УДК 66.9.033

І.В. Косминський, асистент КНУБА

ДИНАМІКА ПОВЕДІНКИ ТА СТАБІЛІЗАЦІЯ РЕЖИМУ КОЛИВАНЬ ПРИВАНТАЖУВАЧА

АНОТАЦІЯ. В статті розглянуто динаміку поведінки та стабілізацію режиму коливань вібраційних системи з використанням привантажувача.

Запропонована розрахункова схема з розташуванням віброзбуджувача на верхній масі пристрою для утворення додаткового тиску на бетонну суміш. Знайдено закономірності руху двох мас вібратора при налаштуванні на резонанс додаткової маси привантажувача. Зроблено висновки, що стабілізація амплітуди коливань привантажувача з допоміжною масою при розташуванні віброзбуджувача коливань на ній може здійснюватися при налаштуванні цієї маси на резонанс. Ключові слова: стабілізація, динаміка, бетонна суміш, привантажувач.

АННОТАЦИЯ. В статье рассмотрены динамика поведения и стабилизацию режима колебаний вибрационных системы с использованием пригруза. Предложенная расчетная схема с расположением вибровозбудителя на верхней массе пригруза. Найдены закономерности движения двух масс вибратора при настройке на резонанс дополнительной массы пригруза. Сделаны выводы, что стабилизация амплитуды колебаний пригру за с вспомогательной массой при расположении вибровозбудителя колебаний на ней может осуществляться при настройке этой массы на резонанс.

Ключевые слова: стабилизация, динамика, бетонная смесь, пригруз.

ANNOTATION. The paper considers the dynamics of behavior and stabilization of the oscillation mode of vibration using the device for the formation of additional pressure on the concrete mixture. The proposed calculation scheme of arrangement on the top mass vibration exciter device for the formation of additional pressure on the concrete mixture. Found patterns of movement of two masses of the vibrator when setting up a resonance mass of additional device for the formation of additional pressure on the concrete mixture. It is concluded that the stabilization of the amplitude of the device for the formation of additional pressure on the concrete mix with auxiliary weight to the location vibration exciter fluctuations it can be done when setting up this mass of resonance.

Key words: stabilization, dynamics, concrete mix, device for the formation of additional pressure on the concrete mixture

Актуальність роботи. Теоретичне та експериментальне вивчення характеру руху системи, що розглядається при формуванні виробів різної висоти з використанням привантажувача показало, що цей процес не завжди є стійким та супроводжується значним змінами режиму коливань, які викликані резонансними явищами в системі [1]. Вони мають особливість, яка пов'язана із хвильовими явищами в середовищі ущільнення та разом із тим мають сталий характер і тривають на протязі всього періоду обробки, починаючи з періоду, коли суміш, як динамічна ланка в системі, набуває відповідну жорсткість.

При проведенні досліджень на певних діапазонах висот, це призводило до появи відривних коливань, що негативно впливало на якість виробів, які формувалися, а разом із тим на експлуатаційну надійність усієї машини. Отже, успішне використання привантажувача при змінних умовах формування можливо лише при стабілізації режиму робочого органу, якій здійснюється диференційовано, з урахуванням конкретних умов. Згідно з визначенням І.І. Биховського [1] – стабілізація це підтримка сталості амплітуди коливань будь-якого інерційного елементу системи при більших або менших змінах його маси та параметрів деяких інших, безпосередньо пов'язаних з ним елементів. У системі «привантажувач - бетонна суміш» таким параметром є динамічні характеристики бетону, які суттєво змінюються при збільшенні висоти шарів, які формуються.

Аналіз та огляд досліджень. Як зазначено в роботі С.В. Іносова [4] найбільш доступне керування амплітудою здійснюється в електромагнітних вібромашинах. Але у вібраційних машин більшої потужності (віброплощадки, вібропривантажувачі) більш

широко використовують дебалансний вібропривод, який має високі енергетичні показники. Керування дебалансним приводом пропонується здійснювати зміною статичного моменту дебалансів або частоти вимушених коливань. Для цього можна використовувати декілька валів, які обертаються синхронно та які мають можливість обертатися один навколо іншого за допомогою механічного або електромеханічного приводів [5,7]. Існують також конструкції пустотілих дебалансів [9] зі змінною не зрівноваженою масою. Метою зміни статичного моменту дебалансів та частоти коливань перерахованих конструкцій є зміна амплітуди коливань робочого органу. Однак, багаточисельні запропоновані конструкції не отримали широкого запровадження через складність передачі регулювальної дії на дебалансний вал, який одночасно коливається та швидко обертається.

Для резонансних машин із дебалансним віброприводом найпростішим засобом стабілізації амплітуди є зміна розтроювання системи від резонансу [1]. Досягається це шляхом зміни швидкості обертання електродвигунів при отриманні сигналу від датчика зміщення та порівняння її величини з необхідною.

Така схема амплітудного регулювання за допомогою зміни числа обертів, стосовно умов, що розглядаються в роботі, не може бути застосована з причини, що резонансні піки, яки виникають при зміні висоти бетонної суміші, є не чіткими та для розладу системи від резонансу необхідна більш значна зміна вимушених коливань. Також необхідно врахування того факту, що датчик, який фіксує зміщення, за деяких умов може надсилати сигнал про необхідність зміни частоти значно раніше ніж завершився процес ущільнення.

Можна констатувати, що для нашого випадку ні механічне, ні електричне керування коливаннями не можливо застосувати для стабілізації амплітуди з дотриманням умов формування. Розв'язок цієї задачі можливий лише за допомогою динамічного керування, тобто зміни динамічних параметрів робочого органу(маси, жорсткості зв'язків тощо). Саме на цьому наголошується в роботі О.О. Савінова та Є. В. Лаврінович [6] при вивченні впливу тиску на різних етапах формування.

Тобто необхідно визначити методи стабілізації та дати рекомендації по їх застосуванню.

У системі яка досліджується вимушуюча сила прикладена до маси привантажувальної плити. Аналіз основних положень теорії динамічної стабілізації показав можливості підтримки сталої амплітуди вібратора. При певному «налаштуванні» параметрів допоміжної маси вібратора, основна маса може мати сталу амплітуду коливань незалежно від змін її параметрів.

Для випадку формування з використанням привантажувача модель досить складна. Виріб має масу, пружні та дисипативні властивості, тому він не може моделюватися лише пружиною, як це прийнято в системах динамічної стабілізації. Свіжевідформований шар бетону моделюється системою з розподіленими параметрами, що найбільш повно характеризує його вплив на робочий орган.

Стабілізацію амплітуди коливань вібратора можливо здійснити за рахунок розташування вібратора (при двохмасній схемі привантажувача) на верхній масі при її налаштуванні на резонанс. При цьому суттєво зростають енергетичні витрати. Такий спосіб необхідно використовувати, якщо досягти стабілізації не можливо іншими методами.

Якщо ж привантажувач розглядати як одномасний орган, тоді регулювання амплітуди коливань можливо досягти двома способами: введенням додаткової маси або жорсткості. Регулювання амплітуди жорсткістю пов'язане з необхідністю застосування пружин значної жорсткості та забезпеченням надійної віброізоляції, тому перевага залишається за першим способом регулювання.

Динаміка поведінки та стабілізація режиму коливань привантажувача. Амплітуду переміщення приватажувача можливо описати формулою (1):

$$x_{пр} = \frac{F_{пр}}{|\chi_{пр}|} \frac{1}{\sqrt{\frac{\left[\frac{\chi_в}{m_б\omega^2}\Phi_1 - \Phi_3 + \frac{m_б\omega^2\Phi_2 - \chi_в\Phi_3}{\chi_{пр}}\right]^2 + \left[\frac{\chi_в}{m_б\omega^2}\Theta_1 - \Theta_3 + \frac{m_б\omega^2\Theta_2 - \chi_в\Theta_3}{\chi_{пр}}\right]^2}{\left[\frac{\chi_в}{m_б\omega^2}\Phi_1 - \Phi_3 - \frac{F_0}{F_{пр}}\right]^2 + \left[\frac{\chi_в}{m_б\omega^2}\Theta_1 - \Theta_3\right]^2}}} \quad (1)$$

де F_0, $F_{пр}$ – збуджуючі сили вібраторів площадки та привантажувача;

$\chi_{пр} = c_{пр} - m_{пр}\omega^2$; $\chi_в = c_в - m_в\omega^2$ – величини, що характеризують параметри віброплощадки і привантажувача;

Ф та Θ - коефіцієнти, які залежать від комплексної змінної, яка виражена гіперболічними функціями[9].

Формула містить співвідношення величин, які характеризують параметри привантажувача, віброплощадки та бетонної суміші. Таким чином, вираз (1) показує, як проходить зміна амплітуди коливань привантажувача при взаємодії з формуючою установкою(віброплощадкою) та стовпа бетонної суміші, який змінюється за висотою.

Як зазначено в роботах[1,2,3] стабілізації режиму коливань можливо досягти за допомогою таких методів, як:

- регулюванням коефіцієнта динамічності що являє собою підкореневий вираз формули (1);

- застосуванням динамічного гасителя коливань.

Відстежимо, як впливають параметри досліджуваної схеми на величину коефіцієнта динамічності(λ). При побудові графіка (рис.1) можна побачити, що в зоні $\omega_0 < \omega$ значення коефіцієнта динамічності доволі значні, але на шляху наближення ω_0 до ω - швидко знижуються. За умови $\omega_0 = \omega$ додаткова маса $m_{дм}$ є динамічним гасителем для маси $m_{пр}$ та λ = 0, після чого величина коефіцієнта динамічності м'яко зростає. Починаючи зі значень $\omega_0^2/\omega^2 = 1{,}4...1{,}8$ коефіцієнт λ змінюється не суттєво, що є свідоцтвом вирівнювання впливу параметрів вібратора в цій зоні.

Для визначення необхідної величини коефіцієнта динамічності в реальних умовах було розглянуто, як змінюється амплітуда коливань привантажувача зі зміною λ при взаємодії привантажувача та бетонної суміші. Графіки на рис. 2 побудовані для співвідношення $m_{дм}/m_{пр}$ =0,3 та частоти 293 рад/с.

При співвідношенні $m_{дм}/m_{пр}$ =0,3 амплітуда значно зменшується та майже завжди менше розрахункової величини амплітуди. Перепади величини зміщення на кривій (рис. 4.5) є доволі значні $\omega_0^2/\omega^2 = 0{,}8..1{,}5$. При подальшому збільшенні ω_0^2/ω^2 вплив його знижує величину амплітуди коливань. Після спостерігається деяке, незначне, зростання амплітуди та стабілізація її на всьому діапазоні змін ω_0^2/ω^2 для різних висот.

Таким чином, аналізуючи криві на рис. 2, можливо припустити, що існують дві зони , в яких можливо експлуатувати машину. Перша – це зона віброізольваної маси $m_{дм}$. При цьому необхідно щоб підбір співвідношення $m_{дм}/m_{пр}$ був раціональним. Таке співвідношення знаходиться в діапазоні 0,35…0,45.

Друга - зона співвідношень $\omega_0^2/\omega^2 \approx 1{,}5...1{,}7$. В цій зоні система стає не чуттєвою до зміни динамічного впливу стовпа бетонної суміші.

Варто відзначити, що невеликі відхилення частот власних або вимушених коливань системи, які викликані виробничою випадковістю або неточністю налаштувань системи суттєво не впливає на режим ущільнення.

Можливо аналітичним шляхом знаходження співвідношення $m_{дм}/m_{пр}$, але доцільність цього втрачається, оскільки знайдені такі співвідношення, за яких амплітуда змінюється в припустимих межах без суттєвих регулювань.

Вельми цікавим видається використати для розв'язання задачі про стабілізацію принципу динамічного гасителя коливань. Враховуючи, що висота стовпа бетонної суміші й, відповідно пружні характеристики є змінними. Тоді звичайна схема динамічного гасителя коливань, розрахована з умови $\omega_0 = \omega$, не дає потрібного результату, оскільки стабілізація необхідна не на нульовому рівні, та для її забезпечення знадобилося би все рівно проводити регулювання параметрів самого гасителя. Огляд основних положень теорії динамічної стабілізації [1,2,4,8] коливань демонструє можливості підтримання сталої амплітуди вібратора. При відповідному «налаштуванні» параметрів допоміжної маси вібратора, основна маса може мати сталу амплітуду коливань незалежно від зміни її параметрів. При цьому джерело коливань розміщується на верхній масі. Однак такі результати отримані при моделюванні системи спрощеними розрахунковими схемами зі сталими зосередженими параметрами.

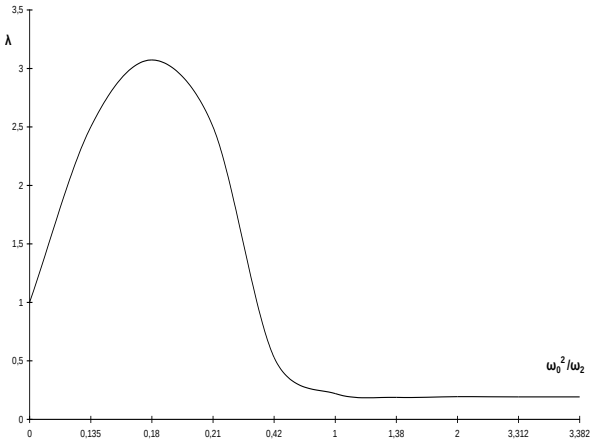

Рисунок 1. Залежність $\lambda = f(\omega_0^2/\omega^2)$ для привантажувача.

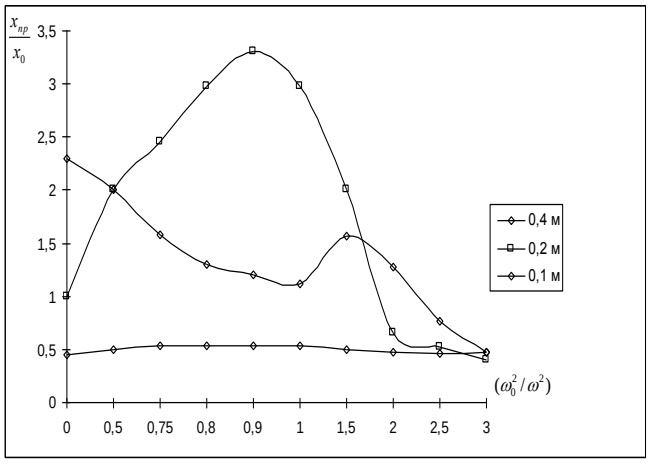

Рисунок 2. Амплітуда коливань привантажувача при співвідношенні власної та вимушеної частот при $m_{дм}/m_{пр}$ =0,3 та $\omega/c_{пр} = 6{,}28$.

Для випадку формування бетону за допомогою привантажувачів модель системи значно ускладнюється. Під підошвою привантажувача знаходяться шари бетонної суміші, які можуть бути різної висоти. Бетон має масу, пружність та дисипацію, тобто моделювання його лише пружиною, як це прийнято в системах динамічної стабілізації, не видається можливим.

Задача полягає в тому, щоб дослідити систему «привантажувач - бетонна суміш» та знайти закономірності руху двох мас вібратора при налаштуванні на резонанс додаткової маси (рис.3).

У наведеній схемі вимушуюча сила віброплощадки та жорсткість її опор приймаються рівними нулю з огляду на те, що в процесі доущільнення бетонного виробу віброплощадка працює в режимі антирезонансу, тобто, на відміну від привантажувача, її коливання відсутні. Бетон у цій схемі повинен моделюватися системою з розподіленими параметрами, яка найбільш повніше віддзеркалює його вплив на привантажувач.

Установлені закономірності дозволять визначити можливість та доцільність застосування такого способу стабілізації режимів роботи привантажувача при формуванні бетону.

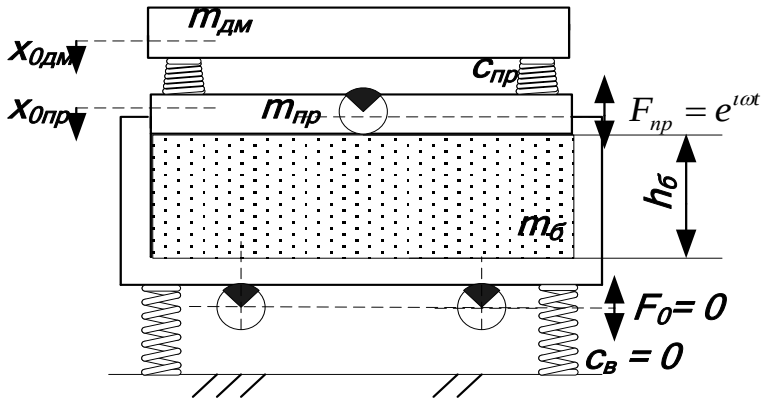

Рисунок 3. Розрахункова схема при розташуванні віброзбуджувача на верхній масі привантажувача.

де $x_{0дм}$, $x_{0пр}$ – відповідно амплітуди коливань додаткової маси та привантажувача;
$m_{дм}$, $m_{пр}$, $m_б$ –маси додаткова, привантажувача та бетону;
$c_{пр}$, $c_в$ – жорсткість опор привантажувача та віброплощадки;
$F_{пр}$, F_0 - вимушуючі сили привантажувача та віброплощадки;
h – висота бетонної суміші.

Запишемо аналітичні залежності, які описують коливання як додаткової так і маси привантажувача з урахуванням того, що вимушуюча сила прикладена до додаткової маси привантажувача та без урахування розсіювання енергії:

$$x_{одм} = -\frac{F_{пр}c_{пр}}{\left(\frac{m_б\omega^2}{\varphi}ctg\varphi - m_{пр}\omega^2 + c_{пр}\right)\times\left(m_{дм}\left(\omega^2 - \omega_0{}^2\right)\right) - c_{пр}{}^2} \tag{2}$$

$$x_{опр} = -\frac{F_{пр}\times\left(\frac{m\omega^2}{\varphi}ctg\,\varphi - m_{пр}\omega^2 + c_{пр}\right)}{\left(\frac{m_б\omega^2}{\varphi}ctg\varphi - m_{пр}\omega^2 + c_{пр}\right)\times\left(m_{дм}\left(\omega^2 - \omega_0{}^2\right)\right) - c_{пр}{}^2} \tag{3}$$

де $\omega_0^2 = \frac{c_{пр}}{m_{дм}}$.

За умови $\omega^2 = \omega_0^2 = \frac{c_{пр}}{m_{дм}}$ (4) залежності (2) та (3) будуть переписані в наступному вигляді:

$$x_{0дм} = -F_{пр}\Big/c_{пр} \tag{5}$$

$$x_{0пр} = \frac{F_0\left(\frac{m_б\omega^2}{\varphi}ctg\varphi - m_{пр}\omega^2 + c_{пр}\right)}{c_{пр}^2} \tag{6}$$

Вибір співвідношення параметрів установки у відповідності з умовою $\omega^2 = \omega_0^2 = \frac{c_{пр}}{m_{дм}}$ забезпечує сталість амплітуди коливань привантажувача, незалежно від

висоти стовпа бетону. Разом із тим, амплітуда коливань допоміжної маси (6), залежить від висоти та динамічних властивостей бетонної суміші.

Урахування демпфіруючих властивостей бетонної суміші, як зазначено в роботі [8] на прикладі моделі із зосередженими параметрами, істотно на характер залежності не впливає. Для перевірки цих висновків було проведено випробування на експериментальній установці, результатом якого висновок про те, що при вимушених коливаннях допоміжної маси та її налаштування на резонанс, маса привантажувача має стабільну амплітуду, яка не залежить від висоти стовпа бетону. Але були встановленні все ж незначні відхилення амплітуди (в межах від 14 до 17 %), які, напевно, пов'язані з неточністю налаштувань системи.

При коливаннях допоміжної маси мали також місце значні відхилення амплітуди при варіюванні висоти стовпа бетонної суміші. При цьому спостерігалося суттєве збільшення потужності коливань. Вона майже в два рази перевищує потужність, необхідну для роботи вібратора, при стабілізації амплітуди зміною величини основної маси.

Висновок. Тому стабілізація амплітуди коливань привантажувача з допоміжною масою при розташуванні віброзбуджувача коливань на ній може здійснюватися при налаштуванні цієї маси на резонанс. Але негативним чинником тут є збільшення потрібної потужності двигуна. Такий спосіб , на наш погляд, необхідно застосовувати , коли досягнути стабілізації амплітуди іншими способами не є можливим. Це дозволяє витримувати більш точний режим коливань, але викликає труднощі при конструюванні пружин, з-за значної жорсткості пружин. Разом з тим налаштування віброзбуджувача необхідно проводити достатньо точно, оскільки навіть незначне відхилення від умови $\omega^2 = \omega_0^2 = \frac{c_{np}}{m_{дм}}$ може призвести до збільшення амплітуди основної маси [4].

Література

1. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники/ Быховский И.И - М.: Машиностроение, 1969.- 363с.
2. Гарнец В.Н. Определение режимов работы поверхностного вибропресса// Горные, строительные и дорожные машины: книга/ Гарнец В.Н. – К.: Техника, 1976. - вып.22 - С. 65 – 69.
3. Давыдов В.Н. Изготовление изделий из асфальтобетона/ Давыдов В.Н. – М.: АСВ, 2003. - 208 с.
4. Иносов. С.В. Исследования динамики управления резонансными вибрационными машинами и виброгасителями в строительстве: дис.на получ. научн. звания кан. тех. наук:05.13.07/ Иносов. С.В. - К., 1973. – 213 с Мельников Ю.С. Регулируемый инерционный привод вибрационных машин/ Мельников Ю.С.// - Горные машины и автоматика – 1965. - №7. - С.117-119.
5. Савинов О.А. Теория и методы вибрационного формования железобетонных изделий/ Савинов О.А., Лавринович Е.В. - Л.: Стройиздат, 1972. - 150 с.
6. Сластенов В.В. Безрезонансный управляемый привод вибрационных устройств/ Сластенов В.В.// Труды молодых учених:сборник.[Серия техн.наук] – Саратов: из-во СГУ, 1965. С.83-89.
7. Чистов Ю.Д. Научно-технические основы производства и применения песчаных бетонов плотной и ячеистой структуры./ Чистов Ю.Д., Хвастин М.А. - Научно-технический прогресс в Московском строительстве - МГСУ. - Режим доступа к ресурсу: http://www.stroinauka.ru/d19dr5497m8.html
8. Rebut P. Luide pratique de la vibration des betone/ Rebut P. - Paris, 1962. – P. 178.
9. Косминський І.В. Аналіз руху динамічної системи: "віброустановка – бетонна суміш – привантажувач"./ Назаренко І.І., Косминський І.В.// Науково- технічний журнал " Техніка будівництва"", Київ, КНУБА, №10, 2001, 16 – 20 с.