

СВІДЕРСЬКИЙ *Анатолій Тофілійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри МОТП*



Народився 7.04.1962 в м. Бердичів Житомирської області у сім'ї службовців. З 1979 по 1984р.вчився у Київському ордену Трудового Червоного Прапора інженерно-будівельному інституті на факультеті автоматизації будівельного виробництва за спеціальністю “Будівельні і дорожні машини і обладнання”. Після закінчення вузу був направлений на київський завод “Буддормаш”, де працював на посаді майстра механічного цеху, а згодом начальником відділення гідравлічних циліндрів до 1986року. З 1986 по 1988роки – служив у лавах Радянської Армії на посаді замісника командира механізованої та автомобільної роти. У 1988 році демобілізувався і повернувся до вузу на посаду молодшого наукового співробітника науково-дослідного сектора КІБІ. З 1992 року – асистент кафедри експлуатації і ремонту будівельних машин КІБІ. У 1999 році захистив кандидатську дисертацію. З 2000 року – доцент кафедри машин і обладнання технологічних процесів.

Видав 22 наукові роботи та 11 методичних праць

ВИВЧЕННЯ ТА ВПРОВАДЖЕННЯ СУЧАСНИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ВІБРАЦІЙНИХ СИСТЕМ У ВИРОБНИЧИЙ ПРОЦЕС – ШЛЯХ ДО СТВОРЕННЯ УНІВЕРСАЛЬНИХ САМО АДАПТОВАНИХ ВИСОКОПРОДУКТИВНИХ ВІБРОУЩІЛЬНЮВАЧІВ

Аналіз конструкцій та характеристик машин для ущільнення ґрунтів та будівельних сумішей дозволяє зробити наступні висновки: з покращенням модифікацій та використанням нових конструкцій іде тенденція до збільшення кількості коливальних мас у принципових схемах, до реалізації безвідривних, комбінованих, змінних у часі режимів руху робочих органів, застосування гідромеханічного та гідравлічного приводів, особливо для навісних та причіпних ущільнювачів. Сьогодні особлива увага приділяється створенню високопродуктивних енергозберігаючих машин на основі нових, прогресивних розробок. Основною ідеєю творчого підходу у всіх сучасних розробках було і залишається визначення техніко-економічних параметрів виходячи із максимального використання потужності базової машини з урахуванням умов взаємодії робочого органу з ущільнюючим середовищем.

Теоретичні дослідження та науковий пошук ведуться у напрямку можливості реалізації безвідривних вібраційних, полі фазних, вібротрамбуючих та комбінованих методів ущільнення однією окремо взятою, фактично універсальною установкою. Сучасні машини з дебалансним, ексцентриковим, бігунковим, кривошипно-шатунним віброзбуджувачами не підходять для вирішення цієї складної перспективної задачі навіть теоретично внаслідок обмеження функціональних та конструктивних можливостей, а саме: не допускають одночасної зміни частоти та статичного моменту віброуючого органу в робочому режимі; для конкретних установок мають вузький діапазон ефективних АХЧ з точки зору к.к.д. як використання потужності базової машини, так і ефективної передачі енергії ущільнюваному середовищу.

На відміну існуючим створювані багато масні конструкції з гідроприводом у вигляді навісного або причіпного обладнання можуть бути позбавлені цих недоліків, а

також мають принципову можливість до зменшення маси ущільнюючого механізму при максимальному використанні потужності базової машини.

Тому сьогодні при розробці того чи іншого зразка трамбівки вибирається та конструктивна схема машини, яка дозволяє максимально використати переваги як конкретно заданого приводу, так і вібробуджувача. Недоліки, притаманні їм, зводяться до мінімуму за рахунок реалізації найбільш оптимальних режимів коливань, та обмеження умов використання.

На кафедрі МОТП на протязі останніх років були створені три установки з гідроприводом. Першою була трамбівка з гідромеханічним приводом та дебалансним вібробуджувачем.

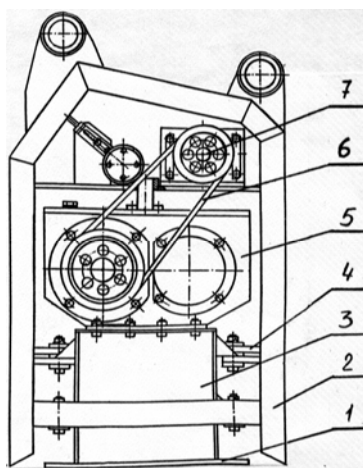


Рис. 1. Навісна гідромеханічна трамбівка з дебалансним вібробуджувачем

Плавне регулювання частот в ній здійснювалось за допомогою дроселя керування, але було обмежене частотою 20 Гц і при її зменшенні приводило до значного зниження контактного тиску під ущільнюючою плитою та зниженням коефіцієнта корисної дії використання потужності базової машини. На цій моделі була доведена можливість плавної зміни АЧХ установки.

На другому етапі була створена трамбівка з автоколивальним ГВМ, зі зворотно-поступальним рухом золотника.

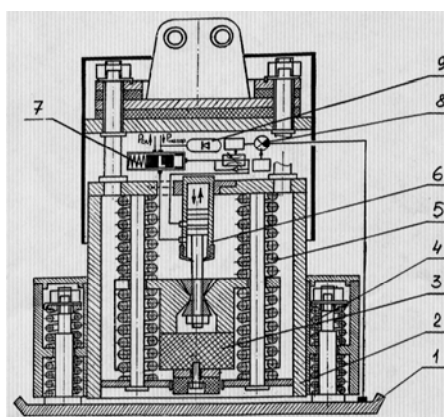


Рис. 2.

Навісна трамбівка з автоколивальним ГВМ

В ній реалізувався автоколивальний віброударний режим з можливістю управління максимальною частотою коливань. Недоліком цієї установки було обмеження по частоті коливань (≈ 16 Гц), яке залежало від характеристик золотника, пружного елемента зворотного зв'язку, тиску у гідросистемі та подачі насоса. У порівнянні з попередньою установкою в трамбовці з'явилась можливість примусово змінювати амплітудно-частотну

характеристику системи без зменшення к.к.д. гідравлічного приводу. Основними її недоліками були: складність виготовлення та налаштування гідророзподільника, а також вузький діапазон робочих частот. Для усунення недоліків, виявлених в процесі досліджень, була створена модель віброударної трамбовки на основі попередньої, з ГВМ пульсаторного типу з ротаційним гідророзподільником примусової дії.

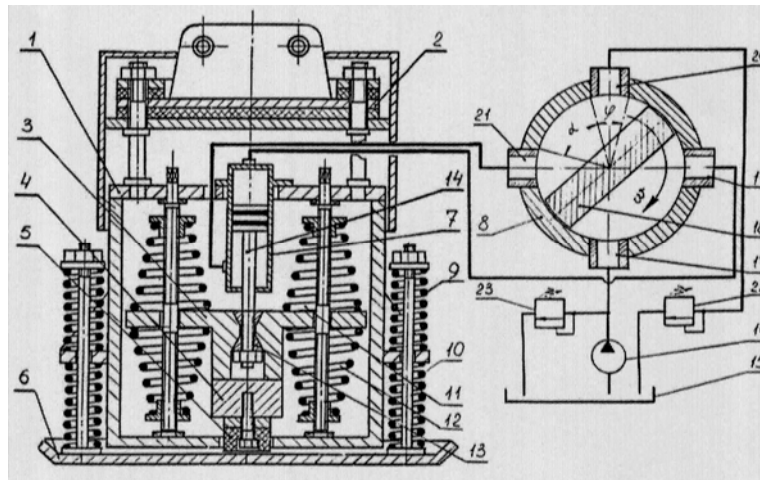


Рис. 3. Трамбівка з ГВМ пульсаторного типу

Створені конструкції трамбівок, до речі захищені авторським свідоцтвом, впритул наблизились до самоадаптованих систем і дозволяють плавно і швидко змінювати амплітудно-частотні характеристики робочого органу машини та динамічний тиск під трамбуючою плитою в процесі ущільнення по наперед заданому закону, або в залежності від ступеня щільності будівельної суміші.

Реалізація вище перелічених переваг стала можливою лише завдяки глибоким теоретичним дослідженням у даній області та успішній розробці стратегічної концепції: від накопичення фундаментальних дослідних матеріалів до нової конструктивної схеми і від неї до реалізації прогресивних режимів ущільнення новими високоефективними машинами.

Особливість подібних коливальних систем полягає у гібридному поєднанні гідравлічного виконуючого механізму з віброударною системою. Причому ГВМ виступає рівноправним фактором у реалізації необхідного ущільнюючого режиму.

Висока швидкодія, великі вібротягові зусилля, довговічність, висока питома потужність, здатність створювати коливання довільної форми, можливість програмування режиму, - це далеко не всі можливі переваги гідравлічних вібраторів. Але притаманні їм недоліки виступають обмежуючим фактором їх застосування. Тому, створення дійсно ефективного обладнання вимагає наполегливої праці в однаковій мірі і над трамбівкою, і над ГВМ. На сьогодні вже створені автоколивальний ГВМ та ГВМ пульсаторного типу з ротаційним розподільником примусової дії, які конструктивно прості, не складні у виготовленні, легко регулюються у широкому діапазоні частот та створюють поряд з основною частотою високочастотні складові вібрації. Достатньо відпрацьовано і конструкцію віброударної трамбівки. Передбачено її використання як у причепному, так і у навісному варіантах. Вирішено проблему віброізоляції базової машини та оператора.

Для розширення функціональних можливостей створених установок сьогодні проводяться дослідження нових конструкцій ротаційних гідророзподільників, ведеться робота над перспективними модифікаціями машин: резонансною у визначеному інтервалі частот, з використанням потужності гідравлічного удару, полічастотних із значним вмістом високочастотних гармонік із автоматично змінюваною АЧХ. У теоретичному плані уточнюється розрахункова модель "машина-середовище", поведінка будівельної



суміші під ущільнюючою плитою, діючі сили опору та демпфування, вплив параметрів золотника та конфігурації вікон розподільника на коливальну систему.

Тримасна конструкція трамбівки та гідропривід, які теоретично значно підвищують та розширюють можливості машини, як з точки зору зручності, продуктивності, так і універсальності, вносять складність у визначення параметрів, а також створюють необхідність використання при розрахунках методики, яка хоч і спирається на відомі матеріали, але повинна містити новий підхід. Виконані на цій основі аналітичні та експериментальні дослідження динаміки руху трамбівки дозволили розробити принципи розрахунку та створення машин подібного класу.

Нижче наводимо методику інженерного розрахунку визначення основних параметрів вібраційних машин з гідроприводом.

Таблиця 1. Алгоритм розрахунку гідравлічних трамбівки та трамбівки з гідромеханічним приводом

№ п/п	Розрахунок параметрів навісних трамбівки	Розрахунок параметрів причіпних трамбівки	Розрахунок параметрів гідромеханічних трамбівки
1	2	3	4
1.	Маса трамбівки: $M_{mp} = M_{дон}$	Час пуску штока з ударною масою: $T_n = \frac{\pi}{2\omega} - \frac{0,06 \cdot F \cdot H \cdot \Delta p_{max}}{Q_H}$	Потужність гідро двигуна та виписуються його характеристики: $P_{zd} \leq P_n \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_{kn} \cdot \eta_{zn}$,
2.	Маса ударника: $m_{y\partial} = \frac{M_{mp}}{(3,5 \div 4)} = \frac{M_{mp}}{3,5}$	Швидкість перед ударом: $v_{cp} = x_{cp} / t_n$ $v_{max} = 2 \cdot v_{cp}$	В залежності від заданої частоти коливань n визначається допустимий статичний тиск: $0,01 \leq p_{cm} \leq 0,02$
3.	Маса ущільнюючої плити: $m_{nl} = m_{y\partial} \cdot (1 \dots 1,2) = m_{y\partial}$	Розрахункова площа гідроциліндра: $S_{цил} = \frac{Q_H}{v_{max}}$	Площа ущільнюючої плити: F
4.	Швидкість перед ударом: $V_{max} = \frac{2 \cdot p_{cp} \cdot Q_{cp} \cdot \eta_{zm}}{m_{y\partial} \cdot f}$	Маса ударника: $m_{y\partial} = \frac{2 \cdot p_{cp} \cdot Q_{cp} \cdot \eta_{zm}}{v_{max} \cdot f}$	Швидкість робочого органу перед ударом: $V_{y\partial} = \frac{g \cdot P_{zd} \cdot \eta_{zag} \cdot \omega}{G}$ $\left(\cos \varphi - \sin \varphi - 4,71 \frac{G}{P_{zd}} \right)$
5.	Розрахункова площа гідроциліндра: $S_{цил} = \frac{Q_{ном}}{v_{max}}$	Маса ущільнюючої плити: $m_{nl} = m_{y\partial} \cdot (1 \dots 1,2) = m_{y\partial}$	Маса ударної частини в залежності від граничного імпульсу: $M_{y\partial} = \frac{i_p \cdot F}{v_{y\partial}}$
6.	Швидкість ущільнюючої плити після удару: $v_n = \frac{m_{nl} \cdot (1 + K_e)}{m_{nl} + m_{y\partial}} \cdot v_{max}$		Швидкість ударної частини (ущільнюючої плити з ударником) після удару: $v_n = \frac{M_{y\partial} \cdot (1 + K_e)}{M_{y\partial}} \cdot v_{max}$
7.	Площа ущільнюючої плити: $F_{nl} = \frac{v_n}{[\sigma_0]} \cdot \sqrt{\frac{\alpha \cdot E \cdot B_{min} \cdot m_{y\partial}}{1 - \mu^2}}$		Амплітуда коливань ударної частини x_0 із квадратного рівняння з невідомим x_0 : $P_{zd} = \frac{(P_{cp}^{max} + P_{mp} + P_{огр} + P_{cp})}{\eta_{zag}}$

1	2	3	4
8.	Амплітуда коливань ударника: $x_{y\delta} = \frac{v_{\max}}{2} \cdot t_n$	Маса трамбівки: $Q_{mp} \geq [pcm] \cdot F_{nl}, M_{mp} = \frac{Q_{mp}}{g}$	Розраховується статичний момент та вимушуюча сила: $m_0 \cdot r_0 = M_{y\delta} \cdot x_0;$ $F = M_{y\delta} \cdot x_0 \cdot \omega_2$
9.	Верхня маса трамбівки: $m_2 = M_{mp} - m_{y\delta} - m_{nl}$		Верхня маса трамбівки: $m_2 = M_{mp} - M_{y\delta}$
10.	Жорсткість пружних елементів ударника: $c_1 = \frac{2 \cdot P_n \cdot S_{цил}}{x_{\max}}$		Жорсткість пружних елементів підвіски ударної частини: $c_1 = M_{y\delta} \cdot \omega_2$
11.	Жорсткість пружних елементів ущільнюючої плити: $c_2 = \frac{m_{y\delta} \cdot m_2}{m_{y\delta} + m_2} \cdot \omega_{\max}^2$		Визначають основні розміри вібробуджувача (де балансного або бігункового) по загальновідомим формулам.
12.	Жорсткість буфера ударника: $c_4 = 10 \cdot c_1$		
13.	Виконують розрахунки на міцність вузлів та деталей ущільнюючого обладнання		
14.	Амплітуда коливань ущільнюючої плити у контакті з будівельною сумішшю: $x_{2\max} = \frac{v_n}{\sqrt{\frac{E_{np} \cdot B_{\min}}{m_{nl}} \cdot \alpha}}$		
15.	Глибина активної зони: $H = 1,2 \cdot B_{\min} \cdot \frac{W}{W_0} \cdot \left[1 - e^{-3,7 \frac{i}{i_p}} \right]$		
16.	Час ущільнення на одному місці: $t = \frac{c}{k \cdot n}$		

Завдяки створеним гідравлічним трамбівкам з'явилась можливість реально враховувати вплив середовища на машину і навпаки, і у будь-який конкретний момент часу вносити корективи у коливальний рух робочого органу, що суттєво впливає на ефективність процесу ущільнення.

Література

1. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем: Навч. посібник. – К.: ІСДО, 1993.-216с.
2. Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Свідерський А.Т. Оптимізація гідроприводного механізму машини для ущільнення ґрунту. //Збірка наукових праць Національного аграрного університету. К.: Видавництво НАУ. – 1998. – Том 4.– С. 239-245.
3. Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Свідерський А.Т. Теоретичні дослідження динаміки тримасових ударно-вібраційних ущільнюючих машин з гідроприводом // Республіканський міжвідомчий науково-технічний збірник “Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини”. – К.: КДТУБА. – 1999. – Вип.54. – С.60-63.