обчислювальної техніки з метою підбору оптимальних параметрів конструкції, що є ступінню до автоматизації процесу проектування вібромайданчиків великої вантажності.

У другій главі представлено розвиток конструкцій вібромайданчиків великої вантажності рамного типу з коливаннями переважно в горизонтальній площині. Розроблено дві нові конструкції вібромашин цього типу вібромайданчика ВП-50С і вібростенда ВС-60, головними перевагами яких є простота конструкції, низьке питоме енергоспоживання, гранично мале використання комплектуючих виробів. Працюючи на частоті 24 Гц, вони не створюють наднормативного шуму і вібрації на робочих місцях операторів.

Розглянуті принципи конструювання вібромайданчиків великої вантажності на прикладі трьох вібромайданчиків - ВП-100, ВП-50С, ВС-60 (мал. 1). Вібромайданчики мають рухома рама коробчатого перерізу, яка складається з прокатних профілей, обшитих листовою сталлю. До рухоми рами кріпляться два дебалансних вібробудники з вертикальними валами. Вібробудники приводяться в обертання від асинхронних електродвигунів через клинопасну передачу. Площина дії збурюючої сили вібробудників не збігається з центром мас вібромайданчика, що забезпечує при наявності пружних опор, жорсткість яких по горизонталі і вертикалі різна, багатокомпонентний характер коливань рухоми рами.

Конструкція пружних гумовометалевих опор в більшості визначає експлуатаційні властивості вібромайданчиків. Від їх конструктивного виконання залежить характер коливань, які передаються бетонній суміші, надійність та довговічність вібромашин, ступінь віброізоляції робочих місць і рівень шуму, витрати праці на технічне обслуговування та ремонт, габаритні розміри вібромайданчика по висоті та інше. З ростом вантажності вібромайданчиків виникає потреба в пружних гумовометалевих опорах великої вантажності з відносно невеликою масою пружних елементів. Запро-



Маа. 1.

понована конструкція пружної опори ОУ-10 (вантажність до 10 т) дозволяє створювати вібраційні пристрої з коливним об'єктом практично будь-якої маси і габаритів, спрощує умови монтажу і дозволяє при необхідності змінювати жорсткість пружних елементів.

Третя глава присвячена порівняльному дослідженню коливань рухомих рам вібромайданчиків по розрахункових схемах із скінченною і нескінченною жорсткістю.

Для оцінки меж застосування розрахункової схеми у вигляді твердого тіла розглянута задача вільних і вимушених коливань балки прольотом l із скінченною і нескінченно великою жорсткістю EI на пружних опорах з жорсткістю c і рівномірно розподіленою масою.

Вільні коливання твердого тіла на пружних опорах описуються двома незалежними диференціальними рівняннями:

$$\begin{cases} \bar{m} l \ddot{y}(t) + 4c y(t) = 0; \\ \bar{m} l \ddot{\varphi}(t) + 4c \varphi(t) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

розв'язання яких дозволяє отримати частоти поступових і обертових коливань.

Для визначення частот вільних коливань балки з скінченною жорсткістю використовується метод переміщень. Частоти її симетричних коливань, які відповідають поступовим коливанням балки з нескінченною жорсткістю, знаходяться із характеристичного рівняння:

$$\begin{vmatrix} cl^2 + i_1 \beta^0 & -i_1 \xi^0 \\ -i_1 \xi^0 & i_1 \mu^0 \end{vmatrix} = 0, \quad (2)$$

де i_1 - погонна жорсткість, рівна EI/l ; β^0, ξ^0, μ^0 - функції, які залежать від параметра $u^4 = \bar{m} \omega^2 l^4 / EI$.

Для порівняння результатів розрахунку вільних коливань по

двох розрахункових схемах введено параметр приведеної жорсткості $\bar{c} = c\ell^3/EJ$. На мал. 2 показані графіки залежності частот від параметрів \bar{c}, u . Установлено, що частота поступальних коливань може визначитися по першій розрахунковій схемі ($EI = \infty$) з помилкою до 10%, якщо параметр приведеної жорсткості не перевищує 1,5. Оскільки в реальних конструкціях вібромайданчиків цей параметр знаходиться у діапазоні 7÷12, помилка у визначенні частоти за розрахунковою схемою "тверде тіло" становить (44÷67) відсотків.

Диференціальне рівняння вимушених коливань твердого тіла під дією вертикальної збурюючої сили, яка прикладена в центрі ваги тіла з амплітудою F_0 і частотою θ , має вигляд:

$$\bar{m}l\ddot{y}(t) + 2(1+i\delta)cy(t) = F_0 e^{i\theta t}, \quad (3)$$

де δ - коефіцієнт непружного опору; i - уявна одиниця.

Розв'язанням цього рівняння одержано вираження амплітуди вигинаючого моменту M для перерізу в точці прикладення збурюючої сили

$$M = \frac{F_0 \ell}{4} \left(1 + \frac{k_0 \bar{m}}{4c} \theta^2 \ell \cos \rho \right), \quad (4)$$

де k_0 - динамічний коефіцієнт, рівний $1/\sqrt{(1 - \frac{\theta^2}{\omega^2})^2 + \delta^2}$; ρ - зрушення фази, яке визначається з рівняння $\tan \rho = \delta/(1 - (\theta^2/\omega^2))$.

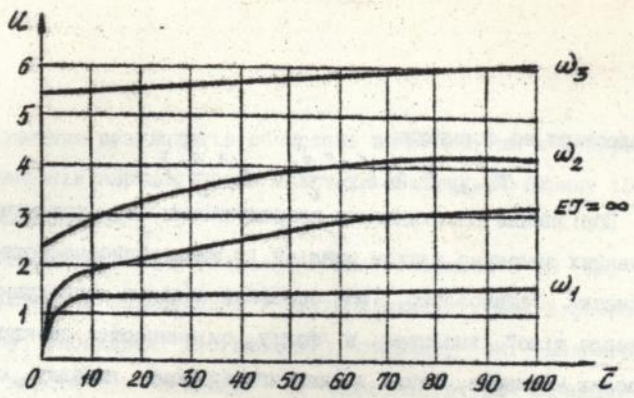
Розрахунок вимушених коливань методом переміщень балки із скінченною жорсткістю приводить до наступної системи рівнянь:

$$\begin{cases} (c + \frac{iA_0}{\ell^2} \beta_{A_0}^0) d_A - \frac{iA_0}{\ell^2} \xi_{A_0}^0 d_D = 0; \\ -\frac{iA_0}{\ell^2} \xi_{A_0}^0 d_A + \frac{iA_0}{\ell^2} M_{A_0}^0 d_D = \frac{F_0}{2}, \end{cases} \quad (5)$$

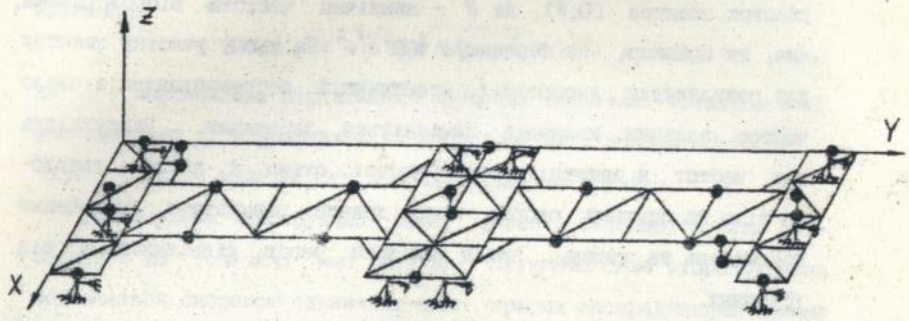
де d_A, d_D - амплітуди вимушених коливань в точках А (на опори) та D (під силою F); $\beta_{A_0}^0, M_{A_0}^0, \xi_{A_0}^0$ - функції комплексного параметра, рівного:

$$\bar{u}^4 = \frac{\bar{m} \theta^2 \ell^4}{EJ} \cdot \frac{1 - i\delta}{1 + i\delta^2} \quad (6)$$

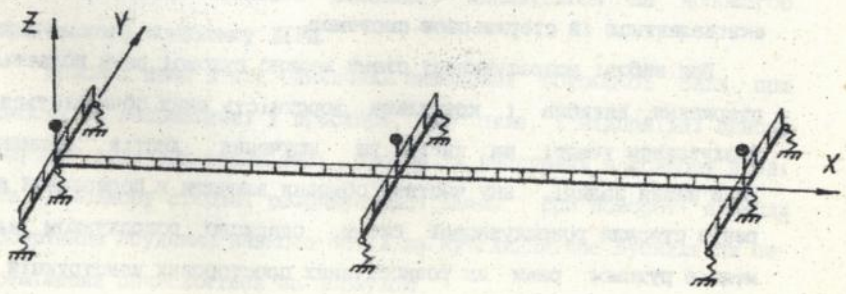
Амплітуда вигинаючого моменту в перерізі під силою F(t) об-



Маг. 2



Маг. 3



Маг. 4.

числюється за формулою:

$$M_{max} = i_r \left(\varphi^0 \frac{\delta_A}{\varepsilon} - \gamma^0 \frac{\delta_D}{\varepsilon} \right). \quad (7)$$

Порівняння розглядаємих розрахункових схем при вимушених коливаннях виконано шляхом аналізу їх амплітудно-частотних характеристик. Установлено, що основний недолік розрахункової схеми "тверде тіло" випливає з факту скінченості спектру частот власних коливань, який в найзагальнішому випадку містить не більше шести частот. В системі з скінченною жорсткістю спектр частот теоритично безконечний, але практичне значення має участок спектра $[0, \theta]$, де θ - циклічна частота вібробудника, яка, як правило, не перевищує 400 c^{-1} . На цьому участку спектру для розглянутих дисертації конструкцій вібромайданчиків число частот власних коливань вимірюється десятками. Відсутність цих частот в спектрі розрахункової схеми у вигляді твердого тіла на пружній опорі може давати результати виначення переміщень та зусиль, які в декілька разів відрізняються від істинних.

У четвертій главі розглядається динамічний розрахунок рухомих рам вібромайданчиків на основі дискретно-стержньової розрахункової схеми, яка одержується заміною тонкостінної просторової конструкції рухомої рами вібромайданчика еквівалентною їй стержньовою системою.

При виборі розрахункової схеми каркас рухомої рами подається стержнями, вигібна і крутильна жорсткість яких обчислюється з урахуванням участі на вигін та кручення листів обшивки. Розв'язання задачі, яку частину обшивки влючати в поперечний переріз стержня розрахункової схеми, одержано розрахунком елементів рухомої рами як тонкостінних просторових конструкцій за програмним комплексом SAP80 на персональному комп'ютері.

Осередненням результатів обчислень показано, що в поперечний переріз стержнів каркасу треба включати обшивку на ширину $15t$, де t - товщина обшивки.

Обшивка рухомої рами (металевий лист товщиною 8-10 мм) має велику жорсткість на зрушення у своїй площині, тому в розрахункову схему вводяться діагональні стержні, які моделюють адвигову жорсткість обшивки. Їх жорсткість EA обчислюється з умови рівності переміщень пластинки і стержньової системи, які завантажені одиничними силами, які викликають деформацію зрушення:

$$EA = (\alpha^2 + \beta^2) \sqrt{\alpha^2 + \beta^2} / (\alpha^2 \Delta_1), \quad (8)$$

де Δ_1 - максимальне переміщення зрушення пластинки розміром $\alpha \times \beta$ яке одержано її розрахунком за програмою ЛІРА на ЕОМ ЕС-1036;

α, β - розміри моделюемого стержнем участка обшивки.

Розподілена маса рухомої рами, форми і бетонної суміші приводиться до точечних мас (мал.3). Збурююча сила віброзбудника моделюється системою одиничних сил: трьома зосередженими силами F_x, F_y, F_z та двома моментами M_x, M_y , які враховують ексцентричність положення віброзбудника відносно центру мас системи.

Деформаційний та міцнісний розрахунок стержньової системи зі скінченим числом степенів вільності виконується за допомогою програмного комплексу ЛІРА.

Описані вище п'ять одиничних складових збурюючої сили при любому її направленні у просторі, а, отже, і відповідні даному вектору величини переміщень, зусиль та напружень в кожному вузлі та в кожному стержні розрахункової схеми. При повороті площини обертання збудника навколо осі X на кут динамічне зусилля чи переміщення обчислюється за формулою

$$\begin{aligned}
 S(t) = & F(\bar{S}_{1,x}^F \cos \theta t + \bar{S}_{1,y}^F \sin \theta t + \bar{S}_{2,x}^F \cos(\theta t + \rho) + \\
 & + \bar{S}_{2,y}^F \sin(\theta t + \rho)) + Fe(\bar{S}_{1,x}^M \sin \theta t - \bar{S}_{1,y}^M \sin \theta t + \\
 & + \bar{S}_{2,x}^M \sin(\theta t + \rho) - \bar{S}_{2,y}^M \cos(\theta t + \rho)) + \\
 & + F(\bar{S}_{1,z}^F \sin \theta t + \bar{S}_{2,z}^F \sin(\theta t + \rho)) \sin \alpha,
 \end{aligned} \tag{9}$$

де $\bar{S}_{1,x}^F, \bar{S}_{1,y}^F, \bar{S}_{1,z}^F$ переміщення чи зусилля від одиничних сил F_x, F_y, F_z першого (лівого) вібробудника; $\bar{S}_{2,x}^F, \bar{S}_{2,y}^F, \bar{S}_{2,z}^F$ - так само, другого (правого) вібробудника; $\bar{S}_{1,x}^M, \bar{S}_{1,y}^M, \bar{S}_{2,x}^M, \bar{S}_{2,y}^M$ - переміщення чи зусилля від дії одиничних моментів M_x, M_y першого та другого вібробудника; θ, ρ - циклічна частота та кут зрушення по фазі другого вібробудника по відношенні до першого.

Обчислення нормальних напружень в стержнях розрахункової схеми від динамічних зусиль $S(t)$ проводиться за формулою позацентрового стиснення. Розроблене програмне забезпечення дозволяє виводити результати розрахунку не тільки на принтер, але й на екран дисплея у графічній формі. В два вікна екрану виводиться зображення розрахункової схеми та її деформований стан, на якому виділяються кольором вузли з переміщеннями, які виходять за межі заданого інтервалу, та стержні з напруженням більше, що допускається.

У виконаному за описаними програмами розрахунку вібромайданчика ВПТ-50С варіювались наступні параметри: напрямлення обертання вібробудників (в одному і в протилежних напрямленнях); кути нахилення площини обертання вібробудників та їх напрямлення; величини ексцентриситетів вібробудників відносно центру мас вібромайданчика; робота вібробудників в режимі самосинхронізації та несинхронна робота (режим биття). На основі аналізу результатів розрахунку встановлено, що амплітуди коливань в зоні

клинових виступів, через які коливання рухомої рами передаються форми а виробом, знаходяться в діапазоні $[0,630; 0,930]$ мм, що забезпечує якісне ущільнення бетонної суміші з рухомістю 3-5 см. Обчислення напружень показало, що в двох стержнях розрахункової схеми (33-110,65-119 на мал. 3) напруження вище, що допускається $[\sigma] = 32$ МПа, що викликало необхідність їх підсилення.

У п'ятій главі описується динамічний розрахунок рухомих рам вібромайданчиків на основі континуально-стержневої розрахункової схеми.

Особливістю геометрії рухомих рам вібромайданчиків великої вантажності є їх велика довжина при відносно невеликих поперечних розмірах, що відкриває можливість їх розрахунку, як сукупності стержней з розподіленою масою. Динамічний розрахунок такої континуально-стержневої моделі проводиться методом переміщень з використанням концепції суперелементів на основі наступних передумов: кожному стержневі розрахункової схеми відповідає конструктивний елемент рухомої рами, який уявляє собою тонкостінну просторову конструкцію, яка називається суперелементом; реакції від одиничних переміщень, необхідні для обчислення матриці системи рівнянь методу переміщень, знаходяться шляхом розрахунку суперелементів за програмним комплексом SAP80; розрахунок стержневої системи ведеться з урахуванням сил непружного опору. Рівняння методу переміщень для вимушених коливань мають вигляд:

$$RZ + R_p = 0, \quad (10)$$

де R - матриця реакцій від одиничних переміщень вузлів розрахункової схеми; Z - матриця невідомих переміщень; R_p - матриця реакцій від збурюючих сил віброзбудників.

Збурююча сила кожного віброзбудника розкладається на шість

складових, тому число стовпчиків у матрицях Z, R_p рівно $6m$, де m - число вібробудників. Елементи матриці R обчислюються за відомими формулами методу переміщень, з урахуванням поправочних коефіцієнтів до базисної жорсткості. В дисертації одержана невідома в літературі розрахункова формула для стержня з одним зашемленим другим шарнірним кінцями при крутильних коливаннях:

$$M_{AB}^{KP} = i_{AB}^{KP} \bar{\alpha}_{AB}^{KP} \varphi_A^{KP}; \quad \bar{\alpha}_{AB}^{KP} = \bar{v} \operatorname{tg} \bar{v} \bar{v}, \quad (11)$$

де M_{AB}^{KP} - амплітуда крутильного моменту на зашемленому кінці; i_{AB}^{KP} - жорсткість стержня на кручення; φ_A^{KP} - амплітуда кута кручення; \bar{v} - параметр, який обчислюється за формулою:

$$\bar{v} = \frac{\bar{m}_{KP} \theta^2 l}{GJ_{KP}} \cdot \frac{1 - i\theta}{1 + i\theta^2}, \quad (12)$$

де \bar{m}_{KP} - момент інерції маси одиниці довжини стержня; GJ_{KP} - жорсткість стержня на кручення.

Так як параметри \bar{u}, \bar{v} , які обчислюються за формулами (6), (12) є комплексними величинами, елементи матриці жорсткості R в рівнянні (10) теж будуть комплексними. Шляхом тотожних перетворень система (10) приведена до системи з дійсними коефіцієнтами, порядок якої в два рази вище за порядок початкової системи. Розв'язання системи створюється при одиничних значеннях складових збурюючих сил, тому для одержання істинних переміщень вузлів розрахункової схеми виповнюється операція:

$$\bar{Z}^* = \sum_{i=1}^m Z_i \bar{F}_i, \quad (13)$$

де \bar{Z}^* - вектор сумарних переміщень вузлів; Z_i - матриця невідомих від шести одиничних складових збурюючої сили i -го вібробудника; \bar{F}_i - вектор шести складових збурюючої сили i -го вібробудника, який має вигляд:

$$\bar{F}_i = [F_i^x F_i^y F_i^z M_i^x M_i^y M_i^z]. \quad (14)$$

Складові вектора \bar{F}_i обчислюються за формулами:

$$\begin{aligned}
 F_i^x &= F_i \cos \theta t \cdot \cos \alpha_i^z; & F_i^y &= F_i \sin \theta t \cos \alpha_i^y; \\
 F_i^z &= F_i (\cos \theta t \sin \alpha_i^x + \sin \theta t \sin \alpha_i^y); \\
 M_i^x &= F_i^y e_i^z - F_i^z e_i^y; & M_i^y &= F_i^z e_i^x - F_i^x e_i^z; & M_i^z &= F_i^x e_i^y - F_i^y e_i^x,
 \end{aligned} \tag{15}$$

де F_i - збурююча сила i -го віброзбудника; α_i^x, α_i^y кути повороту площини обертання відносно осей X, Y; e_i^x, e_i^y, e_i^z - ексцентриситети віброзбудника відносно вузла приведення та центру мас системи.

Алгоритм динамічного розрахунку рухомих рам вібромайданчиків реалізований в комплексі програм для персонального комп'ютера на мові Pascal. Комплекс складається із головної програми та 48 процедур, які об'єднані в два модуля і дозволяє виконувати не тільки розрахунок вимушених коливань, але й визначати частоти власних коливань шляхом обчислення корнів характеристичного рівняння $\det=0$.

Динамічний розрахунок вібромайданчика ВІП-50С (мал. 4) виконаний при варіюванні параметрами, вказаними вище.

Крім цього, розглянуті інші варіанти розміщення віброзбудників. Порівняння результатів розрахунку по дискретним та континуальним моделям показало схожість загальної картини деформацій рухомої рами, але величина переміщень в деяких вузлах характеризується значним розкидом значень. Найбільші переміщення в обох схемах виникають по кінцях^а поперечних елементів рухомої рами (відповідно 1,77 та 2,43 мм, різниця 27 %), а переміщення клинових виступів, через які коливання рухомої рами передаються формі з виробом, знаходяться в діапазоні, відповідно, (0,21-0,93) мм і (0,19-0,88) мм. Аналогічна схожість загальної картини та різниця в деталях спостерігається при обчисленні напружень. Пояснюється це неминучою неточністю визначення частот з високими номерами в дискретно-стержевої розрахункової схеми.

В шостій главі наводяться результати останньо-

го технічного засвідчення вібромайданчика ВПГ-100, який експлуатується на Світловодському заводі ЗЕК АО "Дніпроенергобудпром". Відмічається добрий технічний стан вібромашини, за трьохрічний період експлуатації не спостерігалось випадків поломок. В процесі обстеження одержані за допомогою ручного вібрографа ВР-1 віброграми лінійних переміщень в 8 точках вібромайданчика, осцилографом Н-700 з комплектом датчиків К-001 записані осцилограми власних коливань, які виникають при ударному діянні.

Для порівняння результатів експеримента з теоритичними, проведено розрахунок вільних та вимушених коливань вібромайданчика ВПГ-100 за континуально-стержньовою розрахунковою схемою. Середнє значення основного тону власних коливань ($18,2 \text{ с}^{-1}$) відрізняється від теоретичного ($22,33 \text{ с}^{-1}$) на 18,3 %. Обробкою осцилограм вільних коливань одержані значення логарифмічного декременту коливань та коефіцієнта непружнього опору. Значення останнього коливаються у діапазоні (0,26-0,45) при середній величині 0,36 та середньквдратичному відхиленні 0,071. Експериментальні та теоретичні значення перміщень у восьми точках рухомої рами відрізняються на 7-27%, при цьому максимальні переміщення у горизонтальній площині становлять, відповідно 1.26 і 1.65 мм, у вертикальній площині - 0.51 та 0.41 мм.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Розроблені конструкції та підготовлена проектна документація двох типорозмірів вібромайданчиків великої вантажності:
 - секційний вібромайданчик ВПГ-50С з вантажністю до 50 т для формування залізобетонних виробів з габаритами в плані 3x24 м;
 - вібростенд ВС-60 з вантажністю до 60 т для формування об'ємних залізобетонних елементів з габаритами в плані 6x6 м і

висотою до 3 м.

Розроблена конструкція пружної гумометалевої опори ОУ-10 з вантажністю до 10 т, яка дозволить створювати віброформувальне обладнання з вантажністю 150-200 т. Новизна і практична значущість запропонованих технічних рішень підтверджені патентною документацією.

2. Виконаний теоретичний аналіз галузі застосування розповсюдженої розрахункової схеми у вигляді твердого тіла на пружних опорах. Установлена галузь застосування такої схеми.

3. Розроблений метод динамічного розрахунку рухомих рам вібромайданчиків шляхом моделювання їх напружено-деформованого стану за допомогою дискретно-стержнєвої розрахункової схеми. Створене програмне забезпечення для моделювання вимушених коливань рухомої рами на основі багатоваріантних розрахунків при варіюванні такими параметрами, як напрямлення і величина збурюючих сил віброзбудників, напрямлення їх обертання, нахилу площини дії і т. д.

4. Запропонований спосіб динамічного розрахунку на основі континуально-стержнєвої розрахункової схеми, яка відрізняється від дискретно-стержнєвої тим, що кожний стержень моделює елемент рухомої рами, який являє собою тонкостінну просторову конструкцію, яка називається суперелементом. Розроблений комплекс програм для персонального комп'ютера, який дозволяє виконувати багатоваріантні розрахунки, при варіюванні не тільки переліченими вище параметрами, але й частотою віброзбудників, їх положенням, величиною коефіцієнта непружності опору. Крім цього, можливо обчислення частот вільних коливань.

5. Виконаний динамічний розрахунок вимушених коливань рухомої рами вібромайданчика ВПГ-50С за двома описаними вище розра-

хунковими схемами показав, що вони дають достатньо вірну картину напружено-деформованого стану рухомої рами, але можуть розходитися в деталях.

б. Порівняння результатів розрахунків за двома розрахунковими схемами дозволяє показати їх позитивну якість, недоліки та межі використання:

- дискретно-стержньова розрахункова схема (ДСРС) є більш універсальною в тому плані, що дозволяє вибрати стержньову систему для вібромайданчика будь-якої конфігурації в плані, в той час як континуально-стержньова розрахункова схема (КСРС) використовується для вібромайданчиків, два розміри яких значно менші за третього;
- обидві схеми дають достатньо вірну загальну картину деформованого стану рухомої рами, але при визначенні напруженого стану більшу певність має КСРС, а ДСРС може використатися для попередніх розрахунків,

7. Експериментальне дослідження та розрахунки по КСРС вібромайданчика, який діє на заводі ЗБК у м. Світловодськ показали задовільне співпадання результатів визначення основного тону власних коливань та вібропереміщень рухомої рами при вимушених коливаннях. Вперше у вібромайданчиків типу ВПГ по осцилограмах вільних коливань визначений коефіцієнт непружнього опору, який виявився досить великим ($\delta = 0,35$) в силу хороших демпфіруючих властивостей гумових елементів пружних опор. Ця особливість конструкції пружних опор сприятливо впливає на проходження резонансів під час зупинки та пуску віброзбудників вібромайданчика. На основі цього дослідження рекомендується при розрахунку вимушених коливань віброформувального обладнання типу ВПГ приймати коефіцієнт непружнього опору не менш за 0,3.

Основні положення дисертації опубліковані у таких роботах:

1. Невская И. П. Методика расчета на прочность подвижных рам крупногабаритных виброплощадок. // 44 науч. конф. проф., преп., науч. работников, асп. и студентов Полт. ИСИ: Теа. докл. - Полтава: Б. и., 1992. - С. 104.

2. Невська І. П. Конструювання вібромайданчиків великої вантажності з використанням динамічного моделювання на ЕОМ. // 46 наук. конф. проф. викл., наук. робітників, асп. та студентів Полт. ІБІ: Тези докл. - Полтава: Б. і., 1994. - С. 97

3. Невская И. П. Разработка эффективной виброплощадки для формирования крупноразмерных железобетонных изделий. // Пути повышения эффективности строительства: Тематич. сб. тр. Полт. ИСИ. - Киев: ИСИОУ. - 1993. - С. 150-157.

4. Информационный листок /Харьковский ЦНТЭИ. - Харьков, 1993. - N 135-93: Виброплощадка для формирования крупных изделий. / Олехнович К. А., Виноградов Ю. И., Невская И. П.: - [4] с.

5. Невская И. П., Олехнович К. А. Проблемы развития вибрационных технологических машин. // Вибрационные машины и технологии: Сб. науч. тр. Курский политех. ин-т. Выпуск 1. - Курск: КПИ. - 1993. - С. 31-39.

6. Невская И. П. Динамический расчет подвижных рам виброплощадок большой грузоподъемности. // Вибрационные машины и технологии: Сб. науч. тр. Курский политех. ин-т. Выпуск 2. - Курск: КПИ. - 1993. - С. 151-160.

7. Олехнович К. А., Виноградов Ю. И., Невская И. П. Виброплощадка для уплотнения бетонных смесей в форме. // Положительное решение научно-технической экспертизы на выдачу патента по заявке N 5035382/33(015876). - Москва, ВНИИГПЭ, 1994.

8. Олехнович К. А., Виноградов Ю. И., Невская И. П. Опора для вибрационных устройств. // Положительное решение научно-технической экспертизы на выдачу патента по заявке N 92-003723/28. - Москва, ВНИИГТЭ, 1994.

АННОТАЦИЯ

Невская И. П. "Конструирование виброплощадок большой грузоподъемности с использованием динамического моделирования на ЭВМ".

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, 05.02.16 - машины и агрегаты производства строительных материалов. Полтавский технический университет. Полтава, 1994.

Созданы новые конструкции виброплощадок большой грузоподъемности. Разработана методика динамического моделирования на персональном компьютере с целью оценки напряженно-деформированного состояния металлоконструкций виброплощадок и выбора их оптимальных конструктивных решений. Ключевые слова: виброплощадка, динамический расчет, моделирование, ЭВМ.

ANNOTATION

Nevskay I.P. "Designing of table vibrator of large load-lifting capacity with the use of dynamic computer simulation".

The thesis for getting a competitor of a scientific degree of Candidate of Technical Sciences. The speciality 05.02.16 - machines and sets of a production of building materials. Poltava technical University. Poltava, 1995.

New structures of table vibrator of large load-lifting capacity were created. The methods of a personal computer dynamic simulation with the purpose to estimate a stress-deformed condition of metal structures of a table vibrator and the choice of their optimal constructive solutions were worked out.

Key words: a table vibrator, a dynamic calculation, a simulation, a computer.

Підписано до друку 22.02.95р. Формат 60х84 1/16. Папір друкарський.
Друк плоский. Умовн. друк. арк. 1. Замовлення №201. Тираж 101. Безкоштовно.
Дільниця оперативного друку статистичного управління Полтавської області.
м. Полтава, вул. Пушкіна, 103.

4567

AB 31.995