



Машина і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

УДК 693.546

*І.І. Назаренко, д-р техн. наук, професор КНУБА,
Ю.О. Баранов, канд. техн. наук, доцент КНУБА,
М.М. Ручинський, канд. техн. наук, доцент КНУБА,
А.Т. Свідерський, канд. техн. наук, доцент КНУБА,
М.О. Клименко, асистент КНУБА,
І.В. Косминський, асистент КНУБА,
О.П. Дєдов, асистент КНУБА,
В.А. Басараб, інженер КНУБА*

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ВІБРОМАШИН ІЗ ЗМІННИМ РЕЖИМОМ РУХУ

Актуальність. Вивчення динаміки вібротехніки для сталого режиму руху [1–3] дало можливість оцінити загальні підходи до визначення сил опору як в самій машині так і в оброблювальному середовищі. Однак найбільш важливим із точки зору виконання (протікання) робочого процесу, безумовно, є знання законів руху для перехідних режимів. Так, наприклад, процес ущільнення суміші, очевидно, проходить із зміною параметрів. Це можливо, коли система змінюється від початкового значення ω_0 до сталого ω із переходом руху машини через резонанс або з примусовою зміною амплітудно-частотного спектра (змінюється й амплітуда і частота коливань). Такий режим є не тільки важливий для оцінки процесу ущільнення, а і для визначення такого важливого показника як надійність елементів і машини в цілому. Обумовлюється це тим, що при переході через резонанс, розмах коливань може значно перевищувати коливання при робочому режимі, що шкідливо впливає на міцність деталей машини. Тому для проектування й експлуатації це явище необхідно враховувати. Узагалі під час переходу через резонанс спостерігаються наступні явища [4]:

- максимального значення амплітуда досягає не в момент співпадання частот власних і вимушених коливань, а дещо пізніше;
- максимальна амплітуда коливань менша за резонансну амплітуду сталих коливань;
- зміщення і зменшення максимуму амплітуди тим більше, чим швидше змінюється частота змущуючої сили;
- якщо сили опору в системі невеликі і перехід через резонанс відбувається достатньо швидко, то амплітуда коливань після першого максимуму не зменшується монотонно, а має декілька максимумів меншої величини, що є причиною наявності характеру биття коливань.

Методика розв'язання задачі. У якості моделі на етапі аналізу системи і визначення методів дослідження приймається одномасова вібротехнічна система із законами зміни дисипативного опору по гіпотезі Кельвіна-Фойгта. Змущуюча сила, частота якої збільшується рівномірно, наведена рівнянням

$$F(t) = F_0 \cos(ht^2 + \varphi), \quad (1)$$

де $\omega = \frac{d}{dt}(ht^2 + \varphi) = 2ht$, – миттєве значення частоти; $h = \frac{1}{2} \frac{d\omega}{dt}$ – коефіцієнт, що пропорційний швидкості.

Якщо взяти для прикладу рівняння руху одно масової вібросистеми з демпфуванням коливань, що пропорційні швидкості

$$\ddot{X} + 2n\dot{X} + \omega_0^2 X = \frac{F(t)}{m}, \quad (2)$$

то переміщення вібросистеми для закону руху (1) має вигляд

$$X = \frac{1}{m\omega_0} \int_0^t F(\tau) e^{-n(t-\tau)} \cdot \sin \omega_0(t-\tau) d\tau, \quad (3)$$

де τ - змінна інтегрування.

Результати досліджень та їх аналіз.

На рис.1 наведено зміну амплітуди коливань із зростанням частоти змушуючої сили для коефіцієнта демпфування $\gamma=0,05$ [5].

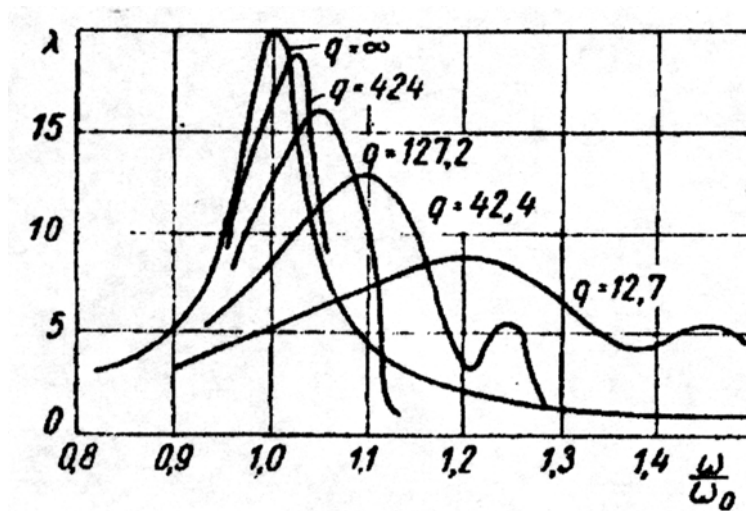


Рис.1. Залежність коефіцієнта підсилення коливань $\lambda (\lambda = X / X_0)$ від відношення частоти змушуючої сили $\omega (\omega = 2\pi f)$ до частоти власних коливань $\omega_0 (\omega_0^2 = c / m)$ для різних швидкостей зростання частоти змушуючої сили

Графіки побудовано для різних швидкостей зростання частоти змушуючої сили, що характеризуються числом періодів власних коливань q , які змінилися від початку вмикання машини в роботу до моменту досягнення резонансу

$$q = \frac{\omega_0^2}{4\pi \cdot h}.$$

Характер кривих підтверджує, що чим із більшою швидкістю зростає частота ω , тим менше параметр q і навпаки. При $q = \infty$ має місце сталий резонансний режим. Максимум амплітуди досягається при ω , значення якої дещо більше, ніж ω_0 . Величина максимальної амплітуди тим менше, чим менше q , тобто чим більша швидкість переходу через резонанс.

У відповідності до роботи [4] при незначному дисипативному опорі миттєве значення частоти змушуючої сили, при якій досягається максимальне значення амплітуди коливань, буде мати вигляд

$$\omega_{\max} = \omega_0 \left[1 \pm \frac{1}{(1 + 0,14\gamma\sqrt{2\pi \cdot q})^2} \sqrt{\frac{3}{4q}} \right], \quad (4)$$

а максимальна амплітуда коливань визначається за формулою

$$X_{\max} = X_0 \sqrt{\left[\frac{f_1}{\sqrt{\frac{1}{2\pi \cdot q} + \gamma^2}} \pm \frac{1}{2\left(1 + \frac{\omega_{\max}}{\omega_0}\right)} \right]^2 + \frac{f_2^2}{\frac{1}{2\pi \cdot q} + \gamma^2}}, \quad (5)$$

де $X_0 = \frac{F_0}{c}$ - амплітуда коливань без урахування інерційних і дисипативних сил; F_0 ,

c - відповідно амплітуда змушуючої сили і коефіцієнт пружності вібростеми;

f_1, f_2 - коефіцієнти, що залежать від відношення $\frac{r}{\sqrt{\frac{1}{2\pi \cdot q} + \gamma^2}}$, значення яких можна

визначити із графіків (рис.2).

В формулах (4) і (5) знак плюс перед другим членом правої частини ставиться зі збільшенням частоти змушуючої сили, знак мінус – із зменшенням частоти.

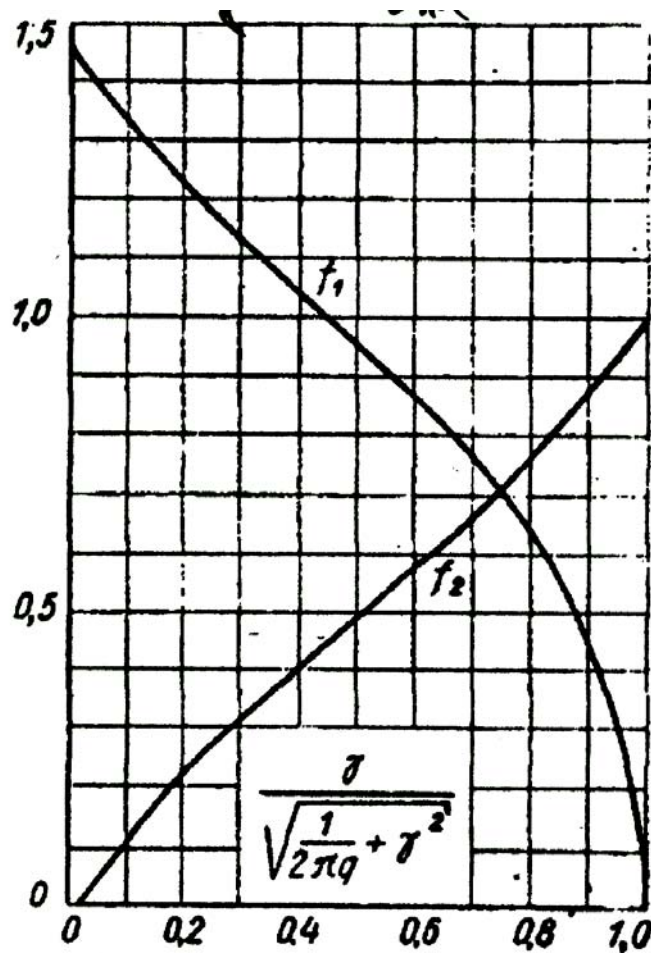


Рис.2. Графіки для визначення коефіцієнтів f_1, f_2

Виконані розрахунки [2], (таблиця 1) для двох значень потужностей P і чисел обертів n для двох режимів (розгін і зупинка) показують на значні величини амплітуд коливань, що перевищують на порядок сталі величини.



Таблиця 1. Зміна параметрів коливань в залежності від режиму роботи

Параметри коливань	$P_1 = 30\kappa Bm$ $n_1 = 1500\text{ об/хв}$		$P_2 = 60\kappa Bm$ $n_2 = 3000\text{ об/хв}$	
	Режим роботи вібросистеми			
	Розгін	Зупинка	Розгін	Зупинка
Частота, $Гц$	10,40	3,25	27,40	13,10
Амплітуда, $10^{-3}, м$	6,30	7,13	7,25	7,42

У зв'язку з цим, розглянемо зміну моментів опору і двигуна для випадків:

- пуск двигуна без навантаження ($M_0 = 0$);
- навантаження вібромашини, що має залежність для моменту опору [6]:

$$M_0(\omega) = \frac{M_{ном}}{(1 - S_{ном})^2} (\omega - \omega_0^2), \quad (6)$$

де $M_0(\omega)$ - навантажувальна характеристика машини в резонансній зоні, яка в загальному вигляді визначається залежністю [2]:

$$M_0(\omega) = F_0 \mu \frac{d_u}{2} + \frac{2(m_0 r_0)^2}{m + m_0} \cdot \frac{h \omega^5}{(\omega_0^2 - \omega_p^2) - (2\delta \omega_p)^2}. \quad (7)$$

У формулах (6) і (7):

$S_{ном}$ - ковзання при номінальному режимі; $M_{ном}$ - номінальний момент двигуна; μ - приведений коефіцієнт тертя кочення в підшипникових вузлах машини; d_u - діаметр цапфи під підшипником; $m_0 r_0$ - статичний момент маси дебалансів; m_0 - незрівноважена маса дебаланса; δ - коефіцієнт згасання коливань; ω_p - резонансна частота коливань.

На рис. 3 наведено графіки зміни моментів $M_{об}$ і M_0 в залежності від частоти, як впливає з цих графіків, опір суттєво впливає на характер руху, а зміна M_0 для двох випадків опору (рис.3, а) впливає на загальну зміну моменту ($M_{об} - M_0$).

Отже, якщо розглядати отримані вище залежності, де прийняті значні припущення і передумови (дискретна модель, постійні коефіцієнти опору і т.п.), а змінюється тільки частота коливань, то навіть в такому випадку впливає (див. рис.1, рис.3), що система є дуже чутливою і має суттєві зміни своїх параметрів (див. дані таблиці).

І другий дуже важливий висновок, що зміна амплітудно-частотного спектру визначається рядом параметрів, які при їх знаходженні потребують надто тонкого експерименту, а достовірність їх величин є основою отримання даних, що адекватні реальному процесу.

Тому при проведенні досліджень головною задачею аргументований вибір методики досліджень із коректною оцінкою похибок вібрації, встановлення критеріїв оцінки якості вимірів і їх параметрів.

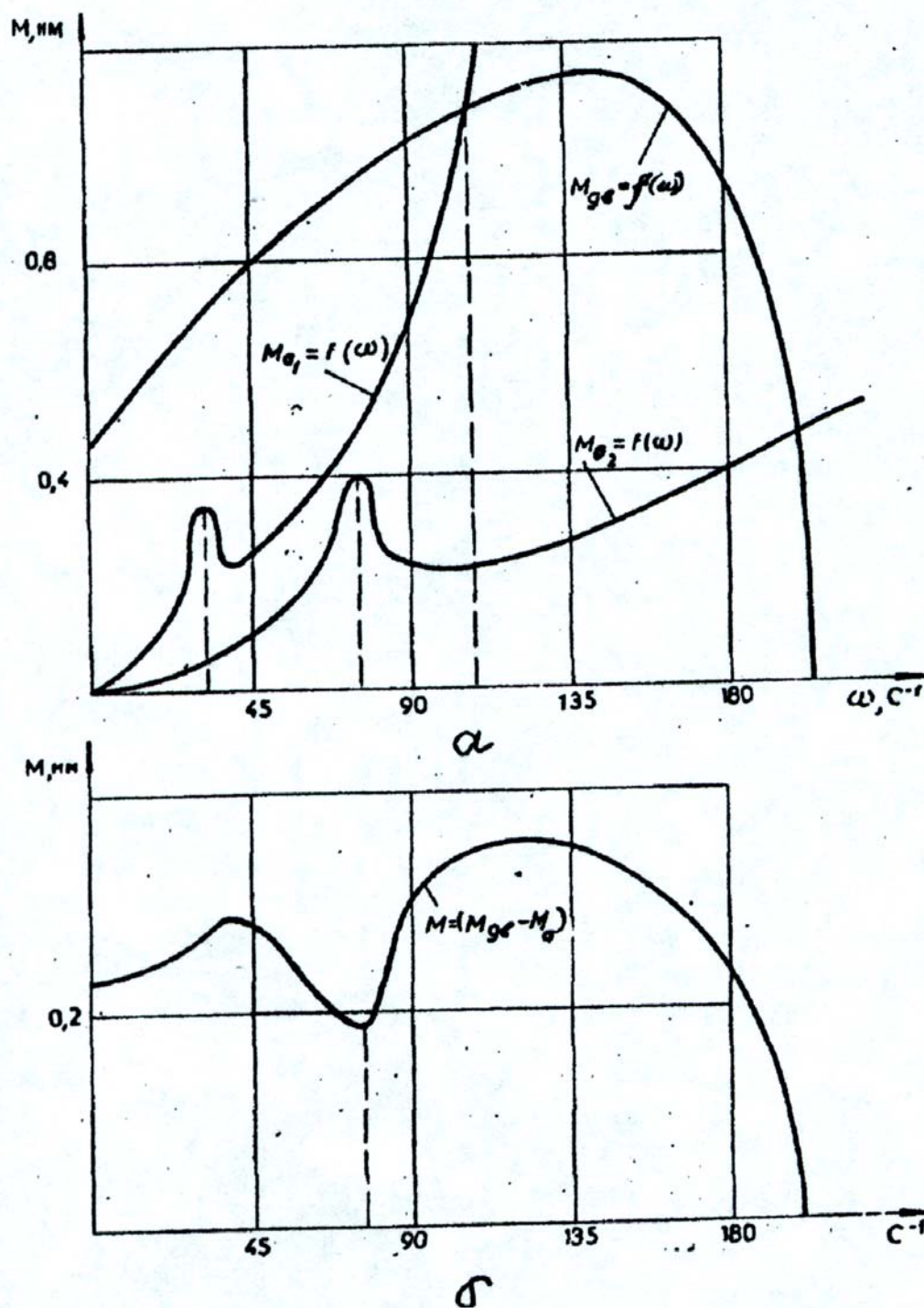


Рис.3. Залежність моменту двигуна і моменту опору (а) і їх різниці (б) від частоти коливань

Виходячи з таких міркувань, проблему вібраційних випробувань можна розділити на ряд етапів:

I – вибір і обґрунтування критеріїв Q_i для оцінки якості матеріалу, що ущільнюється та допустимих значень критерію $Q_{дон}$.

II – вибір характеру і кількісних характеристик вібраційної дії F на оброблювальний матеріал;

III – довготривалість досліджень T_{doc} з метою адекватності умов лабораторних досліджень реальним умовам робочого процесу;

IV – фізична реалізація вибраного дослідницького режиму (F, T_{doc}) і проведення необхідних вимірів;

V – аналіз результатів вимірів, оцінка надійності і якості отриманих результатів досліджень.

Прийнята розбивка дає можливість більш чітко усвідомлювати процес досліджень і встановлює зв'язок етапів між собою і одночасно допускає відносну самостійність цілої низки питань і задач, які відповідають етапам, які згадувалися (рис. 4).

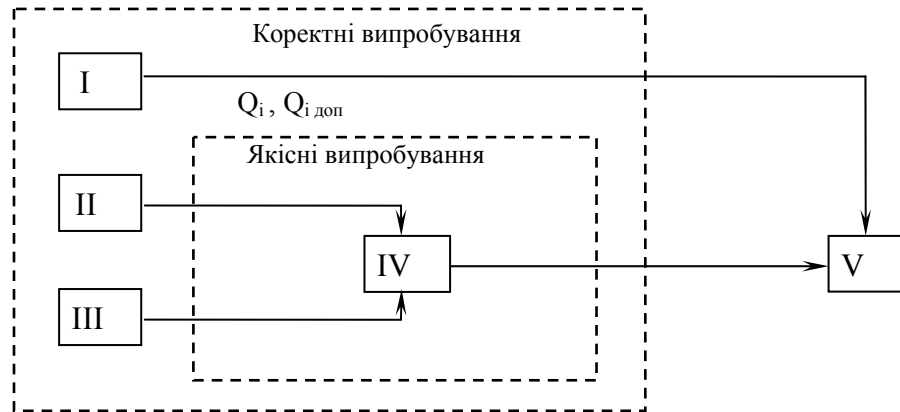


Рис.4. Зв'язок етапів випробувань

Етап I обумовлений вибором тих критеріїв Q_i , які визначають досягнення тої задачі досліджень, які формулюються на початковому етапі. Це критерії або динамічні (швидкість, прискорення і т.п.) або енергетичні (питома енергія, тиск, потужність і т.п.). Важливим елементом є встановлення меж цих критеріїв $Q_{i доп}$.

Етапи II і III тісно пов'язані між собою і цей зв'язок потребує врахування природи середовища, що оброблюють. Це може бути реєстрація щільності, етапи її зміни і зв'язок з параметрами коливань або контактний тиск, як запропоновано в роботі [7], що акумулює інтегральну оцінку якості процесу. Тобто вибір характеру і величини вібраційної дії F і довготривалості цієї дії T_{doc} має бути зумовлений необхідністю забезпечення потрібних умов адекватності лабораторних і реальних вібродій, тобто необхідно мати повну подібність явищ вібростеми.

Якщо прийняти вібродію у вигляді $\{F_{op}\}$, час дії $\{T\}$, а окремо діючу F_{op} на протязі T умовою записати як деякий вібраційний випробувальний режим F_{op}, T або просто робочий режим $F_{op} \in \{F_{op}\}, T \in \{T\}$, то сформульовані вимоги до вибору дослідницького режиму (F, T_{doc}) і проведенню дослідів на вібростійкість можна записати у вигляді

$$\left. \begin{aligned} & (F_{op}, T) Adekv | (F, T_{doc}) \\ & F_{op} \in \{F_{op}\}, \quad F \in \{F\}; \\ & T \in \{T\}, \quad T_{doc} \in \{T_{doc}\} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

де $Adekv$ - символ адекватності фізико-механічних процесів і явищ, що протікають в середовищі, що оброблюють, в реальних і лабораторних умовах, а також послідовність у проходженні цих процесів.

Етап IV є визначальним з точки зору обробки результатів досліджень і на цій основі важливими є такі поняття як якісні і коректні випробування, а також чітка оцінка

похибки моделювання вібрацій. Якісними вважаються такі заміри і випробування, які забезпечують необхідну точність моделювання заданого режиму і вібросистеми в цілому. Коректними можна вважати такі випробування, для яких є справедливими прийняті критерії оцінки робочого процесу, вибраний режим і параметри, надійність вимірів та забезпечення якісних вимірів. Структурна схема вимірювань з оцінкою можливих похибок може бути прийнятою у відповідності до методики [8], трансформованої до нашої вібросистеми.

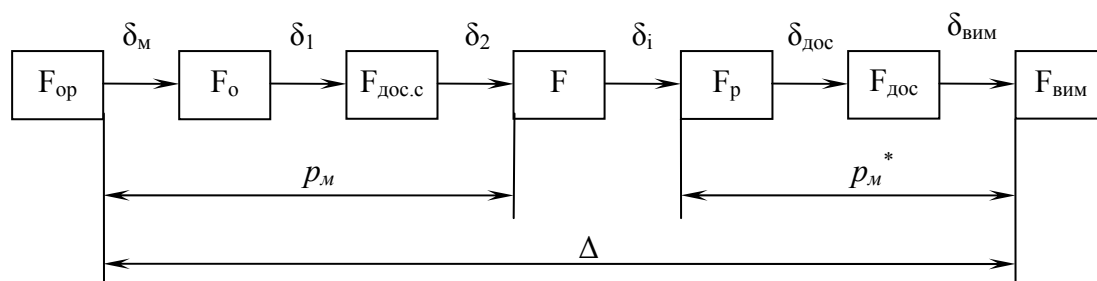


Рис.5. Структурна схема вимірювання:

- p_u - похибка моделювання і вимірювання сили F при розробці методики досліджень;
 p_u - похибка моделювання і вимірювання сили F при розробці методики досліджень;
 p_m^* - похибка моделі дослідницького сигналу; Δ - загальна похибка проведення досліджень;
 δ_m - похибка вибору моделі; δ_1 - похибка наближення сигналу; δ_2 - похибка представлення сигналу;
 δ_i - інструментальна похибка; $\delta_{дос}$ - похибка дослідження; $\delta_{вим}$ - похибка вимірювання.

Як видно з рис. 5, загальна похибка Δ від моделювання коливань до обробки складається з похибки при моделюванні p_m і при проведенні самого експерименту і вимірює p_m^* . Тобто реальне значення сигналу F_{op} навіть на етапі моделювання відрізняється від передбачуваного F , тобто F_{op} відомий з точністю, який залежить від точності вимірювальної апаратури, вибраної моделі цього процесу. Таким чином передбачається вимірювання не F_{op} , а F_o і, отже вноситься похибка δ_m вибору моделі. Наближення F_o періодичним процесом F вносить похибку наближення δ_1 і похибку його представлення δ_2 . На загал при заміні F_{op} на F вноситься похибка моделі вібрації

$$p_m = (\delta_m^2 + \delta_1^2 + \delta_2^2)^{\frac{1}{2}},$$

де

$$\begin{aligned} \delta_m &= p(F_{op}, F_o) = \left(\sum_{i=1}^3 |F_{opi} - F_{oi}|^2 \right)^{\frac{1}{2}}; \\ \delta_1 &= p(F_o, F_{дос.с}) = \left(\sum_{i=1}^3 |F_{oi} - F_i|^2 \right)^{\frac{1}{2}}; \\ \delta_2 &= p(F_{дос.с}, F) = \left(\sum_{i=1}^3 |F_{дос.с.i} - F_i|^2 \right)^{\frac{1}{2}}. \end{aligned} \quad (9)$$

З урахуванням (9) маємо

$$p_m = \left(\sum_{i=1}^3 |F_{opi} - F_i|^2 \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (10)$$



На значення F впливає похибка δ_i , коли здійснюється моделювання безпосередньо на експериментальній віброустановці і у підсумку маємо не F , а F_p . Однак датчик, який фіксує сигнал (наприклад, датчик контактного тиску) в реальних умовах на суміш, що оброблюють, дає сигнал не F_p , а $F_{\text{дос}}$, який відрізняється на величину похибки $\delta_{\text{дос}}$. При вимірюванні вимірювальною апаратурою також вноситься похибка $\delta_{\text{вим}}$, що в кінцевому результаті маємо $F_{\text{вим}}$.

Похибка моделювання на етапі самого експерименту має вигляд

$$p_m^* = (\delta_i^2 + \delta_{\text{дос}}^2 + \delta_{\text{вим}}^2)^{\frac{1}{2}},$$

або за аналогією з (9)

$$p_m^* = p \cdot (F, F_{\text{дос}}) = \left(\sum_{i=1}^3 |F_i - F_{\text{вим},i}|^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

Отже з урахуванням (9) – (11) і у відповідності до рис. 5, отримаємо загальну похибку вібраційних випробувань:

$$\Delta = (p_m^2 + \delta_i^2 + \delta_{\text{дос}}^2 + \delta_{\text{вим}}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (12)$$

Що до якості випробувань і ефективності оцінки надійності, то ці показники взаємозв'язані (рис. 6).

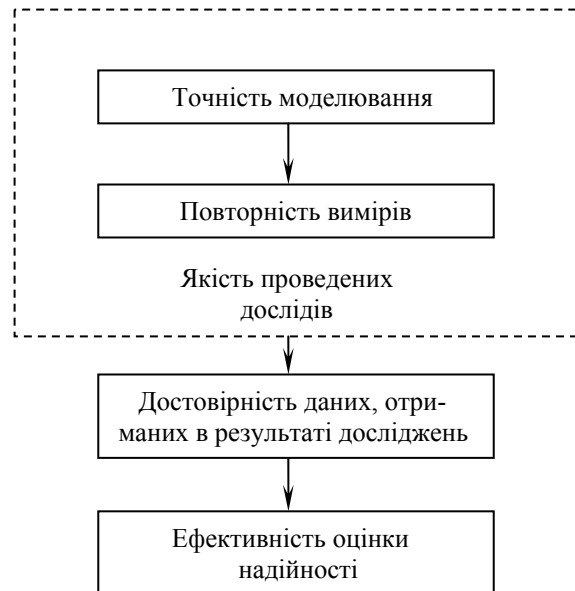


Рис. 6. Структурна схема оцінки надійності вимірів

Висновки

1. Робочий процес вібросистем із змінним режимом руху у часі є визначальним з точки зору оцінки доцільності вибраних параметрів і ефективності вібросистеми в цілому.
2. Незаперечним фактом є те, що у загальному процесі руху вібросистеми вона знаходиться практично у змінному русі і сталий рух є перед усім для попереднього моделювання.
3. Оцінка змінного руху залежить від параметрів, що потребують надто точного моделювання і вимірювання, що потребує проведення аналізу і визначення дійсних значень похибок при моделюванні і вимірюванні.
4. Подальші дослідження руху машин зі змінними параметрами лежать у площині обґрунтування доцільності вимірів тих чи інших параметрів (наприклад, контактного



тиску), вибору критеріїв оцінки забезпечення якості обробки матеріалу (наприклад, досягнення максимальної щільності матеріалу за мінімальний час роботи вібростеми), їх якісна та числова оцінка.

Література

1. Бауман В.А., Быховский И.И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. – М.: Высшая школа, 1977. – 255с.
2. Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных систем. – К.: ИСИО, 1993. – 216с.
3. Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И., Гарнец В.Н. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. – К.: Высшая школа, 1985. – 168с.
4. Кац А.М. Вынужденные колебания при прохождении через резонанс// Инженерный сб. – 1947. – Т3. – Вып.2 – С.100-125.
5. Гончаревич И.Ф., Сергеев П.А. Вибрационные машины в строительстве. – М.: Машгиз, 1963. – 311с.
6. Кошкин Н.И., Ширкович М.Г. Справочник по элементарной физике. – М.: Наука, 1965. – 246с.
7. Назаренко И.И. Определение сил сопротивления бетонной смеси при колебаниях виброплощадки// Горн., строит. и дор. машины – К. 1973. – Вып.16. – С. 129-135
8. Божко А.Е., Гноевой А.В., Шпачук В.П. Пространственные вибровозбуждение. – К.: Наукова думка, 1987. – 192с.