Назаренко І. І.

Ручинський М. М.

Київський національний університет будівництва і архітектури

Nazarenko I. I.

Ruchinskiy M. M.

Kyiv National University of Construction and Architecture

УДК 69.00.25

ЕНЕРГЕТИЧНІ СПІВВІДНОШЕННЯ У ВІБРОУДАРНИХ МАШИНАХ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ

Анотація. *У роботі дається оцінка віброударного режиму роботи двомасових вібросистем і на основі розгляду енергетичного балансу енергії визначаються обмеження на параметри руху. Запропоновано аналітичні залежності для розрахунку основних параметрів ефективного віброударного режиму і наведено карту стійкості руху досліджуваної системи.*

Ключові слова: *двомасова вібросистема, енергетичний баланс, стійкість системи.*

Постановка проблеми. Вібраційні машини займають чільне місце в різних галузях народного господарства завдяки ефективній дії на оброблювальне середовище. Особливо широко використовується вібраційна техніка для ущільнення будівельних сумішей. Оцінка витрат енергії є важливим елементом, оскільки це дає можливість визначити потужність приводу для забезпечення заданого режиму роботи, а також оцінити ефективність даної вібраційної системи

Аналіз досліджень. При визначенні енергії приводи вібраційних машин будь-якої конструкції виходять із розгляду дискретної системи як машини, так і оброблювального середовища [3,5]. Разом з тим така модель справедлива виключно в рамках експериментальних досліджень, що приведені в цитованих роботах. Більш коректним підходом є використання змішаної дискретно-континуальної вібраційної системи, в якій машина моделюється дискретною, а оброблювальне середовище – континуальною системою [1,2,7].

Мета роботи. Мета роботи полягає у встановленні енергетичного балансу вібраційної системи і отриманні аналітичних залежностей для визначення раціональних параметрів робочого процесу.

Викладення основного матеріалу. В основі моделі досліджуваної системи, що складається з віброударної машини та оброблювального середовища (рис. 1) положені умови, які передбачають розгляд загальної системи як дискретної [1].

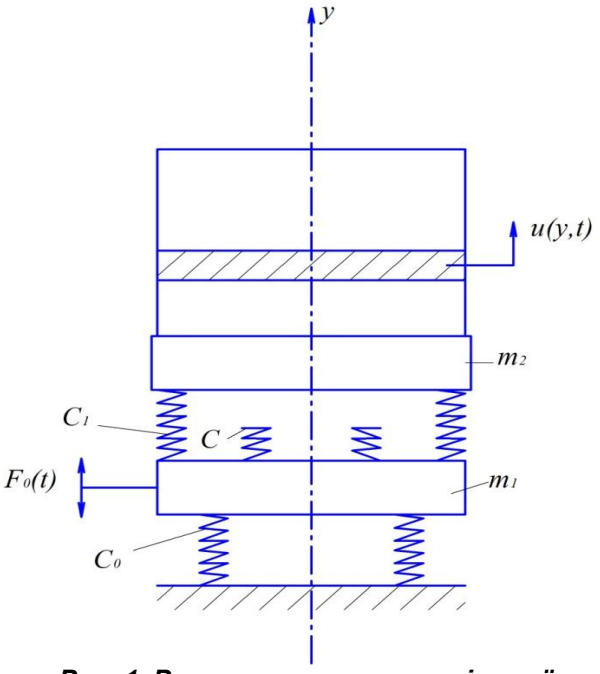

Рис. 1. Розрахункова схема змішаної вібросистеми «машина-середовище»

Розглядаючи систему як двомасову з періодами ударного і безударного рухів [1] основними параметрами, що визначають цей рух, є зведені до безрозмірних характеристик ξ і q, які знаходяться із формул

$$\xi_1^2 = \frac{c_1}{m_{np} \cdot \omega^2}; \ \xi_2^2 = \frac{c_1 + c}{m_{np} \cdot \omega^2};$$

$$q = \frac{m_2 \cdot g}{F_0} \cdot \left(\frac{m_1 + m_2}{m_1} \right). \qquad (1)$$

$m_{пр}$ – приведена маса вібромашини:

$$m_{np} = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2}. \qquad (2)$$

Ці формули пов'язують такі важливі параметри як масу m, жорсткість c, частоту коливань ω та змушуючу силу F_0. Межі змін ξ і q в значній мірі визначаються правильним вибором чи розрахунком параметрів c, m, ω, F_0. При аналізі та розрахунках було з'ясовано [1], що існує декілька стійких режимів роботи вібромашини. Розглянемо, які обмеження повинні бути накладені на значення ξ і q при прийнятій формі коливань вібромашини (рис.2).

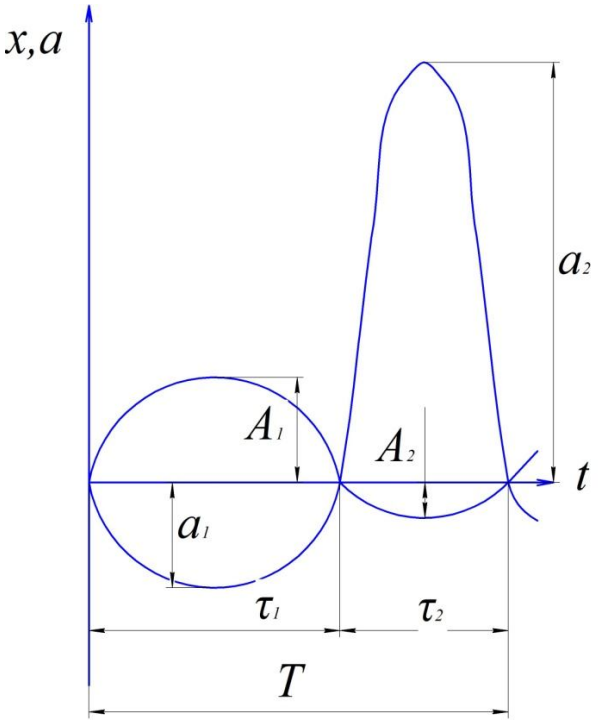

Рис. 2. Форми переміщень (x) і прискорень (a) віброударної системи

Введемо такі позначення: $x_1=A_1$ і $x_2=A_2$ - амплітуди переміщень вібромашини на відповідних ділянках руху; a_1 і a_2 - амплітуди прискорень на тих же ділянках руху. Приймемо очевидні співвідношення $A_1 >> A_2$, $a_1 << a_2$, $\tau_1 >> \tau_2$. На відміну від результатів, що отримані в роботах [3,4,5] будемо враховувати втрати енергії, використовуючи формули, які наведені в роботі [6]:

$$c_{екв.пост.} = \frac{4 \cdot \mu_g \cdot N}{\pi \cdot \omega_{ср} \cdot A_{ср}}; \ c_{екв.пруж.} = \frac{B \cdot A_{ср}^{(\nu+1)}}{\pi \cdot \omega_{ср}}, \qquad (3)$$

де μ_g – коефіцієнт сухого (кулонового) тертя;

N – сила нормальної реакції;

$c_{екв.пост.}$ – еквівалентна (лінеарізована) жорсткість сухого тертя у вузлах установки;

B, ν – постійні величини, що знаходяться із експериментів для врахування конструкційних (гістерезисних) втрат у вузлах вібромашини при їх еквівалентній лінералізації;

$c_{екв.пруж.}$ – еквівалентна (лінералізована) жорсткість опор;

$A_{ср}$ і $\omega_{ср}$– еквівалентні (осереджені) значення величин амплітуди і частоти віброударного режиму:

$$A_{cp} = \frac{A_1 \cdot \tau_1 + A_2 \cdot \tau_2}{T}; \ \ \omega_{cp} = \frac{2\pi}{T} \qquad (4)$$

Складаючи рівняння балансу енергії необхідно роботу A, що виконується зовнішньою силою $F(t)$ за час T, прирівняти сумарним дисипативним втратам енергії в системі за той же час. Ці втрати складаються із: втрат в'язкого тертя у вузлах машини; дисипації енергії при ударі об обмежник коливань; енергії, що втрачається на ущільнення у бетонній суміші за період коливань T. Виходячи із цих припущень, можна записати вираз для роботи:

$$A = \int_0^T \left(c_{в'язк.} + c_{екв.пост.} + c_{екв.пр.} \right) \cdot \dot{x} dt + \\ + \left(1 - R^2\right) \cdot A_k + A_\delta, \qquad (5)$$

де R – коефіцієнт відновлення швидкості при ударі об обмежник коливань;

A_k – кінетична енергія форми з бетонною сумішшю до удару об обмежник коливань: $A_k = \left[m_ф + m'_\delta \right] \cdot \dot{x}^2 \cdot (\tau_1)/2;$

$c_{в'язк.}$– еквівалентна жорсткість в'язкопружних втрат у вузлах вібромашини;

A_δ – осереднена по висоті h суміші робота за період T, що втрачається на ущільнення цієї суміші.

Приймемо позначення, що:

$$n_\mu = c_{в'язк.} + c_{екв.пост.} + c_{екв.пр.}. \qquad (6)$$

Роботу A_δ знайдемо відповідно до рівняння руху суміші і виразу для контактної сили [2] . Елементарна робота сили тертя $F_{екв.тер.}$ у суміші:

$$dA_\delta = F_{екв.терт.} \cdot du = \gamma_\delta \cdot \frac{\partial^2 u(y,t)}{\partial y \cdot \partial t} \cdot du, \qquad (7)$$

де γ_δ – коефіцієнт, що характеризує втрати енергії у суміші;
u(y,t) – переміщення у шарах суміші. Оскільки

$$du = \frac{\partial u}{\partial y} dy + \frac{\partial u}{\partial t} dt,$$

то (7) можна записати:

$$dA_\delta = \frac{\gamma_\delta \cdot \partial^2 u}{\partial y \cdot \partial t} \cdot \left[\frac{\partial u}{\partial y} dy + \frac{\partial u}{\partial t} dt \right]. \qquad (8)$$

Перший член, що в дужках залежності (8) описує елементарну роботу в шару бетонної суміші, яка пов'язана з його деформацією, а другий член – із переміщенням цього шару як єдиного. Осереднюючи величину втрат по висоті виробу за один період процесу руху (8), отримаємо вираз:

$$A_\delta = \frac{1}{T} \cdot \frac{1}{h} \cdot \int_0^h dy \int_0^T dt \left[\int_0^h \frac{\gamma_\delta \cdot \partial^2 u}{\partial y \cdot \partial t} \cdot \frac{\partial u}{\partial y} dx + \int_0^T \frac{\gamma \cdot \partial^2 u}{\partial y \cdot \partial t} \cdot \frac{\partial u}{\partial t} dt \right]. \qquad (9)$$

При врахуванні (4) після нескладних перетворень (9) будемо мати:

$$A_\delta = \int_0^T n_\delta \cdot \dot{x}^2 dt, \qquad (10)$$

де

$$n_\delta = 2 \cdot R_e \cdot \left\{ \frac{\gamma_\delta \cdot e^{-2z}}{\left[1 + e^{-2z}\right]^2} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{z}{i \cdot 2 \cdot \pi \cdot h} + \frac{1}{h} \right) \cdot \left(e^{2z} - e^{-2z} \right) - \frac{2z^2}{i \cdot 2 \cdot \pi \cdot h} \right] \right\}, \qquad (11)$$

$$z = h \cdot \left(\alpha_1 + i \cdot \beta_1 \right),$$

$$\alpha_1 = \frac{\omega_{cp}}{c_\delta \cdot \sqrt[4]{1 + \gamma_\delta^2}} \cdot \cos\left[\frac{1}{2} arctg\left(-\gamma\right) \right];$$

$$\beta_1 = \frac{\omega_{cp}}{c_\delta \cdot \sqrt[4]{1 + \gamma_\delta^2}} \cdot \sin\left[\frac{1}{2} arctg\left(-\gamma\right) \right].$$

Формула (11) значно спрощується, якщо прийняти деякі умови. Наприклад, для $|z| >> 1$:

$$n_\delta = \gamma_\delta \cdot \frac{|\beta_1|}{2\pi}; \qquad (12)$$

для $|z| << 1$: $n_\delta = \gamma_\delta \cdot |\alpha_1|$.

В загальному вигляді $n_\delta = f(h)$.

Таким чином рівняння балансу енергії можна скласти таким чином, що обмеження на можливу амплітуду коливань будуть визначатися по верхньому значенню - ефектами в'язкості, а по нижньому - ударної дисипації. Для випадку, що розглядається, стійкий режим роботи вібромашини буде тоді, коли $\omega_{cp} = \omega$:

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{\left(m_1 + m_2 + m'_\delta\right)}{\left(m_2 + m'_\delta\right)} \le q \le \sqrt{\frac{m_1 \cdot \omega \cdot (1 + R)}{8\pi \left(n_м + n_\delta\right) \cdot (1 + R)}}; \quad \xi > \frac{1}{2}. \qquad (13)$$

У формулах під m_2 розуміється маса форми без урахування маси приведеної бетонної суміші m'_δ. Умова $\xi > 1/2$ вибрана із тих положень, що у віброударній системі повинен реалізуватися один удар за один період руху.

При виконанні умов (13) середнє значення амплітуди коливань вібромашини буде визначатися із наступного співвідношення:

$$\frac{F_0}{2\left(n_\delta + n_м\right) \cdot \omega} \cdot \left\{ 1 - \sqrt{1 - \frac{4q^2 \cdot \left(n_\delta + n_м\right) \cdot c^*}{\omega}} \right\} \le A_{cp} \le \frac{F_0}{2\left(n_\delta + n_м\right) \cdot \omega} \cdot \left\{ 1 + \sqrt{1 - \frac{4q^2 \cdot \left(n_\delta + n_м\right) \cdot c^*}{\omega}} \right\}, \qquad (14)$$

де $c^* = 2\pi \cdot \frac{(1-R)}{\left[m_1 \cdot (1+R)\right]}$.

Розрахунки по формулам (13) стосовно до машини для ущільнення суміші дають спектр для значень: $0,6 \le q \le 1,5$ і для $1,4 \le \xi \le 2,5$ [7].

При цьому для критерію q, що визначає співвідношення сил, значенню $q \approx 1,0..1,5$ відповідає критерій ξ, який має значення $\xi = 0,8..1,3$. Це перша (рис.1) зона стійкості, яка з точки зору вибору параметрів більш придатна при визначених достатньо точно масових характеристик. Ця зона чутлива до зміни маси в процесі руху віброударної установки. Зона стійкості роботи при $q \approx 0,6..0,7$, що відповідає $\xi = 2,0..2,5$, потребує менших силових втрат, але по амплітудному спектру можливе зменшення, яке слідує із аналізу формули (14). Карта стійкості (рис. 1), що побудована для широкого спектру зміни параметрів, підтверджує можливі існування декількох зон (принаймні три для установки формування блоків) стійкості.

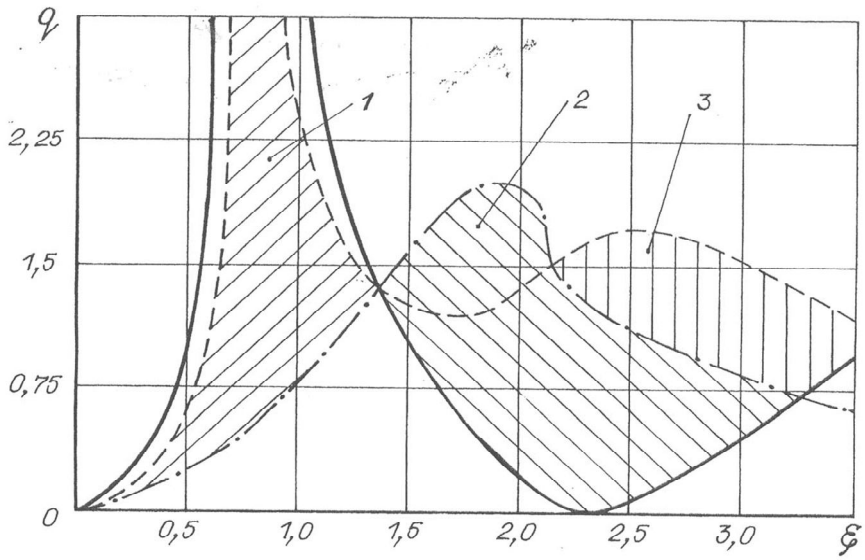

Рис. 3. Карта стійкості руху віброударної системи: 1 – перша зона; 2 – друга зона; 3 – третя зона

В табл. 1 наведені числові значення характеристик параметрів віброударного процесу для визначення їх впливу на час удару $t_{уд}$.

Таблиця 1

Межі зміни параметрів віброударного процесу

Прискорення в долях, a_{max}/g	Безрозмірний коефіцієнт опору, δ	Коефіцієнт відновлення швидкості, K_v	Час удару, $t_{уд} \cdot 10^{-2}$, с
3-10	0,045-0,3	0,3-0,8	1,5-1,95

Розрахунки, що виконані для приведених значень параметрів (табл.1) показують, що для прискорення $a_{max}=(4-5)g$ при коефіцієнті відновлення швидкості $K_v=0,3-0,4$ час удару дорівнює $t_{уд}=(0,015-0,01)c$, що складає для частоти $\omega = 157\ c^{-1}$ співвідношення $\tau/T = 0,358-0,238$, яке визначає інтенсивну дію прискорення на процес ущільнення суміші. Важливою характеристикою, що впливає на параметр $K_t=\tau/T$, як і на час контакту є коефіцієнт жорсткості.

В роботах [1,3,5] наводяться відомості про вплив пружних прокладок на вибір режиму, а в роботі [2] наводиться числовий приклад по визначенню коефіцієнта жорсткості. Проте ні в роботі [2], а також в інших наведені числові значення приведеної величини жорсткості, при котрій виникають стійкі коливання на частотах, які більше вимушеної частоти. Отримані значення критерія ξ, що мають значення $\xi > 2$ підтверджують, що при $c > 10^8$ Н/м (для вантажопідйомності $Q=5000$ кг) можливо

отримати стабільний режим, але з низькими амплітудами коливань $x_0 < 0,1$ *мм*. Разом з тим для забезпечення можливого вкладу енергії на частотах, що вище вимушеної цей результат має важливе значення.

Висновки

1. Сформульовано енергетичний баланс, що реалізує віброударний режим змішаної дискретно-континуальної системи руху.
2. Отриманно аналітичні залежності для визначення раціональних параметрів робочого процесу та нових, відмінних від основного резонансу, стійких зон руху із вкладом вищих гармонік.

Список використаних джерел

1. Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных систем. К.:ИСДО, 1993. – 216 с.
2. Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И., Гарнец В.Н. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. – К.: Вища школа, 1985 – 168 с.
3. Осмаков С.А., Брауде Ф.Г. Виброударные формовочные машины. – М.: Стройиздат, 1972. – 152 с.
4. Савинов О.А., Лавринович Е.В. Вибрационная техника уплотнения и формования бетонных смесей. – Л.: Стройиздат, 1986. – 280 с.
5. Осмаков С.А. Исследование движения виброплощадки с формой, свободно опирающейся на упругие прокладки. – Тр. ВНИИГС. М.-Л. : 1964, вып.17, с. 105–111.
6. Гончаревич И.Ф., Сергеев П.А. Вибрационные машины в строительстве. – М. : Машиностроение, 1963. – 311 с.
7. Назаренко І.І., Ручинський М.М. Теоретичні дослідження динаміки машин для формування фундаментних блоків. Прогрессивные технологии и машины для производства стройматериалов, изделий и конструкций. Тез. докл. первой Всеукр. научно-практ. конф. – Полтава, 1996, с. 146–147.

Список джерел в транслітерації

1. Nazarenko I.I. Prikladnye zadachi teorii vibratsionnyh sistem. K.: ISDO, 1993. – 216 s.
2. Chubuk Yu.F., Nazarenko I.I., Garnets V.N. Vibratsionnye mashiny dlya uplotneniya betonnyh smesey. – K. : Vishcha shkola, 1985 – 168 s.
3. Osmakov S.A., Braude F.G. Vibroudarnye formovochnye mashiny. – M. : Stroyizdat, 1972. – 152 s.
4. Savinov O.A., Lavrinovich E.V. Vibratsionnaya tehnika uplotneniya i formovaniya betonnyh smesey. - L.: Stroyizdat, 1986. - 280 s.
5. Osmakov S.A. Issledovanie dvizheniya vibroploshchadki s formoy, svobodno opirayushcheysya na uprugie prokladki. – Tr. VNIIGS. M.-L. : 1964, vyp. 17, s. 105–111.
6. Goncharevich I.F., Sergeev P.A. Vibratsionnye mashiny v stroitelstve. – M. : Mashinostroenie, 1963. – 311 s.
7. Nazarenko I.I., Ruchinskiy M.M. Teoretichni doslidzhennya dinamiki mashin dlya formuvannya fundamentnih blokiv. Progressivnye tehnologii i mashiny dlya proizvodstva stroymaterialov, izdeliy i konstruktsiy. Tez. dokl. pervoy Vseukr. nauchno-prakt. konf. – Poltava, 1996, s. 146–147.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ У ВИБРОУДАРНЫХ МАШИНАХ ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ БЕТОННЫХ СМЕСЕЙ

Аннотация. *В работе даётся оценка виброударного режима работы двухмассовых вибросистем и на основании рассмотрения энергетического баланса энергии определяются ограничения на параметры движения. Предложены аналитические зависимости для расчёта основных параметров эффективного виброударного режима и приведена карта устойчивости движения исследуемой системы.*

Ключевые слова: *двухмассовая вибросистема, энергетический баланс, устойчивость системы.*

THE ENERGY RELATION IN MODELING OF SHOCK-VIBRATION MACHINES FOR CONCRETE MIX COMPACTING

Annotation. *The work provides the estimation of vibroimpact mode of double – mass vibrosystems and based on the analysis of the energy balance, motion qualities limits are defined. Analytical dependences for the estimation of main parameters of the effective vibroimpact mode are suggested as well as the motion stability layout of the analyzed system is cited.*

Key words: *two-mass vibro-system, energy balance, stability of the system.*