

Техніка Будівництва



11, 2002

Техніка Будівництва



Науково-технічний журнал

№11, 2002

ISSN 0025-8903
УДК 623.413:625.7:69.002

**ТЕХНІКА
БУДІВНИЦТВА**

Науково-технічний журнал
11 '2002

Видається з 1997р. двічі на рік
Свідоцтво про державну реєстрацію КВ №1250 від 17.02.95 р.

Засновники: Академія будівництва України,
Київський національний університет будівництва і архітектури

Редакційна колегія:

Назаренко І.І., д-р техн. наук (головний редактор)
Андріяннов В.П.; Антонюк А.С., канд. техн. наук; Бойко І.П., д-р техн. наук;
Баладінський В.Л., д-р техн. наук; Барашиков А.Я., д-р техн. наук;
Войтенко С.П., д-р техн. наук; Гвоздь О.О.; Гончаренко Д.Ф., д-р техн. наук;
Гречанінов В.П., Григоровський Є.П., д-р техн. наук; Гулеватий С.І., канд. техн. наук;
Злобін Г.К.; Клименко М.О. (відповідальний секретар); Кривенко П.В., д-р техн. наук;
Лівінський О.М., д-р техн. наук; Лимаренко В.О., канд. техн. наук;
Ловейкін В.С., д-р техн. наук; Муляр Л.Х., канд. арх., Олійник О.Я., д-р техн. наук;
Пермяков В.О., д-р техн. наук; Проценко К.І., Рунова Р.Ф., д-р техн. наук;
Сівко В.Й., д-р техн. наук; Смірнов В.М., канд. техн. наук (заст. головного редактора);
Сукач М.К., канд. техн. наук; Хмара Л.А., д-р техн. наук; Черненко В.К., д-р техн. наук

Рекомендовано до друку Вченою радою
Київського національного університету будівництва і архітектури
Протокол № 35 від 1.11.2002 р.

Редактор Баранов Ю.О.
Технічний редактор Свідерський А.Т.
Комп'ютерна верстка Клименко М.О.
Коректор Крашевська Л.Г.

Мова видання: українська і російська

© Техніка будівництва, 2002

ЗМІСТ

| | |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Назаренко І.І., Ручинський М.М., Стройков В.В. Рух і стійкість віброударних формувальних машин будіндустрії | 4 |
| Човнюк Ю.В. Информационный и спектральный (Фурье) анализы ударно-вибрационно-волновых процессов, полей, технологий в моделировании, диагностике состояния, автоматизации управления и проектирования современных строительных человеко-машинных (эргатических) систем. Часть II | 10 |
| Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г. Аналіз нелінійних маятникових коливань вантажу кранів при їх пуску | 15 |
| Сівко В.Й., Назаренко М.І. Статичні характеристики автоматичного управління процесу ущільнення бетонних сумішей | 19 |
| Баранов Ю.О., Клименко М.О., Басараб В.А. Методика експериментальних досліджень взаємодії середовища з робочим органом ударно-вібраційної площадки | 24 |
| Корнійчук Б.В. Методика досліджень динаміки трьохмасової електромагнітної установки | 29 |
| Бондаренко Л.М. Аналітичні залежності для визначення коефіцієнта тертя кочення для найбільш вживаних схем дотику | 32 |
| Яковлев С.А., Бондаренко Л.Н. Аэроупругие колебания пластин с шарниром трения качения | 36 |
| Пелевін Л.Є., Фомін А.В., Рашківський В.П. Використання явища резонансу при розробці ґрунту в гідравлічних динамічних приводах | 39 |
| Пенчук В.А. Оценка эффективности процессов разработки грунта | 45 |
| Сукач М.К. Моделирование донных осадков для гипербарических испытаний | 49 |
| Любченко С.М., Головань В.П., Вольтерс О.Ю. Дослідження силових та геометричних параметрів роликів пристрою для видалення керна при кільцевому бурінні свердловин | 53 |
| Снисаренко В.И. Особенности применения грейферов при проходке колодцев и узких траншей | 56 |
| Зухба А.Г. Синтез параметров фрезерного траншекопателя, минимизирующих неравномерность нагружения привода рабочего органа (постановка задачи. методика решения) | 61 |
| Сурашов Н.Т. Влияние продолжительности эксплуатации режущих ножей ЗТМ на рабочий процесс | 67 |
| Сердюк В.І. Вибір та ефективно використання будівельної техніки | 71 |
| Лесько В.І. Прогнозні моделі надійності елементів гідроприводу будівельних машин | 75 |
| Григоровський Є.П., Вознюк І.В. Автоматизовані системи управління інженерними мережами | 80 |
| Цилорик Л.І., Шороп І.Є., Сторожилова Г.І. Дослідження алгоритмів управління дозаторами дискретної дії з метою зменшення похибки дозування | 85 |
| Сакалла Имад Алдин Акрам Моделирование и алгоритмизация оптимизационных задач в системе водоснабжения в условиях АСУ ТП | 88 |
| Прокопчук І.Т., Свинар В.С. Вплив корозії на тривалість роботи водопровідних мереж на прикладі м. Києва | 93 |
| Таварткіладзе І.М., Федорець М.В. Концептуальне рівняння матеріального балансу з урахуванням віку біоценозу | 97 |
| Правила підготовки рукописів | 101 |

УДК 666.97

І.І. Назаренко, д-р техн. наук, професор КНУБА,
М.М. Ручинський, канд. техн. наук, доцент КНУБА,
В.В. Стройков, чл.-кор. АБ України

РУХ І СТІЙКІСТЬ ВІБРОУДАРНИХ ФОРМУВАЛЬНИХ МАШИН БУДІНДУСТРІЇ

Віброударні машини широко використовуються у будівельній галузі для ущільнення бетонних сумішей і ґрунту. Пояснюється це тим, що під час реалізації удару у середовищі виникають великі стискальні напруження (за рахунок великих прискорень), які спричиняють виникнення деформацій і, як наслідок, збільшення щільності суміші.

Дослідженню руху віброударних систем присвячено багато робіт [1, 2, 3, 4 та інші], що являють собою аналіз і синтез механічних віброударних систем. Щодо робіт, присвячених дослідженню віброударних машин для ущільнення бетонних сумішей, можна відмітити [7, 8, 9, 10, 11, 12 і інші]. В цих роботах визначаються параметри руху подібних систем, виходячи із тих чи інших припущень. Найбільш загальними є припущення щодо моделі системи "вібромашина - оброблювальне середовище", яка представляється дискретною. В роботах [10, 11] зроблено уточнення моделі, де запропоновано методику переходу від дискретно-континуальних систем (дискретна – машина, континуальна – середовище) до суто дискретних з урахуванням хвильових явищ у бетонній суміші. Такий підхід дає можливість значно спростити розрахункову схему. Принцип переходу найбільш реальної схеми до розрахункової (дискретної) приведено в роботі [10] (рис. 1).

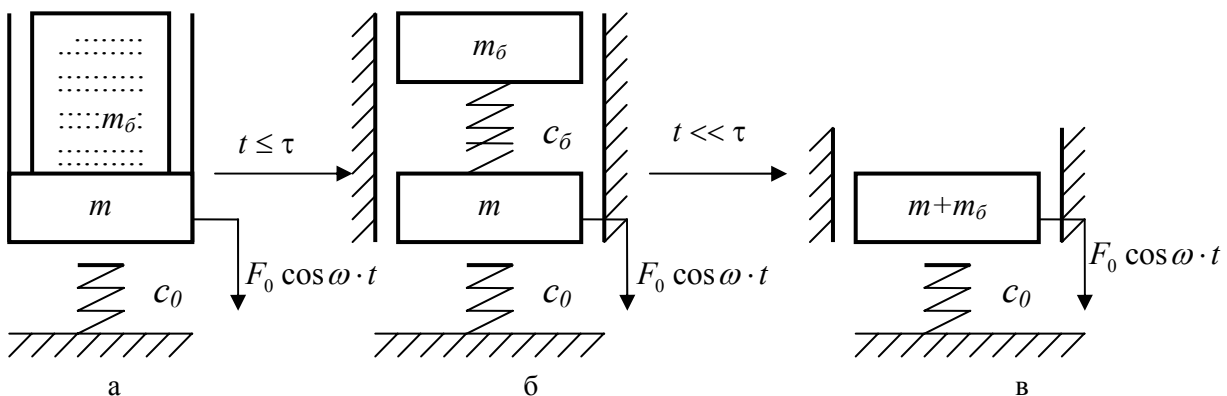


Рис.1. Розрахункові схеми вібросистеми:

а – дискретно – континуальна, б – дискретна (двомасова), в - дискретна (одномасова)

Одним із основних критеріїв таких систем – енергія удару в періодичному русі, яка і визначає ефективність режиму.

Відомі методи аналізу динаміки віброударних систем [1, 2, 8] не враховують ударної взаємодії в системі і, як результат, не дозволяють достеменно точно визначати оптимальні параметри системи і збудження по швидкості ударів по обмежнику коливань. Слід відмітити ту важливу обставину, що наближені методи не дають можливість врахувати ту особливість кусочно-лінійних систем (до яких відносяться віброударні машини), відповідно до якої сталий режим їх руху є результатом накладання вимушених і власних коливань, які виникають після кожного співудару мас вібросистеми через пружний обмежник коливань. Наближені методи аналізу динаміки кусочно-лінійних систем не враховують також і кратність між кількістю співударів і періодом змушуючої сили.

Розглянемо умову існування стійкості режимів руху системи з відривом від пружного обмежника коливань (рис. 1, в) на межах лінійних ділянок у відповідності до роботи [4]:

$$\frac{\varepsilon^2}{|1-\varepsilon^2|} \cdot \frac{\sin \varphi + \sin(\tau_x + \varphi)}{2} \leq q \leq \frac{\varepsilon^2}{1-\varepsilon^2}; \quad (1)$$

де $\varepsilon^2 = \frac{c}{m\omega^2}; \varphi = \frac{\pi + \tau_x}{2}; \left(\varphi = \frac{3\pi + \tau_x}{2} \right)$

В залежностях (1) прийняті умовні позначення:

c – пружна жорсткість обмежника; q – відношення ваги вібронашини ($Q=mg$) до

амплітуди змушуючої сили F_0 : $q = \frac{Q}{F_0}$; ω – частота змушуючої сили; τ_x – тривалість руху

вібронашини у контакті з пружним обмежником коливань: $\tau_x = \frac{\pi}{\varepsilon}$; φ – фазовий кут, який

в розрахунках приймається таким, що забезпечує додатне значення q на границях

$c = \infty (\varepsilon = \infty, \tau_x = 0)$, умова (1) дає значення:

$$q = 1 \quad (2)$$

Із (2) випливає, що верхня і нижня межі областей стійких режимів суміщаються.

Разом з тим, за даними роботи [7] стійкість періодичних режимів при абсолютно жорстких обмежниках коливань визначається співвідношенням

$$1 \leq q \leq \infty \quad (3)$$

При порівнянні співвідношень (2) і (3) випливає, що існування стійких періодичних режимів руху систем з пружними обмежниками (при жорсткості $c \rightarrow \infty$) при граничному значенні не переходить в умову стійкості при рухові відповідних систем із співударом об абсолютно жорсткі обмежники. Для ліквідації цього неспівпадання врахування ударної взаємодії є заміна пружності і дисипації обмежників ударною парою з урахуванням тривалості співудару. Такий підхід дозволяє врахувати ударну взаємодію в вібронашині теоремою імпульсів і коефіцієнтом відновлення швидкості удару.

Рух маси m при відсутності контакту описується рівнянням

$$m\ddot{y} = F_0 \cos(\omega t + \varphi) + Q.$$

Запишемо його в безрозмірних параметрах, враховуючи, що

$$\tau = \omega \cdot t, y = \frac{q\omega^2}{g}. \quad (4)$$

Отримаємо

$$\ddot{y} = \cos(\tau + \varphi) + q. \quad (5)$$

Якщо прийняти, що удар здійснюється в момент $\tau = 0$ і триває час до моменту $\tau = \tau_x$, то умова на початку і в кінці руху вібронашини при відриві від обмежника будуть такими:

$$\text{при } \tau = \tau_x, y = 0, \dot{y} = -R\dot{y}_0; \quad (6)$$

$$\text{при } \tau = 2\pi \cdot i, y = 0, \dot{y} = \dot{y}_0, i = 1, 2, 3, \dots$$

де R – коефіцієнт відновлення швидкості удару \dot{y}_0 .

Використовуючи (4) і (5), отримаємо закономірність руху вібронашини у відриві від обмежника коливань:

$$\begin{aligned} y &= a \sin \varphi + b \cos \varphi + cP_0, \\ \dot{y} &= \dot{a} \sin \varphi + \dot{b} \cos \varphi + \dot{c}P_0. \end{aligned} \quad (7)$$

де a, b, c – прийняті змінні:



$$\begin{aligned}
 a &= \frac{(\tau - 2\pi \cdot i) \sin \tau_x}{2\pi \cdot i - \tau_x} + \sin \tau; \\
 b &= \frac{(\tau - 2\pi \cdot i)(1 - \cos \tau_x)}{2\pi \cdot i - \tau_x} - \cos \tau + 1; \\
 c &= \frac{(2\pi \cdot i - \tau)(\tau_x - \tau)}{2},
 \end{aligned} \tag{8}$$

a, b, c з крапками – похідні змінних по z

Значення $\sin \varphi, \cos \varphi$ і \dot{y}_0 визначаються залежностями

$$\sin \varphi = -\frac{\eta_1 q + \varepsilon_1 \dot{y}_0}{\lambda}; \quad \cos \varphi = \frac{\eta_2 q + \varepsilon_1 \dot{y}_0}{\lambda}; \tag{9}$$

$$\dot{y} = \left[f_1 q \pm \sqrt{\lambda^2 (\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) - f_2^2 q^2} \right] (\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2)^{-1}; \tag{10}$$

де

$$f_1 = \frac{1+R}{2(2\pi \cdot i - \tau_x)} (1 + \cos \tau_x) \left(2\pi \cdot i - \tau_x + 2tg \frac{\tau_x}{2} \right);$$

$$f_2 = \frac{1-R}{2} \left(2\pi \cdot i - \tau_x + 2tg \frac{\tau_x}{2} \right) \sin \tau_x;$$

$$\eta_1 = \frac{\tau_x - 2\pi \cdot i}{2} \sin \tau_x - 1 + \cos \tau_x;$$

$$\eta_2 = \frac{\tau_x - 2\pi \cdot i}{2} (1 + \cos \tau_x) - \sin \tau;$$

$$\varepsilon_1 = \sin \tau_x + \frac{(1+R)(1 - \cos \tau_x)}{2\pi \cdot i - \tau_x};$$

$$\varepsilon_2 = R + \cos \tau_x + \frac{(1+R) \sin \tau_x}{2\pi \cdot i - \tau_x};$$

$$\lambda = 2 \frac{\cos \tau_x - 1}{2\pi \cdot i - \tau_x} - \sin \tau_x.$$

Якщо на практиці частота коливань і пружні характеристики, як правило, є постійними величинами, то в якості змінних може бути співвідношення $\frac{mg}{F_0}$ за рахунок зміни статичного моменту або зміною зазору в ударних парах [10].

Визначення параметра q , при якому забезпечується максимальна швидкість удару і, як наслідок, висока технологічна ефективність [10] знаходиться із рівняння

$$\frac{\partial \dot{y}_0}{\partial q} = 0.$$

Використавши (10), отримаємо

$$P_{\text{онт}} = \frac{1+R}{1-R} \cdot \frac{\sqrt{2(1 + \cos \tau)}}{(2\pi \cdot i - \tau_x)^2} \left(2\pi \cdot i - \tau_x + 2tg \frac{\tau_x}{2} \right). \tag{11}$$

Підставивши це значення q у залежність (10), отримаємо максимальне значення швидкості удару

$$\dot{y}_{\text{онт}} = q_{\text{онт}} \frac{2\pi \cdot i - \tau_x}{1+R}. \tag{12}$$

Розглянемо тепер рух вібромашини в інтервалі $0 \leq \tau \leq \tau_x$. В безрозмірних змінних будемо мати

$$\ddot{y}_1 + 2n\dot{y}_1 + \varepsilon^2 y_1 = \cos(\tau + \varphi) + mg \tag{13}$$

де n' - коефіцієнт дисипації; $\varepsilon^2 = \frac{c_0}{m\omega^2}$; $2n = \frac{n'}{m\omega}$.



Так як рух є періодичним, то

$$y_1(0) = y(2\pi \cdot i) = 0; \quad \dot{y}_1(0) = \dot{y}(2\pi \cdot i) = \dot{y}_0. \quad (14)$$

На основі (13) і (14) отримуємо закономірності руху вібронашини в контактi з обмежником ($0 \leq \tau \leq \tau_x$)

$$\begin{aligned} y_1 &= \dot{y}_0 a_1 + b_1 \sin \varphi + c_1 \cos \varphi + d_1 q, \\ \dot{y}_1 &= \dot{y}_0 \dot{a}_1 + \dot{b}_1 \sin \varphi + \dot{c}_1 \cos \varphi + \dot{d}_1 q. \end{aligned} \quad (15)$$

В (15) як і в (7) крапки над a_1, b_1, c_1, d_1 є похідними по τ , а саме

$$\begin{aligned} a_1 &= e^{-n\tau} \varepsilon_1^{-1} \sin \varepsilon_1 \tau; d_1 = (1 - \dot{a}_1 - n a_1) \varepsilon^{-2}; \\ b_1 &= [(a_1 - \sin \tau) \cos \psi + (\cos \tau - d_1 - n a_1) \sin \psi] \left[(1 - \varepsilon^2)^2 + 4n^2 \right]^{\frac{1}{2}}; \\ c_1 &= [(\cos \tau - d_1 - n d_1) \cos \psi - (a_1 - \sin \tau) \sin \psi] \left[(\varepsilon^2 - 1)^2 + 4n^2 \right]^{\frac{1}{2}}; \\ \varepsilon_1 &= \sqrt{\varepsilon^2 - n^2}; \operatorname{tg} \psi = \frac{2n}{\varepsilon^2 - 1}. \end{aligned} \quad (16)$$

Для моменту τ_x відриву вібронашини від обмежника коливань отримаємо

$$y_1(\tau_x) = y(\tau_x) = 0; \quad \dot{y}_1(\tau_x) = \dot{y}(\tau_x) = -R \dot{y}_0 \quad (17)$$

Підстановкою у рівняння (15) умов (17), а також значення $\sin \varphi$ і $\cos \varphi$ через $q_{\text{онм}}$ і $\dot{y}_{0\text{max}}$ у відповідності до формул (11) і (12) отримуємо залежності для визначення R і τ_x :

$$R = \frac{\delta \left(\dot{c}_1 + \dot{b}_1 \operatorname{ctg} \frac{\tau_x}{2} \right) + 2\lambda_1 (\dot{d}_1 + \delta \dot{a}_1)}{\delta \left(\dot{c}_1 + \dot{b}_1 \operatorname{ctg} \frac{\tau_x}{2} \right) - 2\lambda_1 (\delta + \dot{d}_1)}, \quad (18)$$

$$2\lambda_1 [\dot{d}_1 (d_1 - 1) - a_1 (\delta + \dot{d}_1)] + \left(c_1 + b_1 \operatorname{ctg} \frac{\tau_x}{2} \right) [2\dot{d}_1 + \delta (1 + d_1)] - \left(\dot{c}_1 + \dot{b}_1 \operatorname{ctg} \frac{\tau_x}{2} \right) (2d_1 + \delta a_1) = 0,$$

де $\lambda_1 = \frac{2}{\delta} + \operatorname{ctg} \frac{\tau_x}{2}$; $\delta = 2\pi \cdot i - \tau_x$.

Тут під $a_1, b_1, c_1, d_1, \dot{a}_1, \dots$ розуміються значення цих величин при $\tau = \tau_x$.

У відповідності до роботи [1]

$$\tau_x = \frac{\pi}{\sqrt{\varepsilon^2 - n^2}}; \quad R = e^{-n\tau_x}. \quad (19)$$

Ці співвідношення для нашої системи (див. рис. 1) справедливі при $F_0 = 0$.

Як впливає з рис. 2, що побудований на основі формул (18) для різних значень n (суцільні лінії) і по формулам (19) (пунктирні лінії), при $\frac{\varepsilon}{n} \rightarrow \infty$ $\gamma \rightarrow 0$, $R \rightarrow 1$ і $\tau_x \rightarrow 0$.

Штрихпунктирна крива, яка проведена через точки перетину кривих $R = f\left(\frac{\varepsilon}{n}\right)$ і $\gamma = f\left(\frac{\varepsilon}{n}\right)$ обмежує значення $\left(\frac{\varepsilon}{n}\right)$, при яких можлива заміна пружності і дисипації ударною парою.

Із збільшенням відношення $\left(\frac{\varepsilon}{n}\right)$ значення R і τ_x розраховані по залежностям (18) і (19)

відповідно сходяться і при визначених значеннях $\left(\frac{\varepsilon}{n}\right)$ стають однакові. Це

обумовлюється тим, що по мірі зростання відношення $\left(\frac{\varepsilon}{n}\right)$ збільшується нелінійність

системи. При цьому завдяки зменшенню τ_x змушуючи сила вібронашини $F_0 \rightarrow \text{const}$.

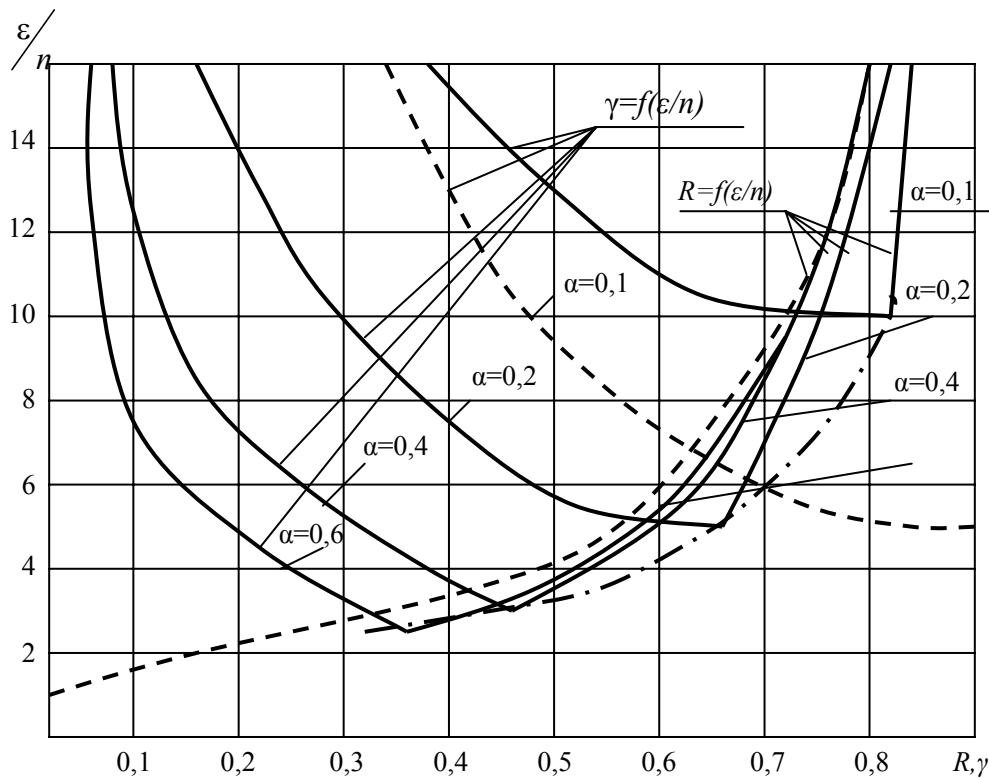


Рис.2. Діаграма залежностей коефіцієнта відновлення швидкості від співвідношення $\frac{\varepsilon}{n}$

Разом з тим, за рахунок збільшення не лінійності зменшується вплив змушуючої сили і ваги на процес співударяння і посилюється вплив ударного імпульсу. Цікаво відмітити, для тих умов формули (18) і (19) дають дуже близькі результати.

Визначимо тепер умову існування і стійкості періодичних режимів, обумовлених залежностями (10). Область дійсних значень y_0 обмежується співвідношенням

$$q \leq \frac{\lambda \sqrt{\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2}}{f_1} \quad (20)$$

Для реального виникнення періодичних режимів необхідно забезпечити визначені обмеження параметрів системи і збурення, визначеними умовами стійкості цих режимів. Для системи (рис.1, в) межа областей стійкості періодичних режимів визначається рівнянням:

$$\pm \dot{y}_0 (1 \pm R)^2 + (2\pi \cdot i - \tau_x) [q(1+R) + \cos(\tau_x + \varphi) + R \cos \varphi] = 0 \quad (21)$$

Тут верхні знаки перед \dot{y}_0 і R відповідають нижній, а нижні знаки – верхній межі. Виключивши із (21) \dot{y}_0 і φ , за допомогою залежностей (9) і (10) отримаємо границі областей стійкості режимів на площині параметрів q і $R(\tau_x)$

Карта стійкості приведена для двох значень коефіцієнта опору $n = 0,2$ і $n = 0,4$. Із карти стійкості слідує, що із збільшенням дисипації область стійких режимів руху системи зменшується при $R \rightarrow 0$. При $R = 1$ (абсолютно пружна система співудару) границі стійких режимів, що визначаються рівнянням (21), співпадають з границями, які визначаються співвідношенням (3).

Аналіз отриманих результатів показує на існування декількох зон стійкості, що важливо для визначення параметрів віброударної системи, які, як відомо, зводяться до двох основних [9]:

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{c}{m\omega^2}} \quad \text{і} \quad q = \frac{mg}{F_0} \quad (22)$$

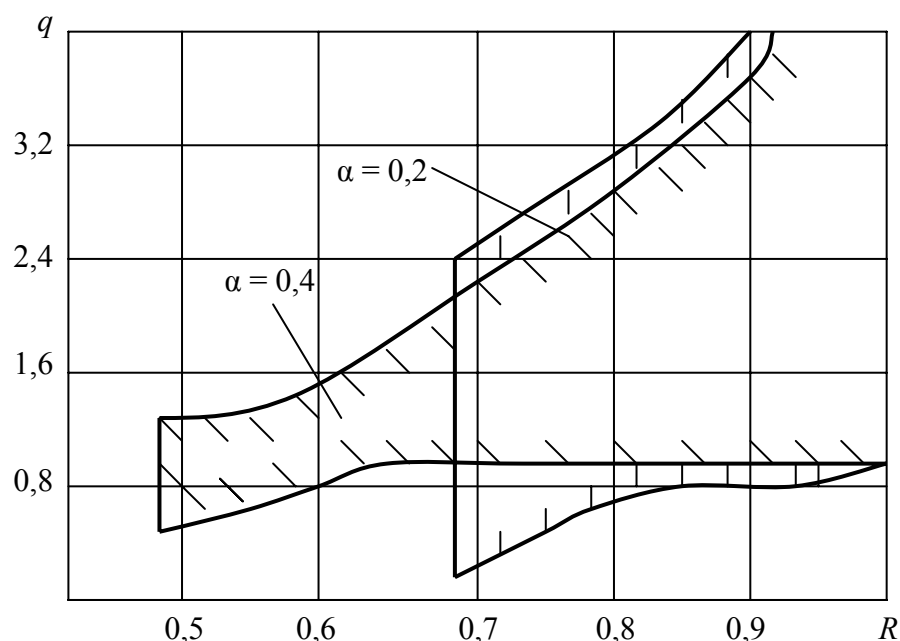


Рис.3. Карта стійкості вібросистеми

В роботі [9] значення ε і q рекомендується вибирати в межах $0,8 << q \leq 1,4$, а $1,6 < \varepsilon < 2$, в той же час параметр ε може приймати значення $4 > \varepsilon > 2$ (див. рис.3), що є також зоною стійкого режиму коливань [10]. Тому цю обставину слід враховувати при розрахунках параметрів машин.

Література

1. Кобринский Е., Кобринский А.А. Виброударные системы. – М.: Наука, 1973. - 592с.
2. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – М.: Машиностроение, 1976. - 320с.
3. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. – М.: Высшая школа, 1972. - 416с.
4. Рагульскене В.Л. Виброударные системы. – Вильнюс: Минтис, 1974. - 320с.
5. Тимошенко С.П., Д.У.Янг, У. Унвер. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1991. - 369с.
6. Закржевский М.В. Колебания существенно-нелинейных механических систем. – Рига: Зинатне, 1980. - 190с.
7. Гусев Б.В., Деминов А.Д., Крюков Б.И. и др. Ударно-вибрационная технология уплотнения бетонных смесей. – М.: Стройиздат, 1982. - 152с.
8. Осмаков С.А., Брауде Ф.Г. Вибрационные формовочные машины. – Л.: Стройиздат, 1976. - 128 с.
9. Савинов О.А., Лавринович Е.Б. Вибрационная техника уплотнения и формирования бетонных смесей. – Л.: Стройиздат, 1986. - 280с.
10. Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных систем. – К.: ИСИО, 1993. - 216 с.
11. Ручинський М.М. Методи дослідження і розрахунку параметрів віброустановки для формування фундаментних блоків//Зб. Гірничі, будівельні та меліоративні машини. - 1999. - №54. - С.83-86.
12. Стройков В.В. Методические рекомендации по выбору режимов формирования и расчёту оптимальных параметров виброударных площадок. – К.: НИИСП, 1975. - 40с.



УДК 539.3:537

Ю.В. Човнюк, канд. техн. наук, Вища школа економіки та ділової адміністрації "АЖІО-Коледж" (м. Київ)

ИНФОРМАЦИОННЫЙ И СПЕКТРАЛЬНЫЙ (ФУРЬЕ) АНАЛИЗЫ УДАРНО-ВИБРАЦИОННО-ВОЛНОВЫХ ПРОЦЕССОВ, ПОЛЕЙ, ТЕХНОЛОГИЙ В МОДЕЛИРОВАНИИ, ДИАГНОСТИКЕ СОСТОЯНИЯ, АВТОМАТИЗАЦИИ УПРАВЛЕНИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ ЧЕЛОВЕКО-МАШИННЫХ (ЭРГАТИЧЕСКИХ) СИСТЕМ. ЧАСТЬ II.

2. Спектральное разложение импульсных полей.

Периодическое вибрационно-волновое поле является некоторым идеализированным пределом, который в действительности никогда не достигается хотя бы потому, что любое поле ограничено в пространстве и во времени. Можно ли представить такое поле как суперпозицию монохроматических волн? Для изучения этого вопроса применим следующий, довольно общий прием. Представим себе, что поле периодически повторяется через некоторый период T , достаточно большой, чтобы можно было пренебречь перекрытием "хвостов" поля. Тогда можно произвести фурье-разложение, а затем, положив $T \rightarrow \infty$, вернуться к исходной задаче об импульсном поле. При $T \rightarrow \infty$ получаем

$$A(t) = \sum_n \frac{A_n}{\sqrt{T}} e^{-in\omega_0 t} \rightarrow \int_{-\infty}^{\infty} dn \frac{A_n}{\sqrt{T}} e^{-in\omega_0 t} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} A(\omega) e^{-i\omega t} d\omega; \quad (1)$$

$$\omega_0 = 2\pi/T; n = \omega/\omega_0; dn = d\omega/\omega_0; A(\omega) = A_n \cdot \sqrt{\frac{T}{2\pi}}.$$

Хотя введение дифференциала d_n не вполне корректно, т.к. n - целое, но это удобно в такого рода предельных переходах. Таким образом, мы получили для импульсного поля фурье-разложение, но не в виде суммы, а виде интеграла. В этом случае говорят о непрерывном спектре поля, т.е. частота гармоник ω пробегает теперь непрерывный ряд значений.

Спектр $A(\omega)$ вычисляется с помощью предельного перехода

$$A(\omega) = \sqrt{\frac{T}{2\pi}} \cdot A_n|_{T \rightarrow \infty} = \sqrt{\frac{T}{2\pi}} \cdot \int_{-T/2}^{T/2} \frac{A(t) e^{i\omega t}}{\sqrt{T}} dt|_{T \rightarrow \infty} \rightarrow \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} A(t) e^{i\omega t} d\omega \quad (2)$$

Калибровка спектра $A(\omega)$ (множитель $1/\sqrt{2\pi}$) выбрана таким образом, чтобы подчеркнуть симметрию соотношений (1), (2). Такая калибровка не является общепринятой. Говорят о фурье-преобразовании, причем спектр $A(\omega)$ называется фурье-образом функции $A(t)$, и, наоборот, $A(t)$ является фурье-образом $A(\omega)$. Отметим еще, что амплитуда постоянной составляющей ($\omega = 0$) с точностью до множителя совпадает с интегралом от поля $A(t)$ (2).

Рассмотрим ряд важных с практической точки зрения примеров спектрального разложения импульсных ударно-вибрационно-волновых полей.

Пример 1. Найти спектр одиночного прямоугольного импульса поля, длительностью τ , амплитудой E_a .

Из формулы (2) имеем

$$E(\omega) = \frac{E_a}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\tau/2}^{\tau/2} e^{i\omega t} dt = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot E_a \cdot \frac{\sin\left(\frac{\omega\tau}{2}\right)}{\omega}. \quad (3)$$

Амплитудный спектр: $|E(\omega)| = \sqrt{2} \cdot E_a \cdot \frac{|\sin \omega\tau/2|}{\omega\sqrt{\pi}}$. Найдем теперь спектр импульсного поля частоты ω_0 , существующего конечное время τ : $E(t) = E_a(t) \cdot e^{-i\omega_0 t}$, где $E_a(t) = E_a$ при $-\frac{\tau}{2} < t < \frac{\tau}{2}$ и $E_a(t) = 0$ в остальное время. Иначе говоря, $E_a(t)$ только что рассмотренный прямоугольный импульс. Подставляя вместо $E_a(t)$ его фурье-разложение, мы видим, что спектр поля $E(t)$ просто сдвинут относительно спектра $E_a(t)$ на ω_0 : $E(\omega) = E_a(\omega - \omega_0)$.

Пусть теперь мы сместили поле во времени на интервал t_1 : $E_1(t) = E(t - t_1)$. Тогда в его фурье-разложении появится дополнительный множитель $e^{i\omega t_1}$: $E_1(\omega) = E(\omega) e^{i\omega t_1}$. Иными словами, фаза фурье-гармоники сместится на величину ωt_1 .

Пример 2. Найти спектр затухающих колебаний. Пусть колебания, "включенные" в момент $t = 0$, затухают по экспоненциальному закону $A(t) = A_0 e^{-i\omega_0 t - (t/\tau)}$; $t > 0$. С помощью (2) получаем

$$\begin{cases} A(\omega) = \frac{A_0/\sqrt{2\pi}}{\frac{1}{\tau} - i(\omega - \omega_0)}; |A(\omega)| = \frac{A_0}{\sqrt{2\pi}} \cdot \frac{\tau}{\sqrt{1 + (\omega - \omega_0)^2 \tau^2}}; \\ |\varphi(\omega)| = \text{Arctg}(\omega - \omega_0)\tau, i = \sqrt{-1}. \end{cases} \quad (4)$$

При $\tau \rightarrow \infty$ имеем незатухающие колебания, "включенные" в момент $t = 0$. При $\omega \neq \omega_0$ их спектр найдем из (4), положив $\frac{1}{\tau} = 0$:

$$A(\omega) = \frac{iA_0}{\sqrt{2\pi} \cdot (\omega - \omega_0)}, \omega \neq \omega_0. \quad (5)$$

Чтобы найти поведение спектра при $\omega \rightarrow \omega_0$, произведем предельный переход $\tau \rightarrow \infty$

$$A(\omega) = \frac{A_0}{\sqrt{2\pi}} \cdot \frac{\tau + i\tau^2(\omega - \omega_0)}{1 + \tau^2(\omega - \omega_0)^2}. \quad (6)$$

Можно показать, что первое слагаемое $\frac{\tau}{(1 + \tau^2\Omega^2)} \rightarrow \pi\delta(\Omega)$ при $\tau \rightarrow \infty$ ($\Omega = \omega - \omega_0$), где δ - дельта-функция П. Дирака. Действительно

$$\int_{-\infty}^{\infty} \frac{\tau d\Omega}{1 + \tau^2\Omega^2} = \text{Arctg}(\tau\Omega) \Big|_{-\infty}^{\infty} = \pi, \text{ откуда} \\ \frac{1}{\pi} \lim_{\tau \rightarrow \infty} \frac{\tau}{1 + \tau^2\Omega^2} = \delta(\Omega). \quad (7)$$

Второе слагаемое в (6) при $\tau \rightarrow \infty$ дает (5). В результате получаем спектр незатухающих колебаний в виде

$$A(\omega) = \sqrt{\frac{\pi}{2}} A_0 \delta(\omega - \omega_0) + \frac{iA_0}{\sqrt{2\pi}(\omega - \omega_0)}. \quad (8)$$



Второе слагаемое в этом выражении возникает вследствие включения колебаний в момент $t = 0$. Если рассмотреть нарастающие колебания, которые включаются при $t = 0$: $A_1(t) = A_0 \cdot e^{-i\omega_0 t + (t/\tau)}$, $t > 0$, то их спектр будет отличаться от (4) знаком при i , т.е. $A_1(\omega) = A^*(\omega)$. То же относится и к предельному спектру (8). Если теперь сложить оба колебания, то в пределе $\tau \rightarrow \infty$ получается монохроматическое колебание с $A_{\Sigma} = A + A_1 \rightarrow A_0 e^{-i\omega_0 t}$, спектр которых есть δ -функция:

$$A_{\Sigma}(\omega) = \sqrt{2\pi} \cdot A_0 \cdot \delta(\omega - \omega_0). \quad (9)$$

При $\omega_0 = 0$ получим из (8) спектр "ступеньки", т.е. постоянного поля, включенного в момент $t = 0$, а из (9) - спектр статического поля.

Пример 3. Проанализировать спектр поля в виде группы из N одинаковых прямоугольных импульсов длительностью τ , отстоящих друг от друга на расстоянии T .

Спектр одиночного импульса дается выражением (3) с фазовым множителем $e^{in\omega T}$, где n - номер импульса. Спектр сигнала равен сумме спектров импульсов, так что получается спектр (3) умноженный на сумму

$$S(\omega) = \sum_{n=0}^N e^{in\omega T} = \frac{1 - e^{iN\omega T}}{1 - e^{i\omega T}}. \quad (10)$$

Амплитудный спектр в этом случае

$$|E(\omega)| = \sqrt{\frac{2}{\pi}} E_0 \cdot \left| \frac{\sin \frac{\omega\tau}{2}}{\omega} \right| \cdot \left| \frac{\sin \frac{N\omega T}{2}}{\sin \frac{\omega T}{2}} \right|. \quad (11)$$

Спектр (11) характеризуется тремя параметрами. Полная ширина спектра $\Delta\omega \sim \pi/\tau$ определяется одиночным импульсом. Положение линий определяется периодичностью импульсов T или нулями знаменателя (11) $\omega_m = 2\pi m/T$, при этом $S_m = N$. Наконец, ширина линий зависит от полной длины сигнала $\delta\omega \sim \pi/NT$. В частности, при $N \rightarrow \infty$ получается дискретный спектр.

Анализ соотношений, полученных в примере 3, позволяет сделать ряд важных выводов, полезных в практике использования подобных сигналов для ударно-вибрационно-волновых технологий, диагностики состояния, автоматизации управления и проектирования, моделирования и инженерных расчетов современных строительных машин, а именно:

1) в зависимости от характеристик осциллятора, с которым взаимодействует такое поле, его сложный спектр "воспринимается" совершенно по-разному. Очень "плохой" осциллятор (моделирующий обрабатываемую среду) с временем затухания $\tau_{ке\Box} \ll T$ реагирует на отдельный импульс, и для него этот спектр- непрерывный с шириной $\Delta\omega \sim \pi/\tau$. Осциллятор получше ($T \ll \tau_{ке\Box} \ll NT$) регистрирует дискретный спектр, "не замечая" конечной ширины линий. Наконец, высокодобротный осциллятор ($\tau_{ке\Box} \gg NT$) регистрирует полную структуру спектра $|E(\omega)|$ (11);

2) в общем случае спектр характеризуется несколькими масштабами $\Delta\omega$, отражающими через соотношение неопределенности Гейзенберга сложную структуру поля (разные Δt). Это соотношение имеет следующий вид

$$\Delta\omega \cdot \Delta t \sim \pi; \Delta k \cdot \Delta x \sim \pi, \quad (12)$$

где $\Delta\omega$ - ширина спектра (частотная); Δt - длительность поля; Δk - спектральная ширина поля в области волновых чисел; Δx - характерный размер (неоднородности)

поля. В частности, дискретный спектр можно характеризовать некоторой полной шириной, которая $\sim \pi/\tau$.

3. Информационный анализ ударно-вибрационно-волновых полей в режиме реальной эксплуатации строительных машин.

В соответствии с формулой Шеннона количество (ΔI) информации (в битах), которую содержит любой сигнал в полосе частот $\Delta\omega$ и в единичном интервале времени,

$$\frac{\Delta I}{\Delta t \cdot \Delta\omega} = \frac{1}{2\pi} \log_2 \left(1 + \frac{P_c}{P_{ш}} \right), \quad (13)$$

где $P_c, P_{ш}$ – мощности сигнала и шума, соответственно. Поскольку этот закон основан только на соотношении неопределенности и общем понятии о количестве информации, он переносится на плотность информации на единицу длины "изображения" сигнала (Δx) в интервале Δk_x

$$\frac{\Delta I}{\Delta x \cdot \Delta k_x} = \frac{1}{2\pi} \log_2 \left(1 + \frac{P_c}{P_{ш}} \right). \quad (14)$$

Полученная формула легко обобщается на двумерный случай

$$\frac{\Delta I}{\Delta S \cdot \Delta k_x \cdot \Delta k_y} = \frac{1}{(2\pi)^2} \log_2 \left(1 + \frac{P_c}{P_{ш}} \right). \quad (15)$$

где ΔS – площадь "изображения" сигнала. В трехмерном случае (наиболее общем)

$$\frac{\Delta I}{\Delta V \cdot \Delta k_x \cdot \Delta k_y \cdot \Delta k_z} = \frac{1}{(2\pi)^3} \log_2 \left(1 + \frac{P_c}{P_{ш}} \right). \quad (16)$$

где ΔV – объем "изображения" сигнала.

Учитывая (12) можно показать, что минимальная величина информации, которую содержит любой сигнал, оценивается в:

$$\Delta I = \frac{1}{2} \log_2 \left(1 + \frac{P_c}{P_{ш}} \right). \quad (17)$$

При $P_c = P_{ш} : (\Delta I)_{\min} = \frac{1}{2}$. Тогда (17) соотношение можно нормировать на $(\Delta I)_{\min}$

следующим образом: $\frac{\Delta I}{(\Delta I)_{\min}} = \log_2 \left(1 + \frac{P_c}{P_{ш}} \right)$. (18)

Из последнего соотношения следует, что для повышения соотношения $\frac{\Delta I}{(\Delta I)_{\min}}$, т.е. увеличения информативности сигнала следует "позаботиться" о росте отношения $\frac{P_c}{P_{ш}}$. Для этого существует два пути: 1) повышать мощность полезного сигнала P_c ; 2) понижать мощность шумов $P_{ш}$, которые всегда присутствуют и сопровождают любые технологические процессы (как, впрочем, и процессы управления машиной).

В таблице 1 представлены количественные соотношения между $\frac{\Delta I}{(\Delta I)_{\min}}$ и $\frac{P_c}{P_{ш}}$.



Таблица 1.

| $\Delta I / (\Delta I)_{\min}$ | $P_c / P_{ц}$ |
|--------------------------------|---------------|
| 1 | 1 |
| 2 | 3 |
| 3 | 7 |
| 4 | 15 |
| 5 | 31 |
| 6 | 63 |
| 7 | 127 |
| 8 | 255 |
| 9 | 511 |
| 10 | 1023 |

Таким образом, чтобы на порядок повысить информативность сигнала, задействованного в определенной технологии (процессе управления (эргатической) системой), следует на три порядка ($\sim 10^3$)

"поднять" соотношение $P_c / P_{ц}$. Это может быть слишком высокой "ценой" (в энерго-мощностных оценках) за полученный информационный "комфорт" (содержательность, информативность) используемых сигналов (в т.ч. в управлении).

В заключении следует отметить, что развитие и дальнейшее совершенствование перспективных строительных технологий, моделирования процессов, происходящих в современных строительных человеко-

машинных (эргатических) системах, диагностики их состояния, автоматизации управления и проектирования должны идти по пути, сочетающем энерго-мощностные и информационные критерии (оценки) рассматриваемых явлений и механизмов взаимодействия (рабочих органов машин с обрабатываемыми средами).

Литература

1. Бриллюэн Л. Наука и теория информации. - М.: Физматгиз, 1960. -400с.
2. Гусев Б.В., Деминов А.Д., Крюков Б.И., Литвин Л.М., Логвиненко Е.А. Ударно-вибрационная технология уплотнения бетонных смесей. - М.: Стройиздат, 1982.-152с.
3. Баладинский В.Л. Динамическое разрушение грунтов. - К.: Изд-во ГУ, 1971. - 226с.
4. Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И., Гарнец В.Н. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. - К.: Вища школа, 1985. - 168с.

УДК 621.873.01

В.С. Ловеїкін, д-р техн. наук, проф. КНУБА,
 Ю.В. Човнюк, канд. техн. наук, доцент КНУБА,
 М.Г. Діктерук, канд. техн. наук, доцент КНУБА

АНАЛІЗ НЕЛІНІЙНИХ МАЯТНИКОВИХ КОЛИВАНЬ ВАНТАЖУ КРАНІВ ПРИ ЇХ ПУСКУ

Відомо [1–3], що при роботі кранів спостерігаються інтенсивні маятникові коливання вантажу, котрі викликають нерівномірний рух кранів чи вантажних візків, додаткові навантаження на силові елементи кранів, створюють незручності при їх експлуатації, що слід враховувати при уточнених розрахунках кранів та оптимізації режимів руху їх вантажопідйомних механізмів при пуску/гальмуванні (кранів).

Задачу маятникових коливань вантажу крану при його розгоні (пуску) можна звести до аналізу коливань плоского маятника з масою m_2 , точка підвісу котрого (із масою вантажного візка m_1 у ній) здійснює рух вздовж горизонтальної прямої (вздовж рейкового шляху крану/вантажного візка).

Функція Лагранжа L для вказаної вище системи набуває наступного вигляду [4]

$$L = \left(\frac{m_1 + m_2}{2} \right) \cdot \dot{x}_1^2 + \frac{m_2}{2} (H^2 \cdot \dot{\varphi}^2 + 2 \cdot H \cdot \dot{\varphi} \cdot \dot{x}_1 \cos \varphi) + m_2 g H \cdot \cos \varphi, \quad (1)$$

де g – прискорення вільного падіння; H – довжина виска канату; φ – кут між канатом маятника та вертикаллю; $x_1(t)$ – закон руху у часі t точки підвісу канату, а крапка над змінною, що залежить від часу t , означає, як завжди, похідну по останній незалежній змінній.

Знаючи L (1), можна скласти рівняння руху розглядуваної системи. Рівняння руху маятника може бути зведене до наступного

$$(m_1 + m_2) \cdot g \cdot \sin \varphi + m_1 \cdot H \cdot \ddot{\varphi} + m_2 \cdot H \cdot \ddot{\varphi} \cdot \sin^2 \varphi + m_2 \cdot H \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \sin \varphi \cos \varphi = 0. \quad (2)$$

Не вводячи ніяких обмежень на амплітуду кута $\varphi(t)$, можна (2) записати у вигляді

$$\omega^2 \sin \varphi \left[1 + \frac{m_2}{m_1 \omega^2} \cdot \frac{d}{dt} [\dot{\varphi} \sin \varphi] \right] + \ddot{\varphi} = 0, \quad (3)$$

де
$$\omega = \sqrt{\frac{(m_1 + m_2)g}{m_1 H}} \quad (4)$$

частота власних маятникових коливань вантажу відносно крану у період його розгону/пуску. Якщо прийняти тривалість процесу пуску крану за t_p то похідну по часу від виразу $[\dot{\varphi} \sin \varphi]$ можна усереднити (за час пуску) й отримати наступне нелінійне рівняння для φ

$$\omega^2 \left[1 + \frac{m_2}{m_1 \omega^2} \cdot \frac{\dot{\varphi}(t_p) \cdot \sin \varphi(t_p)}{t_p} \right] \cdot \sin \varphi + \ddot{\varphi} = 0, \quad (5)$$

де початкові умови для $\dot{\varphi}|_{t=0}$ й $\varphi|_{t=0}$ приймаємо нульовими.

Використовуючи метод, розглянутий в [5], далі дослідимо розв'язки (5). Введемо позначення:

$$\Omega^2 = \omega^2 \left[1 + \frac{m_2}{m_1 \omega^2} \cdot \frac{\dot{\varphi}(t_p) \cdot \sin \varphi(t_p)}{t_p} \right]. \quad (6)$$



Гамільтоніан \tilde{H} розглядуваної системи має вид

$$\tilde{H} = \left(\frac{m_1 + m_2}{2} \right) \cdot \dot{x}_1^2 + \frac{m_2}{2} (H^2 \cdot \dot{\phi}^2 + 2H \cdot \dot{\phi} \cdot \dot{x}_1 \cos \phi) + m_2 g H \cdot \cos \phi. \quad (7)$$

Для зручності використаємо змінні кут-дія, визначені формулами (2.7) [5]. Введемо параметр χ :

$$\chi^2 = \frac{\Omega^2 + \tilde{H}}{2\Omega^2} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\tilde{H}}{\Omega^2} \right), \quad (8)$$

а також змінну ξ :

$$\begin{cases} \chi \sin \xi = \sin \left(\frac{\phi}{2} \right), & (\chi \leq 1) \\ \sin \xi = \sin \left(\frac{\phi}{2} \right), & (\chi \geq 1). \end{cases} \quad (9)$$

З формули (7) для \tilde{H} та (9) знаходимо кутову швидкість $\dot{\phi}(t)$

$$\dot{\phi} = 2\chi \cdot \Omega \cdot \begin{cases} \cos \xi \\ \sqrt{1 - \frac{1}{\chi^2} \cdot \sin^2 \xi} \end{cases} = 2\chi \cdot \Omega \cdot \begin{cases} \text{cn}(t; \chi), & (\chi \leq 1), \\ \text{dn}\left(t; \frac{1}{\chi}\right), & (\chi \geq 1), \end{cases} \quad (10)$$

де cn , dn – еліптичні функції Якобі. При $\chi = 1$ вирази (10) переходять у

$$\dot{\phi} = \pm \frac{2\Omega}{\text{ch}(\Omega t)}. \quad (11)$$

Розкладаючи (10) у ряд Фур'є, маємо

$$\dot{\phi} = 8\tilde{\Omega} \cdot \begin{cases} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{a^{n-\frac{1}{2}}}{1+a^{2n-1}} \cdot \cos[(2n-1)\tilde{\Omega}t], & \chi \leq 1, \\ \frac{1}{4} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{a^n}{1+a^{2n}} \cdot \cos(n\tilde{\Omega}t), & \chi \geq 1, \end{cases} \quad (12)$$

де

$$\begin{aligned} a &= \exp\left(-\pi \cdot \frac{F'}{F}\right), \quad F \equiv F\left(\frac{\pi}{2}; \bar{\chi}\right), \\ n &\in N, \quad F' \equiv F\left(\frac{\pi}{2}; \sqrt{1-\bar{\chi}^2}\right), \quad \tilde{\Omega} = \tilde{\Omega}(\tilde{H}), \end{aligned} \quad (13)$$

$$\bar{\chi} = \begin{cases} \chi, & \chi \leq 1, \\ \frac{1}{\chi}, & \chi \geq 1. \end{cases}$$

У (13) $F\left(\frac{\pi}{2}; z\right)$ – повний еліптичний інтеграл по z першого роду.

$$\tilde{\Omega} = \tilde{\Omega}(\tilde{H}) = \frac{\pi}{2} \cdot \Omega \cdot \begin{cases} \frac{1}{F\left(\frac{\pi}{2}; \chi\right)}, & \chi \leq 1, \\ \frac{\chi}{F\left(\frac{\pi}{2}; \frac{1}{\chi}\right)}, & \chi \geq 1. \end{cases} \quad (14)$$

Проїнтегруємо по часу t вираз (12), тоді матимемо

$$\varphi(t) = 8\tilde{\Omega} \cdot \begin{cases} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{a^{n-\frac{1}{2}}}{1+a^{2n-1}} \cdot \frac{(-1)\sin[(2n-1)\tilde{\Omega}t]}{(2n-1)\tilde{\Omega}}, & \chi \leq 1, \\ \frac{1}{4} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{a^n}{1+a^{2n}} \cdot \frac{(-1)\sin(n\tilde{\Omega}t)}{n\tilde{\Omega}}, & \chi \geq 1. \end{cases} \quad (15)$$

Розглянемо тепер різноманітні асимптотики виразів (12), (13). Використаємо наступні асимптотики повного еліптичного інтегралу $F\left(\frac{\pi}{2}; \chi\right)$ першого роду

$$F\left(\frac{\pi}{2}; \chi\right) \sim \begin{cases} \frac{\pi}{2}, & \chi \ll 1, \\ \frac{1}{2} \ln \frac{32\tilde{H}_s}{\tilde{H}_s - \tilde{H}}, & 1 - \chi^2 \ll 1, \end{cases} \quad (16)$$

де $\tilde{H}_s = \Omega^2$.

Тоді

$$a \sim \begin{cases} \frac{\chi^2}{32}, & \chi \ll 1, \\ \exp\left(\frac{-\pi}{\bar{N}}\right), & 1 - \chi^2 \ll 1, \end{cases} \quad (17)$$

де
$$\bar{N} = \frac{1}{\pi} \ln \frac{32\tilde{H}_s}{\tilde{H}_s - \tilde{H}}. \quad (18)$$

При $\chi \ll 1$ маємо

$$\varphi \approx -\sqrt{2\chi^2} \sin(\Omega t). \quad (19)$$

При $\chi^2 \rightarrow 1$, тобто $\tilde{H} \rightarrow \tilde{H}_s$, поблизу сепаратриси розв'язку рівняння (5) частота коливань $\tilde{\Omega}(\tilde{H}) \rightarrow 0$, а період коливань логарифмічно розбігається (18). Швидкість (кутова) $\dot{\varphi}$ системи наближається до періодичної послідовності солітоноподібних імпульсів (рис.1).

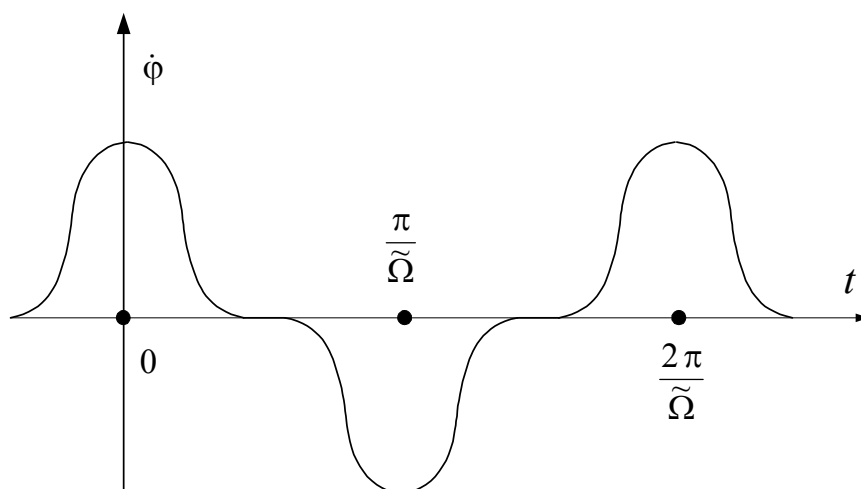


Рис.1. Залежність кутової швидкості $\dot{\varphi}$ від часу поблизу сепаратриси



Відстань між двома пагорбами у одній й тій самій фазі близька до періоду коливань $\frac{2\pi}{\tilde{\Omega}(\tilde{H})}$, а ширина кожного пагорбу близька до $\frac{2\pi}{\Omega}$.

Поява розбіжності при $\tilde{\Omega} \rightarrow 0$ є наслідком наближення до траєкторії, що проходить через гіперболічну точку (тобто до сепаратриси). Ця властивість має місце не тільки при $\tilde{H} \rightarrow \Omega^2 - 0$, тобто знизу, але й при $\tilde{H} \rightarrow \Omega^2 + 0$, тобто й зверху.

У табл. 1 представлені параметри (амплітуда, ширина) солітону швидкості (кутової) $\dot{\phi}$ для різних значень t_p , $m_1 = 415520$ кг і $m_2 = 20000$ кг [2], $H = 10$ м.

Таблиця 1. Параметри солітонів кутової швидкості $\dot{\phi}$ руху системи "вантажний візок крану-канат-вантаж"

| $t_p, \text{с}$ | $\Omega, \text{с}^{-1}$ | Параметри солітона $\dot{\phi}$ | |
|-----------------|-------------------------|---------------------------------|-----------------------------|
| | | Амплітуда $A_s, \text{с}^{-1}$ | Ширина $\Delta_s, \text{с}$ |
| 0,1 | 1,208 | 2,415 | 5,203 |
| 0,5 | 1,177 | 2,355 | 5,337 |
| 1,0 | 1,100 | 2,200 | 5,711 |
| 2,0 | 0,976 | 1,951 | 6,439 |
| 3,0 | 1,007 | 2,015 | 6,237 |
| 4,0 | 1,037 | 2,074 | 6,058 |

Література

1. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160с.
2. Ловейкін В.С. Оптимізація режимів руху машин і механізмів //Машинознавство. – 1999. – №7. – С.24 – 31.
3. Ловейкін В.С. Критерії оцінки режимів руху механізмів і машин //Збірник наукових праць НАУ. – К., 1998.– Т. 4. – С.8-12.
4. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Механика.– М.: Наука, 1965. – Т.1. – 204 с.
5. Заславский Г.М., Сагдеев Р.З. Введение в нелинейную физику: От маятника до турбулентности и хаоса. – М.: Наука, 1988. – 368 с.

УДК 666.97

В.Й. Сівко, д-р техн. наук, професор КНУБА
М.І. Назаренко

СТАТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМАТИЧНОГО УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСУ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ

Статичні характеристики процесу ущільнення є основою для визначення параметрів автоматичного управління (передаючої функції, часу післядії, часу запізнення і т. ін.). Вони можуть бути побудовані шляхом аналізу процесу ущільнення. Як відомо [1], цей процес здійснюється шляхом циклічного навантаження бетонної суміші робочим органом вібраційної машини. При цьому за кожен цикл навантаження в суміші виникають напруження і, як наслідок, деформації. Накопичення залишкових деформацій веде до зміни густини суміші і її ущільнення.

Процес ущільнення не сталий за кожен цикл навантаження. Параметри процесу змінюються в часі навантаження і просторі (тобто по габаритах виробу).

Дослідження перехідних процесів обумовлений необхідністю побудови статичних характеристик і виробу на їх основі датчиків відповідно до параметрів процесу.

Уявімо собі циліндричну ємність, заповнену нелінійно-пружним середовищем (бетонна суміш, Рис. 1). Припустимо, що виникла плоска ударна хвиля, яка поширюється в матеріалі з постійною швидкістю C . В області позаду її фронту швидкість частинок, тиск та густина припускаються постійними.

Мається перехідна зона між фронтом ударної хвилі та незбуреним матеріалом. Умови у перехідній зоні також припускаються установленими. Нехай тиск, густина та швидкість часток бетону позаду перехідної зони, у зоні А суть σ_x, ρ_1, V , а у необхідному матеріалі відповідні величини $\sigma_0, \rho_0, V_0=0$. Так як речовина ніде не акумулюється, то справедливе рівняння збереження маси:

$$C \rho_0 = (C - V) \rho_1 \quad (1)$$

де $C \cdot \rho_0$ - маса матеріалу за одиницю часу у незбуреному матеріалі; $(C - V) \cdot \rho_1$ - маса матеріалу за одиницю часу у збуреному матеріалі.

Матеріал входить у перехідну зону зі швидкістю V_0 та покидає її зі швидкістю V . Прирівнюючи швидкість зміни кількості руху діючій силі, маємо

$$m \cdot (V - V_0) = \sigma_x - \sigma_0 \quad (2)$$

$$C \cdot \rho_0 \cdot V = \sigma_x - \sigma_0 \quad (3)$$

Ці співвідношення визначають значення тиску на фронті хвилі, деформацію частинок бетонної суміші, а відповідно, і діаграму напруг $\sigma_x = f(\epsilon)$. Такі діаграми побудовані нами (Рис.2) для бетону, складу 1:2, В/Ц=0,33, при трьох режимах ущільнення:

$$A_0 = 0.05 \text{ см, } n = 3000 \text{ кол/хв}$$

$$A_0 = 0.05 \text{ см, } n = 6000 \text{ кол/хв}$$

$$A_0 = 0.05 \text{ см, } n = 9000 \text{ кол/хв}$$

Відповідно швидкість ущільнення $V = 15,7 \text{ см/сек; } 31,4 \text{ см/сек; } 47,1 \text{ см/сек}$

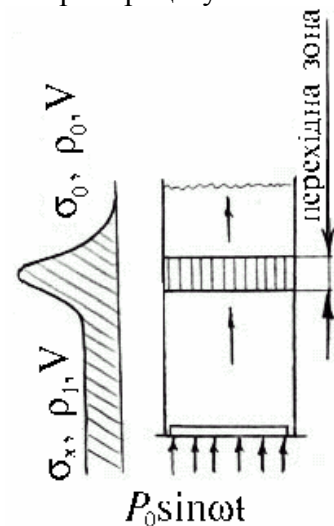


Рис. 1. Схема розповсюдження ударної хвилі

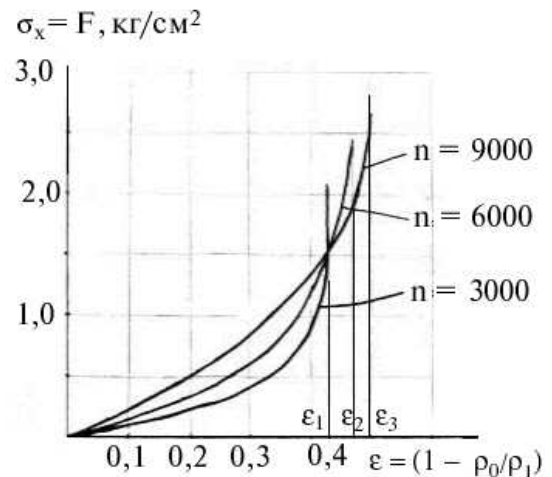


Рис.2. Діаграма навантаження бетонної суміші

Як бачимо з рисунка, вібратори з різними характеристиками ущільнюють бетон до визначеної густини (E_1, E_2, E_3) (експоненціальні криві). Подальше ущільнення можливе тільки вібратором, у якого швидкість коливань $V = A \cdot \omega$ буде більшою. Це дає основу стверджувати, що критерієм вибору режиму формування являється швидкість коливань вібратора. Підвищуючи амплітуду або частоту ми підвищуємо ефективність вібрації.

Коливання, які супроводжують динамічне навантаження, як відомо, носять резонансний характер, тобто володіють властивостями підсилуватись, якщо вони здійснюються при частоті власних коливань виробів. При резонансній частоті коливань переміщення значно більше, ніж при частотах, далеких від резонансу. Таким чином, оптимальний режим віброущільнення бетонних сумішей буде відповідати частоті власних коливань виробу при максимальній швидкості, вибраній за рахунок амплітуди вимушених коливань. Практично ми повинні досягнути того щоб $\sigma_x = F = c \cdot \rho_0 \cdot A \cdot \omega$ було максимальним (статичною напругою у бетоні σ , для виробу невеликої висоти можливо знехтувати). При управлінні регулюючими величинами будуть A і ω вібратора.

На Рис.3 на основі дослідів В. Л. Саковича приведені графіки зміни амплітуди та потужності по мірі ущільнення. А на Рис.4 залежність сили опору від швидкості коливань. Тут амплітуда $A = A_0 \cdot \lambda_0 \cdot \cos(\alpha)$

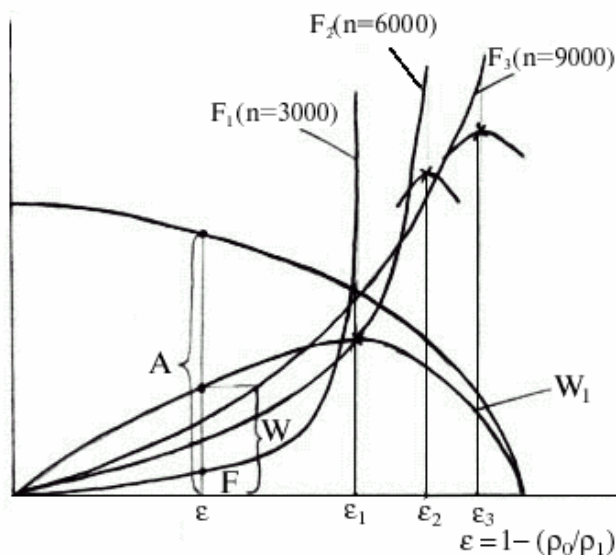


Рис.3. Залежність амплітуди та потужності ущільнення від густини

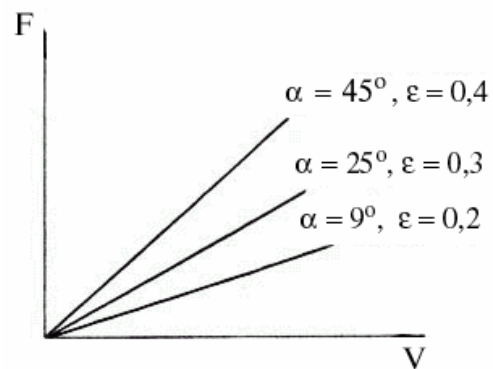


Рис.4. Залежність сили опору коливань швидкості руху вібратора

Потужність ущільнення $W = A \cdot F \cdot \omega$. Кут зсуву фаз $\sin(\alpha) = F/Q_0$. Збурююча сила вібратора Q_0, Q_1, Q_2, Q_3 (вибрана з умови, щоб вібратор робив на максимальну потужність при відповідному максимальному ущільненні), тобто $Q_0 = F/\sin(45^\circ)$. При збільшенні частоти коливань у 2 рази, потужність ущільнення збільшиться у 4 рази. Рис.4 дає пряму пропорційність силі опору від швидкості коливань (гіпотеза в'язкого опору Кельвіна-Фойгта). При складанні диференційного рівняння поведінки вібраційної машини для ущільнення бетону, потрібно розглядати 2 випадки:

1. випадок невстановлених коливань у процесі віброущільнення;
2. випадок встановлених коливань, коли віброущільнення вже здійснилося.

В залежності від цього повинна встановитись відповідна мета: у першому випадку визначення параметрів механічної системи, які забезпечують отримання заданого технологами амплітудно-частотного раціонального, з точки зору ущільнення бетону, режиму коливань робочого органа і, заданого режиму ущільнення; у другому випадку – визначення параметрів механічної системи для досягнення більш якісного ущільнення.

Іншими словами, механіки повинні забезпечити режим ущільнення, заданий технологами, що залучає до цього вібраційні механізми із нелінійними зв'язками, віброударні і т. інше, якщо вони найбільш повно відповідають вимогам технології.

У першому випадку затухання пружних зв'язків вибирається пропорційним амплітуді коливальних, при чому коефіцієнт затухання пружних зв'язків буде змінним, і залежатиме від t (або ϵ):

$$mx + kx + c(t)(x + \Phi(x)) = P_0 \sin(\omega \cdot t) \quad (4)$$

де $c(t) = \partial F / \partial X_{x=L}$ – коефіцієнт затухання пружних зв'язків; $kx + c(t)x$ – пружна сила відновлення; $\Phi(x)$ – внутрішній не пружний опір; m – коливальна маса; k – коефіцієнт жорсткості пружин.

Коливальна маса береться з рахунком коливального бетону m , маса якого змінюється по мірі ущільнення і визначається за формулою

$$m_\mu = c \cdot t \cdot \rho,$$

де t – час дії імпульсу.

У випадку, якщо товщина виробу більше $\lambda = c \cdot t$, коливальну систему треба розглядати як двохмасову, не дивлячись на безперервний рух бетону. В другому випадку

$$m \cdot x + k \cdot x + f(x) \cdot x = P_0 \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (5)$$

де $f(x)$ – коефіцієнт затухання пружних зв'язків $f(x) = \partial F(\epsilon)_{\epsilon=\epsilon_0} / \partial X_{x=L}$

Оскільки коефіцієнт затухання пружних зв'язків $c(t)$ змінюється по мірі ущільнення для забезпечення даного режиму коливальних необхідно мати робочий орган із змінними у часі параметрами. Ця задача не може бути розв'язана технічно. Аналізуючи рівняння (4), можна вибрати параметри, які необхідно змінити для досягнення заданого режиму. При аналізі будемо виходити із сили опору коливальних.

Сила опору коливальних вібратора може бути вибрана основною статичною характеристикою автоматизацією процесу віброущільнення бетонних сумішей, по якій можливо побудувати керування.

Задачею автоматичного керування цього процесу являється забезпечення механічного режиму коливальних вібраційної машини з метою отримання максимальної щільності бетону $F(\epsilon) = \rho_0 \cdot c \cdot A \cdot \omega$.

В якості регулюючих величин тут можуть бути густина ρ (або відносна деформація ϵ), амплітуда коливальних машини n , потужність коливальних машини W .

В якості збурюючих величин можуть бути амплітуда коливальних вібратора A , частота n або їх лінійна комбінація. У зв'язку з цим можливо розглянути 5 випадків управління :

1. Управління машиною з визначеними механічними параметрами, не змінними у часі.

Тут керування може вироблятися по амплітуді, частоті, потужності (Рис.5).

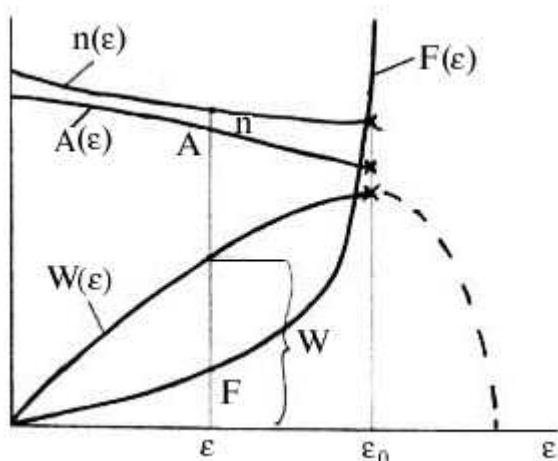


Рис.5. Керування працею машини за якістю ущільнення (густиною).

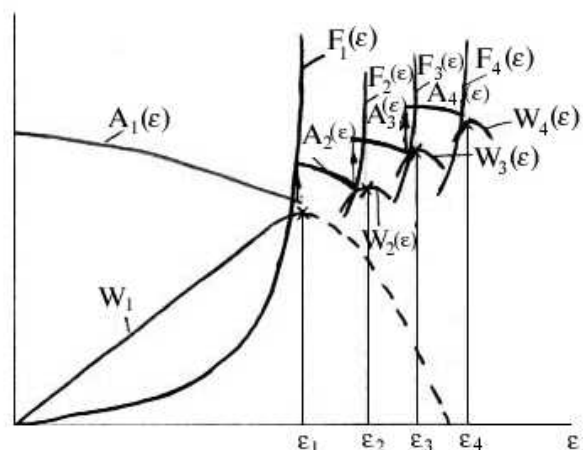


Рис.6. Керування машиною за амплітудою коливальних.

Задачею такого управління являється відключення двигуна машини по досягненню максимально можливого (або заданої) при даному режимі ущільнення густини. В якості керування величин в цьому випадку можуть бути A , n , W , ϵ .

2. Керування машиною із змінними по мірі ущільнення амплітуду (Рис.6) Задачею такого керування являється – по досягненню максимально можливого при даному режимі ущільнення густини переключення двигуна машини на більшу амплітуду (регулятор амплітуд). Амплітуда в цьому випадку являється регулюючою величиною. Керування можливе по A та W (датчик амплітуди, потужності), ε - густина.

3. Керування машиною із змінною по мірі ущільнення частотою коливань (Рис.7).

Задачею такого управління являється – по досягненню максимально можливого при даному режимі ущільнення густини переключення двигуна машини на більшу частоту (регулятор частоти – двигун постійного струму). Регулюючою величиною в цьому випадку є частота. Управління можливе по W та ε .

4. Управління машиною із змінною по мірі ущільнення потужністю (лінійна комбінація амплітуди і частоти, Рис.8) По досягненню максимально можливої при даному режимі ущільнення густини переключасться двигун на роботу в іншому режимі. Регулюючою величиною в цьому випадку являється потужність. Управління можливе по A , ε .

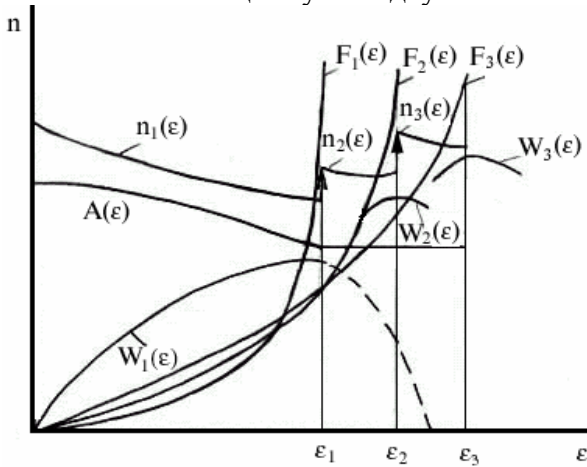


Рис.7. Керування машиною за частотою коливань

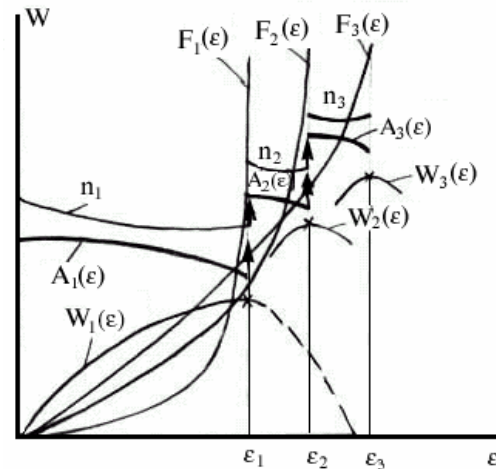


Рис.8. Керування машиною за потужністю

5. Підтримання роботи установки в резонансному режимі (Рис.9). Цей випадок являється найбільш цікавим з точки зору управління, так як він найбільш ефективний з точки зору витрат електроенергії і найбільш повно відповідає вимогам технології. Частота власних коливань вібраційної машини по мірі ущільнення змінюються, так як змінюється опір коливань. Протягом ущільнення у формулі

маса, $W = \sqrt{\frac{C}{M + M}}$, тобто частота власних

коливань зменшується при ущільненні. В зв'язку з цим, якщо в момент включення система знаходиться в положенні з параметрами A_0 , (ω/ω_0) , тобто через деякий час система виявиться у положенні з параметрами A_1 , $(\omega/\omega_0)_1$.

Щоб змінити положення системи, ввести її в зону резонансу, необхідно змінити співвідношення

ω/ω_0 - зменшити його. Це можливо або зменшивши частоту вимушених коливань, або збільшивши частоту власних коливань. З точки зору ущільнення бетону зменшити частоти вимушених коливань небажано. Залишається збільшити частоту власних коливань. Це можливо єдиний засіб – збільшуючи жорсткість пружин можна збільшити частоту вимушених коливань таким чином, щоб співвідношення $\omega/\omega_0 = 1$.

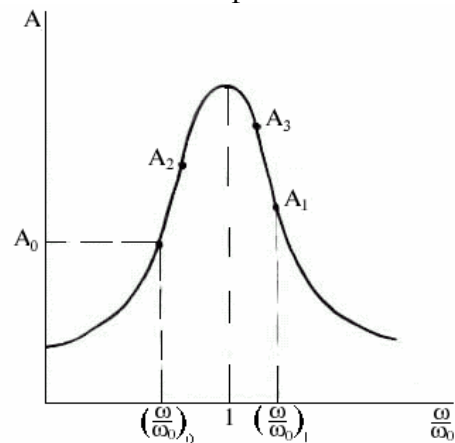


Рис.9. Управління машиною в резонансному режимі

На Рис.10 приведена побудова кривих управління вимушеної частоти коливань та жорсткість пружин по мірі ущільнення. Приведені статичні характеристики повинні бути побудовані в кожному конкретному випадку у відповідності з режимом ущільнення та реологічними характеристиками ущільнення бетонних сумішей. Для наочності на рисунку показано, у випадку застосування більш жорстких сумішей, або сумішей на більш крупному заповнювачі, $C(\epsilon)$, $\omega(\epsilon)$ змістяться у низ.

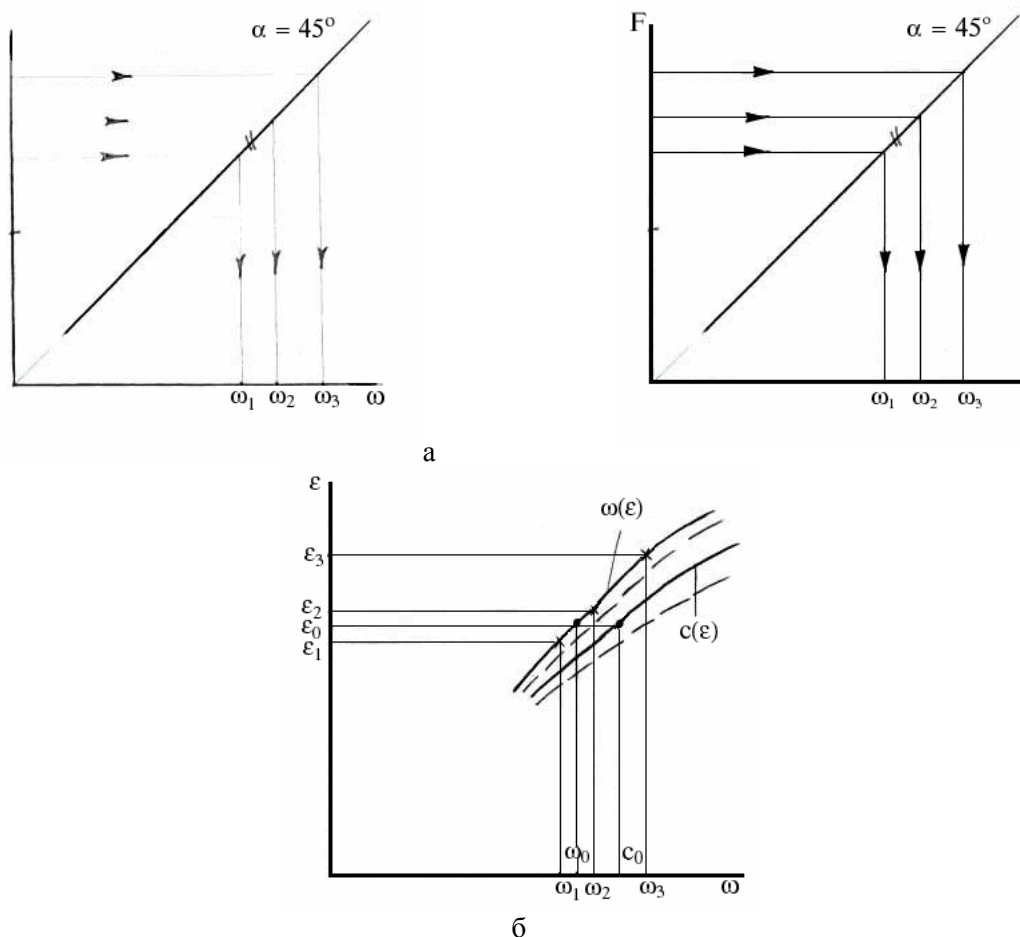


Рис. 10. Параметри управління:

а - частота від опору; б - відносної деформації

Висновки: представлені методики побудови статичних характеристик автоматичного керування процесу ущільнення бетонних сумішей. Подальшою задачею спеціалістів в цій області являється розробка електричних схем, методів і регуляторів управління процесів віброущільнення.

Література

1. Сивко В.И. Основы механики строительных материалов. – К.: Выща шк., 1987. – 168с.



УДК 666.97

*Ю.О. Баранов, к.т.н., доцент КНУБА,**М.О. Клименко, асистент КНУБА,**В.А. Басараб, інженер*

МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВЗАЄМОДІЇ СЕРЕДОВИЩА З РОБОЧИМ ОРГАНОМ УДАРНО-ВІБРАЦІЙНОЇ ПЛОЩАДКИ

Проектування вібраційних машин для виробництва залізобетонних виробів потребує врахування цілого комплексу навантажень, серед яких важливе значення має реакція середовища при виникненні в ньому хвиль. Особливої актуальності ця задача набуває при проектуванні складних нелінійних вібромашин (полігармонічних, ударно-вібраційних автоколивальних та ін.).

На сьогоднішній день існує багато праць присвячених дослідженню впливу середовища на вібраційну машину. В основному ці роботи присвячені дослідженню вібромашин з гармонічним режимом руху. Вплив середовища на динаміку автоколивальної ударно-вібраційної системи з електромагнітним приводом не вивчався. При спробі теоретичного описання динаміки вищезгаданої системи з урахуванням хвильових явищ виникли значні труднощі.

Виходячи з цього задачею експериментальних досліджень є:

1. створення дослідно-експериментального комплексу, який би давав можливість отримувати та обробляти результати з максимально можливою швидкістю та точністю;
2. дослідження наявності хвиль в середовищі, що ущільнюється;
3. дослідження зміни динамічних параметрів машини (переміщення, швидкість, прискорення, частота та ін.).

Експериментальне обладнання, що використовувалось до теперішнього часу для виконання подібного типу досліджень, має ряд недоліків:

1. ступінь точності обладнання (потенційна можливість отримання та передачі даних) набагато нижча необхідної точності та дискретності фізичних процесів, що досліджуються;
2. неможливість отримання чіткої картини явищ при слабкому сигналі датчика;
3. недостатня ступінь захищеності від шумів різного роду;
4. неможливість отримання незалежних результатів по кожному каналу.

Вищевказані недоліки є можливим ліквідувати лише при використанні сучасної аналого-цифрової апаратури.

Дослідження виконувалися на дослідно-експериментальному комплексі (рис. 1), який складається з ударно-вібраційної установки з електромагнітним приводом 11 та апаратури прийому і обробки сигналу.

Для дослідження хвильових явищ (вимірювання тиску) в бетонній суміші використовуються датчики тиску (мездози), які повинні задовольняти наступним вимогам [2, 3]:

1. модуль деформації датчика повинен перевищувати максимальне значення модуля деформації середовища (дана вимога має особливе значення при вимірюванні динамічної складової тиску, коли недостатня жорсткість мездози може бути причиною викривлення не лише значення амплітуди, але й форми коливань вимірюваного тиску);
2. власна частота мездози повинна перевищувати найвищу гармонічну складову динамічної дії;
3. об'ємна вага мездози повинна відповідати об'ємній вазі бетонної суміші;
4. присутність датчика не повинна суттєво впливати на розподіл напружень в місці встановлення;

5. засоби закріплення датчика не повинні викликати ефект армування та концентрації напружень;

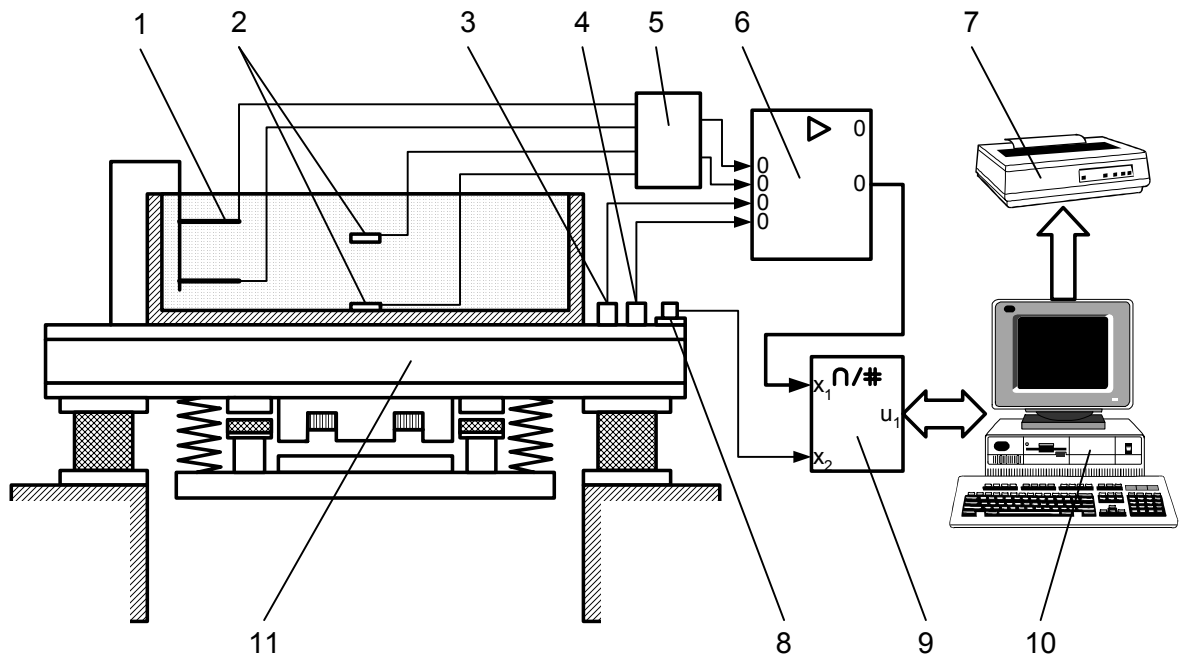


Рис. 1. Схема дослідно-експериментального комплексу:

1 – датчик переміщення шарів суміші; 2 – датчик тиску (мездоза); 3 – датчик переміщення; 4 – датчик прискорення; 5 – додаткові опори (для мостової схеми); 6 – тензостанція Топаз 3-01 (10 каналів вимірювання); 7 – принтер; 8 - датчик швидкості; 9 – аналого-цифровий перетворювач (АЦП), (SD1-ADS16-16); 10 – ЕОМ; 11 – автоколивальна ударно-вібраційна площадка з електромагнітним приводом

Як показали дослідження, найбільш ефективними є датчики тиску (мезدوزи) конструкції ЦНДІБК (рис. 2) [2]. В роботі [3] відмічено, що мездоза ЦНДІБК з гідроперетворювачем може бути використана як для статичних так і для динамічних випробувань. Мездоза ЦНДІБК, як відмічається в роботах [2, 3, 4], має високу чутливість в порівнянні зі звичайними мембранними мездозами, гістерезис в показаннях при навантаженні та розвантаженні складає не більше 2%. Для проведення досліджень були використані мезدوزи ЦНДІБК з діапазоном вимірюваних тисків 0...50 кгс/см². Отриманий сигнал підсилювався за рахунок підсилюючої апаратури.

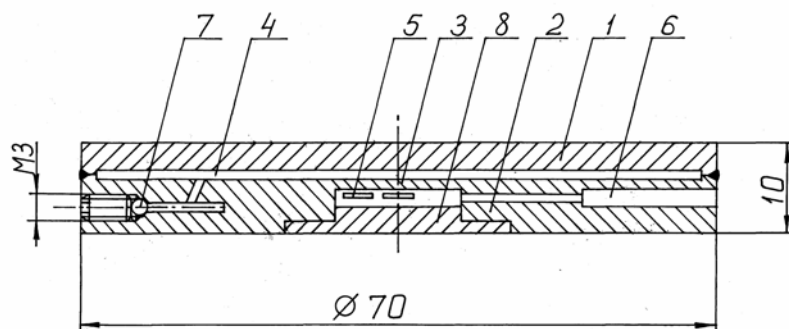


Рис. 2. Конструкція мезدوزи ЦНДІБК з гідроперетворювачем:

1 – приймальний поршень; 2 – корпус; 3 – вимірювальна мембрана; 4 – камера гідроперетворювача; 5 – тензорезистори; 6 – отвір для введення кабелю; 7 - отвір для нагнітання гідравлічної рідини; 8 – кришка;

Слід також вказати, що в мездозах конструкції ЦНДІБК як гідравлічна рідина в камері гідроперетворювача використовується ртуть. На сьогоднішній день є практичні результати по використанню силікону в камері гідро перетворювача. В Україні подібні

датчики (грунтові мездоз) були розроблені в секторі натурних випробувань Київенергопроекту на чолі з Лазебником Г.Є.

Для перетворення механічного сигналу в електричний в мездозі ЦНДІБК використовується мембранний тензорезистор [5], виконаний по півмостовій схемі. Проте, як показали дослідження, півмостова схема не дає достатньої чутливості для даного типу вимірювань, тому була використана мостова схема (міст Уїтстона). Таким чином, половина моста знаходилася в мездозі (тензорезистори мездоз R_1, R_3 , рис. 3), а інша половина (додаткові компенсуючі резистори R_2, R_4) – в екранованому та заземленому корпусі. Номінальні значення опорів додаткових резисторів підбиралися за величинами опорів тензорезисторів.

Слід зазначити, що вибір типу резисторів має суттєве значення. Як показав досвід, використання звичайних резисторів типу МЛТ дає негативний результат, оскільки наявність паразитної індуктивності та ємності призводить до появи шумів в каналі вимірювання. Тому, як рекомендація, слід використовувати високостабільні вугільні резистори типу УЛМ. Для даного типу вимірювань були використані резистори УЛМ ($R=110...120 \text{ Ом}$, $P=0,15 \text{ Вт}$). Також слід зазначити, що використання резисторів змінного опору для регулювання мостової схеми небажано (в цілях зменшення рівня шумів).

В процесі виконання вимірювань з'ясувався суттєвий недолік мостової схеми, який обов'язково слід враховувати, – температурний дрейф нуля. Тому тарування датчиків бажано проводити безпосередньо перед експериментом. Кабелі датчиків повинні мати подвійну ізоляцію, бути екранованими та заземленими.

Тарування датчиків тиску (мездоз) здійснюється за допомогою тарувального пристрою (рис. 4), який включає в себе компресійний бак 5, плунжерний насос 3, манометр 2 ($0...4 \text{ кгс/см}^2$), масляний бак 1 та трубопроводи з'єднання.

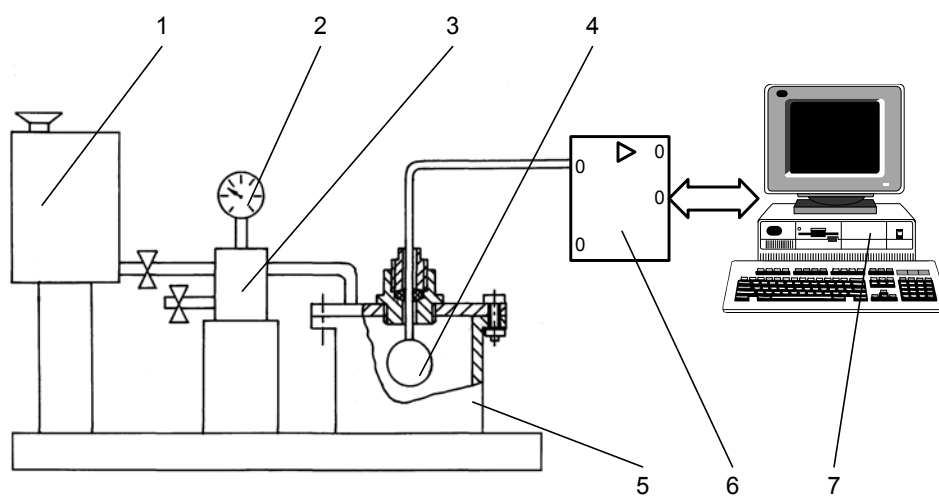


Рис. 4. Схема тарування датчиків тиску (мездоз):

1 – масляний бак; 2 – манометр; 3 – масляний насос; 4 – мездоза; 5 – компресійний бак;
6 – тензостанція; 7 – система аналого-цифрової обробки та запису показань.

Тарування здійснюється наступним чином. Датчик розміщується в компресійному бакові, герметизується, манометр та нуль-індикатор тензостанції виставляється в нульове положення. Після чого за допомогою насоса з збільшують тиск і через кожні $0,1 \text{ кгс/см}^2$ фіксують числове значення зміни показань ЕОМ. За отриманими даними будують графік, що відповідає навантаженню датчика. Аналогічно будують графік при розвантаженні. Для виконання тарування, в тарувальному пристрої використовується індустріальне масло марок И-20, И-40.

Вимірювання амплітуди робочого органу та ударника здійснюється тензометричним способом [6]. За допомогою штативу 1 (рис. 5) консольна пластинка 3 з наклеєними тензорезисторами 2 закріплюється на робочому органі або ударникові. Для компенсації півмостової схеми використовуються резистори типу УЛМ ($R=200 \text{ Ом}$, $P=0,15 \text{ Вт}$).

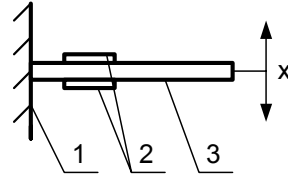


Рис. 5. Схема запису амплітуди коливань робочого органу.

Тарування датчика переміщення здійснюється таким чином: датчик переміщення закріплюється в штативі, лінійне переміщення фіксується за допомогою індикатора годинникового типу, рівень сигналу при цьому фіксується в ЕОМ. Потім будують графік. Слід зазначити, що консольно закріплена пластинка є нелінійною системою, але для малих переміщень ($X = 0,7 \text{ мм}$) закон зміни сигналу від прогину незакріпленого кінця можна вважати лінійним.

Швидкість руху робочого органу фіксують за допомогою магнітоелектричного датчика швидкості який дає можливість підключення безпосередньо до аналого-цифрового перетворювача (рис. 1).

При роботі віброплощадки сигнали від тензодатчиків підсилюються за допомогою тензостанції (тензостанція має гальванічно-розв'язану схему підключення каналів), далі сигнал поступає на вхід аналого-цифрового перетворювача (АЦП). АЦП за спеціальною програмою проводить зчитування аналогового сигналу, перетворення сигналу в числовий код і побудову графіків на екрані ЕОМ. Паралельно відбувається запис даних на жорсткий диск ЕОМ для їх подальшої обробки. Модуль АЦП дозволяє змінювати коефіцієнт підсилення сигналу як апаратно ($K_n=10; 200; 1000$), так і програмно. Також в залежності від швидкості (частоти) процесів, що досліджуються, ми можемо програмно змінювати швидкість запису даних. Програмне забезпечення розроблене асистентом Клименком М.О на мові програмування TURBO PASCAL версії 7.0.

Експериментальні дослідження впливу середовища на динаміку руху віброплощадки проводились в наступній послідовності:

- тарувались датчики, що використовувались для проведення дослідів;
- реєструвались параметри не завантаженої віброплощадки та заносились в таблицю;
- проводився розрахунок складу бетонної суміші визначеної жорсткості;
- встановлювались датчики, завантажувалась форма згідно схеми дослідів;
- проводився синхронний запис показань всіх приладів і датчиків для кожної серії дослідів;
- по отриманим осцилограмам визначались числові значення параметрів, які характеризують сили опору віброплощадки та бетонної суміші.

Оцінка реакції середовища на рух робочого органу віброплощадки зводиться до визначення параметрів напружено-деформованого стану середовища. В нашому випадку для розв'язку задач дослідження був застосований метод динамічної петлі гістерезису та метод згасаючих коливань [3]. Як показано на схемі (рис. 1), переміщення шарів суміші вимірюється за допомогою нестандартних датчиків переміщення (рис. 5), які розміщуються безпосередньо в середовищі. При роботі віброплощадки в усталеному режимі за допомогою датчиків переміщення фіксується відносна деформація шару суміші і одночасно записується показання датчика тиску, потім по отриманим осцилограмам



будуємо динамічну петлю гістерезису, яка дає можливість визначити наступні параметри середовища:

1. енергію ΔW , що розсіюється одиницею об'єму середовища за один період коливань (визначається на підставі вимірювань площ петель гістерезису);
2. динамічний модуль пружності $E = \sigma/\varepsilon$, [Н/м²];
3. швидкість розповсюдження коливань $C = \sqrt{E/\rho}$, [м/с];

де ρ - щільність суміші.

4. потенціальну енергію пружної деформації $W = \frac{\sigma^2}{2E}$, [Н/м²];

5. коефіцієнт поглинання енергії $\Psi = \frac{\Delta W}{W}$;

6. коефіцієнт не пружного опору бетонної суміші коливанням $\gamma = \frac{\Psi}{2\pi}$.

В режимі затухаючих коливань сили опору визначались по осцилограмам, які записувались після вимкнення живлення віброплощадки до повної зупинки. Далі розраховували коефіцієнт не пружного опору коливанням за формулою

$$\gamma = \frac{\delta}{\pi} = \frac{1}{\pi} \ln \frac{A_i}{A_{i+1}},$$

де δ - декремент коливань, A_i - амплітуда коливань на початку циклу.

Коефіцієнт пружності середовища можна визначити за відомою залежністю $K = ES/h$, де S, h - переріз стовпа бетону та його висота.

Отримані параметри дають можливість побудови фізичної та математичної моделі середовища для оцінки його впливу на динаміку руху віброплощадки.

Попередні дослідження з сумішшю вологістю 10% показали високу ефективність дослідної апаратури. Висока швидкість запису даних дає можливість не лише фіксувати характер зміни параметрів процесу ущільнення (переміщення, швидкість, тиск) але й фіксувати характер розвитку напружень та деформацій за період руху робочого органу або за час удару (що має суттєве значення для ударно-вібраційної технології).

З отриманих даних можна зробити висновок про правомірність використання апаратури даного типу для дослідження високошвидкісних динамічних процесів обробки середовища.

Література

1. Баранов Ю.А. Создание строительных ударно-вибрационных машин с электромагнитным приводом: Дис. канд. техн. наук. К., 1994. - 150 с.
2. Баранов Д.С, Карамзин В.Е. О методике измерения давления бетонной смеси на элементы форм//Сб. НИИЖБ Стальные формы для сборного железобетона. – М., Стройиздат, 1966.
3. Назаренко И.И. Теория и принципы создания виброуплотняющих машин на основе синтеза гибридных динамических систем: Дис. докт.техн.наук. К.: КИСИ, 1987. - 383с.
4. Карамзин В.Е, Митник Г.С Давление вибрируемой бетонной смеси на поддон и борта формы// Сб. НИИЖБ Расчет и конструирование стальных форм для сборного железобетона. М.: Стройиздат, 1970.
5. Баранов Д.С. Тензометрические приборы для исследования строительных конструкций. – М.: Стройиздат, 1971. - 166с.
6. Иориш Ю.И Измерение вибрации. Общая теория, методы и приборы. – М.: Машгиз, 1956. - 403с.

МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ ТРЬОХМАСОВОЇ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ УСТАНОВКИ

Виконані раніше дослідження [1] конструктивних ознак віброударних машин, що застосовуються в будівництві для ущільнення бетонних сумішей, являються основою для оцінки їх технологічних параметрів. В таблиці 1 наведені характеристики віброударних машин у відповідності до конструкцій, що наведені в роботі [1].

Таблиця 1. Технічні характеристики розглянутих віброударних машин

| № | Найменування (модель) установки | Маса, m кг | Вантажність, Q кг | Частота, ω 1/с | Амплітуда, x_0 (напіврозмах) мм | Потужність, P кВт | Динамічне прискорення, a м/с ² | Вимушуюча сила, F_0 Н | Жорсткість, c Н/м |
|---|---------------------------------|--------------|---------------------|-----------------------|-----------------------------------|---------------------|---------------------------------------------|-------------------------|---------------------|
| 1 | СМЖ-538 | 6800 | 18000 | 146,5 | 0,8...1 | 12 | 19,3 | 60037 | $2,47 \cdot 10^8$ |
| 2 | СМЖ-460 | 7400 | 15000 | 65 | 6...10 | 30 | 37,2 | 112554 | $0,52 \cdot 10^8$ |
| 3 | ПОЛІФАЗНА ВІБРОУДАРНА | 6500 | 10000 | 157 | 0,8 | 30 | 19,7 | 57388 | $2,7 \cdot 10^8$ |
| 4 | ВБ-10А | 2700 | 10000 | 175,8 | 0,5...0,7 | 11 | 18,5 | 23838 | $1,4 \cdot 10^8$ |
| 5 | УДВЕ-2 | 800 | 4000 | 130 | 0,76 | 4,5 | 41,2 | 4418 | $0,3 \cdot 10^8$ |

Для оцінки технологічних параметрів були вибрані наступні критерії:

- коефіцієнт прискорення;
- коефіцієнт вимушуючої сили;
- коефіцієнт потужності;
- коефіцієнт жорсткості.

На основі обробки результатів таблиці 1 були визначені критерії (табл. 2).

Таблиця 2. Критерії оцінки параметрів розглянутих віброударних машин

| № | Найменування (модель) установки | Коефіцієнт прискорення $K_a = a/g$ | Коефіцієнт вимушуючої сили $K_F = F_0/(m \cdot \omega^2)$ | Коефіцієнт потужності $K_P = P/Q$ | Коефіцієнт жорсткості $K_C = c/(Q \cdot \omega^2)$ |
|---|---------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------------------------------|-----------------------------------|----------------------------------------------------|
| 1 | СМЖ-538 | 1,97 | 0,46 | 0,67 | 0,64 |
| 2 | СМЖ-460 | 3,8 | 0,45 | 2 | 0,82 |
| 3 | ПОЛІФАЗНА ВІБРОУДАРНА | 2 | 0,44 | 3 | 1,1 |
| 4 | ВБ-10А | 1,89 | 0,48 | 1,3 | 0,45 |
| 5 | УДВЕ-2 | 4,2 | 0,43 | 1,1 | 0,44 |

Для наочності були побудовані гістограми (рис. 1) із яких слідує, що за приведеними ознаками найбільш ефективною є машина з електромагнітним приводом коливань (УДВЕ-2)

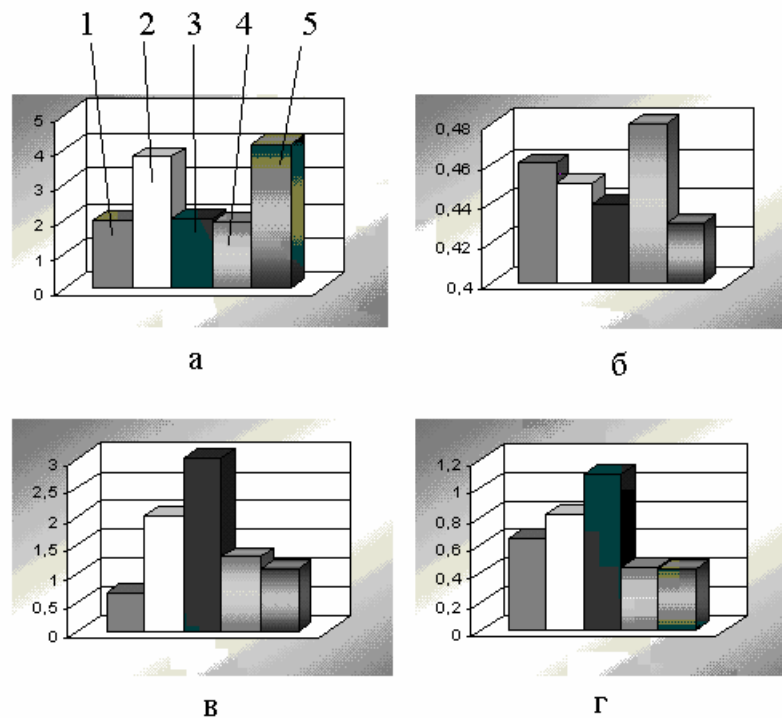


Рис. 1. критерії віброударних машин:

а – K_a ; б – K_F ; в – K_P ; г – K_C ;

1 – СМЖ-538; 2 – СМЖ-460; 3 – поліфазна віброударна; 4 – ВБ-10А; 5 – УДВЕ-2

Була розроблена віброударна установка, на новизну якої отримано патент України [2].

Для обґрунтування фізичної та математичної моделі були прийняті наступні припущення та передумови:

1. пружні елементи зв'язків і обмежників коливань приймаються лінійними і розраховуються відповідно до закону Гука.
2. непружні (дисипативні) характеристики елементів конструкцій машин приймаються за рахунок гіпотези тертя.
3. бетонна суміш в рівняннях руху враховується за методикою проф. Назаренка І.І. [3] через контактну силу.

Виходячи із наведених припущень і передумов була вибрана розрахункова схема (рис.2), у відповідності до якої рух установки здійснюється наступним чином.

На пружні прокладки (c_2, b_2) і пружні елементи (c_1, b_1), які закріплені на рухомій рамі (m_3), встановлюють форму з бетонною сумішшю (m_1) та подають в обмотку статора пульсуючий струм, який створює відносні взаємні переміщення в проти фазі якоря і статора, що в свою чергу обумовлює протифазні коливання рухомої рами (m_3) і ударника (m_2) який буферними елементами (c_1, b_1) наносить удар по дну форми (m_1). В момент удару або трохи раніше котушка електромагніта знеструмлюється. Після удару маса (m_1) відривається від маси (m_3), а маса (m_2) за допомогою пружних елементів (c_3, b_3) рухається в початкове положення. Під дією власної ваги маса (m_1) повертається ударяючись з масою (m_3) пружними елементами (c_2, b_2) і знову рухається вгору. В цей час маса (m_2) досягає свого крайнього нижнього положення де і вмикається електромагніт і маси (m_2) і (m_1) рухаються назустріч одна одній до нового зіткнення між собою. Далі цикл повторюється. Були складені рівняння руху у відповідності до розглянутих циклів роботи установки.

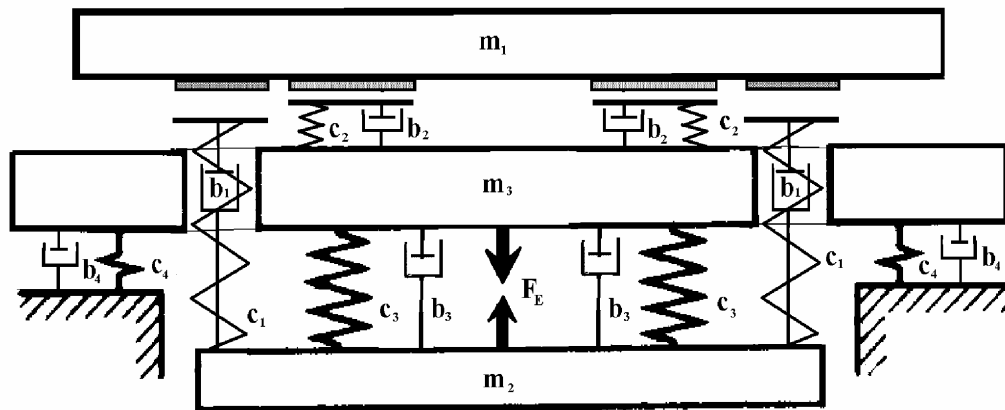


Рис. 2. Розрахункова схема трьох масної віброударної установки

Під час удару маси (m_2) і маси (m_1) рівняння руху системи матимуть такий вигляд

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + c_1(x_1 - x_2) + c_2(x_1 - x_3) &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + b_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_1(x_2 - x_1) + c_3(x_2 - x_3) &= -F_E \\ m_3 \ddot{x}_3 + b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + b_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_2(x_3 - x_2) + c_3(x_3 - x_2) &= F_E \\ F_E &= \frac{\alpha \cdot \sigma \cdot \psi_P^2}{2(\sigma + x)^2} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Після удару маси (m_2) по масі (m_1), а також після удару маси (m_3) по масі (m_1) рівняння руху системи (без контакту з масою m_1)

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + b_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_3(x_3 - x_2) &= F_E \\ m_3 \ddot{x}_3 + b_3 \dot{x}_2 - b_3 \dot{x}_3 + c_3(x_2 - x_3) &= -F_E \\ F_E &= -\frac{\alpha \cdot \sigma \cdot \psi_P^2}{2 \cdot (\sigma + x)^2} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Під час удару маси (m_3) і маси (m_1) рівняння руху системи матиме вигляд

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + c_1(x_1 - x_2) + c_2(x_1 - x_3) &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + b_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_1(x_2 - x_1) + c_3(x_2 - x_3) &= -F_E \\ m_3 \ddot{x}_3 + b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + b_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_2(x_3 - x_1) + c_3(x_3 - x_2) &= F_E \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Циклічність роботи віброплощинки розраховується по формулі

$$t_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4,$$

де $t_{\text{ц}}$ – час циклу; t_1 – час удару маси m_1 та m_2 ; t_2 – час руху маси m_1 без контакту з масами m_2 і m_3 (відрив); t_3 – час удару маси m_1 та m_3 ; t_4 – час між t_3 та t_1 .

В подальших дослідженнях після оцінки пружно-інерційних і дисипативних характеристик установки передбачається рішення рівнянь (1) – (3) і перевірка їх результатів з даними експериментальних досліджень та розробка методики розрахунку подібних машин.

Література

1. Динаміка електромагнітної віброударної установки з інтенсифікованою передачею енергії до оброблювального середовища// Збірник наукових праць. – Полтава, 2000. – Вип. 6. – Ч.1. – 40 с.
2. Деклараційний патент на винахід В28В1/08 № 43553 “Віброударна площадка для ущільнення бетонної суміші”, 2001.
3. Назаренко І.І. Прикладные задачи теории вибрационных систем. – К.: ІСДО, 1993. – 214с.

УДК 621.822.6

Л.М. Бондаренко, канд. техн. наук, доцент Придніпровської державної академії будівництва та архітектури

АНАЛІТИЧНІ ЗАЛЕЖНОСТІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ КОЧЕННЯ ДЛЯ НАЙБІЛЬШ ВЖИВАНИХ СХЕМ ДОТИКУ

При проектуванні вузлів кочення машин взагалі і машин для будівництва зокрема є однією із невизначених величин t коефіцієнт тертя кочення k .

Практично інженер повинен запроєктувати вузол кочення, взявши величину k інтуїтивно, побудувати вузол, потім використовуючи його уже готовий знайти коефіцієнт тертя кочення і переконатись у тому, що його значення ним передбачене вірно; в протилежному випадку, звичайно, вузол треба перепроектувати.

На практиці величина k знаходиться експериментально, а, зрозуміло, експериментально не можливо охопити усі можливі випадки як матеріалів, так і схем дотику контактуючих тіл кочення. Звичайно, що у всякому випадку з моменту існування контактної теорії Герца (1881-1882 рр.), існувало багато спроб знайти таку аналітичну залежність для визначення коефіцієнта тертя кочення, яка б утримувала загальноприйнятні геометричні параметри контактуючих тіл та механічні характеристики їх матеріалів.

Найбільш вдалим, на наш погляд, є формули для визначення коефіцієнта тертя кочення при початковому лінійному і точковому контактах Д. Табора [1], які утримують тільки коефіцієнт гістерезисних витрат α і півширину плями контакту, яка визначається із теорії Герца. Але коефіцієнт α виявився таким, що не співпадає з його величиною визначеною традиційним методом шляхом швидкої зміни розтягування і стиснення зразка. В деяких джерелах [2] дається методика його визначення, але вона вимагає тонкого фізичного експерименту і, власне, викликає деяку підозру внаслідок того, що замість стиснення в експерименті присутнє кручення.

Нами [3] запропонована експериментально-аналітична залежність для визначення k , яка утримує тільки загальноприйнятні геометричні розміри та механічні характеристики колеса і рейки, такі як модулі пружності при стисненні, коефіцієнти Пуассона, а у більш вузькому розумінні – ту ж півширину плями контакту, що і у формулі Табора, але без коефіцієнта гістерезисних витрат.

В подальшому у функції навантаження на колесо P знайдемо коефіцієнт тертя кочення для можливих схем дотику між тілом кочення та направляючою.

1. Схема дотику циліндр – площина (плоска рейка і циліндричне колесо), рис. 1.

Нами отримана така залежність для визначення коефіцієнта тертя кочення при початковому лінійному контакті

$$k = 0,225b \exp(-1,2R_1). \quad (1)$$

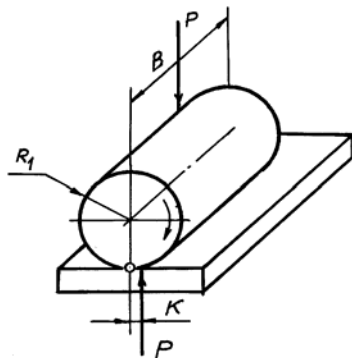


Рис. 1. Схема дотику “циліндр-площина”

Із теорії контактних деформацій Герца відомо, що півширина плями контакту у цьому випадку [4]

$$b = 1,526 \sqrt{\frac{PR_1}{BE}}, \quad (2)$$

де B - ширина плоскої головки рейки.

Таким чином

$$k = 0,343 \sqrt{\frac{PR_1}{BE}} e^{-1,2R_1}. \quad (3)$$

Величину k можна подати і через допустимі контактні напруження. Оскільки при цій схемі дотику величина максимальної сили [4]

$$[P] = 5,72 \frac{BR_1[\sigma]^2}{E}, \quad (4)$$

то формула (3) може бути записана у вигляді

$$k = 0,82 \frac{R_1[\sigma]}{E} e^{-1,2R_1}. \quad (5)$$

Звичайно, що величина радіуса R_1 тут така, при якому контактні напруження не перевищують допустимих.

Формулу (3) можна записати і через величину мінімальної величини радіуса R_1 , при якому контактні напруження дорівнюють допустимим

$$k = 0,143 \frac{P}{B[\sigma]} e^{-1,2R_1}, \quad (6)$$

а величина сили в цій формулі повинна бути такою, при якій контактні напруження не перевищують допустимих.

Як приклад отримання формул подібних (3), (5) та (6) при початковому точковому контакті розглянемо схему дотику “циліндри зі взаємно перпендикулярними осями” (заокруглена головка рейки – циліндричне колесо), рис. 2.

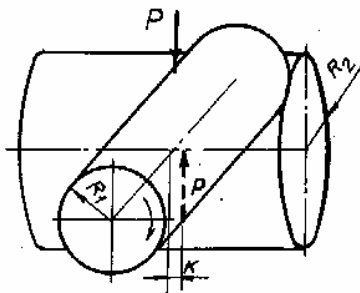


Рис. 2. Схема дотику “циліндри зі взаємно перпендикулярними осями”

Для початкового точкового контакту коефіцієнт тертя кочення визначається із такої залежності:

$$k = 0,16b \exp(0,2R_1). \quad (7)$$

Півширина плями контакту для цього випадку

$$b = 0,6985n_b \sqrt[3]{\frac{P}{E} \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}}; \quad (8)$$

Характерно, що тут n_b - коефіцієнт, який залежить від коефіцієнтів рівняння еліпса дотику сам залежить від R_1 і R_2 ($A/B = R_1/R_2$), де R_2 - радіус заокруглення головки рейки.

Отже

$$k = 0,11n_b \sqrt[3]{\frac{P}{E} \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}} e^{0,2R_1}. \quad (9)$$

Оскільки величина допустимої за величиною контактних напружень сили для цього випадку

$$[P] = 68 \frac{R_1 R_2 [\sigma]^3}{n_p^3 E^2 (R_1 + R_2)^2}, \quad (10)$$

де n_p - коефіцієнт, який залежить від тих ж параметрів, що і n_b .

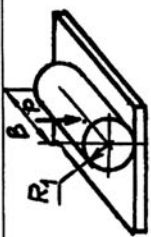
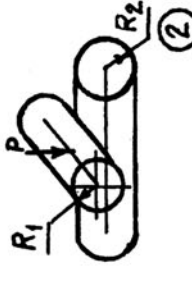


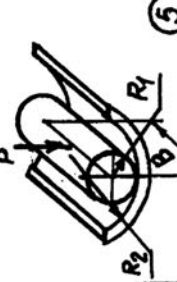
Тепер формулу (9) можна подати у вигляді

$$k = 0,45 \frac{n_b}{n_p} \frac{R_1 R_2 [\sigma]}{E (R_1 + R_2)} e^{0,2R_1}. \quad (11)$$

Радіус колеса із найбільших контактних напружень може бути знайдено із формули

$$R_1 = \frac{0,0147n_p^3 P E^2 R_1}{R_1^2 [\sigma]^3 - 0,0147n_p^3 P E^2} \left(1 + \frac{R_1 [\sigma]}{n_p E} \sqrt{\frac{68[\sigma]}{n_p P}} \right). \quad (12)$$

Таблиця 1. Коефіцієнти тертя кочення для найбільш вживаних схем догику

| Схема догику | Коефіцієнти тертя кочення k | | |
|------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| | $k = f(P, E)$ | $k = f(R_1, E)$ | $k = f(P, [\sigma])$ |
|  <p>①</p> | $0,343 \sqrt{\frac{PR_1}{BE}} e^{-1,2R_1}$ | $0,82 \frac{R_1[\sigma]}{E} e^{-1,2R_1}$ | $0,143 \frac{P}{B[\sigma]} e^{-1,2R_1}$ |
|  <p>②</p> | $0,11n_b \sqrt{\frac{P R_1 R_2}{E R_1 + R_2}} e^{0,2R_1}$ $n_b = f(R_1/R_2)$ | $0,45 \frac{n_b}{n_p} \frac{R_1 R_2 [\sigma]}{E(R_1 + R_2)} e^{0,2R_1}$ $n_p = f(R_1/R_2)$ | $R_1 = \frac{0,0147n_p^3 PE^2 R_2}{R_2^2 [\sigma]^3 - 0,0147n_p^3 PE^2} \times \left(1 \pm \frac{R_2 [\sigma]}{n_p E} \sqrt{\frac{68[\sigma]}{n_p P}} \right)$ |
|  <p>③</p> | $0,11n_b \sqrt{\frac{P}{E} \frac{1}{2/R_1 - 1/R_2 + 1/R_3}} e^{0,2R_1}$ $n_b = f[(1/R_1 - 1/R_2)/(1/R_1 + 1/R_3)]$ | $0,456 \frac{n_b}{n_p} \frac{[\sigma]}{E(2/R_1 - 1/R_2 + 1/R_3)} e^{0,2R_1}$ | $R_1 = \frac{0,0294n_p^3 PE^2 (1/R_2 - 1/R_3)}{[\sigma]^3 - 0,0147n_p^3 PE^2 (1/R_2 - 1/R_3)} \times \left(1 \pm \sqrt{\frac{68[\sigma]^3}{PE^2 n_p^3 (1/R_2 - 1/R_3)}} \right)$ |
|  <p>④</p> | $0,11n_b \sqrt{\frac{P}{E} \frac{1}{1/R_1 + 1/R_2 + 1/R_3 - 1/R_4}} e^{0,2R_1}$ $n_b = f[(1/R_1 - 1/R_4)/(1/R_2 + 1/R_3)]$ | $0,456 \frac{n_b}{n_p} \frac{1}{E(2/R_1 + 1/R_2 + 1/R_3 - 1/R_4)} e^{0,2R_1}$ | $R_1 = \frac{0,0147n_p^3 PE^2 (1/R_2 + 1/R_3 - 1/R_4)}{0,0147n_p^3 PE^2 (1/R_2 + 1/R_3 - 1/R_4) - [\sigma]^3} \times \left(1 \pm \sqrt{\frac{[\sigma]^3 - 0,0147n_p^3 PE^2 (1/R_2 + 1/R_3 - 1/R_4)}{0,0147n_p^3 PE^2}} \right)$ |
|  <p>⑤</p> | $0,34 \sqrt{\frac{P R_1 R_2}{BE R_2 - R_1}} e^{0,2R_1}$ | $0,82 \frac{R_1 R_2 [\sigma]}{E(R_2 - R_1)} e^{0,2R_1}$ | $R_1 = \frac{0,175PER_2}{0,175PE + BR_2} [\sigma]^2$ |

При цій величині R_2 коефіцієнт тертя кочення знаходиться тільки через R_1 за формулою

$$k = 0,027n_b n_p^3 \sqrt{\frac{E \left(1 + \frac{R[\sigma]}{n_p E} \sqrt{\frac{68[\sigma]}{n_p P}} \right)}{R[\sigma]^3 + 0,0147n_p^3 P E^2 \frac{[\sigma]}{n_p E} \sqrt{\frac{68[\sigma]}{n_p P}}}} e^{0,2R_1}. \quad (13)$$

Тут ми нагадаємо, що модулі пружності при вдавлюванні для точкового і лінійного контактів суттєво різні: перший в 1,3...1,4 рази більший другого.

Із цих двох прикладів зрозумілий хід знаходження коефіцієнтів тертя кочення: при найбільш загальному виразі, типу (3) і (9) треба знати навантаження P (яке, звичайно, не повинне перевищувати допустиму з точки зору величини контактних напружень величину), модуль пружності при вдавлюванні та геометричні розміри; у другому випадку виключається із попередньої максимальна допустима сила і коефіцієнт тертя кочення стає функцією допустимих контактних напружень; у третьому випадку із загальної формули виключається радіус тіла кочення і коефіцієнт тертя кочення стає функцією навантаження і допустимих напружень.

У зв'язку з відомим шляхом знаходження коефіцієнтів тертя кочення ми наведемо їх значення у вигляді таблиці. Звернемо увагу на те, що значення $k = f(P, [\sigma])$, через громіздкість виразів, наведені тільки для першого випадку (“циліндр-площина”) контакту, а для інших дається величина R_1 , після підстановки якої у вираз для $k = f(P, E)$ отримаємо величину $k = f(P, [\sigma])$.

В таблиці наведено 5 самих відомих схем дотику і з них легко можуть бути отримані інші, менш складні схеми. Наприклад, із схеми 3 “сферичне тіло і круговий жолоб” (шариковий підшипник) при $R_2 = R_3 = \infty$ отримаємо вирази для схеми дотику “сферичне тіло-площина”.

Таким чином, отримана і наведена тут таблиця по визначенню коефіцієнта тертя кочення дозволить конструктору не прибігаючи до будь-яких експериментів, а з використанням тільки загальновідомих геометричних розмірів та механічних констант підрахувати коефіцієнт тертя кочення практично для будь-якої схеми дотику.

Література

1. Tabor D. The mechanism of rolling friction: the elastic range. Proc. Roy. Soc. Ser. A. - 1955. - Vol. 229. - P.198-211.
2. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. - 509 с.
3. Бондаренко Л.Н. Зависимость коэффициента трения качения колеса по рельсу от режима работы механизма передвижения // Строитель. и дорож. маш. - 1999. -№6. -С.40.
4. Справочник по сопротивлению материалов/ Под ред. Писаренко Г.С., Матвеев В.В., Яковлев А.П. – К.: Наук. думка, 1988. - 736 с.

УДК 533.6

С.А. Яковлев, подполковник кафедры военной подготовки Днепропетровского государственного технического университета железнодорожного транспорта
Л.Н. Бондаренко, канд. техн. наук, доцент Днепропетровского государственного технического университета железнодорожного транспорта

АЭРОУПРУГИЕ КОЛЕБАНИЯ ПЛАСТИН С ШАРНИРОМ ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ

В практике аварий и катастроф возможны случаи обтекания воздушным потоком пластин, показанных на рис.1 и рис.2. Возможен их флаттер (рис.2) или равновесное положение под углом (рис.1). Дадим рекомендации по их наиболее легкому устранению.

Рассмотрим простейшую схему обтекания совершенно жесткой весьма длинной прямоугольной пластины потоком воздуха [1]. Ось z совместим с длинной стороной a пластинки, а ось x – с направлением воздушного потока.

Как известно, угол α между направлением потока и плоскостью называется углом атаки. Характерным, что заставило нас обратиться к шарниру качения, является то, что здесь направление суммарной аэродинамической нагрузки на пластину не совпадает с направлением потока, поскольку кроме составляющей X , совпадающей с направлением скорости потока, возникает составляющая Y перпендикулярная скорости потока. При этом первая составляющая называется лобовым сопротивлением, а вторая подъемной силой. Они зависят от площади пластинки S , плотности воздуха ρ , скорости потока v и угла атаки α .

Подъемная сила определяется выражением

$$Y = C_y \frac{\rho v^2}{2} S,$$

где $\rho v^2/2$ – скоростное давление (кинетическая энергия единицы объема воздуха); $C_y = dC_y/d\alpha$; $dC_y/d\alpha$ – угловой коэффициент прямой, характеризующей изменение коэффициента C_y .

Если b – ширина пластинки, l – длина, то $S = bl$ и подъемная сила Y при отклонении пластинки на угол α

$$Y = \frac{dC_y}{d\alpha} \cdot \frac{\rho v^2}{2} bl \alpha.$$

Найдем сопротивление повороту пластины в шарнире. Примем, что материалы шарнира имеют одинаковые модули упругости при сжатии, а коэффициенты Пуассона равны 0,3.

Полуширина пятна контакта при первоначальном линейном контакте (схема контакта цилиндр – цилиндрическая впадина [2])

$$b_k = 1,522 \sqrt{\frac{X}{BE} \cdot \frac{R_1 R_2}{R_2 - R_1}}, \quad (1)$$

где B – длина шарнира;

Коэффициент трения качения при линейном контакте [3]

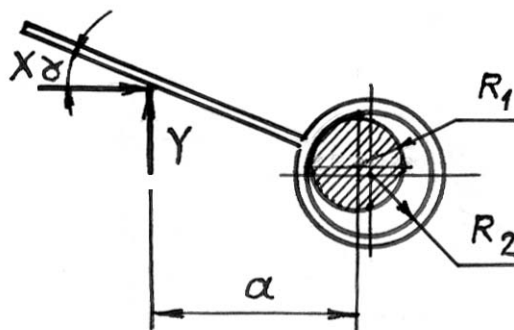


Рис. 1. К расчету дивергенции пластины с шарниром трения качения

$$k = 0,342 \sqrt{\frac{X}{BE} \cdot \frac{R_1 R_2}{R_2 - R_1}}, \quad (2)$$

а сопротивление качению в шарнире

$$W = 0,342 \frac{dC_y}{d\alpha} \frac{\rho g^2}{2} bl \sqrt{\frac{dC_y}{d\alpha} \cdot \frac{\rho g^2}{2} bl \frac{R_1 R_2}{BE(R_2 - R_1)}} / R_1. \quad (3)$$

При каких условиях возможно равновесие пластинки в отклоненном положении найдем из условия равновесия в этом положении

$$\alpha \alpha \left(\frac{0,342}{\alpha \alpha} \sqrt{\frac{dC_y}{d\alpha} \cdot \frac{\rho g^2}{2} \cdot \frac{bl R_1 R_2}{BE(R_2 - R_1)}} - 1 \right) = 0. \quad (4)$$

Из этого уравнения видно, что когда $\alpha \neq 0$, то отклонения от состояния равновесия возможно в случае

$$1 = \frac{0,117}{a^2 \alpha^2} \cdot \frac{dC_y}{d\alpha} \cdot \frac{\rho g^2}{2} \cdot \frac{bl R_1 R_2}{BE(R_2 - R_1)}. \quad (5)$$

Откуда критическая скорость потока

$$v_{кр} = 4,13 a \alpha \sqrt{\frac{BE(R_2 - R_1)}{\frac{dC_y}{d\alpha} \rho bl R_1 R_2}}. \quad (6)$$

“Критическое” соотношение радиусов

$$\left(\frac{R_1 R_2}{R_2 - R_1} \right)_{кр} = \frac{17,05 a^2 \alpha^2 BE}{\frac{dC_y}{d\alpha} \rho g^2 bl}. \quad (7)$$

Для устойчивости пластинки необходимо выполнение условия $v < v_{кр}$. При $v = v_{кр}$ невозмущенное горизонтальное положение пластинки перестает быть устойчивым.

Оценим возможности флаттера пластинки, показанной на рис. 2 и оценим влияние на него трения качения в шарнире.

Если l – длина пластины в направлении плоскости чертежа, коэффициенты жесткости опоры C , отнесенный к единице длины L . Будем полагать, что масса m соответствует единице площади срединной плоскости пластины.

Включим сопротивление в шарнире в массу m пластинки

$$m_0 = m \pm 2WR_1 / b^2 gl. \quad (8)$$

Здесь взяты знаки +/- потому, что при отрицательной скорости в уравнении движения пластины должен быть принят знак минус, а при положительной скорости – плюс.

Приведем реакцию к центру тяжести пластинки

$$R = -C_1 bl \varphi, \quad (9)$$

и пару с моментом

$$M = -C_1 \frac{b^2}{2} l \varphi. \quad (10)$$

Дифференциальное уравнение движения пластины запишется в виде

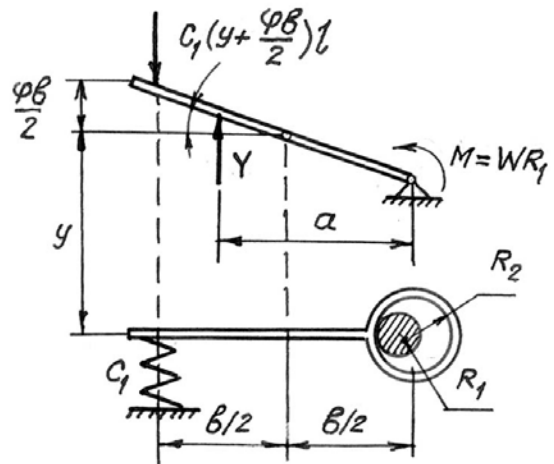


Рис. 2.



$$\ddot{\phi} + \lambda^2 \phi = 0, \quad (11)$$

$$\text{где } \lambda^2 = \frac{6 \left[3C_1 + \frac{dC_y}{d\alpha} \rho g^2 \left(\frac{1}{2} + \frac{a}{b} \right) \right]}{7b \left(m \pm \frac{2WR_1}{b^2 gl} \right)}.$$

Неустойчивой система будет при движении пластины вверх, когда

$$m \leq \frac{2WR_1}{b^2 gl}. \quad (12)$$

Из этого уравнения найдем критическую скорость потока воздуха

$$g_{кр} = 0,623 \sqrt[6]{\frac{BbER_1 m^2 g^2 (R_2 - R_1)}{\left(\frac{dC_y}{d\alpha} \right)^3 \rho^3 l R_2}}. \quad (13)$$

Этой скорости соответствует моментальный уход системы от положения равновесия в отличие от $v_{кр}$, полученной по формуле (6), которой соответствует состояние равновесия, т.е. дивергенция.

Скорость флаттера при такой схеме закрепления пластинки, в его классическом понимании, отсутствует, поскольку подкоренное выражение (13) не может быть отрицательным, что характерно, в связи с появлением комплексного числа, для колебаний с возрастающей амплитудой.

Анализ статики и динамики пластинки, обдуваемой воздушным потоком, одна из сторон которой опирается на шарнир качения показывает, что

- дивергенция пластинки без учета и с учетом трения качения отличается как по аналитическому описанию, так и по величине;
- флаттера при закреплении одной из сторон пластинки в шарнире качения не существует;
- равновесного, например, положения пластины.

Литература

1. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. – М.: Наука, 1987. – 352 с.
2. Справочник по сопротивлению материалов/ Под ред. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – К.: Наукова думка, 1988. – 736 с.
3. Бондаренко Л.Н. Экспериментально-аналитическое определение коэффициента трения-качения/ Зб. наук. праць ХарДАЗТ. - Вып. 36. - 1999. - С. 127-132.

УДК 61.879

Л.Є. Пелевін, канд. техн. наук, професор КНУБА,
А.В. Фомін, канд. техн. наук, професор КНУБА,
В.П. Рашківський, аспірант КНУБА

ВИКОРИСТАННЯ ЯВИЩА РЕЗОНАНСУ ПРИ РОЗРОБЦІ ҐРУНТУ В ГІДРАВЛІЧНИХ ДИНАМІЧНИХ ПРИВОДАХ.

Суттєва особливість процесу різання ґрунтів полягає в коливаннях опору різання [1]. Навіть при незмінних розмірах зрізу та кута різання опір різанню змінюється відповідно характеру утворення стружки.

Також особливістю різання ґрунтів є варіація сил опору. Навіть при однакових положеннях ножа в відповідні моменти процесу сили опору різанню виявляються неоднаковими і коливаються навколо деякої середньої величини. Варіація опорів виникає внаслідок непостійності міцнісних властивостей ґрунтів. В зв'язку зі значною величиною варіації її необхідно враховувати в розрахунках навантажень на машини з використанням відповідних методів теорії ймовірностей.

Встановлено [2], що коефіцієнт варіації миттєвих значень сили різання W_p зі збільшенням розмірів зрізу зменшується згідно формули

$$W_p = \left(\frac{F_0}{F} \right)^\xi,$$

де F – площа перерізу прорізу; F_0 і ξ – експериментальні параметри.

Нормована кореляційна функція сили різання апроксимується виразом

$$\rho_p(\tau) = \gamma \cdot e^{-\alpha_1|\tau|} + (1 - \gamma)e^{-\alpha_2|\tau|} \cos \zeta\tau,$$

де α_1 , α_2 , ζ , γ – експериментальні параметри, τ – інтервал часу.

Середню частоту коливань сили різання \bar{n}_0 можна приблизно визначити за глибиною різання h , виміряного в осьовій площині різального елемента і швидкістю різання V . Для щільних пластичних ґрунтів рекомендується брати $\bar{n}_0 = |1,1 \dots 1,5| \cdot V/h$, для крихких і малов'язких $\bar{n}_0 = |2,0 \dots 2,8| \cdot V/h$ [1].

При роботах в ґрунті, що має $m_b = 0,92$ МПа та при площі перерізу прорізу $F = 400 \dots 600$ см² маємо $W_p \approx 0,314$; $\zeta = 0,28$; також при $V = 5,5$ км/год, $h = 0,35$ м

$$\bar{n}_0 = 2,4 \cdot \frac{V}{h} = 2,4 \cdot \frac{1,53}{0,1} = 42,8 \text{ c}^{-1}.$$

Якщо на робочому органі утворювати коливання з частотою, рівною частоті коливань сили різання, то в середовищі ніж - ґрунт з'являється резонанс частот, що приводить до різкого зростання амплітуди коливань без прикладання додаткових зусиль.

Розглянемо в якості прикладу гідравлічну динамічну схему приводу робочого органу землерийної машини (рис. 1). Система призначена для керування положенням робочого органу. При цьому істотно зменшується зусилля оператора на важелях керування, поліпшується керованість і маневреність властивості машини, здійснюється можливість автоматизувати процес керування робочим органом. Гідросистема приводу робочого органу є досить складним технічним пристроєм, в якій проходять перехідні процеси.

Звичайно, коли розглядають процеси системи, її розбивають на ланки, причому кожна ланка представляється як система з одним ступенем вільності. В якості окремих ланок можна вважати, наприклад, насос, трубопровід від насосу до фільтра або регулюючого агрегату та ін.

Характер коливань в окремих ланках системи досліджується на основі аналізу перехідних процесів, що викликані одиночним збуджуючим імпульсом. При цьому визначається частота власних коливань ланки та його демпфуючі властивості. Як правило характер коливального процесу в одній будь-якій ланці є визначним для всієї системи.

Пропонована гідравлічна динамічна система (рис. 1) складається з джерела живлення (насоса Н з приводним двигуном Д і переливного клапана ПК), золотникового гідророзподільника, що дроселює ГР, силового гідроциліндра ГЦ, фільтрів Φ_1 , Φ_2 , іноді підключається гідроаккумулятор ГА, зворотного клапана КО, теплообмінника Т, гідробака Б.

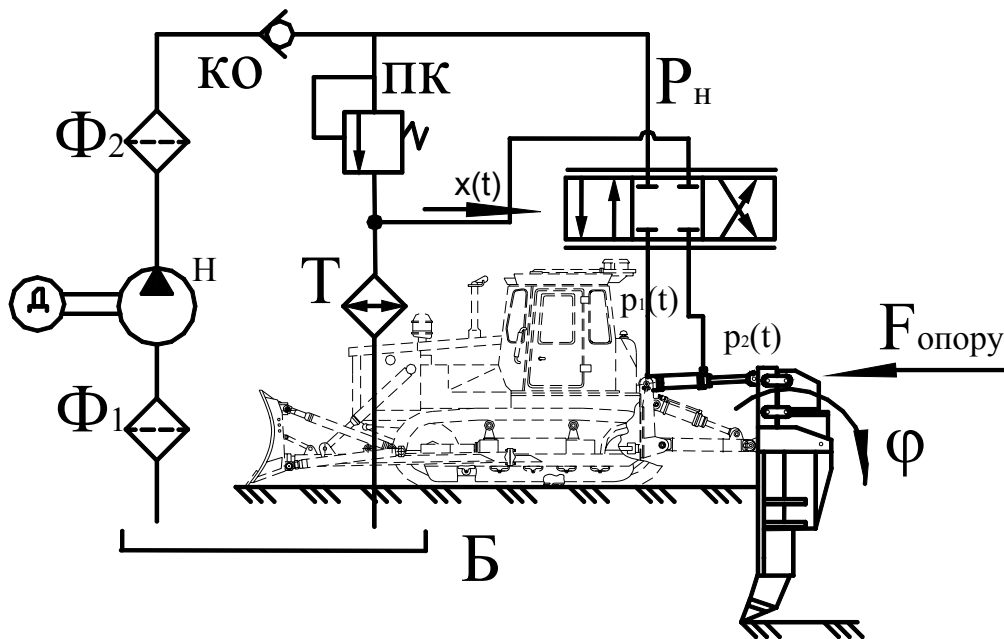


Рис.1. Гідравлічна схема приводу робочого органу розпушувача

При переміщенні x золотника ГР від електрогідравлічного підсилювача, або від важелів управління в напрямку, зазначеному на схемі, через ГР надходить РР у ліву порожнину ГЦ. При досягненні перепаду тисків $p_d = p_1 - p_2$, що створює силу, яка перевищує $F_{\text{опору}}$, шток ГЦ починає переміщуватися вправо, повертаючи робочий орган, наприклад, розпушувач.

Динамічна система належить до систем з дросельним регулюванням швидкості руху робочого органу. Через відсутність зворотних зв'язків по вихідних параметрах (швидкості або переміщенню штока ГЦ), система є розімкненою слідкуючою.

Система, що досліджується, є нелінійною через нелінійну залежність витрати від переміщення золотника. Спочатку розглянемо динаміку лінеаризованої системи при таких допущеннях:

- динамічний процес розраховується в окрузі сталого руху (точки лінеарізації) гідросистеми при середньому положенні поршня в гідроциліндрі. Точка з координатами сталого руху розташовується в полі гідравлічної характеристики гідророзподільника, де функція $Q = f(p_d, x)$ не має розривів;
- не враховуються хвильові процеси РР через те, що довжина магістралей мала;
- зневажається сухе тертя через його малість;
- модуль об'ємної пружкості, коефіцієнт витрати, коефіцієнт динамічної в'язкості, температура РР приймаються постійними, рівними середнім значенням;
- гідравлічні втрати в трубопроводах малі і ними нехтують;
- тиск живлення приймається постійним.

При прийнятих припущеннях рух системи описується такою системою рівнянь у відхиленнях (тут і далі в тексті у функціях часу, якими є аналізовані змінні, знак t опускається)

- рівняння витрати на виході розподільника

$$Q_D = Q_D^* + \Delta Q_D, \quad (1)$$

- рівняння необхідної витрати для руху штока ГЦ і повороту робочого органа

$$Q_{номр} = Q_{номр}^* + \Delta Q_{номр}, \quad (2)$$

- рівняння нерозривності потоку

$$Q_D = Q_{номр}, \quad (3)$$

- рівняння руху

$$m \frac{dv}{dt} = F_D - F_{опору}, \quad (4)$$

$$\begin{cases} F_D = F_D^* + \Delta F_D, \\ F_{опору} = F_{опору}^* + \Delta F_{опору}, \end{cases} \quad (5)$$

де m – маса рідини, частин гідродвигуна, що рухаються, і навантаження, приведені до осі силового гідроциліндра; v – лінійна швидкість штока силового циліндра; F_D – рушійне зусилля, прикладене до штока силового циліндра; $F_{опору}$ – зусилля опору на штоку силового циліндра в результаті дії навантаження; t – час; Q_D^* , $Q_{номр}^*$, F_D^* , $F_{опору}^*$ – значення відповідних параметрів при сталому режимі до початку перехідного процесу або після його закінчення; ΔQ_D^* , $\Delta Q_{номр}^*$, ΔF_D^* , $\Delta F_{опору}^*$ – збільшення змінних, що відлічуються від сталих значень.

Запишемо рівняння статички у вигляді рівності сталих значень

$$Q_D^* = Q_{номр}^*, F_D^* = F_{опору}^*. \quad (6)$$

Віднімаючи з рівнянь динаміки (1) – (5) рівняння статички (6), одержуємо рівняння витрат і руху в збільшеннях

$$\Delta Q_D^* = \Delta Q_{номр}^*, m \frac{d\Delta v}{dt} = \Delta F_D - \Delta F_{опору} = A_{\Pi} \Delta p_D - \Delta F_{опору}, \quad (7)$$

де A_{Π} – робоча площа поршня.

У загальному випадку навантаження на гідросистему змінюється в широких межах і являє собою складний комплекс сил. З можливим припущенням приймаємо, що рівнодіюча сил навантаження, яка приведена до осі штока гідроциліндра, є постійною величиною. Тому $\Delta F_{опору} = 0$.

Відомо, що

$$Q_D = Bx \sqrt{0,5(p_{ннт} - p_D^*)}, \quad B = \mu v \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad \text{при } x > 0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial Q_D}{\partial x} = B \sqrt{0,5(p_{ннт} - p_D^*)}, \quad (9)$$

$$\frac{\partial Q_D}{\partial p_D} = -\frac{x^* B}{4 \sqrt{0,5(p_{ннт} - p_D^*)}}, \quad (10)$$

$$\Delta Q_D = \frac{\partial Q_D}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial Q_D}{\partial p_D} \Delta p_D, \quad (11)$$

де $p_{ннт} = p_H - p_{сл}$; $p_D^* = p_1^* - p_2^*$; μ – коефіцієнт витрати; B – робочий параметр вікна ГР; ρ – щільність РР; p_H – тиск РР на вході ГР.



Збільшення витрати в порожнинах циліндра без урахування об'ємних витрат

$$\begin{cases} \Delta Q_1 = A_{II} \Delta v + \frac{V_1}{E} \frac{d\Delta p_1}{dt}; \\ \Delta Q_2 = A_{II} \Delta v + \frac{V_2}{E} \frac{d\Delta p_2}{dt}, \end{cases} \quad (12)$$

де Δv – збільшення лінійної швидкості штока гідроциліндра; E – модуль об'ємної пружності РР; V_1, V_2 – робочі об'єми порожнин гідроциліндра.

Вирішуючи спільно останні два рівняння (12) за умови

$$\Delta Q_1 = \Delta Q_2 = \Delta Q_{номп}; \quad V_1 = V_2 = V,$$

одержуємо

$$\Delta Q_{номп} = A_{II} \Delta v + \frac{V}{2T} \frac{d\Delta p_d}{dt}. \quad (13)$$

Таким чином, система лінеаризованих диференціальних рівнянь руху гідросистеми керування робочим органом на підставі (7), (11) і (13) записується так

$$\begin{cases} m \frac{d\Delta v}{dt} = A_n \Delta p_d \\ K_{Qx} \Delta x + K_{Qp} \Delta p = A_n \Delta v + \frac{V}{2E} \frac{d\Delta p_d}{dt} \end{cases} \quad (14)$$

де $K_{Qx} = \frac{\partial Q_d}{\partial x}$; $K_{Qp} = \left| \frac{\partial Q_d}{\partial p_d} \right|$ – відповідно коефіцієнт підсилення за витратою, що визначає

крутість наростання витрати ГР в околі розрахункової точки та коефіцієнт ковзання за витратою в діагоналі ГР.

Вирішуючи рівняння (14) спільно, одержуємо рівняння руху досліджуваної системи

$$T_G T_M \frac{d^2 \Delta v}{dt^2} + T_M \frac{d\Delta v}{dt} + \Delta v = K_{vx} \Delta x. \quad (15)$$

$$\text{Тут } T_M = \frac{m K_{Qp}}{A_n^2} \quad (16)$$

механічна постійна часу, що враховує інерційність навантаження;

$$T_G = \frac{V}{2E K_{Qp}} \quad (17)$$

гідролічна постійна часу, що враховує стисливість РР;

$$K_{vx} = \frac{K_{Qx}}{A_n} \quad (18)$$

коефіцієнт підсилення гідросистеми за швидкістю при $x = x^*$ і $p_d = 0$.

Лінійне неоднорідне диференціальне рівняння другого порядку (15) характеризує гідросистему, для якої виконуються умова $T_M = 4T_G$, як динамічну коливальну систему з малим демпфіруванням.

Тому рівняння (15) можна записати ще у вигляді

$$T_k^2 \frac{d^2 \Delta v}{dt^2} + 2DT_k \frac{d\Delta v}{dt} + \Delta v = K_{vx} \Delta x. \quad (19)$$

$$\text{Тут } T_k = \sqrt{T_M T_G} \quad (20)$$

постійна часу коливальної ланки гідросистеми;

$$D = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{T_M}{T_G}} \quad (21)$$

коефіцієнт відносного демпфірування.

Перетворюючи вираз (19) при нульових початкових умовах за Лапасом, одержуємо передаточну функцію системи за швидкістю штока ГЦ від переміщення золотника ГР у вигляді коливальної ланки

$$W_{\Delta v}(S) = \frac{\Delta v(S)}{\Delta x(S)} = \frac{K_{vx}}{T_k^2 S^2 + 2DT_k S + 1}. \quad (22)$$

Передаточна функція гідросистеми по переміщенню штока ГЦ від переміщення золотника ГР при нульових початкових умовах запишеться у вигляді здобутку інтегруючих і коливальних ланок

$$W_{\Delta y}(S) = \frac{\Delta y(S)}{\Delta x(S)} = \frac{K_{vx}}{S(T_k^2 S^2 + 2DT_k S + 1)}. \quad (23)$$

Передаточна функція (23) показує, що динамічні властивості гідросистеми при прийнятих допущеннях оцінюються коефіцієнтом підсилення за швидкістю K_{vx} , постійною часу T_k і коефіцієнтом демпфірування D .

Коефіцієнт підсилення за швидкістю при заданому значенні площі A_n пропорційний коефіцієнту K_{Qx} (за витратою ГР). При нульових початкових умовах, нульовому перекритті золотника і малого радіального зазору ГР коефіцієнт підсилення за витратою можна приблизно визначити за формулою

$$K_{Qx} = G_m \sqrt{0,5 p_{num}}, \quad (24)$$

де $G_m = \mu b x_m \sqrt{0,5 p}$ - максимальне значення провідності робочого вікна; x_m - максимальне розрахункове переміщення золотника.

З формули (24) випливає, що K_{Qx} і динамічні властивості гідросистеми підвищуються зі збільшенням тиску живлення p_n і гідравлічної провідності G_m . Коефіцієнт D визначає демпфіруючі властивості і характеризує ступінь коливання і якість перехідного процесу гідросистеми.

При прийнятих допущеннях

$$D = \frac{\sqrt{2}}{2A_n} K_{Qp} \sqrt{\frac{mE}{V}}. \quad (25)$$

З виразу (25) очевидно, що зі збільшенням K_{Qp} (m, E, V, A_n - const) властивості, що демпфірують, зростають.

Важливим розміром є постійна часу T_k , що визначає частоту $\omega_k = \frac{1}{T_k}$ незатухаючих коливань, частоту власних коливань системи і, отже, її швидкодія.

$$\omega_{влас} = \omega_k \sqrt{1 - D^2} \quad (\text{або } f = \frac{\omega_{влас}}{2\pi}, \text{Гц})$$

Вирішуючи систему рівнянь (14) відносно збільшення тиску навантаження Δp_D , одержуємо диференціальне рівняння

$$T_k^2 \frac{d^2 \Delta p_D}{dt^2} + 2DT_k \frac{d\Delta p_D}{dt} + \Delta p_D = K_{Qx} \frac{d\Delta x}{dt},$$

і відповідну передаточну функцію

$$W_{\Delta p_D}(S) = \frac{\Delta p_D(S)}{\Delta x(S)} = \frac{K_{ax}}{T_k^2 S^2 + 2DT_k S + 1}, \quad K_{ax} = mK_{Qx} A^{-2}. \quad (26)$$

При розв'язанні системи (14) відносно збільшення витрати $\Delta Q_D = \Delta Q_{mpeb} = \Delta Q$ одержимо диференціальне рівняння

$$T_k^2 \frac{d^2 \Delta Q}{dt^2} + 2DT_k \frac{d\Delta Q}{dt} + \Delta Q = T_k^2 K_{Qx} \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} + K_{Qx} \Delta x$$

і передаточну функцію



$$W_{\Delta Q}(S) = \frac{\Delta Q(S)}{\Delta x(S)} = \frac{K_{Qx}(T_k^2 S^2 + 1)}{T_k^2 S^2 + 2DT_k S + 1} \quad (27)$$

Таким чином, лінеаризована система в цілому описується чотирма передаточними функціями (22), (23), (26) і (27).

Приклад. Визначимо частоту незатухаючих коливань ω_k і перехідні процеси Δv , Δu , Δp_d і ΔQ за такими даними:

$$m = 550 \text{ кг}; \rho = 9 \cdot 10^{-8} \text{ МПа} \cdot \text{с}^2 / \text{см}^2; V = 3200 \text{ см}^3; \mu = 0,65; A_n = 42 \text{ см}^2;$$

$$E = 1000 \text{ МПа}; p_n = 20 \text{ МПа}; F_c = 80000 \text{ Н}; bx^* = 0,4 \text{ см}^2; b = 1 \text{ см}; x^* = 0,4 \text{ см};$$

$$p_{cл} = 0; \Delta x = 0,05 \text{ см}.$$

Враховуючи тиск навантаження $p_d^* = \frac{F_c}{A_n} = \frac{80000}{42 \cdot 10^{-4}} = 1,9 \cdot 10^7 \text{ Па}$, одержуємо

відповідно до формул (10), (16), (17), (20) і (21):

$$K_{Qp} = \frac{0,65 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{2}{9 \cdot 10^{-8}}}}{4 \cdot \sqrt{0,5(20-19)}} \cdot 0,4 = 430 \frac{\text{см}^3}{\text{с} \cdot \text{МПа}};$$

$$T_M = \frac{550}{42^2 \cdot 10^4} \cdot 430 = 134,07 \cdot 10^{-4} \text{ с};$$

$$T_r = \frac{3200}{2 \cdot 1000 \cdot 430} = 0,37 \cdot 10^{-2} \text{ с};$$

$$T_k = \sqrt{134,07 \cdot 0,37 \cdot 10^{-6}} = 7,04 \cdot 10^{-3} \text{ с}; \quad D = 0,5 \sqrt{\frac{134,07 \cdot 10^{-4}}{0,37 \cdot 10^{-2}}} = 0,95.$$

Тоді:

$$\omega_k = \frac{1}{T_k} = 141,982 \text{ с}^{-1}; f_k = 22,57 \text{ Гц};$$

$$\omega_{\text{влас}} = \omega_k \sqrt{1 - D^2} = 141,982 \sqrt{1 - 0,95^2} = 43,559 \text{ с}^{-1};$$

$$f_{\text{влас}} = 22,57 \sqrt{1 - 0,95^2} = 7,04 \text{ Гц}.$$

При конструюванні приводу його параметри необхідно вибирати такими, щоб власна частота була на 5...10% збільшена для врахування демпфуючих властивостей приводу.

За цими розрахунками видно, що для того щоб отримати на практиці збуджуючу частоту на виконавчому робочому органі, яка залежить від глибини розробки масиву ґрунту та швидкості різання, необхідно при незмінних кінематичних та геометричних параметрах змінювати тиск навантаження встановленням перед силовим гідроциліндром дроселюючих елементів та безпосереднім регулюванням подачі ними.

Література

1. Ветров Ю. О., Власов В. В. Машини для земляних робіт. Приклади розрахунку: Навч. Посібник. – К.: ІСДО, 1995. – 304 с.
2. Бульдозеры и рыхлители/ Захарчук Б. З., Телушкин В. Д., Шлойдо Г. А., Яркін А. А.. – М.: Машиностроение, 1987. – 240 с.: ил.
3. Станевский В. П. Совершенствование рабочего процесса землеройных машин – Киев: Изд-во при Киев. ун-те ИО Вища школа, 1984. – 128 с.
4. Лур'є З. Я., Іваніцька О. П. Моделирование та динаміка гідравлічних систем: Навчальний посібник. – Харків: ХДПУ, 2000. – 132 с.

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССОВ РАЗРАБОТКИ ГРУНТА

Совершенствование существующих и создание новых, более эффективных процессов разработки грунта требует проведения комплекса теоретических и экспериментальных исследований как в лабораторных, так и в полевых условиях. Обоснованный выбор критериев оценки эффективности позволяет повысить научный уровень исследований и ускорить их проведение.

Несмотря на многообразие конструктивных форм и типов рабочих органов, а, соответственно, и рабочих процессов, можно и нужно определить необходимый и достаточный объем информации для оценки их эффективности однотипной для всех рабочих процессов. Поскольку закон сохранения энергии имеет всеобщее и универсальное значение, то в качестве основного критерия эффективности процесса разработки грунта можно предложить удельные затраты энергии.

Методический подход к определению и сопоставлению удельных энергетических затрат разработки грунта при теоретических, экспериментальных исследованиях в лабораторных и производственных условиях не может быть одинаковым. Для каждого вида исследований необходимо разрабатывать собственные методики и критерии оценки эффективности.

Первоначально попытаемся сделать энергетическую оценку способов разработки грунта теоретическим путем. Нельзя отрицать, что процесс разработки грунта рабочими органами землеройных машин является разновидностью процесса разрушения связных пород. Установленные закономерности процессов разрушения прочных пород изложены в трудах многих видных ученых: Жлобинского Б.А., Кандаурова И.И., Кирпичева В.Л., Кузнецова Г.Н., Мохначева М.П., Падукова В.А., Протождяконова М.М., Ребиндера П.А., Риттингера П.Р., К. Терцаги и других.

Получили известность следующие гипотезы дробления: гипотеза объемов (Кирпичева-Кика), гипотеза поверхностей (Риттингера П.Р.), а также объединяющая их гипотеза академика Ребиндера П.А. В соответствии с последней гипотезой работу по разрушению некоторого объема можно представить как

$$A_{\text{общ}} = A_V + A_F, \quad (1)$$

где A_V - работа, затраченная на деформацию всего объема материала; A_F - работа, затраченная на образование новых поверхностей.

Удельная энергоемкость разрушения некоторого объема прочной породы составляет

$$E_{\text{уд}} = \frac{A_V + A_F}{V}, \quad (2)$$

где V - объем породы, подвергаемой разрушению.

Использование зависимости (2) для теоретической оценки энергоемкости процессов разработки грунта (рис. 1) требует некоторого уточнения ее в связи с их специфическими особенностями.

Особенностью первого (рис. 1 а) и третьего (рис. 1 в) способов разработки грунта является то, что разрушению подвергается не определенный объем грунта, а полубесконечное пространство. Весьма сложно установить объем грунта, на который распространяются деформации, и оценить энергоемкость процессов.

Поэтому для второго случая разработки грунта (рис. 1 б) зависимость может быть представлена в следующем виде

$$E_{y\partial} = \frac{A_V + A_{\text{вн}} + A_F}{V_{\text{кс}}}, \quad (3)$$

где $A_{\text{вн}}$ – дополнительные затраты энергии на внедрение рабочего органа в массив грунта;
 $V_{\text{кс}}$ – объем крупного элемента стружки грунта, отделяемого от массива.

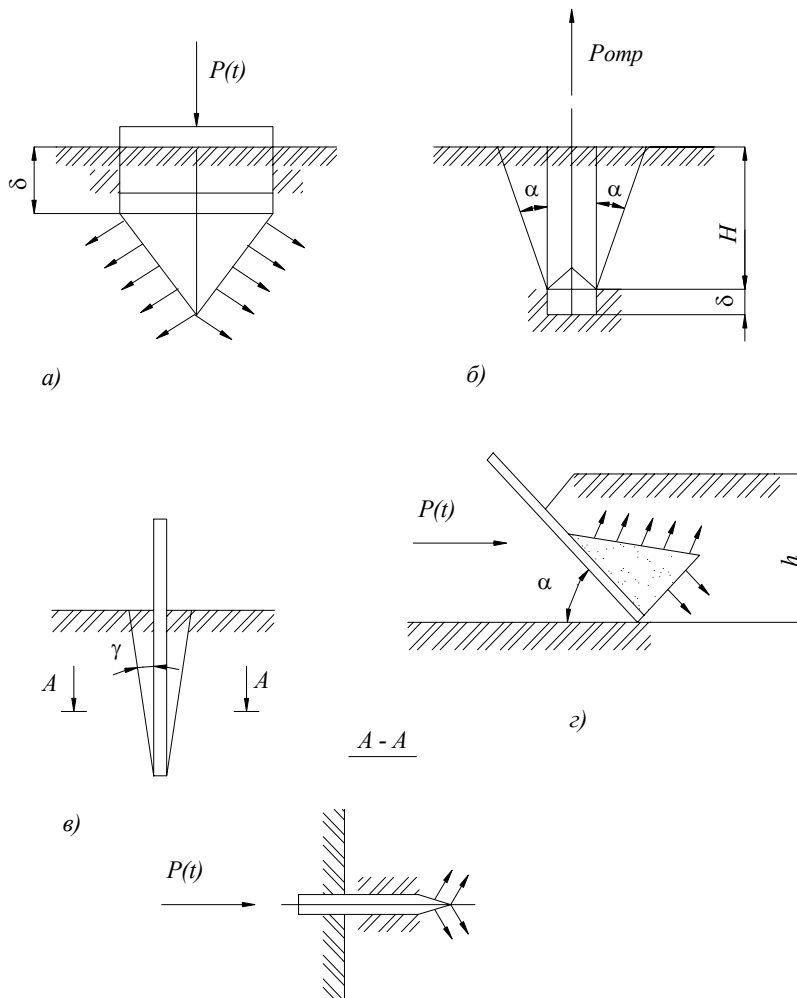


Рис. 2.1. Способы разрушения грунта:

- а) вдавливание штампа; б) отрыв штампа; в) прорезание массива;
г) отделение стружки грунта.

Особенности традиционного процесса разработки грунта таковы:

- на разрушаемый материал воздействует не плоский, а клиновой рабочий орган;
- разрушаемый грунт представляет собой полубесконечное пространство с открытой дневной поверхностью, а не тело определенного объема;
- нагружаемый массив грунта в месте контакта с рабочим органом чаще всего имеет наклонный забой.

Сказанное выше позволяет сделать вывод о весьма сложной задаче учета объема грунта, на который распространяется энергия рабочего органа.

Без значительных трудностей теоретически и экспериментально можно определять объем разработанного грунта, а энергоемкость процесса резания оценивать как

$$E_{y\partial} = \int_0^l P(l)dl / \int_0^l F(l)dl, \quad (4)$$

где $\int_0^l P(l)dl$ - затраты энергии на весь путь l разработки грунта; $\int_0^l F(l)dl$ - объем разработанного грунта.

Зависимость (4) широко используется для оценки энергоемкости разработки грунта при экспериментальных исследованиях в лабораторных условиях, однако она не позволяет производить анализ эффективности процесса. На рис. 2 показаны схемы внедрения в массив грунта плоского и клинового рабочих органов. Представленные схемы наглядно показывают, куда расходуется энергия, подводимая к рабочему органу: на формирование уплотненного ядра, а затем на преодоление сил сопротивлений на этих поверхностях

$$A_{\text{общ}} = A_{\text{я}} + A_{\text{я}}^{\text{б.пр}} + A_{\text{я}}^{\text{б.л}} + A_{\text{я}}^{\text{Б}} + A_{\text{я}}^{\text{Н}}. \quad (5)$$

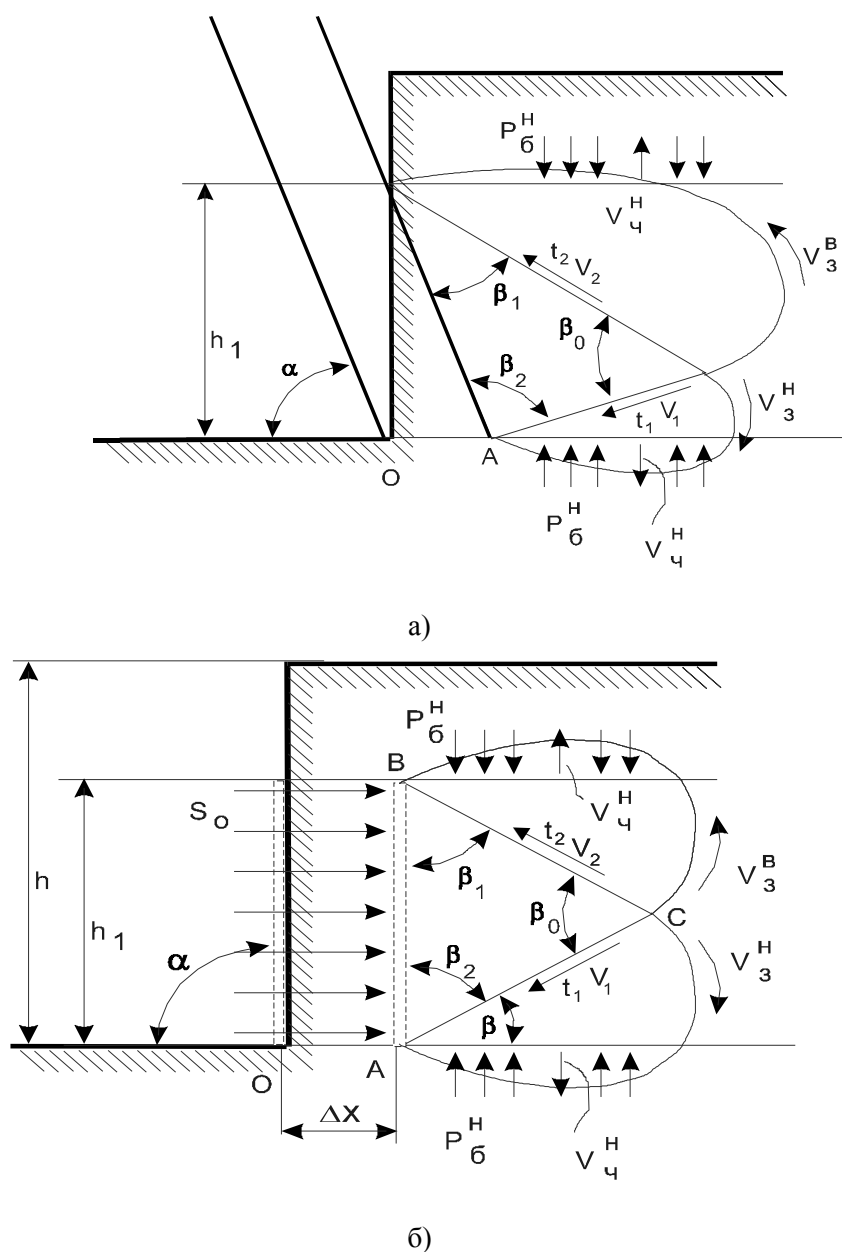


Рис. 2. Схемы внедрения рабочих органов в массив грунта:

а) при $\alpha > \alpha_{\text{кр}}$; б) при $\alpha = 90^\circ$



Целью внедрения рабочего органа в массив грунта является отделение от него некоторой стружки. На подготовку этого процесса направлена только часть энергии, которая формирует напряженно-деформированное состояние в верхнем слое грунта. Коэффициент полезного действия процесса внедрения рабочего органа в массив грунта составит

$$\eta = 1 - \frac{A_{я} + A_{я}^{\delta, np} + A_{я}^{\delta, л} + A_{я}^H}{A_{общ}} \quad (6)$$

Зависимость (6) наглядно показывают, куда расходуется энергия, подводимая к рабочему органу, дает объяснение, почему так влияют на энергоемкость процесса разработки грунта схема взаимодействия и угол резания. С увеличением угла резания происходит увеличение ядра уплотнения и соответственно затрат энергии $A_{я}$, $A_{я}^{\delta, np}$, $A_{я}^{\delta, л}$ и $A_{я}^H$.

Зависимости критерия энергоемкости (2) и коэффициента полезного действия (6) позволяют производить теоретический анализ рабочих процессов землеройных машин, однако они непригодны для практического применения при проведении экспериментальных исследований.

Энергоемкость разработки грунта в производственных условиях можно представить как $E_{y\delta} = \frac{N_{\deltaв}}{P_p}$; кВт/м³, (7)

где $N_{\deltaв}$ – мощность двигателя базовой машины; P_p – производительность разработки грунта.

Для определения производительности разработки грунта необходимо подготовить мерный участок и произвести не менее трех испытаний. При этом скорость разработки грунта определяется в соответствии с методикой ГОСТ 27927-88 (ИСО 6014-86).

В качестве критерия эффективности нового рабочего органа или процесса целесообразно использовать коэффициент удельных энергоемкостей

$$K_E = \frac{E_{y\delta}^H}{E_{y\delta}^{mp}} \text{ или } K_E = \frac{P_p^{mp}}{P_p^H}, \quad (8)$$

где $E_{y\delta}^H$; $E_{y\delta}^{mp}$ – энергоемкость разработки грунта соответственно с новым рабочим органом и традиционным; P_p^H ; P_p^{mp} – производительность разработки грунта соответственно с новым рабочим органом и традиционным.

Производительности разработки грунта можно определить как

$$P_p^{mp} = V_p^{mp} / t_p^{mp}; \quad P_p^H = V_p^H / t_p^H, \quad (9)$$

где V_p^{mp} и V_p^H – объемы грунта, разработанного на мерном участке землеройной машиной с традиционным рабочим органом и новым; t_p^{mp} и t_p^H – время разработки грунта землеройной машиной с традиционным рабочим органом и новым.

Время разработки грунта составит

$$t_p^{mp} = L / v_p^{mp}; \quad t_p^H = L / v_p^H, \quad (10)$$

где v_p^{mp} и v_p^H – скорости разработки грунта на мерном участке L соответственно с традиционным и новым рабочими органами.

С учетом зависимостей (8), (9) и (10) можно записать

$$K_E = K_V \cdot K_v, \quad (11)$$

где $K_V = V_p^{mp} / V_p^H$ – коэффициент объемов; $K_v = v_p^{mp} / v_p^H$ – коэффициент скоростей.

Таким образом, чтобы оценить эффективность разработки грунта модернизированным рабочим органом, необходимо провести сопоставительные испытания традиционного и нового способов. При экспериментальных исследованиях измерению подлежат физико-механические характеристики грунта, длина пути и скорость разработки грунта, расход топлива и объем разработанного грунта.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДОННЫХ ОСАДКОВ ДЛЯ ГИПЕРБАРИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ

Моделирование процесса резания грунта по образцам, поднятым с глубины, требует определенной выдержки их в воде до тех пор, пока поровое давление не станет равным гидростатическому. Если же рабочую среду моделировать с помощью ингредиентов, извлеченных из материкового массива, то необходимо создать донные условия, при которых грунт под действием давления будет полностью насыщен влагой. Обычно при измерении сопротивления подводного грунта время выдержки образца под гидростатическим давлением не регламентировалось. В результате неуравновешенность системы «грунт-жидкость» приводила к ошибкам измерения, особенно на трехфазных грунтах, связанным с неадекватной деформацией скелета, не характерной для подводного резания в естественных условиях.

Процесс образования донных осадков – это седиментационная коагуляция, т.е. процесс слияния частиц минералов при их сближении под действием собственного веса. Опустившись на дно, частицы минералов собираются в микроагрегаты, которые, соединяясь между собой ребрами и вершинами, образуют сплошную сетку (дальняя коагуляция). Затем эта сетка разрушается, и частицы соединяются базальтными поверхностями кристаллов, образуя новую, более плотную структурную сетку (ближняя коагуляция). Пространственная сетка постепенно уплотняется за счет процесса синерезиса – уменьшения толщины гидратной пленки на контактах частиц, в результате чего происходит дегидратация осадка и уплотнение его структуры [1].

Зависимость энергии притяжения дисперсных частиц от расстояния между ними обусловлена степенью диссоциации, активностью обменных катионов, природой частиц и температурой окружающей среды. Исследования показали, что повышение плотности донных отложений обусловлено лишь процессами оседания и консолидации в течение длительного периода взвешенных в воде твердых частиц и практически не зависит от давления, создаваемого толщей воды [2]. Поэтому можно считать, что коагуляция осадка происходит аналогично и при атмосферном давлении.

Донные осадки образуются под водой в отсутствии свободного газа и представляют собой практически двухфазную среду, состоящую из твердых частиц и порового пространства, заполненного водой. Растворенная в ней газовая фаза, возникающая за счет жизнедеятельности бактерий, проявления природного вулканизма и других факторов, настолько мала, что не может влиять на структурную целостность скелета и прочность осадка. Подъем на поверхность образца с газовыми менисками, сопровождается снижением внешнего давления и, как следствие, расширением газовой фазы, что приводит к изменению прочностных свойств грунта.

Ниже предложена методика моделирования донных осадков, обладающих различной фильтрационной способностью, которую применяют для исследования под гидростатическим давлением.

Водопроницаемые донные осадки

Для моделирования рабочих сред при гипербарических испытаниях используют пасты, приготовленные из спондиловой глины и речного песка следующим образом. Глину высушивают и измельчают на шаровой мельнице, после чего порошок сортируют по гранулометрическому составу ситовым методом. Во избежание расслоения частиц по крупности приготовленную в воде суспензию порошка перемешивают и отстаивают в течение времени [3], с

$$t_c = \frac{18h_0\mu}{g(\rho_n - \rho_{ж})d^2}, \quad (1)$$

где h_0 – высота дисперсной системы, м; μ – динамическая структурная вязкость, Па·с; g – ускорение свободного падения, м/с²; ρ_n , $\rho_{ж}$ – плотности дисперсной фазы (пасты) и насыщающей жидкости (воды), кг/м³; d – диаметр частиц грунта, м.

Для уплотнения полученной массы применяют метод дренированной консолидации, при которой избыточная жидкость имеет возможность оттока по каналам через пористый материал. В качестве пористого материала используют равномерно укладываемый на фильтровальную ткань песок, на который устанавливают груз заданной массы, рис. 1. Уплотняющее давление рассчитывают по формуле, МПа

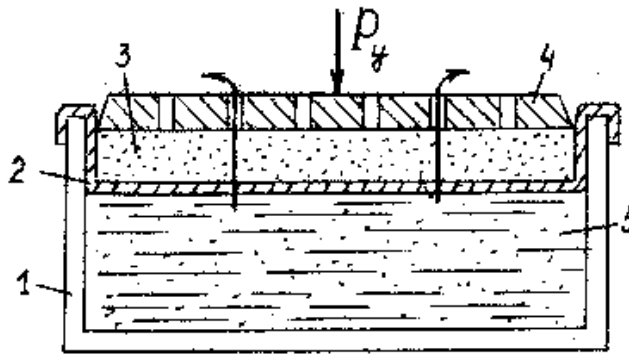


Рис.1. Схема уплотнения пасты по методу дренированной консолидации:

1 – поддон; 2 – фильтровальная ткань; 3 – пористый материал;
4 – перфорированная пластина; 5 – уплотняемый грунт

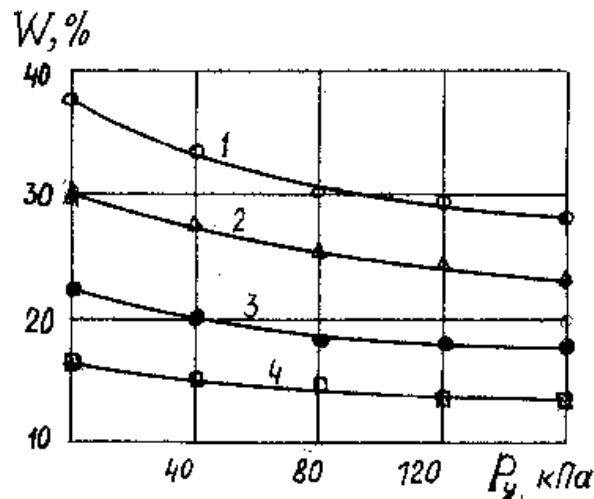


Рис.2. Зависимость влажности пасты от уплотняющей нагрузки при начальных значениях влажности W , %: 1 – 37; 2 – 30; 3 – 22; 4 – 16

$$P_y = \frac{\rho_n}{\rho_{ж}a} \cdot \frac{W_c - W_n}{1 - W_c - W_n + W_c W_n}, \quad (2)$$

где W_c , W_n – влажности суспензии и пасты, %; a – коэффициент уплотнения пасты, МПа⁻¹.

Время уплотнения суспензии зависит от скорости фильтрации воды из порового пространства [4], поэтому для получения полностью уплотненного образца его выдерживают под грузом в течение времени, с

$$t_y = \rho_{\text{ж}} g h^2 a \frac{k_{\text{в}}}{k_{\text{ф}}}, \quad (3)$$

где h – начальная толщина слоя пасты, м; $k_{\text{в}}$ – фактор времени, для полного уплотнения $k_{\text{в}} = 3$; $k_{\text{ф}}$ – коэффициент фильтрации грунта.

Изменения уплотняющих давлений и времени выдержки позволяют моделировать донные осадки с заданной влажностью и гранулометрическим составом, рис. 2.

Водонасыщение песчаного грунта проводят просеиванием через сито частиц песка непосредственно в воду с последующим отстаиванием и уплотнением пасты. Это позволяет до минимума сократить присутствие газообразной фазы в поровом пространстве скелета. Особенность второй схемы заключается в пропитке песчаного грунта снизу вверх, когда поддон с грунтом устанавливают на перфорированную пластину, размещенную в контейнере с водой. Такая схема позволяет максимально вытиснить воздух из пор грунта.

Водонепроницаемые донные осадки

Основная трудность моделирования грунтов с низкой фильтрационной способностью заключается в необходимости обеспечения равенства избыточного внешнего P и порового U давлений, так как быстрое изменение гидростатического давления приводит к изменению напряженного состояния трехфазного грунта [5]. Для предотвращения необратимых деформаций в скелете нужно, чтобы пригрузка σ не превышала предельное напряжение сжатия для данного грунта

$$\sigma = P - U \leq [\sigma_{\text{сж}}] \quad (4)$$

Этого можно достичь, если давление жидкости повышать ступенями с последующей выдержкой до уравнивания порового давления и гидростатического. Время выдержки на каждой ступени определяют по уравнению Дарси [6], с

$$t = \frac{\Delta V_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} g h}{S_{\text{ф}} k_{\text{ф}} (P - U)}, \quad (5)$$

где $\Delta V_{\text{ж}}$ – объем жидкости, проникающей в поровое пространство за счет сжатия газовой фазы, м³:

$$\Delta V_{\text{ж}} = V_{\text{г}}^{\text{а}} - V_{\text{г}} = V_{\text{г}}^{\text{а}} \left(1 - \frac{P^{\text{а}}}{P} \right); \quad (6)$$

где $S_{\text{ф}}$ – площадь поперечного сечения образца, м²; h – высота образца, м;

$P^{\text{а}}$ – атмосферное давление, Па.

Разбивая диапазон изменения давления на несколько интервалов, можно определить общее время водонасыщения модели грунта, необходимое для его перехода из трехфазного состояния в двухфазное. При этом обеспечивается выравнивание порового и гидростатического давлений без уплотнения образца, $U = P$. Например, для водонасыщения глинистого грунта с коэффициентом фильтрации $k_{\text{ф}} = 0,5$ м/сут расчетное время, необходимое для ступенчатого повышения давления от 0,1 до 3,0 МПа, составляет $t = 4,2$ суток.

В соответствии с классификацией [7] подводные грунты делятся на группы по гранулометрическому составу глинистых частиц размером меньше 0,01 мм: песок содержит 0...5 % глинистого вещества, песок илистый – 5...10 %, песчаный ил – 10...30 %; ил – 30...50 %, глина – более 50 %. Исследования показывают, что коэффициент фильтрации грунта $k_{\text{ф}}$ связан логарифмической зависимостью с количеством глинистого

вещества в образце, причем наиболее интенсивно эта зависимость проявляется в пределах 0...40 %, рис. 3. Поэтому путем выбора процентного соотношения глинистых частиц в образце можно изменять коэффициент фильтрации модели донного грунта от 170 м/сут (сильноводопроницаемый) до 0,2 м/сут (слабоводопроницаемый).

Предложенная методика подготовки образцов грунта позволяет моделировать

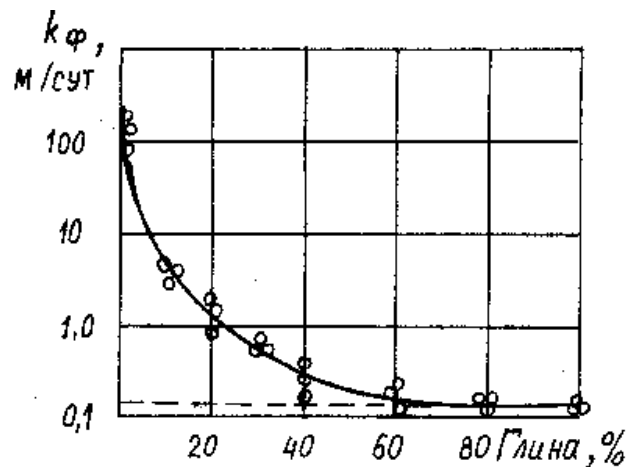


Рис.3. Зависимость коэффициента фильтрации модели грунта от процентного содержания глинистых частиц

донные осадки различного генезиса и фазового состояния с заданными физико-механическими свойствами и фильтрационной способностью, максимально приближая их к свойствам природы.

Литература

1. Кульчитский Л.И., Усъяров О.Г. Физико-химические основы формирования свойств глинистых пород.– М.: Недра, 1981.– 62 с.
2. Бабинец А.Е., Митропольский А.Ю., Ольтшинский С.П. Гидрогеологические и геохимические особенности глубоководных отложений Черного моря.– К.: Наук. думка, 1973.– 160 с.
3. Фролов Ю.Г. Курс коллоидной химии.– М.: Химия, 1982.– 400 с.
4. Гольдберг В.М., Скворцов Н.П.. Проницаемость и фильтрация в глинах.– М.: Недра, 1986.– 160 с.
5. Сукач М.К. Механизм воздействия на грунт гидростатического давления // Гірн., буд., дор. та меліорат. машини: Всеукр. міжвід. наук.-техн. зб. – К.: КНУБА, 2001.– Вып.58.– С.68-74.
6. Терцаги К. Теория механики грунтов: Пер с нем.– М.: Гостройиздат, 1980.- 422 с.
7. Мерио Дж. Минеральные богатства океана: Пер. с англ.– М.: Прогресс, 1969.- 440 с.

УДК 621.878

С.М. Любченко, канд. техн. наук, доцент КНУБА
В.П. Головань, канд. техн. наук, доцент КНУБА
О.Ю. Вольтерс, канд. техн. наук, доцент КНУБА

ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВИХ ТА ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЛИКОВОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ВИДАЛЕННЯ КЕРНА ПРИ КІЛЬЦЕВОМУ БУРІННІ СВЕРДЛОВИН.

При бурінні свердловин в міцних і мерзлих ґрунтах кільцевими буровими робочими органами виникають труднощі з відокремленням від масиву і видаленням із свердловини керну [1].

В роботі [2] запропоновано конструкцію роликів пристрою, яким обладнується кільцевий буровий робочий орган. Цей пристрій устатковується в нижній частині бура і призначається для підрізання керна по колу, його відколювання від масиву ґрунту і подальшого видалення із свердловини.

Робочий орган (рис. 1) складається з циліндричного корпусу 1, на якому закріплено шнек 2 для транспортування зруйнованого ґрунту із кільцевого прорізу і ґрунторуйнівний вінець 3. Над ґрунторуйнівним вінцем в корпусі бура вирізані вікна, в яких встановлені напрямні 4 та ролики 5 з твердосплавними зубцями 6 для підрізання, захоплення та видалення керну.

Напрямні з роликами встановлені в площині обертання бура під кутом α до траєкторії обертання. Величина кута α вибирається меншою за кут тертя між віссю ролика і напрямними.

В залежності від напрямку обертання бура ролики, пересуваючись в напрямних, змінюють своє положення відносно керну, наближаючись або віддаляючись від нього. Займаючи крайнє зовнішнє положення, ролики не взаємодіють з керном і не перешкоджають процесу буріння. Пересуваючись ближче до центру, ролики за рахунок сил тертя заклинюють між керном і напрямними.

Для забезпечення постійного слабкого притискання /контакту/ роликів до керну, напрямні з роликами нахилені по відношенню вісі бура на кут β , який повинен бути більшим величини кута тертя між роликом і напрямними. За рахунок цього нахилу ролик під дією власної ваги намагається зайняти нижнє положення і дотикається до керну.

При обертанні робочого органу за годинниковою стрілкою і бурінні кільцевого прорізу, ролики займають крайнє зовнішнє положення, протилежнє заклинюванню дотикаючись до керну з малим зусиллям, і не перешкоджають бурінню.

При досягненні глибини кільцевого прорізу максимальної величини бура надають обертання в напрямку проти годинникової стрілки, ролики, які взаємодіють з керном і

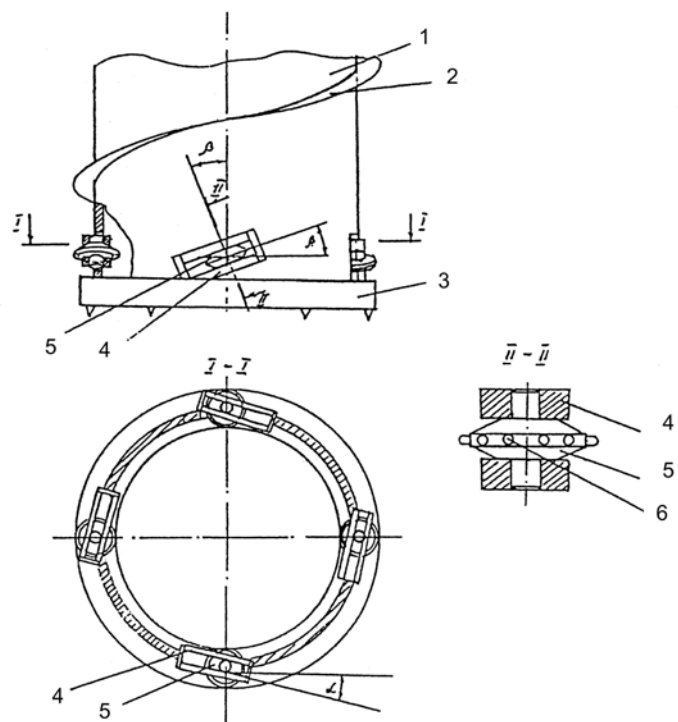


Рис.1. Схема кільцевого бура з роликів пристроєм

напрямами, заклинюються між ними, за рахунок чого керн підрізається і захоплюється роликами. Керн витягують із свердловини разом з корпусом бура, ставлять на поверхню ґрунту і, обертаючи проти годинникової стрілки, пересувають ролики до зовнішнього положення, звільняючи керн.

При проектуванні кільцевих бурових робочих органів з роликовим пристроєм постає питання визначення розмірів роликів і розрахунку їх на міцність.

На рис.2 приведена розрахункова схема роликового пристрою, який складається з ролика 1, двох півосей 2, що рухаються по напрямним 3. Для спрощення розрахункової схеми в ній не врахована ріжуча кромка ролика з твердосплавними зубцями, тому ролик представлено в вигляді циліндра.

Основними розрахунковими навантаженнями для ролика є вертикальна сила G , що діє на заглиблену в ґрунт його частину та горизонтальна сила F_n , яка передається з боку напрямних 3 у вигляді двох однакових сил $F_n/2$, прикладених до півосей 2. Оскільки на момент відколювання ролик заглиблений в ґрунт на максимально можливу глибину, сила G передається на ролик через поверхню сегмента S , викликаючи в площі перерізу I-I дотичні напруження τ_1 . В свою чергу, сила F_n передається на ролик по двом лініям а-а контакту півосей з напрямними, викликаючи в площах перерізу II-II дотичні напруження F_2 .

Розглянемо окремі розрахункові випадки. Розрахунковий діаметр d_1 ріжучої частини будемо вважати фіксованим, оскільки найбільшою ефективністю пристрою буде при максимально великому діаметрі ролика. Будемо вважати, що діаметр d_1 становить

$$d_1 = 0,9b_{щ}, \quad (1)$$

де $b_{щ}$ – ширина кільцевої щілини, що утворюється в масиві ґрунту під час буріння.

Коефіцієнт 0,9 прийнято в зв'язку з тим, що ролик 1 має ріжучу кромку, яку в розрахунковій схемі не враховано.

Визначення дотичного напруження τ_1 виконуємо з врахуванням того, що сила G , яку сприймає кожен з n роликів, має найбільше значення в момент відколювання керна, її величину встановлює залежність

$$G = G_K + F_B, \quad (2)$$

де G_K – вага керна; F_B – сила, необхідна для відколювання керна від масиву.

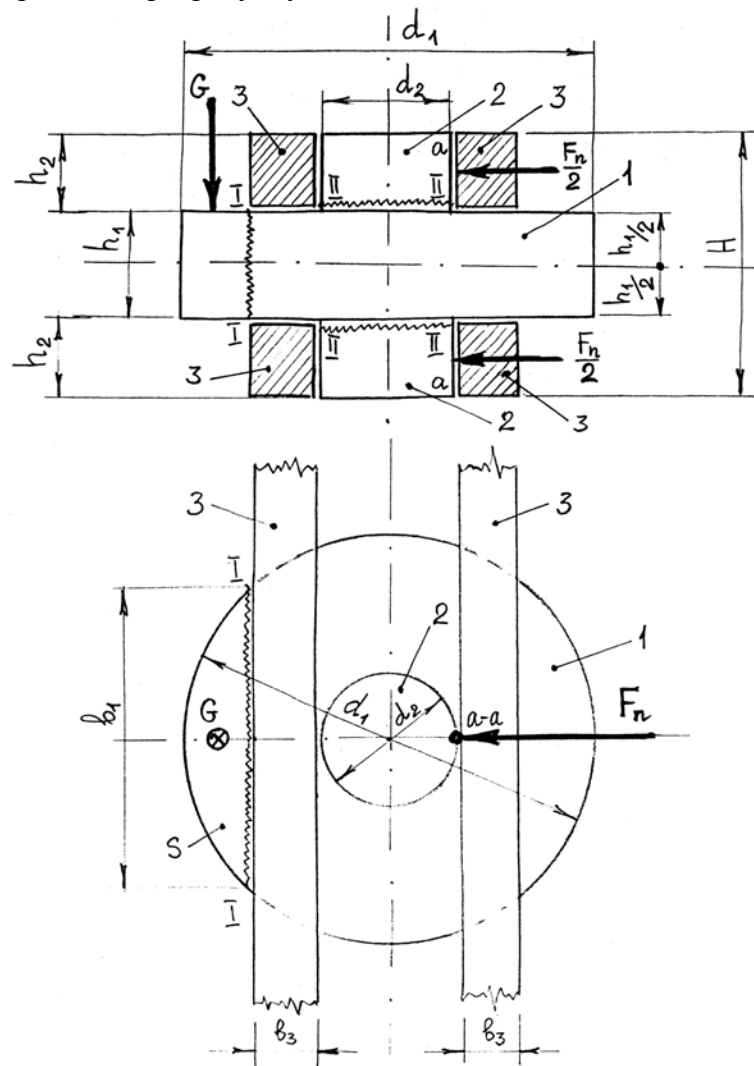


Рис.2. Розрахункова схема ролика

Вагу керна G_K можна представити виразом

$$G_K = \gamma H_K \frac{\pi D_K^2}{4n}, \quad (3)$$

де γ – питома вага ґрунту; H_K – величина заглиблення бурової коронки; D_K – діаметр керна.

$$\text{Силу } F_K \text{ можна представити як } F_K = \frac{\pi D_K^2}{4n} [\sigma]_B, \quad (4)$$

де $[\sigma]_B$ – нормальне напруження в керні, яке призводить до його сколювання (це напруження розподілено по площі поперечного перерізу керна).

Вираз (2) з урахуванням співвідношень (3) та (4) можна записати у вигляді

$$G_K = \frac{\pi D_K^2}{4n} (\gamma H_K + [\sigma]_B), \quad (5)$$

Для визначення площі прямокутника $S_1 = b_1 \cdot h_1$, по якому розподілені напруження τ_1 від сили G , обчислимо розмір b_1 . Користуючись схемою, приведеною на рис.2, запишемо:

$$b_1 = 2\sqrt{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_2}{2} + b_3\right)^2} = \sqrt{d_1^2 - (d_2 + 2b_3)^2}, \quad (6)$$

де b_3 – ширина напрямних 3; d_2 діаметр півосей ролика.

Міцність ролика в перерізі I – I виразимо залежністю

$$\tau_1 = \frac{G}{S_1} = \frac{Q}{b_1 h_1} < [\tau], \quad (7)$$

де $[\tau]$ – величина допустимого дотичного напруження для матеріалу ролика.

З урахуванням залежностей (5) та (6) одержимо

$$\tau_1 = \frac{\pi D_K^2 (\gamma H_K + [\sigma]_B)}{4n h_1 \sqrt{d_1^2 - (d_2 + 2b_3)^2}} < [\tau], \quad (8)$$

Визначення дотичного напруження τ_2 виконуємо з урахуванням сили F_n , з якою

$$\text{напрявні 3 діють на півосі 2: } \tau_2 = \frac{F_n}{2S_2} < [\tau], \quad (9)$$

де S_2 – площа перерізу II – II.

$$S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}. \quad (10)$$

При конструюванні роликового пристрою крім наведених перевірочних розрахунків за формулами (8) та (9) слід визначити також ширину напрямних b_3 із розрахунку на згин від сил G та F_n , що діють у взаємно перпендикулярних напрямках.

Приведений аналіз силових і геометричних параметрів роликового пристрою для кільцевих бурових робочих органів може бути використаний при проектуванні нових конструкцій бурильного обладнання для роботи в міцних і мерзлих ґрунтах та в складних гірничо-геологічних умовах.

Література

1. Смірнов В.М., Головань В.П., Вольтерс О.Ю. Виробничі випробування кільцевих бурів в складних гірничо-геологічних умовах// Техніка будівництва. – 2001. - № 9. С.45 - 47.
2. Смірнов В.М., Головань В.П., Вольтерс О.Ю. Кільцевий буровий робочий орган з роликовим пристроєм для видалення керну// Гірничі, будівельні дорожні та меліоративні машини: Респ. міжвід. наук. техн. зб. - 2002. - Вип. 60.



УДК 624.132.3

В.И. Снисаренко, д-р техн. наук, профессор НИИСП

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГРЕЙФЕРОВ ПРИ ПРОХОДКЕ КОЛОДЦЕВ И УЗКИХ ТРАНШЕЙ

Зависимость скорости бурения от показателей свойств буровых растворов хорошо известна [1]. С увеличением плотности раствора, концентрации в нем твердой фазы и вязкости среды скорость бурения падает. В работе [2] рассмотрено влияние на производительность ковшовых грунторазрабатывающих машин, функционирующих по технологии «стена в грунте», глубины выработки, категории грунта, плотности проходческого раствора. При этом раствор представлен ньютоновской жидкостью с переменной плотностью и постоянной вязкостью. Такой подход не является достаточным, поскольку, как отмечено выше, вязкость раствора существенно влияет на производительность грунторазрабатывающих машин. Во-вторых, вязкость глинистых растворов быстро возрастает с увеличением содержания твердой фазы, особенно если ее концентрация превышает 30 %. В-третьих, автором предложены перспективные в технологии «стена в грунте» такие компоненты растворов, как полимеры, патока и другие, вязкость которых на 3...4 порядка превышает вязкость воды. Наконец, в последние годы разработаны медленно твердеющие растворы для одноэтапной технологии «сборная стена в грунте», отличающиеся высокой плотностью и вязкостью.

Для выяснения характера зависимости производительности ковшовых грунторазрабатывающих машин от показателей свойств проходческих растворов выполнен анализ для ковшовых машин двух типов: с тросовой подвеской грейферного ковша (широкозахватывающий грейфер типа ШГ-600 конструкции НИИСП) и с грейфером на напорной телескопической штанге (напорный грейфер на экскаваторе ЭО-5122 конструкции Гидропроекта). Основные характеристики этих грейферов и параметры их ковшей, необходимые для расчетов, приведены в табл.1.

Отличительной особенностью грейфера на тросовой подвеске является опускание ковша в режиме свободного падения, при этом его скорость зависит от плотности и вязкости проходческого раствора. От этих же параметров зависит и коэффициент наполнения ковша, так как он испытывает дополнительное взвешивающее воздействие. Для рассматриваемого типа грейфера наполняемость ковша можно определить по

предложенной автором зависимости: $k_n = 0,75 \lg \left[M_k \left(1 - \frac{\rho_p}{\rho_m} \right) - 0,55 \right]$, где k_n –

коэффициент наполнения ковша; M_k – масса ковша в т; ρ_p – плотность проходческого раствора; ρ_m – плотность материала ковша.

Рабочий цикл ковшовой грунторазрабатывающей машины при технологии «стена в грунте» состоит из операций опускания грейфера с разомкнутыми челюстями на дно траншеи, копания, подъема рабочего органа, удержания его над траншеей для стекания проходческого раствора, поворота на выгрузку, выгрузки и поворота к траншее.

При копании грейфером на напорной штанге после опускания на дно траншеи рабочий орган перед смыканием челюстей приподнимается на высоту 0,10...0,15 м, что несколько удлиняет время цикла.

Процесс копания в глинистом растворе, обладающем повышенными по сравнению с водой плотностью и вязкостью, имеет следующие особенности, удлиняющие цикл. Взвешивание ковша на тросовой подвеске снижает коэффициент его наполнения (согласно указанной выше зависимости). Вследствие сопротивления проходческого раствора увеличивается продолжительность опускания ковша на дно траншеи и подъема из нее. Увеличиваются усилия, расходуемые на копание и преодоление сил инерции.

Время удержания грейфера над траншеей для стекания раствора мало меняется от его свойств. В исследованиях [3] показано, что при истечении глинистых растворов из отверстия в тонкой стенке при напоре до 7 см коэффициенты расхода для воды и для глинистого раствора отличаются менее чем на 2 %, причем коэффициент расхода глинистого раствора больше, чем воды.

Таблица 1. Основные технические характеристики грейферов

| Технические данные | Ед. изм. | Грейфер на тросовой подвеске ШГ-606 | | Грейфер на напорной телескопической штанге ЭО-5122 | |
|----------------------------------------------------|----------------|-------------------------------------|-------------|----------------------------------------------------|-------------|
| | | ковш закрыт | ковш открыт | ковш закрыт | ковш открыт |
| Объем ковша V_k | м ³ | 1 | 1 | 0,6 | 0,6 |
| Ширина ковша B_k | м | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 |
| Длина ковша (захватка) L_k | м | 3,2 | 5,0 | 2,2 | 2,5 |
| Максимальная глубина копания h_T | м | 25 | 25 | 25 | 25 |
| Скорость подъема ковша U_k | м/с | 0,4...0,6 | – | 0,6...0,8 | – |
| Скорость опускания ковша U'_k | м/с | – | $f(\rho_p)$ | – | 0,9 |
| Масса ковша M_k | т | 4 | 4 | 6 | 6 |
| Коэффициент разрыхления грунта k_p | – | 1,2 | – | 1,2 | – |
| Коэффициент наполнения ковша k_n | – | $f(\rho_p)$ | – | 1 | – |
| Площадь интенсивного бокового трения $F_{тр}$ | м ² | 6,4 | 6,4 | 3,4 | 3,4 |
| Площадь обтекания боковых поверхностей $F'_{тр}$ | м ² | 9,4 | 9,4 | 7,6 | 7,6 |
| Площадь горизонтальной проекции ковша F_d | м ² | 2,0 | 1,5 | 1,4 | 1,5 |
| Средняя высота ковша h | м | 1,0 | 0,65 | 0,8 | 0,7 |
| Базовая машина | | Э-10011, Э-1252 | | ЭО-5122 | |
| Мощность двигателя N | л.с. | 110 | 110 | 110 | 110 |
| Коэффициент приспособляемости двигателя $k_{пр}$ | – | 1,18 | 1,18 | 1,18 | 1,18 |
| Коэффициент снижения частоты вращения $\alpha_{ч}$ | – | 0,71 | 0,71 | 0,71 | 0,71 |

Для оценки продолжительности операций по перемещению ковша в среде проходческого раствора проведены динамические расчеты, идея которых заключается в следующем. Ковш движется в вертикальном, ограниченном стенками выработки и заполненном проходческим раствором, канале. Горизонтальное сечение выработки, определяющее живое сечение канала, может быть двух существенно различных форм и размеров: пионерный шурф длиной в один захват ковша; участок траншеи, равный трем и более захватам ковша. Это определяется наиболее целесообразной последовательностью разработки траншеи рабочим органом, обеспечивающей симметричную нагрузку на грейферные полуковши.

При движении в проходческом растворе ковш преодолевает силы тяжести W_g , лобовое сопротивление раствора W_ρ , трение раствора по боковой поверхности $W_{тр}$,

инерционные силы $W_{и}$. Площадь трения можно разделить на две качественно отличающиеся зоны: интенсивного трения $F_{тр}$ и свободного обтекания $F'_{тр}$. Зона интенсивного трения включает боковые стенки ковша, плотно соприкасающиеся со стенками выработки. Остальные поверхности ковша относятся к зоне свободного обтекания. Проходческий раствор представлен суспензией из глинистых минералов, которая, как правило, отвечает реологической модели пластично-вязкого тела Шведова-Бингама [4]: $\tau = \tau_0 + \eta \dot{\varepsilon}$, где τ_0 – сцепление; η – пластическая вязкость; $\dot{\varepsilon}_i$ – градиент скорости.

Таким образом, усилие в подвеске грейферного ковша W_k при копании грунта в среде глинистого раствора описывается уравнением равновесия сил:

$$W_k = W_{тр} + W_{\rho} + W_g.$$

Согласно физической модели процесса сила трению ковша включает составляющие вязкого сопротивления W_{η} и сопротивления сцеплению грунта W_{τ_0} [5]:

$$W_{тр} = W_{\eta} + W_{\tau_0}.$$

Составляющая $W_{\eta} = \eta_p \frac{U_k}{\delta} F_{тр} + \eta_p \dot{\varepsilon} F'_{тр}$, где η_p – вязкость раствора; U_k – скорость движения ковша; δ – зазор в каналах между ковшом и стенкой траншеи; $\frac{U_k}{\delta}$ – градиент скорости в зоне трения; $F_{тр}$ – площадь бокового трения; $\dot{\varepsilon}$ – градиент скорости в зоне обтекания; $F'_{тр}$ – площадь обтекания боковых поверхностей.

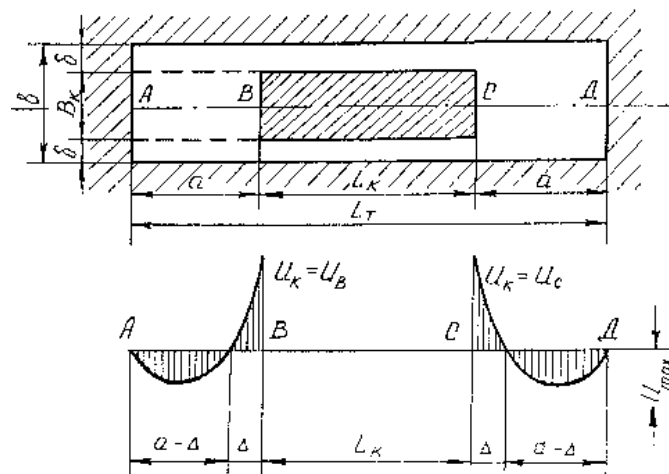


Рис.1. Схема распределения скоростей по оси пионерного шурфа

Составляющая $W_{\tau_0} = C_{\tau_0} h_k r_0 \tau_0$, где $C_{\tau_0} = \frac{2\pi}{1-r_a}$ – безразмерный коэффициент; $r_a = \frac{r_0}{r_1}$ – отношение диаметра внутренней трубы (ковша) r_0 к диаметру наружной трубы (выработки) r_1 ; h_k – глубина копания.

Сопротивление давлению $W_{\rho} = C_{\rho} \rho_p F_d \frac{U_k^2}{2}$, где C_{ρ} – безразмерный коэффициент, зависящий от формы обтекаемого тела и числа Рейнольдса; ρ_p – плотность глинистого раствора; F_d – площадь миделевого сечения ковша.

Сопротивление силам тяжести $W_g = M_k g \left(1 - \frac{\rho_p}{\rho_m} \right) + V_k \frac{k_H}{k_p} (\rho_{гр} - \rho_p) g$, где V_k – вместимость ковша; k_p – коэффициенты разрыхления грунта.

Проведен анализ скоростей движения раствора, его реологических показателей и геометрических размеров растворопроводящих каналов (показателей, входящих в критерий Рейнольдса). Установлено, что движение раствора при копании протекает в ламинарном режиме с возможным образованием незначительных локальных зон, где движение раствора отсутствует [6]. Распределение скоростей потока в живом сечении растворопроводящих каналов происходит по параболическому закону, рис.1.

Из уравнения баланса масс получены значения градиентов скоростей потока, свободно обтекающего ковш. Определение градиента скорости потока в зонах интенсивного трения затруднительно, поскольку он зависит от зазора между ковшом и стенкой траншеи, величина которого точно неизвестна. Зазор δ колеблется от нескольких миллиметров, что соответствует конструктивному уступу в ковше, до десятых долей миллиметра, соответствующих размеру частиц раствора и грунта. При скорости ковша $U_k = 0,5 \dots 2$ м/с и указанных размерах зазора градиент скорости варьируется в пределах $\dot{\epsilon} = 1 \cdot 10^2 \dots 1 \cdot 10^4$ с⁻¹. На распределение скоростей в основных растворопроводящих каналах зазор δ практически не влияет, а его величину можно уточнить при сопоставлении полученных расчетных данных с натурными наблюдениями.

Таблица 2. Предельные значения скоростей и градиентов скоростей при движении рейферного ковша под глинистым раствором

| Грейфер | Форма Выработки | Операции | Скорость, м/с | | Градиент скорости, с ⁻¹ | |
|----------------------|-----------------|-----------------|---------------------------------|----------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------|
| | | | ковша $U_k = U_b - U_c$ | раствора в живом сечении выработки U_{max} | у стенок ковша со стороны живого сечения выработки $\dot{\epsilon}_b = \dot{\epsilon}_c$ | у стенок выработки $\dot{\epsilon}_a = \dot{\epsilon}_d$ |
| На тросовой подвеске | Пионерный шурф | Подъем ковша | 0,4...0,6 | 1,2...1,7 | 5,6...8,4 | 6,5...9,8 |
| | | Опускание ковша | 1,8...2,2 | 0,5...0,6 | 3,1...3,7 | 1,4...1,8 |
| | Участок траншеи | Подъем ковша | 0,4...0,6 | 0,3...0,4 | 0,4...0,6 | 0,2...0,3 |
| | | Опускание ковша | 1,8...2,2 | 0,8...1,0 | 1,3...4,4 | 3,6...4,4 |
| На напорной штанге | Пионерный шурф | Подъем ковша | 0,6...0,8 | 0,3...0,4 | 116,6...155,4 | 123,4...164,6 |
| | | Опускание ковша | (т р е б у ю т р а с ч е т а) | | | |
| | Участок траншеи | Подъем ковша | 0,6...0,8 | 0,5...0,7 | 1,0...1,3 | 1,4...1,8 |
| | | Опускание ковша | 0,9 | 0,8 | 1,6 | 2,3 |

Поля скоростей в растворопроводящих каналах исследованы при перемещении двух типов рейферных ковшей при различных сечениях выработки. Предполагалось, что проскальзывание раствора относительно стенок ковша отсутствует, что соответствует допущениям, обычно принимаемым в гидравлике буровых растворов [5]. Учитывались граничные условия потока и параболическое распределение скоростей в живом сечении.



При помощи уравнений баланса движущихся масс получены основные характеристики потоков: максимальные скорости в живых сечениях; градиенты скоростей потока у стенок ковша и у стенок выработки.

В табл.2 приведены предельные значения скоростей и градиентов, соответствующих схеме на рис.1. Их анализ подтверждает ламинарность режима движения раствора. При этом сопротивление раствора в зависимости от формы сечения выработки изменяется незначительно для грейфера на тросовой подвеске и существенно – для грейфера на напорной штанге (примерно в 100 раз). Силы сопротивления обтеканию составляют относительно небольшую часть общего сопротивления движению ковша в среде проходческого раствора.

Литература

1. Рябченко В.И. Управление свойствами буровых растворов.– М.: Недра, 1990.– 231 с.
2. Галинский А.М. Расчет производительности грейфера при работе в среде глинистой суспензии: В сб. «Комплексная механизация и механовооружение строительства.– К.: НИИСП, 1981.– С.9-13.
3. Шишченко Р.И., Есьман Б.И., Кондратенко П.И. Гидравлика промывочных жидкостей.– М.: Недра, 1976.– 274 с.
4. Вялов С.С. Реологические основы механики грунтов: Учеб. пособ. для строит. вузов.– М.: Высш. шк., 1978.– 447 с.
5. Гукасов Н.А. Краткий справочник по гидравлике при креплении скважин.– М.: Недра, 1987.– 216 с.
6. Липатов В.И., Миттельман Б.И., Плотников В.М. Об определении критического режима буровых и цементных растворов / Нефтяное хозяйство.– 1972.– № 11.– С.27-30.

СИНТЕЗ ПАРАМЕТРОВ ФРЕЗЕРНОГО ТРАНШЕЕКОПАТЕЛЯ, МИНИМИЗИРУЮЩИХ НЕРАВНОМЕРНОСТЬ НАГРУЖЕНИЯ ПРИВОДА РАБОЧЕГО ОРГАНА (ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ. МЕТОДИКА РЕШЕНИЯ)

Из теории и практики машин для земляных работ известно [1], что для фрезерного траншеекопателя, работающего в установившемся основном режиме управления (т.е. при постоянно настроенных оператором заглублении рабочего органа (РО), частоте его вращения, скорости перемещения ходовой базы), колебания реактивных сопротивлений на его РО однозначно трактуется как негативное явление, следствием чего являются:

- неравномерность нагружения привода;
- появление вибраций;
- снижение срока службы из-за усталостного характера повреждений и др.

Аналогично этот аспект рассматривается разработчиками прочих фрезерных машин и оборудования, используемых в дорожном строительстве, горном деле, металлообработке, и других областях промышленности.

В связи с этим актуально справедливо считается синтез такой конструкции, в данном случае - траншеекопателя, который при работе в основном режиме обеспечил бы минимальную неравномерность нагружения привода фрезерного РО (цепного, дискового, комбинированного и др.) [2, 3]. Такая задача относится к разряду оптимизационных, а практика ее постановки и решения подразумевает комплексный учет в целевой функции группы факторов, отражающих закономерности формирования нагрузки на РО в связи с конструктивными особенностями машины и условиями ее эксплуатации.

Несмотря на объектно ориентированный подход в исследованиях, различными учеными, в числе которых Абезгауз В.Д., Владимиров В.М., Беляков Ю.И., Захаров В.А., Дубровский Б.Ц. и др., в совокупности идентифицированы общие для фрезерных машин первопричины, вызывающие рассматриваемое негативное явление:

- рельеф местности;
- податливость элементов машины (в большей степени - ходовой базы);
- неравномерность физико-механических характеристик разрушаемой среды в забое;
- стохастический характер суммирования пространственно ориентированных реакций на резцах РО;
- расположение резцов на РО;
- копание траншей различной глубины (реализуемое оператором за счет навески), следствием чего является сравнительное отличие самой картины нагружения РО.

Тем не менее, их анализ позволяет отметить, что первые две причины являются более частными, т.к. для гладкого рельефа и гусеничного хода они не существенны, а для колесного – хорошо известны эффективные средства их минимизации, как то: предварительное планирование трассы, выбор базового трактора с большим диаметром колес, повышение их жесткости, демпфирование и др.

Следуя этой логике, задачу синтеза параметров траншеекопателя по критерию минимума неравномерности нагружения привода РО следует разбить на два этапа, учитывающих соответственно:

- последние четыре фактора, что само по себе приемлемо для машин с гусеничной ходовой базой, работающих в условиях “гладкого” рельефа, близкого к плоскому;
- позиционные поправки, связанные с рельефом местности и податливостью ходовой базы, в виде коррекции решения, полученного по первому этапу.



Данная статья посвящена первому этапу синтеза траншеекопателя-кабелеукладчика с пальцефрезерным РО, предназначенного для разработки как мерзлых, так и не мерзлых грунтов.

Рассмотрим с этой точки зрения, пожалуй, единственную известную задачу, попадающую в рамки первого этапа, - синтез РО с траекторным смещением резцов. Учитывая общеметодические рекомендации по выбору критерия качества для решения задач статистической динамики [4], а так же интерпретируя исследования [3, 5], в том числе - автора [6], можно обоснованно считать, что в существующих постановках задача о траекторном смещении резцов с целью снижения неравномерности нагружения привода фрезерного РО, так или иначе, сводится к виду:

$$\min \{k(D) = \frac{\sigma_M}{\bar{M}_R} \mid D \in R^n, t = (\overline{0; T})\}, \quad (1)$$

$$R^n = \{D = D_{PO} = (z_p, \Delta\varphi, \Delta L, n_{зах} \dots) \mid \{C\}, V\}, \quad (2)$$

$$(H_{TP}(t) = const) \in \{C\}. \quad (3)$$

В этих формулах, обобщающих, по мнению автора, известные исследования, приняты следующие обозначения: k - критерий оптимизации (сформулированный как коэффициент вариации); D - вектор искомых параметров (в данном случае - только РО, т.е. - D_{PO}); σ_M , \bar{M}_R - среднеквадратичное отклонение и матожидание реактивного момента на РО (соответственно); R^n - n -мерное пространство оптимизации, определяемое по размерности вектора D ; t - мгновенное значение времени; T - общая продолжительность наблюдения за поведением нагрузки на РО, которое моделируется в задаче синтеза; z_p , $\Delta\varphi$, ΔL - количество резцов, их угловое или линейное смещение относительно друг друга (соответственно); $n_{зах}$ - количество заходов фрезы; $\{C\}$ - множество ограничений, накладываемых на R^n ; V - внешние возмущения, отражающие неравномерность в забое физико-механических характеристик грунта анизотропного (например - мерзлого) по сравнению с изотропным; H_{TP} - глубина разработки грунта РО.

Рассмотрим особенности такой постановки.

Внешние возмущения переведены в разряд ограничений задачи и отражают, как правило, принципиально только одни грунтовые условия из множества возможных. В постановке одних авторов из-за недостатков матмодели считается, что $V = 0$ [5, 6], других - $V = const$ [3]. Последний случай может быть оправдан, пожалуй только тогда, когда характеристики забоя близки к неизменным за все время эксплуатации машины (как, например, для роторных комплексов, работающих в конкретном карьере).

Выражение (3), выступающее в роли функционального ограничения равенства, необходимо вводится в задачу из-за:

- критерия качества, который может быть определен только для одной конкретной реализации условия (3) (в первую очередь);
- рассмотрения основного режима копания (без управления навеской);
- принятых ограничений на позиционные поправки в связи с рельефом местности и податливостью ходовой базы.

В связи с этим задача снижения неравномерности нагружения привода РО траншеекопателя, предназначенного для работы в мерзлых грунтах, которая ограничена синтезом РО с траекторным смещением резцов (в форме (1)..(3)), в традиционном представлении не затрагивает и не может затронуть два естественных для траншеекопателя фактора:

- вариативность внешних возмущений, связанных с неодинаковыми грунтовыми условиями на различных участках трассы, а именно - типов грунта в забое, их температурных и влажностных полей в различное время года;
- необходимость копания траншей различной глубины.

Для траншеекопателей-кабелеукладчиков с последним фактором связаны следующие аспекты:

- глубина траншеи, образуемая машиной в основном режиме, как правило, за один проход, принадлежит нормированному диапазону, границы которого регламентированы государственными и отраслевыми документами на прокладку линий коммуникаций различного назначения (магистральные - большая глубина, локальные - меньшая), что может рассматриваться как ограничение задачи синтеза;
- у пальцевфрезерных траншеекопателей-кабелеукладчиков ввиду конструктивного многообразия их навесок достижение той или иной глубины копания РО (т.е. результат его управления) осуществляется по разному - за счет тех или иных исполнительных механизмов – ресурсов управления (см. рис. 1), следствием чего является различное позиционирование РО в забое [7, 8]. Вопрос о том, в какой мере это влияет на неравномерность его нагружения не получил освящения в литературе.

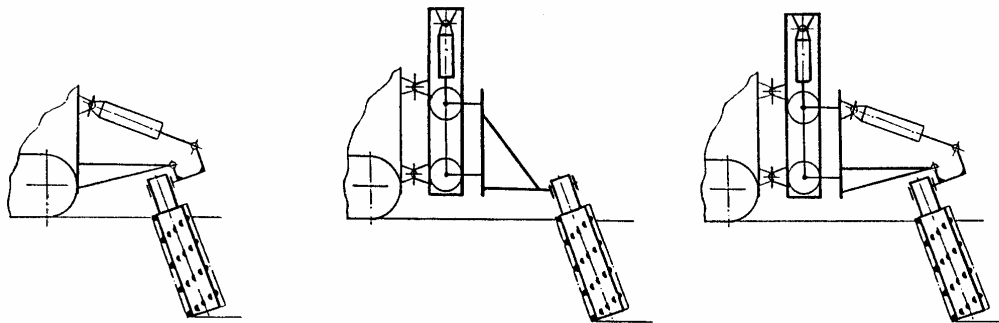


Рис. 1. Принципиальное отличие навесок по ресурсам управления, используемых для настройки глубины копания

Проведенный анализ позволяет сформулировать основную идею синтеза первого этапа в форме оптимизации. Необходимо создать такую конструкцию навески и РО траншеекопателя, чтобы был минимизирован некоторый интегральный критерий, оценивающий неравномерность нагружения привода РО при копании траншеи различной глубины в пределах нормированного диапазона на различных грунтовых массивах, характеризующих назначение машины.

С учетом сказанного задача синтеза 1-го этапа приобретает следующий вид:

$$\min \left\{ K_j(D) = \sum_{q=1}^{\lambda} \left(\sum_{i=1}^m \frac{\sigma_M}{M_R} \right) \mid D \in R^n, t = (\overline{0; T}) \right\}, \quad (4)$$

$$R^n = \{D = (D_{PO}, U_H, D_H) \mid \{C\}, \{V_q\}\}, \quad (5)$$

$$\left([H_{TP}^{\min}] \leq H_{TPi} \leq [H_{TP}^{\max}] \right) \in \{C\}, i = (\overline{1; m}), \quad (6)$$

$$U_H = (U_{Hj}). \quad (7)$$

В этих формулах приняты следующие обозначения: K - критерий оценки, идентифицируемый как накопленный коэффициент вариации; D_{PO}, U_H, D_M - суть матрицы параметров РО, ресурсов управления и параметров навески (соответственно), определяющих вектор искомых параметров; $\{V\}$ - конечное множество внешних возмущений - суть полигон грунтов в забое (в общем случае - анизотропных); $[H_{TP}^{\min}], [H_{TP}^{\max}]$ - нижняя и верхняя границы (соответственно) нормированного диапазона глубины отрываемой траншеи по условиям прокладки коммуникаций; i, m - порядковый номер итерации, изменяющей глубину траншеи, и их общее количество (соответственно); q, λ - порядковый номер возмущения и их общее количество (соответственно); j - порядковый номер навески, отличающейся комбинацией ресурсов управления.

Процедуру изменения отрываемой траншеи в (6) определим как итеративную в виде:



$$H_{TP} = [H_{TP}^{\min}] + i \cdot \Delta H, \quad i = (\overline{1; m}), \quad (8)$$

$$m = \frac{[H_{TP}^{\max}] - [H_{TP}^{\min}]}{\Delta H}, \quad (9)$$

где ΔH - шаг квантования глубины.

Анализируя поставленную задачу легко определить, что ее решение затруднено из-за:

- самой целевой функции, подразумевающей необходимость получения в каждой итерации графика или функции изменения во времени реактивного момента на РО (тем или иным способом) и последующей обработки полученной информации средствами матстатистики;
- большого количества итераций, что связано, как минимум, с необходимостью различных комбинаций грунтов в забое, значений глубины отрываемой траншеи и конструкций навесок, принципиально отличных по ресурсам управления;
- размерности вектора оптимизации, который включает как параметры самого РО, так и навесок.

В связи с этим решение поставленной задачи практически невозможно:

- графоаналитическим методом, как в [3], из-за большого объема построений, необходимых для получения графика изменения реактивного момента на РО в координате угла его поворота (в каждой итерации) и последующей обработки информации методами матстатистики;
- чисто аналитическими методами, т.к. сама функция реактивного момента на РО является изначально неаналитической (недифференцируемой) из-за дискретности расположения резцов на фрезе, кусочно-непрерывного характера изменения сопротивлений резанию на резцах, иначе говоря - из-за разрывов первого рода.

Сомнительно, что такую задачу можно оперативно решить (по крайней мере - силами одного исследователя) экспериментально-теоретическими методами статистической динамики из-за необходимости использования корреляционного анализа для учета в реактивной нагрузке РО неоднородности разрушаемого грунта, большого количества прочих опытных данных в виде поправочных коэффициентов [9] и др. недостатков. Фактически эти методы требуют предварительного создания натуральных образцов и их испытаний.

Альтернативной, по мнению автора, является имитационное моделирование, преимущества которого изложены в [7].

Анализируя (4)...(7) легко понять, что для получения значения критерия качества необходимо:

- имитационную модель траншекопателя с одним из альтернативных вариантов РО и навески “прогнать” на ЭВМ по полигону при различной глубине траншеи;
- в отдельном программном блоке накопить информацию о нагруженности РО и обработать ее стандартными методами матстатистики.

Процедура обращения к компьютерной модели и получение из нее значения критерия качества (в терминах программирования - возврат значения функции) является характерной чертой прямых методов поиска оптимального решения, которые отличаются простотой алгоритма и наглядностью. Как показывает практика [3], вычислительные возможности современных ЭВМ позволяют использовать принципиально любой из них (случайного поиска, Бокса, покоординатного спуска, комбинированные) для оптимизационных задач большой размерности со сложной целевой функцией, как в настоящей.

Тем не менее, решение поставленной задачи с методической точки зрения осложняется, по крайней мере, тем фактором, что в традиционном понимании первоначально необходимо создать имитационные модели для каждой навески,

принципиально отличающейся от других ресурсами управления глубиной погружения РО. Такая методика, как минимум, лишает исследователя оперативности.

В качестве альтернативы предлагается предварительно выполнить следующие этапы:

- произвести обзор известных конструкций траншекопателей и с учетом решаемой задачи систематизировать технические решения по отличительным (принципиальным) особенностям;
- идентифицировать признаки новизны;
- выбрать из существующих или синтезировать конструкцию, включающую все идентификационные признаки (в работе автора [7] она названа “эталон”, т.к. остальные альтернативные варианты, как с конструктивной, так и с математической точки зрения, являются ее упрощениями – “прототипами”);
- создать обобщенную имитационную модель “эталона” и на ее основе связать критерий качества с параметрами конструктивных элементов.

Применительно к пальцефрезерным траншекопателям, указанные этапы раскрыты автором в [7, 8, 10].

Из содержания поставленной задачи, сформулированной в виде (4)...(7), логически вытекают последующие этапы методики ее решения:

- определить вектор параметров оптимизации;
- исходя из специфики решаемой задачи, анализа литературы и существующих конструкций траншекопателей, сформулировать и аналитически описать совокупность ограничений, накладываемых на вектор параметров оптимизации;
- определить геометрические параметры навески, фрезы и соотношение между ними, удовлетворяющие ограничениям без учета критерия качества (задача безкритериального синтеза);
- выделить из бесконечного множества возможных анизотропных грунтов в забое представительный полигон, характерный для работы траншекопателя-кабелеукладчика с пальцефрезерным РО;
- аналитически описать форму учета анизотропности грунта в реактивной нагрузке на РО;
- на основе результатов безкритериального синтеза определить оптимальные параметры навески и фрезы, минимизирующие неравномерность нагружения привода РО (задача критериального синтеза).

Здесь следует отметить, что принципиальная двухэтапность синтеза позволяет привлекать и соответствующие этапам ограничения.

В целом новизна формулировки задачи снижения неравномерности нагружения привода РО определяется совокупностью следующих факторов:

- наличием в векторе оптимизации параметров как самого РО, так и навески;
- системной постановкой в плане учета множества принципиально отличных по ресурсам управления навесок и полигона анизотропных грунтов, на котором отыскивается решение;
- новым критерием оптимизации поставленной задачи, формализованным через накопление информации о динамичности нагружения привода РО, связанной с изменением глубины копания траншеи, конструкций РО и навески, грунтовых условий.

По сравнению с известными работами в совокупности перечисленные факторы существенно расширяют поле поиска оптимального решения и в большей степени отражают реальные условия эксплуатации траншекопателей (в данном случае - пальцефрезерных).

Предложенную методику решения поставленной задачи отличают следующие преимущества:



- позволяет ускорять решение за счет создания и использования не нескольких, а одной обобщенной имитационной модели, которая поглощает принципиальные отличия навесок траншеекопателя по ресурсам управления и выступает, таким образом, как единый аппарат синтеза его элементов с учетом нагруженности РО для всех альтернативных вариантов;
- содержит в себе возможность получения (за счет синтеза) новых технических решений и их анализа в рамках решаемой задачи;
- в идентичном виде может применяться для других фрезерных машин с цепными, дисковыми, комбинированными РО.

Решение задачи о снижении неравномерности нагружения привода пальцефрезерного РО по предложенной методике использовано автором при проектировании на базе тракторов Т-150К и ЛТЗ-60 траншеекопателей-кабелеукладчиков, которые отличаются конструкцией навесок. Научные выкладки, связанные с этим, будут изложены в следующих статьях.

Литература

1. Уткин А.И., Фиалко Ю.И., Ницадин В.М. Статистические методы исследований колебаний нагрузки в системах рабочего органа цепных экскаваторов // Статика и динамика машин: Сб. науч. статей. – К.: КИСИ, 1978. – С. 19 – 22.
2. Толстой М.Н. Оптимизация входной нагрузки на рабочем оборудовании экскавационных машин, с точки зрения обеспечения минимума динамики системы, методом случайного поиска. – Донецк: ДонНИГРИ, 1976.
3. Назаровский А. А. Нагрузки, действующие на рабочий орган ледорезных машин с концевыми фрезами // Труды ГПИ. – Горький, 1970. - т. XXVI. - вып. 1. - С.45–51.
4. Сиразетдинов Т.К. Устойчивость систем с распределенными параметрами. – Казань: КАИ, 1971.
5. Чайковский Э. Г., Горбачев Ю.Г., Шапирштейн А.Б. Исследование формирования нагрузки на шнеко-фрезерном рабочем органе гидрокомбайна // XIV Междунар. научно-техн. конф. "Механизация и автоматизация земляных работ": Сб. докл. - К.: Техника, 1991. - С. 68-70.
6. Зухба А. Г. Визначення параметрів фрезерного робочого органу на основі імітаційної моделі // Гірн., буд., дор. та меліорат. машини: Респ. міжвід. наук.– техн. зб., – К., 1993. - Вип. 48. - С. 88-92.
7. Зухба А.Г. Определение позиционных параметров взаимодействия элементов системы "базовая машина – навеска – пальцевая фреза – грунт" для целей имитационного моделирования // Горн., строит., дор. и мелиорат. машины: Респ. межвед. научно-техн. сб. – К.: Интехнодрук, 1998. - Вып. 52. - С.49-58.
8. Зухба А.Г. Определение кинематических параметров резца как оконечного звена в передаточной цепи "базовая машина – навеска – пальцевая фреза – грунт" для целей имитационного моделирования // Гірн., буд., дор. та меліорат. машини: Респ. міжвід. наук.– техн. зб., – К., 1999. -Вип. 53. - С.73-83.
9. Власов В.В., Пелевин Л.Е. Определение реакций динамической системы цепного траншеекопателя в режиме копания // Горн., строит., дор. и мелиорат. машины: Респ. межвед. научно-техн. сб. – 1992. - Вып. 47. - С.45-53.
10. Зухба А.Г. Определение нагрузок на элементы навесок при проектировании пальцефрезерных траншеекопателей // Гірн., буд., дор. та меліорат. машини: Респ. міжвід. наук.– техн. зб., –2000. - Вип.55. - С. 95 – 101.

ВЛИЯНИЕ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ РЕЖУЩИХ НОЖЕЙ ЗТМ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС

В настоящее время большинство аналитических зависимостей, описывающих различные особенности работы тех или иных строительных машин, в частности, имеющих ковшовые рабочие органы, выведены для таких случаев, когда состояние машины, фактически зависящее от срока службы, принимается неизменным и соответствующим начальной стадии эксплуатации. В действительности же такое допущение не вполне корректно, так как за время работы машины большинство параметров (характеристик) существенно изменяют свои значения.

В данной работе автором в качестве объекта исследования послужило время эксплуатации режущих ножей скреперного ковша на рабочий процесс скрепера, поскольку очевидно, что в процессе эксплуатации параметры рабочего процесса изменяются с течением времени, давая существенные расхождения с теоретически определенными по известным зависимостям значениям.

В общем случае сопротивление грунта копанью определяется по широко известной зависимости [2].

$$P_{\text{КОП}} = K_{\text{УД}} * B * h, \quad (1)$$

где $K_{\text{УД}}$ - удельное сопротивление копанью данного грунта данной машиной, не зависящее от геометрических условий процесса; B - ширина вырезаемой стружки грунта (ширина ковша скрепера); h - толщина срезаемой стружки грунта.

Для того, чтобы данная зависимость стала более точной, введем в нее еще одну составляющую, которая прямо зависит от времени эксплуатации, а именно, усилие, возникающее вследствие затупления (износа) режущих ножей скреперного ковша

$$P_{\text{КОП}} = K_{\text{УД}} \cdot B \cdot h + P_{\text{ЗАТ}} \quad (2)$$

Из выражения (2) определим толщину стружки h :

$$h = \frac{P_{\text{КОП}} - P_{\text{ЗАТ}}}{K_{\text{УД}} * B} \quad (3)$$

Для того, чтобы заполнить ковш скрепера грунтом, необходимо соблюдение следующего условия:

$$q = L_{\text{КОП}} \cdot B \cdot h, \quad (4)$$

где $L_{\text{КОП}}$ - путь копания грунта ковшом скрепера; q - вместимость ковша (объем призмы наполнения).

Величина необходимого для заполнения ковша пути копания

$$L_{\text{КОП}} = \frac{q}{B \cdot h}. \quad (4)$$

Подставляя в уравнение (4) выражение (3), получим:

$$L_{\text{КОП}} = \frac{q \cdot K_{\text{УД}}}{P_{\text{КОП}} - P_{\text{ЗАТ}}}. \quad (5)$$

Полученная зависимость вполне логична: так, при увеличении усилия $P_{\text{ЗАТ}}$, что происходит в процессе эксплуатации, увеличивается и путь копания $L_{\text{КОП}}$, необходимый для заполнения ковша; если же ножи ковша острые (начало эксплуатации), усилие $P_{\text{ЗАТ}}$ отсутствует и путь копания уменьшается.

Дополнительное усилие, возникающее от затупления режущей кромки ковша можно записать следующим образом [1, 3]:

$$P_{зат} = \sigma(Z \cdot l_p + tg\delta \cdot y \cdot l_p), \quad (6)$$

где σ - максимальная прочность грунта на смятие; $P_{зат} = \sigma(Z \cdot l_p + tg\delta \cdot y \cdot l_p)$, - коэффициент трения стали о грунт; l_p - длина режущей кромки (можно принять, что l_p); Z, y - проекции зоны износа (Рис. 1).

Тогда

$$P_{зат} = \sigma \cdot B(Z + y \cdot tg\delta), \quad (7)$$

Величина площадки износа, определяемая значениями Z, y и Z , непосредственно зависит от времени эксплуатации режущих ножей. Как видно из рис. 1, проекция Z практически не изменяется с течением времени, поэтому изменение длины площадки износа можно выразить через изменение длины проекции Z, y :

$$\Delta l_{изн} = \Delta y = f(t). \quad (8)$$

Согласно [3], изменение величины площадки износа пропорционально выработке машины (Рис. 2), поэтому можно записать выражение (8) следующим образом:

$$\Delta l_{изн} = \Delta y = A \cdot T + C_H, \quad (9)$$

где A - коэффициент пропорциональности, зависящий от типа разрабатываемого грунта и формы режущей кромки; C_H - начальное затупление режущей кромки; T - время выработки машины.

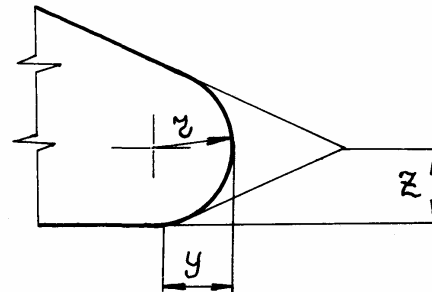


Рис. 1. Схема к определению площадки износа режущей кромки ковша скрепера: r - радиус площадки затупления

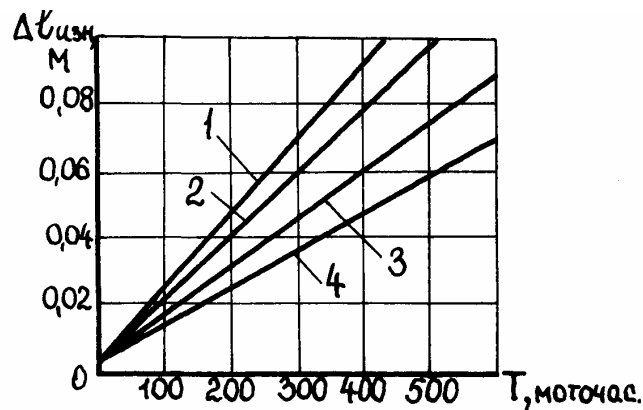


Рис. 2. Зависимость изменения площадки износа $\Delta l_{изн}$ от выработки T :
1 - песок; 2 - супесь; 3 - суглинок; 4 - глина

Поставляя полученное выражение (9) в (7), имеем:

$$P_{зат} = \sigma \cdot B(Z + tg\delta \cdot A \cdot T + C_H) = K_{общ} \cdot T + C, \quad (10)$$

где $P_{зат} = \sigma \cdot B(Z + tg\delta \cdot A \cdot T + C_H) = K_{общ} \cdot T + C$, - общий коэффициент пропорциональности; C - обобщенный свободный член зависимости.

Графики зависимости $P_{зат}$ от времени эксплуатации (выработки машины) T для различных типов грунтов представлены на рис. 3.

Подставив в зависимость (5) выражение (10), получим зависимость изменения пути копания, необходимого для заполнения ковша $L_{КОП}$, от времени эксплуатации машины:

$$L_{КОП} = \frac{q \cdot K_{уд}}{P_{КОП} - K_{ОБЩ} \cdot T - C}. \quad (11)$$

На рис. 4 графически представлена эта зависимость для различных типов грунтов в сравнении с величиной $L_{КОП}$, определенной без учета влияния времени эксплуатации. Расхождение между полученными с учетом эксплуатации и по традиционной зависимости значениями довольно значительно нарастает с течением времени.

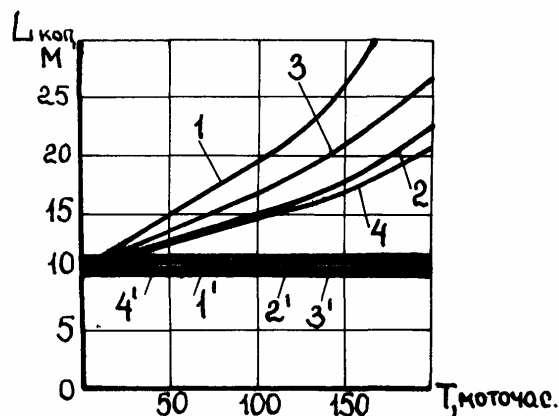


Рис. 4. Зависимость пути копания $L_{КОП}$ от выработки T :
1 - песок; 2 - супесь; 3 - суглинок; 4 - глина; 1' ... 4' - тоже, определено по традиционной зависимости

Величина пути $L_{КОП}$, необходимого для заполнения ковша скрепера, существенно влияет на продолжительность рабочего цикла машины, следовательно на ее производительность. Производительность скрепера равна [4]:

$$П_T = \frac{3600}{T_{Ц}} \cdot q \cdot \frac{K_H}{K_P}, \quad (12)$$

$$T_{Ц} = t_{КОП} + t_{ГР} + t_P + t_X = \frac{L_{КОП}}{V_{КОП}} + T_{ПР}; \quad (13)$$

$t_{КОП}$ - время, затрачиваемое на наполнение ковша; $t_{ГР}$ - время передвижения скрепера к

месту разгрузки; $T_{Ц} = t_{КОП} + t_{ГР} + t_P + t_X = \frac{L_{КОП}}{V_{КОП}} + T_{ПР}$; - время разгрузки ковша; t_X - время

передвижения скрепера к забою; $L_{КОП}$ - скорость копания грунта;

$T_{ПР} = t_{ГР} + t_P + t_X = T_{Ц} - t_{КОП}$ - время, не учитывающее копание грунта.

Используя полученные зависимости (11)-(13), были построены графики изменения производительности скрепера от величины износа режущих ножей скреперного ковша, выраженной через время эксплуатации (выработки) T (рис. 5).

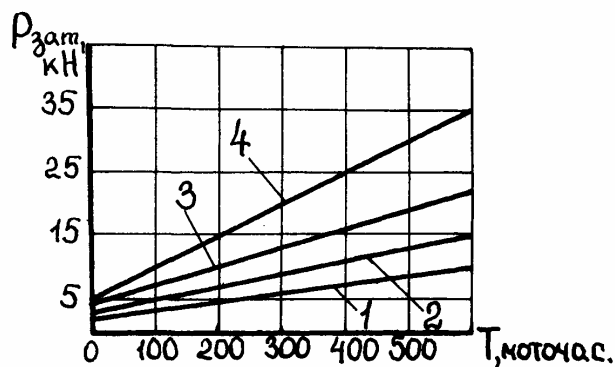


Рис. 3. Зависимость изменения усилия затушения $P_{ЗАТ}$ от выработки T :
1 - песок; 2 - супесь; 3 - суглинок; 4 - глина

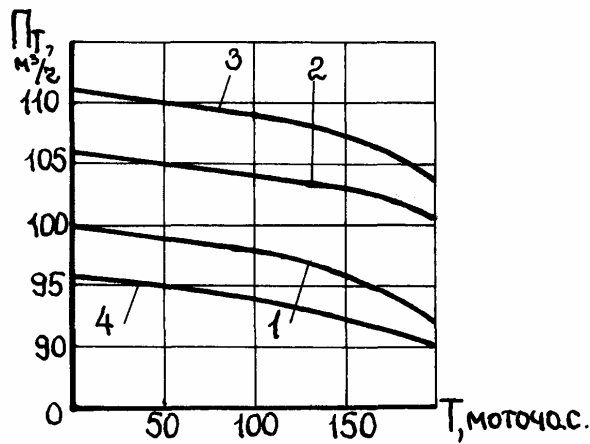


Рис. 5. Зависимость изменения производительности скрепера ПТ от времени эксплуатации Т:
1 - песок; 2 - супесь; 3 - суглинок; 4 - глина

Выводы:

1. Анализируя полученные выше зависимости, а также построенные на их основании графики (рис. 2-5), можно подтвердить предположение о существенном влиянии времени эксплуатации режущих ножей на рабочий процесс скрепера. Появляющаяся в процессе копания площадка износа вызывает дополнительное сопротивление грунта, для преодоления которого необходимы увеличенные затраты времени и энергии. Так, через 500 моточасов эксплуатации скрепера усилие от затупления может составить до 10-15% тягового усилия машины (рис. 3).

2. Путь копания $L_{\text{коп}}$, необходимый для заполнения ковша грунтом, в зависимости от типа разрабатываемого грунта может увеличиваться в 1,3...2 раза уже через 200 часов эксплуатации (рис. 4), что соответствует (при двухсменной работе) 12-ти рабочим дням. Столь значительное увеличение пути копания существенно влияет на производительность скрепера. Снижение производительности (при дальности возки грунта до 2000м) через 200 часов работы составило 8...10% для различных видов грунта.

3. Для того, чтобы избежать отрицательного влияния износа режущих ножей, пропорционально времени их эксплуатации, необходимо выполнить ряд мер, препятствующих износу кромки ковша: применение износостойких наплавов; использование конструкции с выступающим средним ножом; применение выступающих ножей с боковыми косынками; применение самозатачивающихся ножей и т.д. Применение комплекса этих защитных мер может повысить производительность скрепера на 10...20%.

Литература

1. Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами. – М.: Машиностроение, 1971. - 357с.
2. Домбровский Н.Г., Панкратов С.А. Землеройные машины. Ч.1. – М.: Госстройиздат, 1961. - 652с.
3. Рейш А.К. Повышение износостойкости строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1986. - 184с.
4. Хмара Л.А., Колесник Н.П., Станевский В.П. Модернизация и повышение производительности строительных машин. – К.: Будівельник, 1992. - 152с.

ВИБІР ТА ЕФЕКТИВНЕ ВИКОРИСТАННЯ БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Вибір та ефективне використання будівельної техніки є нагальною проблемою при будівництві різних об'єктів. Цілком очевидно, що в основі вибору є характеристика того чи іншого об'єкту будівництва. Серед широкої гами будівництва можливо виділити такі основні групи будівельної продукції:

- житлові будинки;
- об'єкти та споруди промисловості;
- об'єкти культурно-побутового призначення;
- об'єкти та споруди сільського господарства;
- водогосподарські об'єкти;
- об'єкти хімічного та нафтохімічного призначення;
- об'єкти спеціального призначення (мости, дамби, атомні станції і т.п.).

Характер, вид і об'єми робіт при спорудженні цих об'єктів дуже різноманітні. Основними характеристиками для вибору типу будівельної техніки є характер і вид виконуваної роботи, а об'єми робіт визначають кількісну функцію тої чи іншої машини, головною із яких є продуктивність.

За об'ємом та розташуванням робіт будівельні об'єкти можна поділити на такі групи:

- однорідні та зосереджені роботи великого об'єму на достатньо великих об'єктах;
- однорідні, багаторазові, повторювані роботи на об'єктах індивідуально-мобільного будівництва;
- різноманітні і розосереджені об'єкти малого об'єму.

На об'єктах першої групи та чи інша будівельна машина має максимальну продуктивність і її функції суворо визначені темпами будівництва або необхідним об'ємом виробництва тих чи інших будівельних матеріалів.

Якщо взяти, наприклад, завод по виготовленню щебеню або гравію, котрий розташований поруч з кар'єром, то будівельна машина (екскаватор) чи обладнання (грохот) використовується постійно на одному об'єкті весь свій життєвий цикл. Для таких об'єктів цільова функція функціонально-вартісного аналізу може бути представлена у вигляді [1]:

$$E = \frac{\sum_{t=1}^{t_{жцм}} \frac{P_i^t \gamma_i^t}{(1+i)^t}}{\sum_{t=1}^{t_{жцм}} \frac{C_M + C_{TE}^t}{(1+i)^t}} \rightarrow \max, \quad (1)$$

де P_i^t - продуктивність в t – ому році; γ_i – вартісний еквівалент одиниці роботи машини з i -ою функцією; C_M – вартість машини; C_{TE}^t - поточні експлуатаційні витрати в t – ому році; i – процентна ставка банку в t – ому році; $t_{жцм}$ – життєвий цикл машини.

При розгляді залежності (1) можна зробити висновок, що при значенні будівельного еквіваленту γ_i є можливість передбачити процес експлуатації машини, причому величина капіталовкладень визначається продуктивністю машини P_i^t і витратами на її експлуатацію C_{TE}^t , що можна також спрогнозувати по рокам експлуатації.

Взагалі величини об'ємів і час завантаження машини, як і характеристики зовнішніх навантажень і умови експлуатації мають випадковий характер [4], для аналізу якого використовують ряд методів [1, 2, 4], серед яких широко використовується метод

переваг [2]. За допомогою цього методу можна виділити деяку множину допустимих варіантів в просторі наслідків:

- економічність, $p_e = Z_k \geq Z_p \rightarrow Z^*$;
- ресурсоемність, $p_p = Z_e \leq Z_e^*$;
- динамічність, $p_d = Z_k \geq Z_k(0)$;
- здійсненність, $p_z = Z_e \geq Z_e(t_e)$,

де $Z_k(0)$ – початковий рівень результативності машини; $Z_e(0)$ – початковий рівень витрат на підтримання машини у роботоспроможному стані; Z_e^* – максимальний рівень витрат, після яких експлуатація машини є недоцільною; Z^0 – ідеальна точка на множині наслідків, максимальний рівень результативності яких при початковому рівні витрат – $Z_e(0)$; $Z_k(Z_e)$ – функція рівня користі від функції рівня витрат.

Використовуючи наведені множини, можна в графічному вигляді оцінити області нездійсненних (нереалізованих) і область здійснених наслідків, тобто визначити раціональний вміст ефективного технічного рішення. На рис. 1, як приклад, приведена динаміка економічної ефективності використання ідеальної машини.

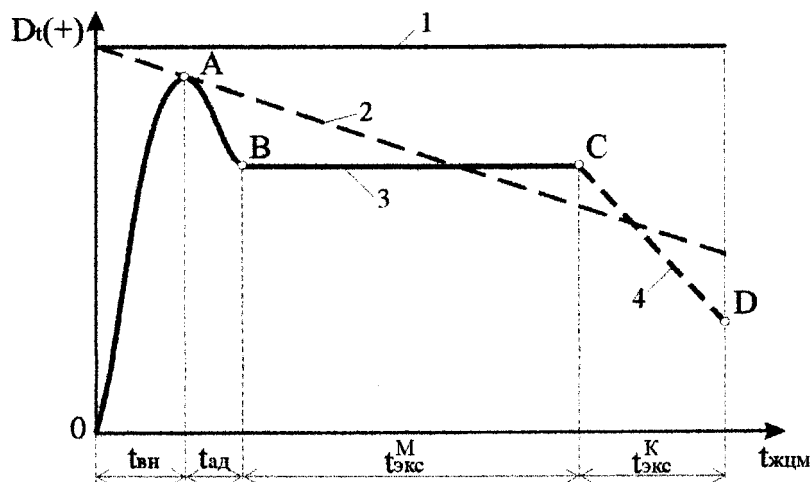


Рис.1. Динаміка економічної ефективності використання ідеальної машини

На цьому рисунку приведені три криві: 1 – ідеальна машина, що має повне завантаження без елементів зношування (прибуткова частина має вигляд прямокутника); 2 – лінія циклу життя машини під впливом фізичного зношування, і як слідує із рисунка прибуткова частина зменшується; 3 – крива реального циклу машини: точки A($t_{вн}$) і B($t_{ад}$) – це період освоєння машини, коли вона не повністю завантажена, відсутні замовлення, є деяка несумісність нових процесів і т.п. Після адаптації ($t_{ад}$) машина здійснює найважливіший цільовий етап свого існування – етап практичної експлуатації ($t_{экс}$). На цьому етапі здійснюється протистояння таких умов: зменшення продуктивності завдяки фізичному зношуванню вузлів машини, збільшення числа відмов і скорочення часу на ліквідацію відмов із-за накопичення досвіду експлуатації та ремонту. Тому певний час на ділянці $t_{экс}$ може спостерігатися достатньо стабільний рівень економічних показників (див рис.1., лінія 3). І все таки настає час, коли резерви машини вичерпуються, починається інтенсивне зношування, зростають витрати на експлуатацію, різко зменшуються техніко-економічні показники (див рис.1., лінія 4). На будь-якому етапі експлуатації машини головною задачею є пошук способів ліквідації умов, котрі зменшують реалізацію її потенційних можливостей.

Ефективність робочого процесу машини можна оцінити

$$X_p = \Pi_{ТЕХН}^{F1} / \Pi_{ТЕОР}^{F1}, \quad (2)$$

де Π_{TECH}^{F1} і Π_{TEOP}^{F1} - відповідно, технічна і теоретична змінні продуктивності машини з основною функцією F_1 .

Слід відмітити, що якщо річний об'єм робіт на об'єкті V_j менше річної продуктивності машини Π'_s ($V_j < \Pi'_s$), то виникає потреба переведення машини на другий об'єкт. Можливі варіанти експлуатації машини на різних об'єктах приведені на рис.2

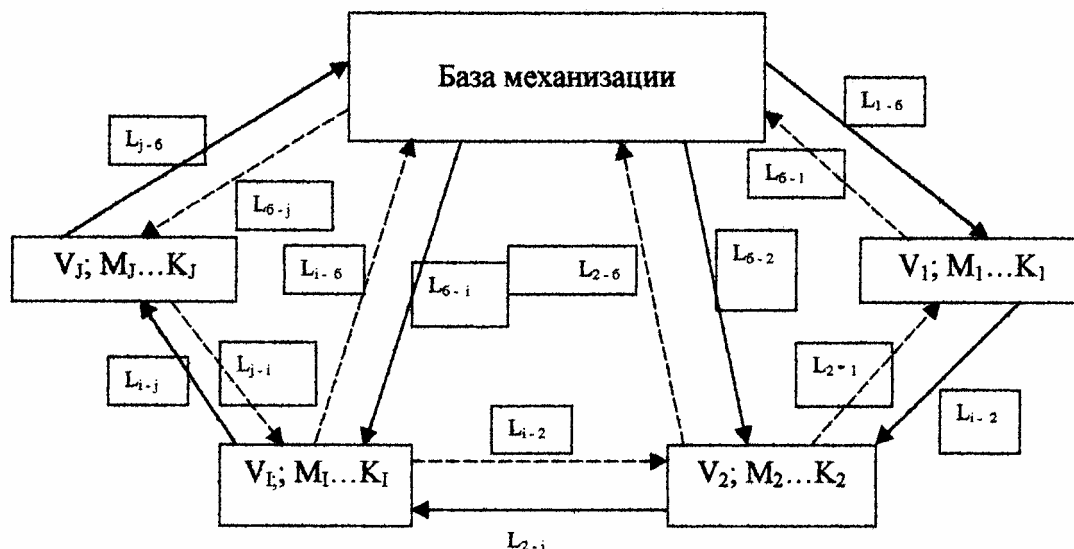


Рис.2. Варіанти експлуатації будівельної машини: L_{j-i} – відстань перебазування з i -го на j -й об'єкт; $V_i; M_i; \dots; K_i$ - відповідно види робіт на будівельному об'єкті

Зазвичай машина після виконання деякого об'єму робіт може повернутися на базу ($L_{1-\Phi}$) або перебазуватися на інший об'єкт (L_{1-2}). Машина може виконувати на деякому i -му об'єкті тільки одну функцію або за допомогою змінних робочих органів – декілька ($V_i; M_i; \dots; K_i$). У вказаних умовах експлуатації машин об'єкт робіт і їх розосередженість в значній мірі визначають продуктивність машини (прибуткову частину $D_i(+)$ і поточні експлуатаційні витрати (витратна частина $D_i(-)$). При виконанні мало об'ємних і розосереджених робіт матеріальні і тимчасові витрати на перебазування машини з об'єкта на об'єкт можуть бути такими значними, що експлуатація машини стає економічно не вигідною. Величини вказаних витрат залежать як від об'ємів робіт, так і від відстані її знаходження від основної бази L_j , продуктивності Π_j і мобільності машини.

На основі аналізу технічних та експлуатаційних даних [5, 6], можна опосередковано оцінити залежність об'єму робіт від річної продуктивності машини

$$V_j = (0,25 \dots 0,35) \Pi_{P1} \quad (3)$$

Витрати на перебазування машини з бази на об'єкт протягом року складають

$$C_{ПЕР}^1 = \sum_{i=1}^{2T_p} C_{ПЕР} L_{ji} \quad (4)$$

Будівельні машини однакового функціонального призначення випускають у відповідності до стандартів з визначеними типорозмірними рядами. Розроблені на основі відповідної базової машини інші машини відрізняються від неї лише значенням головного параметру (продуктивність, маса, потужність і т.д.) і незначними конструктивними змінами окремих частин.

Таким чином, із будівельних машин можна скласти матрицю визначеного типу:

| Тип виконуваної роботи | Продуктивність машини |
|------------------------|------------------------------------------------|
| V | $\Pi_{V1}^E < \Pi_{V2}^E < \dots < \Pi_{Vn}^E$ |
| M | $\Pi_{M1}^E < \Pi_{M2}^E < \dots < \Pi_{Mn}^E$ |
| P | $\Pi_{P1}^E < \Pi_{P2}^E < \dots < \Pi_{Pn}^E$ |
| ... | ... |
| K | $\Pi_{K1}^E < \Pi_{K2}^E < \dots < \Pi_{Kn}^E$ |

На основі цієї матриці і формують комплекти і комплекси машин, зібраних у визначеній технологічній послідовності для виконання будівельно-монтажних робіт індустріальними методами [6].

На рис. 3 приведені характерні залежності продуктивності машин від величин головних параметрів:

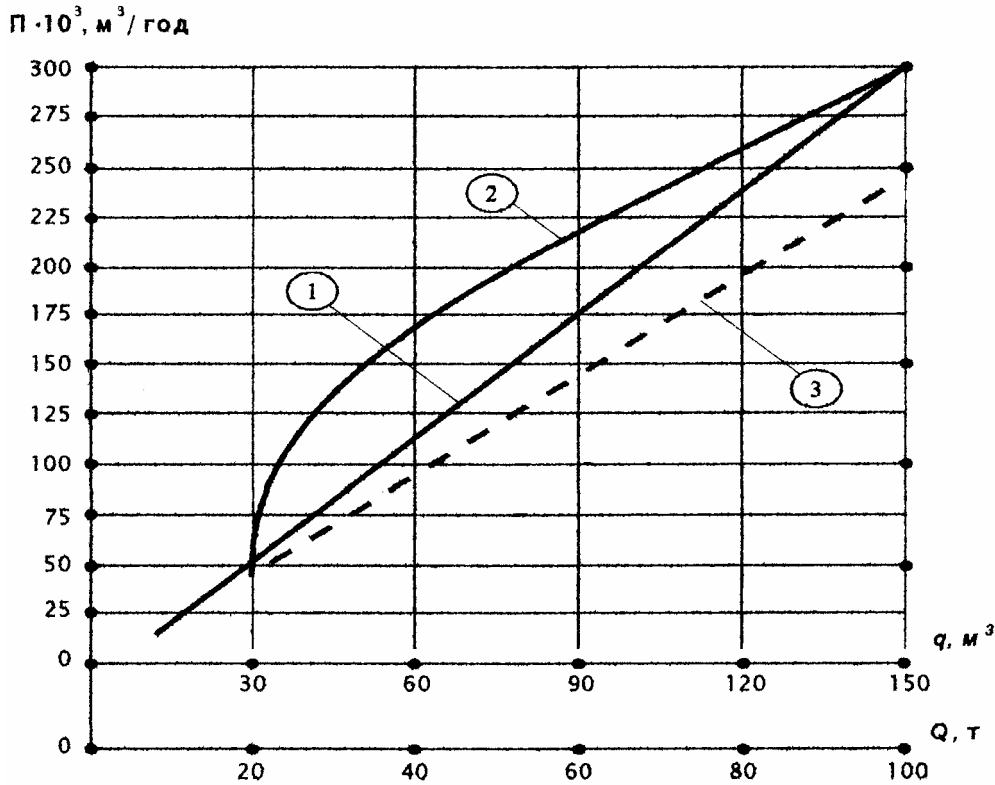


Рис. 3. Залежності середніх річних показників продуктивності будівельних машин від головних параметрів:

1 – екскаваторів; 2 – бульдозерів; 3 – баштових кранів

Запропонований підхід оцінки параметрів машин був виконаний і для інших будівельних машин і обладнання і впроваджений у виробництво при виконанні будівельно-монтажних робіт при реконструкції будівель і споруд.

Література

1. Житная И.П., Житный Е.П. Технично-экономический анализ при проектировании и производстве машин. – К.: Вища школа, 1990. – 220с.
2. Резен В.В. Цель – оптимальность – решение (математические модели принятия оптимальных решений). – М.: Радио и связь, 1982. – 168с.
3. Чумаченко Н.Г., Дегтярёва В.М., Игумнов Ю.С. Функционально-стоимостный анализ. – К.: Вища школа, 1985. – 223с.
4. Ливинский А.М., Васильковский А.А., Назаренко И.И. и др. Теоретические основы использования средств механизации в строительстве. – К.: МП «Леся», 2001. – 221с.
5. Полянський С.К. Будівельно-дорожні та вантажопідіймальні машини. – К.: Техніка, 2001. – 624с.
6. Черненко В.К., Ярмоленко М.Г., Батура Г.М. та ін. Технологія будівельного будівництва: Підручник. – К.: Вища школа, 2002. – 430с.

ПРОГНОЗНІ МОДЕЛІ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ГІДРОПРИВОДУ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН

Реалізація стратегії ТО і Р за технічним станом у сфері експлуатації будівельних машин практично неможлива без відповідного інформаційного забезпечення, без ефективних методів прогнозування та прогнозних моделей надійності. Найбільш актуальним залишається питання розробки ефективних математичних моделей прогнозування показників безвідмовності та довговічності сучасних гідроприводів БДМ з використання діагностичної інформації про технічний стан їх елементів.

Попередніми дослідженнями автора встановлено, що зміна діагностичних параметрів елементів гідроприводу (об'ємного ККД) будівельних машин: однокішшових екскаваторів, кранів, виражається нестационарним випадковим процесом $\eta(t)$, ($M[\eta] \neq const, D[\eta] \neq const$.) який протікає під впливом широкого спектру експлуатаційних факторів.

Відомо, що найбільш повним описом випадкової функції є n -мірний закон або n -мірна щільність розподілу $f(\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n, t_1, t_2, \dots, t_n)$ випадкової функції $\eta(t)$. Але практичне використання n -мірних характеристик (при $n > 2$) при строгому вирішенні задач надійності часто пов'язане з практично неподоланими математичними труднощами.

Найбільш простою характеристикою випадкової функції є одновимірна щільність розподілу $f(\eta; t)$, яка характеризує розподіл випадкової функції $\eta(t)$ в будь-який довільний момент часу t_i .

Нехай для визначеності j -ий елемент ГП вважається роботоздатним, якщо реалізація параметру має значення η_j більше граничного $\eta_{гран.}$, тобто дотримується умова роботоздатності $\varphi_j = \eta_j - \eta_{гран.} > 0$ і, навпаки, якщо $\varphi_j < 0$, то це трактується, як відмова.

Припустимо, що реалізації випадкового процесу змінюються в часі монотонно, інакше - після перетину заданого граничного рівня значення параметра знову не входять в зону роботоздатного стану і відбувається параметрична відмова елемента.

Тоді, для фіксованого моменту часу або напрацювання t_i , імовірність того, що елемент зберігає роботоздатність, становить

$$P\{\eta(t_i) > \eta_{гран.}\} = \int_{\eta_{гран.}}^{\infty} f(\eta_j; t_i) d\eta. \quad (1)$$

Імовірність того, що елемент не роботоздатний

$$F = P\{\eta(t_i) < \eta_{гран.}\} = \int_0^{\eta_{гран.}} f(\eta_j; t_i) d\eta. \quad (2)$$

Оцінка імовірності невиходу значень параметру η за межі граничного рівня $\eta_{гран.}$ по формулах (1) та (2) припускає наявність апріорних даних про розподіл $f(\eta, t)$, які можна отримати в результаті їх діагностування.

У відповідності з центральною граничною теоремою Ляпунова А.М. природно допустити, що закономірності розподілу об'ємного ККД будуть близькі до нормального закону розподілу, що підтверджується дослідженнями автора в умовах експлуатації. Але крім нормального закону, щільність розподілу параметрів не рідко добре узгоджуються з іншими законами: законом Вейбула, гамма-розподілом, логарифмічно-нормальним та ДМ-розподілом.



Розглянемо можливості оцінювання імовірності збереження роботоздатності елементів ГП, або невиходу значень параметрів ОККД η_j за граничний рівень для найбільш поширених законів розподілу.

Більш загальним і коректнішим для використанням законом розподілу в порівнянні з нормальним, коли можливі значення випадкової величини обмежені, вважається урізаний закон розподілу, щільність ймовірності якого виражається, як

$$f_i(\eta) = \frac{C}{\sqrt{2\pi}\sigma_{\eta_i}} \exp\left[-\frac{(\eta - m_{\eta_i})^2}{2\sigma_{\eta_i}^2}\right], \quad (3)$$

де: m_{η_i} , σ_{η_i} - математичне очікування та середнє квадратичне відхилення значень ОККД в момент напрацювання t_i .

Нормуючий множник C знаходиться з умови

$$C = \int_{\eta_1}^{\eta_2} f_i(\eta) d\eta = 1, \quad (4)$$

де ($\eta_1 - \eta_2$) - діапазон можливих значень параметра ОККД гідроелементів; $f_i(\eta)$ - щільність нормального закону розподілу.

Підставивши в (4) вираз для $f_i(\eta)$ і застосувавши заміну $Z = (\eta - m_{\eta_i})/\sigma_{\eta_i}$ одержимо

$$C = \frac{1}{\Phi(Z_2) - \Phi(Z_1)}, \quad (5)$$

де $Z_1 = (\eta_1 - m_{\eta_i})/\sigma_{\eta_i}$; $Z_2 = (\eta_2 - m_{\eta_i})/\sigma_{\eta_i}$; $\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z \exp\left(-\frac{x^2}{2}\right) dx$ - нормована функція

Лапласа.

Так як можливі значення ОККД обмежені інтервалом $0 < \eta < 1$, то

$$C = \frac{1}{\Phi\left(\frac{1 - m_{\eta_i}}{\sigma_{\eta_i}}\right) + \Phi\left(\frac{m_{\eta_i}}{\sigma_{\eta_i}}\right)}. \quad (6)$$

При зрізаному нормальному законі розподілу імовірність збереження роботоздатності (ІЗР) елемента дорівнює

$$P(\eta_i > \eta_{\text{гран}} | t_i) = \int_{\eta_{\text{гран}}}^1 \frac{C}{\sqrt{2\pi}\sigma_{\eta_i}} \exp\left[-\frac{(\eta_i - m_{\eta_i})^2}{2\sigma_{\eta_i}^2}\right] d\eta \quad (7)$$

або через функцію Лапласа

$$P(\eta_i > \eta_{\text{гран}} | t_i) = C \left[0,5 - \Phi\left(\frac{\eta_{\text{гран}} - m_{\eta_i}}{\sigma_{\eta_i}}\right) \right]. \quad (8)$$

Дослідженнями технічного стану ГП встановлено, що реально для гранично зношених агрегатів, які поступають на капітальний ремонт спостерігається таке співвідношення: $m_{\eta_i}/\sigma_{\eta_i} > 2...3$. Для нових або капітально відремонтованих агрегатів - вираз $(1 - m_{\eta_i})/\sigma_{\eta_i}$ також більший від значення $2...3$.

У цьому випадку з достатньою для практики точністю можна вважати, що $C \approx 1$, так як

$$C = \frac{1}{\Phi(2...3) + \Phi(3)} \approx 1. \quad (9)$$

Таким чином, для елементів ГП імовірність збереження роботоздатності з прийнятною точністю можна визначити за моделями нормального закону розподілу, за формулою

$$P(\eta_i > \eta_{\text{гран}} | t_i) = 0,5 - \Phi\left(\frac{\eta_{\text{сп}} - m_{\eta_i}}{\sigma_{\eta_i}}\right). \quad (10)$$

При розподілі ОККД за законом Вейбула з щільністю $f(\eta)$

$$f(\eta_i) = \frac{b_i}{a_i} \left(\frac{\eta_i}{a_i}\right)^{b_i-1} \exp\left[-\left(\frac{\eta_i}{a_i}\right)^{b_i}\right] \quad (11)$$

імовірність зберігання роботоздатності обраховується за формулою

$$P(\eta_i > \eta_{\text{гран}} | t_i) = \int_{\eta_{\text{гран}}}^1 \frac{b}{a} \left(\frac{\eta_i}{a}\right)^{b-1} \exp\left[-\left(\frac{\eta_i}{a}\right)^b\right] = \exp\left[-\left(\frac{\eta_{\text{ГР}}}{a_i}\right)^{b_i}\right] \quad (12)$$

де a - параметр масштабу; b - параметр форми; $a > 0$; $b > 0$.

При $b = 1$ розподіл Вейбула переходить в експоненціальний. Якщо розподіл ОККД підкоряється гамма-розподілу з щільністю

$$f(\eta_i) = \frac{\lambda^\alpha}{\Gamma(\alpha)} \eta_i^{\alpha-1} e^{-\lambda \eta_i}, \quad (13)$$

то оцінка ІЗР здійснюється за формулою

$$P(\eta_i > \eta_{\text{гран}} | t_i) = 1 - [\lambda^\alpha / \Gamma(\alpha)] \int_0^{\eta_{\text{гран}}} \eta^{\alpha-1} e^{-\lambda \eta} d\eta, \quad (14)$$

де: α - параметр форми; λ - параметр масштабу; $\alpha > 0$; $\lambda > 0$.

При $\alpha = 1$ гамма-розподіл співпадає з експоненціальним, а при $\alpha > 10$ гамма-розподіл практично співпадає з нормальним розподілом.

Функція щільності розподілу дифузійного монотонного розподілу (DM-розподіл) має вираз

$$f(\eta_i) = \frac{(1 + a\eta) \exp\left[-\frac{(1 - a\eta)^2}{2v^2 a\eta}\right]}{2v\eta\sqrt{2\pi a\eta}}, \quad (15)$$

де a та v - параметри масштабу та форми розподілу; $a > 0$; $v > 0$.

Імовірність невиходу реалізації ОККД за граничне значення дорівнює

$$P(\eta_i > \eta_{\text{гран}} | t_i) = \Phi\left(\frac{1 - a\eta}{v\sqrt{a\eta}}\right). \quad (16)$$

Але щільність розподілу ОККД в окремих перетинах часу $f(\eta_i, t)$ ще не дає можливості в повній мірі зв'язати характеристики випадкового процесу $\eta(t)$ з характеристиками надійності. Для цього необхідно встановити залежність між одномірними щільностями $f(\eta, t)$ та щільністю розподілу $f(t)$ часу (наробітку) до перетину реалізаціями випадкового процесу заданого граничного рівня $\eta_{\text{гр}}$. Знаючи щільність розподілу $f(t)$ можна визначити і інші показники надійності.

Тому задача заключається в визначенні показників надійності по апріорі відомих характеристиках випадкового процесу при заданому граничному рівні $\eta_{\text{гр}}$.

Можна допустити, що формальний опис випадкового процесу зміни параметру ОККД в часі за допомогою одномірної щільності розподілу $f(\eta, t)$ можливий, якщо закон розподілу значень η у вертикальних зрізах t з часом не змінюється, а реалізації η_j та моментні функції $\xi(t)$ випадкового процесу $\eta(t)$ змінюються в часі монотонно. Крім цього, в початковий момент часу t_0 значення параметру η не повинні перевищувати $\eta_{\text{гран}}$. Такі допущення повністю узгоджуються з результатами досліджень та з уявленнями про процеси зношування гідроелементів.



На практиці більш реальна ситуація, коли характеристики випадкового процесу зміни параметру η стають відомими за експериментом тільки до деякого моменту часу t_r . Звідси виникає необхідність в апроксимації та прогнозуванні параметрів закону розподілу в часі.

Апроксимуючи певними функціями параметри щільності розподілу $f(\eta, t)$ можна одержати розподіли для будь-якого перерізу часу t . Для нормального закону розподілу, а точніше, урізаного нормального закону, апроксимуються початкові і центральні моменти: $m_{\eta}(t)$ та середньоквадратичне відхилення $\sigma_{\eta}(t)$. Якщо має місце закон Вейбулла або гамма-розподіл - апроксимації підлягають значення параметрів масштабу і форми $a(t)$, $b(t)$ та $\lambda(t)$, $\alpha(t)$ відповідно.

Для логарифмічно-нормального розподілу функціями описуються параметри $a(t)$ та $\sigma(t)$.

Для апроксимації параметрів законів розподілу використовуються ті функціональні залежності, які найбільш відповідають закономірностям їх зміни в часі за період t_r та прогнозним моделям на період $t > t_r$.

В загальному випадку процес зміни об'ємних ККД гідроелементів відноситься, як встановлено дослідженнями, до монотонно спадаючих нестационарних випадкових процесів із "слабим" перемішуванням його реалізацій. Нестационарність випадкового процесу наглядається по математичному сподіванню $m_{\eta_j}(t)$ та дисперсії D_{η_j} , а його реалізація може бути апроксимована степеневою залежністю

$$\eta(t) = \eta_0 - V \cdot t^\alpha, \quad (17)$$

де: η_0 - випадкова величина, яка описує реалізацію процесу в початковий момент часу t_0 ; V - випадкова функція; α - не випадкова величина, $\alpha > 0$.

При цьому η_0 та V незалежні величини, які підкоряються нормальному закону розподілу з математичними сподіваннями $m_{0\eta_j}$, $m_{V\eta_j}$ та дисперсіями $D_{0\eta}$, $D_{V\eta}$.

На основі теореми про числові характеристики випадкових величин моменти розподілу $f(\eta_j, t)$ дорівнюють

$$m_{\eta_j}(t) = m_{0\eta_j} - m_{V\eta_j} \cdot t^\alpha, \quad (18)$$

$$D_{\eta_j}(t) = D_{0\eta_j} + D_V \cdot t^{2\alpha}. \quad (19)$$

Зробивши підстановку моментних функцій (18) та (19) в формулу щільності розподілу ОККД в перерізах часу t одержимо прогнозну модель

$$f(\eta, t) = \frac{C}{\sqrt{2\pi}\sigma_{\eta}(t)} \exp\left[-\frac{[\eta_{гран} - m_{\eta}(t)]^2}{2\sigma_{\eta}(t)}\right] = \\ = \frac{1}{\sqrt{2\pi}(\sigma_{0\eta}^2 + \sigma_V^2 \cdot t^{2\alpha})} \exp\left[-\frac{(\eta_{гран} - m_{0\eta} + m_V \cdot t^\alpha)^2}{2(\sigma_{0\eta}^2 + \sigma_V^2 \cdot t^{2\alpha})}\right]. \quad (20)$$

Для визначення зв'язку характеристик випадкового процесу $F(\eta, t)$ із щільністю розподілу наробітку на відмову $f(t)$ можуть бути використані такі залежності. Імовірність того, що за час dt , значення якого примкнуло до t , параметр вийде за граничний рівень, визначиться як

$$f(t)dt = [1 - P(\eta > \eta_{гран}|t) + dt] - [1 - P(\eta > \eta_{гран}|t)] = P(\eta > \eta_{гран}|t) - P(\eta > \eta_{гран}|t) + dt = \\ = |V3(\eta > \eta_{гран}|e)| = |VA(\eta бе)| \eta = \eta_{гран}. \quad (21)$$

Тоді щільність розподілу $f(t)$, яка описує перетинання реалізаціями процесу граничного значення $\eta_{гран}$, запишеться у вигляді

$$f(t) = \left| \frac{dF(\eta, t)}{dt} \right|_{\eta=\eta_{гран}} \quad (22)$$

Диференціювання інтегрального закону $F(\eta, t)$ по t приводить до певних труднощів. Щоб їх запобігти, виразимо функцію розподілу через одновимірну щільність розподілу $f(\eta, t)$ випадкового процесу $\eta(t)$.

Щільність розподілу значень η у вертикальних перерізах дорівнює

$$f(\eta, t) = \frac{dF(\eta, t)}{d\eta} \quad (23)$$

Якщо ввести деяку функцію $\theta(\eta, t)$ [], яка в функції $F(\eta, t)$ представляє собою останню загальну ступінь диференціювання по η та t , то для нормального випадкового

процесу $F(\eta, t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_\eta(t)} \int_0^\eta \exp\left\{-\frac{[\eta - m_\eta(t)]^2}{2\sigma_\eta^2(t)}\right\} d\eta$ функція $\theta(\eta, t)$ буде такою

$$\theta(\eta, t) = \frac{\eta - m_\eta(t)}{\sigma_\eta(t)} \quad (24)$$

Для одержаного виразу (21) останнім ступенем диференціювання буде

$$\theta(\eta, t) = \frac{\eta - m_{0\eta} + m_V \cdot t^\alpha}{\sqrt{\sigma_0^2 + \sigma_V^2 \cdot t^{2\alpha}}} \quad (25)$$

Тоді вираз (24) можна записати у вигляді

$$f(\eta, t) = \frac{dF(\eta, t)}{d\theta(\eta, t)} \times \frac{d\theta(\eta, t)}{d\eta} \quad (26)$$

З іншого боку, оскільки $\theta(\eta, t)$ залежить від t , то (23) можна представити таким же чином:

$$f(t) = \left| \frac{dF(\eta, t)}{d\theta(\eta, t)} \times \frac{d\theta(\eta, t)}{dt} \right|_{\eta=\eta_{гран}} \quad (27)$$

Або в кінцевому вигляді з урахуванням (27) одержимо

$$f(t) = \left| f(\eta, t) \times \frac{\frac{d\theta(\eta, t)}{dt}}{\frac{d\theta(\eta, t)}{d\eta}} \right|_{\eta=\eta_{гран}} \quad (28)$$

Диференціювання нормального закону розподілу об'ємного ККД, який виражено через щільність розподілу за формулою (20), після підстановки її в формулу (28) дає вираз для щільності розподілу наробітку до відмови при заданому граничному значенні $\eta_{гран}$,

$$f(t, \eta_{гран}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp\left\{-\frac{(\eta_{гран} - m_{0\eta} + m_V t^\alpha)^2}{2(\sigma_0^2 + \sigma_V^2 \cdot t^{2\alpha})}\right\} \times \left[\frac{\eta_{гран} - m_{0\eta} + m_V t^\alpha}{\sqrt{\sigma_0^2 + \sigma_V^2 \cdot t^{2\alpha}}} \right]' \quad (29)$$

Взявши похідну і зробивши необхідні перетворення формули (29) одержимо її в кінцевому вигляді

$$f(t, \eta_{гран}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp\left\{-\frac{(\eta_{гран} - m_{0\eta} + m_V \cdot t^\alpha)^2}{2(\sigma_0^2 + \sigma_V^2 \cdot t^{2\alpha})}\right\} \times$$



$$\times \left[\frac{(\eta_{\text{гран}} - m_{0\eta} + m_V t^\alpha) \sqrt{\sigma_{0\eta}^2 + \sigma_V^2 \cdot t^{2\alpha}} - (\eta_{\text{гран}} - m_{0\eta} + m_V t^\alpha) \cdot (\sqrt{\sigma_{0\eta}^2 + \sigma_V^2 \cdot t^{2\alpha}})'}{\sigma_{0\eta}^2 + \sigma_V^2 \cdot t^{2\alpha}} \right] =$$

$$= \alpha \cdot t^{\alpha-1} (2\pi)^{-1/2} \cdot (\sigma_{0\eta}^2 + \sigma_V^2 \cdot t^{2\alpha})^{-3/2} \left| m_V \cdot \sigma_{0\eta}^2 - \sigma_V^2 \cdot t^\alpha (\eta_{\text{гран}} - m_{0\eta}) \right| \times \quad (30)$$

$$\times \exp \left\{ - \frac{(\eta_{\text{гран}} - m_{0\eta} + m_V \cdot t^\alpha)^2}{2(\sigma_{0\eta}^2 + \sigma_V^2 \cdot t^{2\alpha})} \right\}.$$

Імовірність безвідмовної роботи елементів одержуємо інтегруванням виразу $f(t, \eta_{\text{гран}})$ по dt

$$P(t, \eta_{\text{гран}}) = \frac{\alpha}{\sqrt{2\pi}} \int_{\eta_{\text{гран}}}^1 \frac{\left| m_V \cdot \sigma_{0\eta}^2 - \sigma_V^2 \cdot t^\alpha (\eta_{\text{гран}} - m_{0\eta}) \right| t^{\alpha-1} \exp \left\{ - \frac{(\eta_{\text{гран}} - m_{0\eta} + m_V \cdot t^\alpha)^2}{2(\sigma_{0\eta}^2 + \sigma_V^2 \cdot t^{2\alpha})} \right\}}{\sqrt{(\sigma_{0\eta}^2 + \sigma_V^2 \cdot t^{2\alpha})^3}} dt \quad (31)$$

Використання на практиці запропонованих прогнозних моделей в комплексі із діагностикою гідроприводів дасть можливість прогнозування параметричних відмов та призначення науково-обґрунтованих термінів проведення ТО та ремонтів гідроприводів БДМ в залежності від закономірностей зміни технічного стану їх елементів в реальних експлуатаційних умовах.

УДК 681.513:62-50

Є.П. Григоровський, д-р техн. наук, проф. КНУБА,
І.В. Вознюк, інженер

АВТОМАТИЗОВАНІ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ІНЖЕНЕРНИМИ МЕРЕЖАМИ

Автоматизовані системи управління технологічними процесами (АСУТП) в інженерних мережах - це ерготичні (людино-машинні) системи управління, які призначені для збору, зберігання та обробки інформації про об'єкти управління з використанням сучасних засобів електронної обчислювальної техніки та економіко-математичних методів з метою визначення оптимальних (найкращих у визначених умовах) керуючих впливів на об'єкт управління (ОУ).

Інженерні мережі – це клас сітьових систем, які здійснюють розподіл матеріальних ресурсів (цільових продуктів – ЦП) і являють собою узагальнюючі мережі з підкласами трубопровідних мереж (ТМ), для яких справедливі I та II постулати сітьових систем (два закони Кірхгофа для ТС) і які можна представити як орієнтований зв'язаний граф, кожної дузі якого відповідають активні та пасивні елементи (АЕ та ПЕ) й дві змінні величини: послідовна та паралельна, які пов'язані між собою у загальному випадку нелінійною залежністю.

За останній час принципи управління технологічними процесами і процесами розподілу ЦП між споживачами значно ускладнилися. В практиці експлуатації мереж окрім нормальних режимів мають місце аварійні ситуації (гідравлічні удари та ін.), що створює певні труднощі при управлінні режимами роботи. Ці труднощі визначаються сітьовим характером керованої системи; неоднорідною розгалуженістю параметрів; розосередженістю регулюючих органів (РО) по мережі; нелінійною залежністю між параметрами та узагальненими координатами системи; взаємозв'язком узагальнених

координат; наявністю збурюючих впливів, які являють собою випадкові функції; інтенсивним ускладнюванням системи та топології при її розвитку і реконструкції.

В результаті виникла потреба докорінної перебудові технології управління поточкорозподілом в інженерних мережах – методів та засобів збирання і обробки інформації, контролю і аналізу виробництва, процедур формування і прийняття рішень. Поєднання творчого потенціалу людей з великими можливостями ЕОМ дозволяє створювати нові нетрадиційні методи і засоби управління у вигляді автоматизованих систем управління технологічними процесами в інженерних мережах (АСУТП).

При розробці галузевої АСУ і підготовці відповідних спеціалістів необхідно вирішувати багато питань з урахуванням специфіки інженерних мереж, а також низки характерних для ТМ рис, основними з яких є:

1. Перехідні процеси в ТС описуються системою нелінійних рівнянь, які досі ще невирішені у загальному виді.
2. Наявність випадкових процесів, невизначеність поведінки ТМ.
3. Неповність інформації та її невірогідність при роботі ТС у будь-якому режимі.
4. Не стаціонарність ОУ, що є результатом росту об'ємів споживання ЦП, зростання кількості джерел і споживачів, поява у мережі і в роботі електромеханічного та технологічного обладнання аварійних ситуацій, що веде до необхідності побудови адаптивних АСУТП.
5. Не стаціонарність ОУ, а, внаслідок цього, неможливість відтворення ОУ, що призводить до необхідності синтезу моделей середовища і ТС у реальному масштабі часу.

При рішенні поставленої задачі необхідно мати на увазі те, що при усталеному процесі поточкорозподілу критерієм оптимальності є мінімум витрат потужності на подачу води у мережу, а при перехідному – інтеграл від деякої міри миттєвого відхилення вектору \vec{q} від деяких допустимих його значень $\vec{q}_{\text{доп.}}$, який повинен бути мінімізованим відповідною по часу зміною координат РО. При аварійному режимі, наприклад, гідравлічному ударі, за критерій оптимізації слід приймати час переходу системи з аварійного стану в задане, тобто СУ повинна бути оптимальною по швидкодії. Процес управління необхідними режимами роботи системи водопостачання при аварійних ситуаціях розглядається з позицій оптимального управління кінцевим станом поточкорозподілу на момент гальмування параметрів компонентів системи, що визначається деяким базовим часом t розвитку перехідного процесу або аварійної ситуації.

При побудові цього управління враховується взаємний прояв локальних тисків (напорів) по віткам мережі при максимально можливому значенні вектора надмірних тисків. З цього можна сформулювати принцип управління і визначити показник ефективності досягнення цілі управління.

Принцип управління полягає в направленні хвильового процесу або аварійної хвилі при гідравлічному ударі по деякому критичному шляху без відгалужень у потрібному напрямку та в створенні такого стану у деяких вітках мережі, що зберігає в інших ділянках та вітках мережі допустимі характеристики компонентів системи, які задовольняють нормам. Зауважимо, що мета і принцип управління є загальними щодо нормального і реверсивного управління АРО (активних управляючих органів) при конкретній аварійній ситуації або перехідному процесі. Математично це може бути виражено у вигляді деякого функціоналу Q – критерію оптимальності, якому потрібно забезпечити екстремальне значення при дотриманні визначених обмежень, що накладаються на векторні змінні системи.

У загальному вигляді ціль управління може бути представлена у вигляді наступних співвідношень

$$Q = (\vec{S}^*; \vec{Y}^*; \vec{W}) = \text{extr} \quad (1)$$



$$\vec{S}^* = (\vec{q}^*; \vec{n}^*); \in \Omega(\vec{S}^*); \vec{Y}^* (\Omega(\vec{Y}^*)); \vec{W} (\Omega(\vec{W})) \quad (2)$$

$$q(-\vec{q}; i) = M; \text{sign} q_i = \text{const} \quad (3)$$

де $\Omega(\vec{S}^*); \Omega(\vec{Y}^*); \Omega(\vec{W})$ - допустимі області зміни векторних змінних у відповідних векторних просторах.

Таким чином, алгоритм оптимального управління поточкорозподілом ЦП в інженерної мережі при перехідному режимі (випадок систем з повною апріорною інформацією) або стратегію управляючої системи можна представити виразом

$$W = K(\vec{S}; \vec{Y}; \vec{W}). \quad (4)$$

Останній слід розглядати як послідовність математичних та логічних операцій, що забезпечують виконання умов (1) та (2) й умов стійкості системи управління, які необхідні для отримання потрібних координат РО системи. Тут під терміном "стійкості системи" слід розуміти стійкість мережі по направленню потоків і стійкість роботи АРО.

Отримання потрібного оптимального режиму водопостачання, виходячи з принципу та цілі управління, виконується в залежності від стану сітьової системи об'єктів споживання ЦП вхідними регулюючими впливами. Отже, закон зміни потоків у мережі суттєво залежить від її динамічних властивостей та від умов складання синхронного моделюючого графу G мережі.

У загальному випадку стан мережі при аварійної ситуації характеризується деяким орієнтованим моделюючим графом, математична модель якого представлена функціоналом виду:

$$F(\vec{S}^*; \vec{Y}^*; \vec{W}) = 0. \quad (5)$$

В умовах функціонування АСУТП інженерна мережа оснащується датчиками тисків та витрат, які встановлюються в визначених точках. Усі датчики приєднуються до перетворювачів відповідних аналогових сигналів в код. Ці сигнали по каналам зв'язку передаються до диспетчерського пункту, який має комплекс технічних засобів (КТЗ), за допомогою якого реалізується управління об'єктом на базі економіко-математичних методів. Основу КТЗ складають ЕОМ, мережі ЕОМ, засоби збору, передачі та зберігання інформації, включаючи засоби її телеобробки. Отримана інформація аналізується та передається оператору – особі, яка приймає рішення (ОПР), в зручному для сприйняття вигляді. Після прийняття рішення управляючі сигнали подаються на виконавчі механізми (ВМ) ОУ.

У такій системі управління (СУ) ОПР здійснює управління, використовуючи рекомендації щодо оптимального ведення ТП в інженерній мережі. При цьому ЕОМ робить первинну обробку інформації, необхідні розрахунки та виконує функції порадника-диспетчера.

При перехідних процесах, які часто викликають аварійні ситуації, диспетчер повинен за допомогою ЕОМ обрати найбільш ефективний варіант дій по локалізації аварії, скороченню тривалості такого перехідного процесу і т. ін., тобто визначити які засувки повинні бути переключені і які тиски повинні мати насосні станції для забезпечення споживачів водою в умовах, що створилися.

На рис. 1 зображена схема системи автоматизованого управління інженерною ТМ. При реалізації такої системи управління задачею ОПР є оцінка стану середовища та об'єкту, формулювання цілі управління. Якщо ж ці стани не є задовільними, то ОПР приймає рішення про здійснення управляючих впливів $\vec{U}(t)$. Для оцінки стану середовища й ОУ ОПР отримує інформацію $\vec{I}(\vec{X}; \vec{Y}; \vec{Z})$, яка характеризує ситуацію, що склалася й лежить в основі процесу управління. При цьому інформація \vec{I} є далеко не повною й часто слабо формалізованою, тому ОПР не вдається сформулювати потрібний критерій, що приводить до необхідності векторної оптимізації. В АСУТП вектор \vec{U}^* у загальному випадку відрізняється від вектора \vec{U} , який пропонує система управління, і так

як ОПР у момент прийняття рішення має можливість врахувати усю додаткову інформацію, то в таких системах управління \bar{U}^* і \bar{U} співпадають.

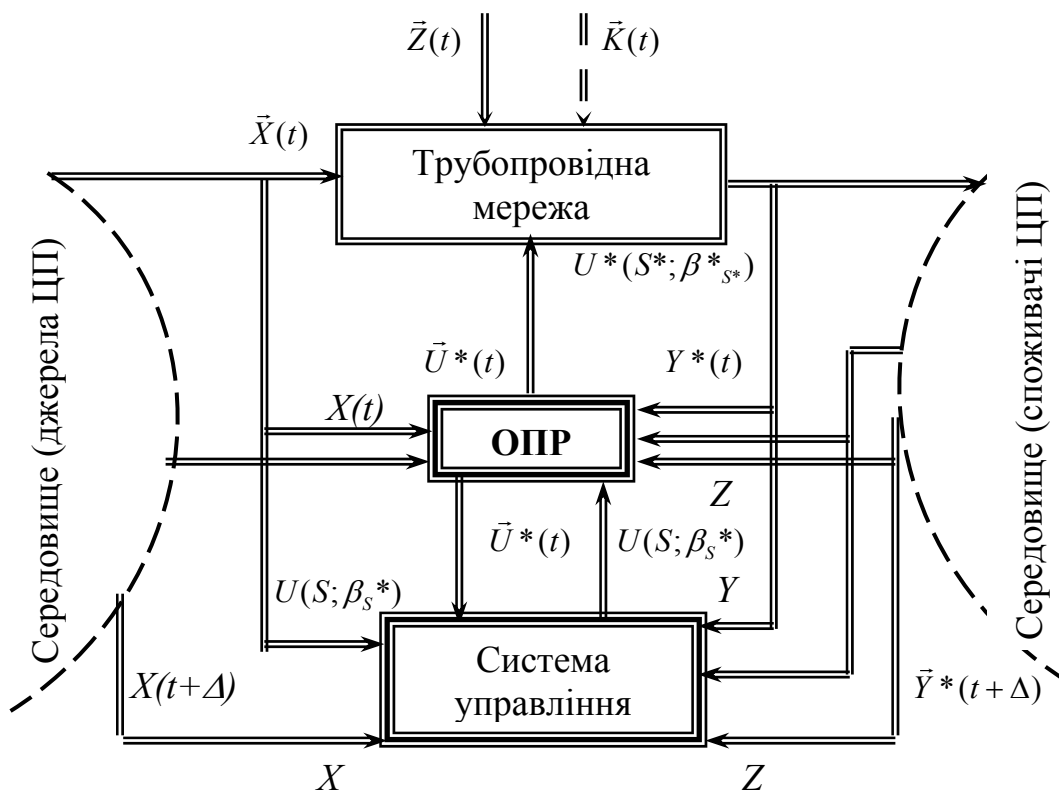


Рис. 1. Схема управління інженерною мережею

Компоненти вектора $X(t)$, які характеризують у момент часу t вхідні параметри ЦП, що поступає до трубопровідної мережі. Вектор вхідних параметрів може бути представленим у вигляді двійки векторів $\bar{X} = \langle \bar{q}_{\text{вх}}; \bar{P}_{\text{вх}} \rangle$ (вектору витрат ЦП $\bar{q}_{\text{вх}}$ та вектору тисків $\bar{P}_{\text{вх}}$). Розмірність цих векторів залежить від кількості входів інженерної мережі. Компоненти векторів $\bar{Y}_i(t)$ і $\bar{Y}_i^*(t)$ - фактичні та необхідні параметри ЦП на виході ТМ до споживача. Вектор вихідних параметрів можна характеризувати як $\bar{X} = \langle \bar{q}_{\text{вих}}; \bar{P}_{\text{вих}} \rangle$. Складові векторів $\bar{q}_{\text{вих}}$ та $\bar{P}_{\text{вих}}$ відповідають величинам витрат і тисків ЦП. Рівномірність векторів $\bar{q}_{\text{вих}}$ і $\bar{P}_{\text{вих}}$ у загальному випадку залежить від кількості споживачів мережі.

Вектор $\bar{Z}(t)$ визначає вимоги середовища і являє собою

$$\bar{Z} = \langle \bar{q}_{\text{вих}}^{mp}; \bar{P}_{\text{вих}}^{mp} \rangle, \tag{6}$$

де $\bar{q}_{\text{вих}}^{mp}$ і $\bar{P}_{\text{вих}}^{mp}$ - вектори необхідних поставок ЦП споживачам і відповідно мінімально допустимих тисків на їх входах.

Цей вектор характеризує збурення ОУ, що викликається відказами елементів ТС.

Вектор $\bar{K}(t)$ являє собою сигнал збурення, викликаний відказами, що не залежать від ТС. Це може привести до перехідних процесів із великими амплітудами (відключення електроенергії від електродвигунів НС, раптове підключення або відключення потужних споживачів та ін.). Компоненти векторів $\bar{X}(t+\Delta)$; $\bar{Y}(t+\Delta)$ характеризують прогностичні значення вхідних та потрібних параметрів ЦП через деякий час Δ .



При розгляданні роботи АСУТП будемо вважати, що інженерна мережа описується оператором \vec{F} , який перетворює вхідні змінні \vec{X} у вихідні змінні \vec{Y} , тобто $\vec{Y} = \vec{F}(\vec{X})$. Оператор \vec{F} також буде визначатися двійкою $\vec{F} = \langle \vec{S}; \vec{\beta}_S \rangle$, де S - структура мережі; β_S - її параметри при даній структурі.

Структура будь-якої інженерної трубопровідної мережі може також визначатися двійкою $S = \langle S_1; S_2 \rangle$ де S_1 - структура активних елементів; S_2 - структура ліній зв'язку. Така природна декомпозиція складної ТМ на активні елементи та лінії зв'язку, а також різний характер параметрів, що характеризують підсистеми, дозволяють представити вектор параметрів β_S у вигляді двійки $\beta_S = \langle \beta_{S1}; \beta_{S2} \rangle$, де β_{S1} - параметри активних елементів; β_{S2} - параметри ліній зв'язку. Вектор управління \vec{U}^* також будемо визначати двійкою $\vec{U}^* = \langle S^*; \beta_S^* \rangle$, де S^* ; β_S^* - відповідно структури та параметри мережі ТС, які повинні бути отриманими в результаті реалізації управління.

Управління процесом поточкорозподілу у ТМ здійснюється шляхом зміни структури та змінних її окремих підсистем і, якщо вектор $\vec{Y}(t)$ не відповідає потрібному вектору $\vec{Y}^*(t)$, то СУ повинна виконати свої функції у повній мірі, тобто здійснити управляючий вплив $\vec{U}(t)$ на ОУ, щоб максимально наблизити вектор $\vec{Y}(t)$ до вектору $\vec{Y}^*(t)$.

Розвиток мікропроцесорної техніки та створення на її основі нових інформаційних технологій, дозволяє при реалізації автоматизованої системи управління інженерними мережами використовувати інтегровані мікропроцесорні системи із широкою номенклатурою датчиків із заданими характеристиками й сучасними персональними ЕОМ, сумісними з IBM PC. Такий підхід дозволяє вирішувати питання обмежень щодо складності систем управління та підвищити її якість.

Література

1. Григоровский Е.П. Исследование динамики сетевых систем современными методами. – К.: Вища школа, 1979. – 200с.
2. Евдокимов А.Г., Тевяшев А.Д. Оперативное управление потокораспределением в инженерных сетях. – Харьков: Вища школа, 1980. – 142 с.

УДК-621.311(07)

Л.І. Циліурік, канд. техн. наук, доцент КНУБА,
 І.Є. Шороп, канд. техн. наук, доцент КНУБА,
 Г.І. Сторожилова, канд. техн. наук, доцент КНУБА

ДОСЛІДЖЕННЯ АЛГОРИТМІВ УПРАВЛІННЯ ДОЗАТОРАМИ ДИСКРЕТНОЇ ДІЇ З МЕТОЮ ЗМЕНШЕННЯ ПОХИБКИ ДОЗУВАННЯ

Приготування технологічної суміші являється основою виробництва продукції у багатьох галузях господарства [1, 2 та ін.]. Особливо велике значення мають технологічні суміші у будівельному виробництві. Важкий і легкий бетони, асфальт, різні типи розчинів, технологічна маса для виробництва лінолеуму, – ось далеко не повний список технологічних сумішей, що використовуються у будівництві. Оскільки якість технологічної суміші значно залежить від точності дозування компонентів на Україні і особливо за кордоном питанню підвищенню точності приділяється велика увага. У даній роботі розглядається один із перспективних напрямків зменшення похибки дозування дозатора дискретної дії шляхом удосконалення алгоритмів управління вбудованої мікропроцесорної системи.

Основна схема дозування зображена на рис. 1.

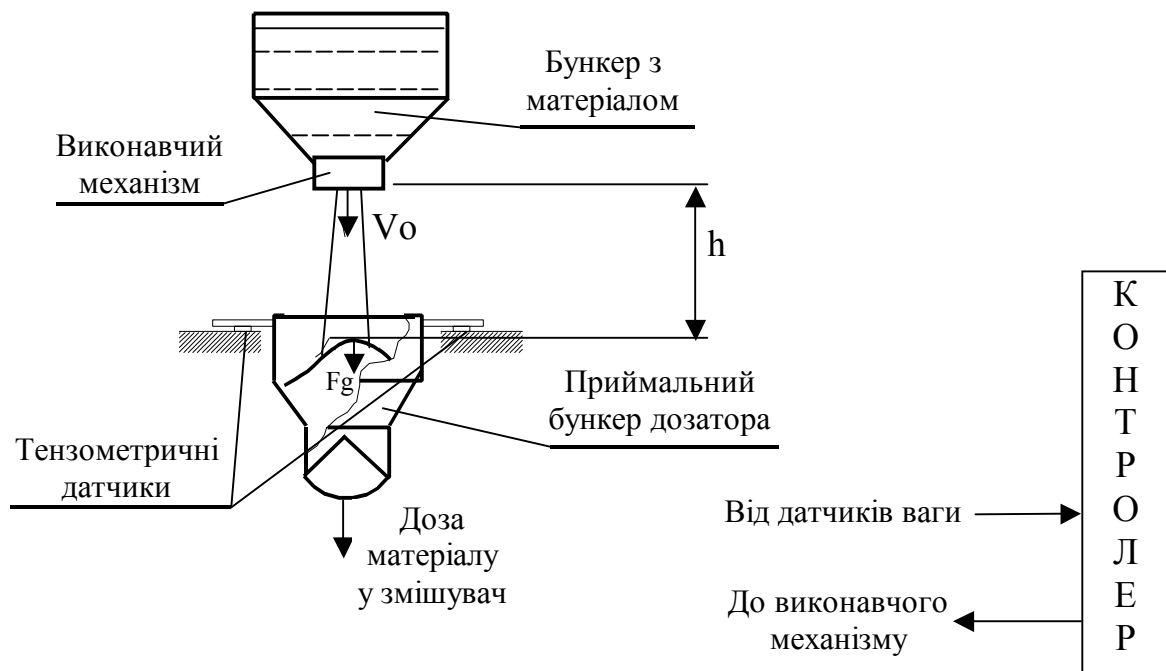


Рис. 1. Схема дозування матеріалу дозатором дискретної дії

Якщо припустити, що удари часток матеріалу в момент їхнього приєднання до маси матеріалу в бункері є абсолютно не пружними, то силу динамічного впливу можна визначити на підставі теореми об імпульсі сили

$$\Delta m \Delta V = F_d \Delta t; \quad (1)$$

де Δm – маса часток матеріалу, що надійшла до бункеру, за час Δt ; ΔV – зміна швидкості часток під час ударів; F_d – сила динамічної дії струму матеріалу, що падає у бункер дозатора.

У свою чергу

$$\Delta V = V_M - V_B, \quad (2)$$

де V_M – швидкість часток матеріалу під час їх ударів по поверхні матеріалу у бункері; V_B – швидкість бункеру з матеріалом.



Як видно з рис. 1 швидкість бункеру V_B після удару можна вважати рівною нулю. Тому $\Delta V = V_M$. На основі виразу (1), здійснивши граничний перехід, одержимо

$$F_d(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta t} V_B(t) = \frac{dm}{dt} V_B(t) \quad (3)$$

Час падіння частки матеріалу залежить від висоти падіння:

$$T_m = \frac{-V_0 + \sqrt{V_0^2 + 2gH}}{g}, \quad (4)$$

де H - висота падіння; V_0 - початкова швидкість надходження матеріалу з виконавчого механізму; g - прискорення вільного падіння.

Як видно з рис. 1 датчик ваги у процесі набору дози відображає суму ваги матеріалу $gm(t)$ і сили динамічної дії $F_d(t)$. Але, після генерації сигналу виключення виконавчого механізму у прийомний бункер дозатора упаде додаткова кількість матеріалу, який у поточний момент знаходиться у струменю падаючого матеріалу. Отже помилка дозування буде дорівнювати різниці між вагою матеріалу у струмені і силою динамічної дії. Знайдемо цю різницю.

Приймаючи до уваги, що частки матеріалу падають з прискоренням вільного падіння, на основі виразів (3) і (4) одержимо

$$F_d(t) = \frac{dm}{dt} \sqrt{V_0^2 + 2gH}. \quad (5)$$

Вага матеріалу у струмені, якщо інтенсивність його надходження $\frac{dm}{dt}$ постійна, буде визначена формулою

$$P_m(t) = g \frac{dm}{dt} T_m = \frac{dm}{dt} (V_0 + \sqrt{V_0^2 + 2gH}). \quad (6)$$

Отже помилка дозування буде

$$\Delta_1 = P_m(t) - F_d(t) = \frac{dm}{dt} V_0. \quad (7)$$

Як видно, вона залежить від інтенсивності надходження, початкової швидкості і не залежить від висоти падіння. Друга складова помилки дозування залежить від інерційності виконавчого механізму. Припустимо, що площа отвору виконавчого механізму зменшується пропорційно часу зачинення. Тоді помилка, що обумовлена інерційністю виконавчого механізму, буде

$$\Delta_2 = \frac{dm}{dt} (\tau/2), \quad (8)$$

де τ час виключення виконавчого механізму.

Таким чином момент формування сигналу виключення виконавчого механізму доцільно формувати у системі автоматики з упередженням, щоб сумарна помилка $\Delta_d = \Delta_1 + \Delta_2$ дорівнювала нулю. В реальних умовах роботи дозаторів рахувати упередження згідно з запропонованими формулами (7, 8) незручно оскільки такі параметри, як dm/dt , V_0 , а також деякі інші можуть повільно мінятися при роботі [1]. Тому доцільно в системі автоматики застосувати адаптивний алгоритм управління дозатором [2], що може бути легко реалізований у контролері програмно. Найбільш підходить для даної цілі адаптивне управління з ідентифікатором у колі зворотного зв'язку (див. рис. 2).

Адаптивний алгоритм (рис. 2.) має два рівні управління. На першому рівні реалізовано управління дозатором таким чином, щоб сумарна помилка

$$\Delta_d = \Delta_1 + \Delta_2 \quad (9)$$

дорівнювала нулю. Для цього виконавчий механізм необхідно вимикати з упередженням.

Момент вимикання визначається в системі автоматики згідно з прогнозуючою формулою

$$P_F(t) = P_s(t) + K_F \frac{dP_s(t)}{dt}, \quad (10)$$

де $P_F(t)$ - прогноз ваги матеріалу, який опиниться у бункері, якщо у момент часу t буде вимкнено виконавчий механізм, $P_s(t)$ - вага матеріалу по датчику ваги, K_F - коефіцієнт, який визначається ідентифікатором кола зворотного зв'язку.

Оскільки інтенсивність dm/dt вимірювати важко, в системі автоматики пропонується використовувати пропорційну їй величину - швидкість зміни значень сигналу з датчика ваги $dP_s(t)/dt$. Коефіцієнт K_F у цьому випадку підбирається таким чином, щоб друга складова формули (10) дорівнювала значенню помилки Δ_d .

Пошук оптимального значення коефіцієнту K_F виконується другим рівнем управління (див. рис. 2). Алгоритм рівня адаптації виконується в кінці процесу дозування, коли перехідні процеси закінчились і датчик ваги показує дійсну вагу матеріалу з великою точністю. Для цього пропонується використання формули експоненційного згладжування

$$K_{F(i+1)} = a\Delta_i + (1-a)K_{Fi}, \quad (11)$$

де $K_{F(i+1)}$ - значення коефіцієнту K_F виразу (11), яке буде використано у наступному циклі дозування першим рівнем управління; a - коефіцієнт експоненційного згладжування; Δ_i - помилка дозування на поточному циклі; K_{Fi} - значення коефіцієнту K_F виразу (11) яке було використане у поточному циклі дозування першим рівнем управління.

Таким чином, використання адаптивного управління з ідентифікатором у колі зворотного зв'язку дозволяє зменшити до нуля статеву складову похибки дозування Δ_d . Враховуючи, що випадкова складова похибки дозаторів дискретної дії менше сталої складової приходимо до висновку, що застосування адаптивного алгоритму в системі управління дозатором дискретної дії дозволяє підвищити точність дозування приблизно у два рази.

Література

1. Автоматизация производственных процессов и АСУП промышленности строительных материалов (под ред. В.С. Кочетова) – Л.: Стройиздат, 1988.
2. Райбман Н.С., Чадеев В.М. Адаптивные модели в системах управления. – М.: Сов.радио, 1986. - 156 с.

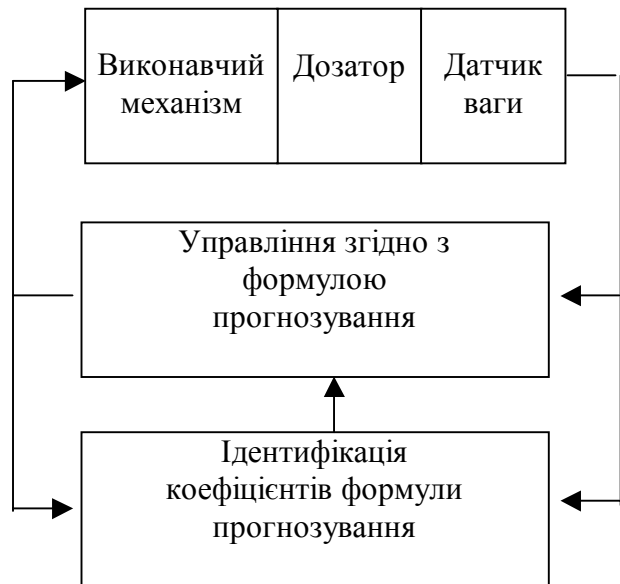


Рис. 2. Структурна схема адаптивного управління дозатором



МОДЕЛИРОВАНИЕ И АЛГОРИТМИЗАЦИЯ ОПТИМИЗАЦИОННЫХ ЗАДАЧ В СИСТЕМЕ ВОДОСНАБЖЕНИЯ В УСЛОВИЯХ АСУ ТП

Расширение класса решаемых задач в области расчета многоконтурных сетевых систем намного увеличивает объем вычислительных и проектно-конструкторских работ. Например, с целью оптимизации параметров сложных трубопроводных сетей и их сооружений расчеты во многих случаях приходится неоднократно повторять для различных вариантов и модификаций проектируемых систем.

В результате механизации и автоматизации этих трудоемких расчетов число сравниваемых вариантов возрастает, а следовательно, повышается вероятность нахождения оптимальных решений. Кроме того, автоматизация инженерных работ делает более объективными оценку и сравнение возможных решений, элементы субъективности при этом совершенно исключаются.

Решение сложных научных проблем и широкого круга задач, связанных с автоматизацией расчетов многоконтурных сетей и оптимальным проектированием систем управления распределением потока, на современном этапе возможно лишь кибернетическими методами и средствами вычислительной техники (машинами различного принципа действия и назначения).

Одним из методов исследования объектов и процессов в системотехнике есть моделирование. Важнейшей характеристикой любой модели при этом есть ее адекватность моделируемому объекту. Существует множество моделей: физические модели (аналоги); графические модели; алгоритмические модели, как совокупность некоторых операторов, описывающих систему; математические модели – описание процессов и объектов с помощью математической символики в виде уравнений или других видов математических зависимостей, из которых наиболее удобные для исследований системы аналитические детерминированные модели; аналитические вероятностные модели, которые, в частности, используются при моделировании систем массового обслуживания; более приближенных математических методов исследования сложных систем – Монте-Карло, эвристические модели; имитационные модели, в которых связи между переменными, которые характеризуют элементы системы, определяются не точно, на основе интуиции и опыта исследователя. При исследовании эвристических моделей решение находится на основании аналогий, ассоциаций с решениями других подобных задач.

Эвристическое моделирование более часто используется при исследованиях сложных систем, которые позволяют разрешать многоэкстремальные задачи оптимизации; имитационные модели – имитационное моделирование. Последнее возникает в связи с появлением быстродействующих электронных вычислительных машин.

К математическому моделированию относятся электрические модели (специализированные аналоговые вычислительные машины, применяемые для расчета гидравлических сетей и их сооружений, в том числе и систем подачи и распределения воды, основанные на аналогии, например, процесса движения воды и прохождения электрического тока через электротехнические элементы с сопротивлением, образующие электрическую цепь).

В таких электрических моделях имитируется как изучаемый процесс воды, так и другой процесс в системах водоснабжения.

Существующие электрические модели для расчета, например, сетевых систем по принципу действия условно можно разделить на три группы: модели с прямой аналогией,

модели с дуальным (обратным) преобразованием и установки с моделированием приращений.

В моделях с прямой аналогией напор моделируется напряжением, а поток – током. Граф моделирующей сети совпадает с топологией сети. Такие модели бывают уравновешенными и неуравновешенными.

В неуравновешиваемых моделях в качестве нелинейных элементов используются пассивные и активные двухполюсники, вольтамперные характеристики которых имеют вид

$$U = \alpha i^n,$$

где n – показатель степени в пределах 1,75...2, зависящий от вида моделируемой сети; U – напряжение, В; i – сила электрического тока, А.

В уравновешиваемых моделях роль нелинейных элементов играют переменные сопротивления различной природы. В процессе уравновешивания одного элемента изменением величины сопротивления добиваются, чтобы на элементе установились напряжение и ток, соответствующие $U = \alpha |i| i$. Затем переходят к регулированию следующего элемента. В зависимости от вида уравновешивания различают модели с ручным и автоматическим уравновешиванием.

Модели с дуальным преобразованием тоже строятся по принципу аналогий с моделируемыми сетями, однако, здесь, наоборот, напор (депрессия) моделируется током, а поток – напряжением. В процессе подготовки задачи к решению исходный граф сети надо преобразовать по определенным правилам, чтобы получить конфигурацию моделирующей цепи. В результате таких преобразований узлу сети соответствует контур модели, и наоборот. В этих моделях используются нелинейные элементы с характеристиками вида

$$i = \sigma |U| U,$$

где $\sigma = 1/\alpha^2$ – некоторая постоянная при дуальном (обратном) моделировании – масштабный коэффициент.

При обратном электрическом моделировании первому закону Кирхгофа для узлов исходной схемы соответствует второй закон Кирхгофа для контуров дуальной схемы, и наоборот. Это положение выражается следующими уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} \sum I_{\text{исх}} = 0 &\rightarrow \sum U_{\text{д}} = 0 \\ \sum U_{\text{исх}} = 0 &\rightarrow \sum I_{\text{д}} = 0 \end{aligned} \right\}$$

Каждому элементу исходной схемы с источником электродвижущей силы E и параметрами резистора R индуктивности L и емкости C соответствует элемент эквивалентной дуальной схемы с источниками тока I_s и параметрами g_s , C_s , L_s . Иначе говоря, источнику электродвижущей силы E исходной схемы соответствует источник тока I_s дуальной схемы, активному резистору R – активная проводимость $1/R = g_s$, индуктивности L – емкость C_s и емкости C – индуктивность L_s .

В последнее время такие электрические модели используются в особых случаях.

Имитационная модель напоминает человеко-машинную систему, в которой задача исследования решается методами, которые реализуются современными ЭВМ при активном участии человека. Эта модель позволяет объединить неформализованные мысли исследователей и опыт специалиста с методами математического моделирования.

Структура имитационной модели в общем виде может быть представлена так:

$$C = \varphi(X_i, Y_i),$$

где C – оценка результата функционирования системы; X_i – управляемые координаты и параметры системы; Y_i – неуправляемые координаты и параметры.

В последнее время для различных научных исследований, расчетов трубопроводных систем водоснабжения, решений оптимизационных задач широкое применение нашла микропроцессорная техника высокого класса. Использование такой вычислительной техники (микро-ЭВМ) для расчетов, исследований, как в области водоснабжения, так и в других отраслях хозяйства.



В Киевском национальном университете строительства и архитектуры разработаны универсальные программы, позволяющие автоматизировать процесс гидравлического расчета как с неизменными расходами у абонентов, так и с переменными, зависящими от напора на входе расходами воды у абонентов. Расчет многоконтурной сети на микро-ЭВМ производится по методу увязочных расходов по составленному алгоритму.

Такой алгоритм расчета сети с неизменными расходами воды у абонентов представлен следующим образом (рис. 1).

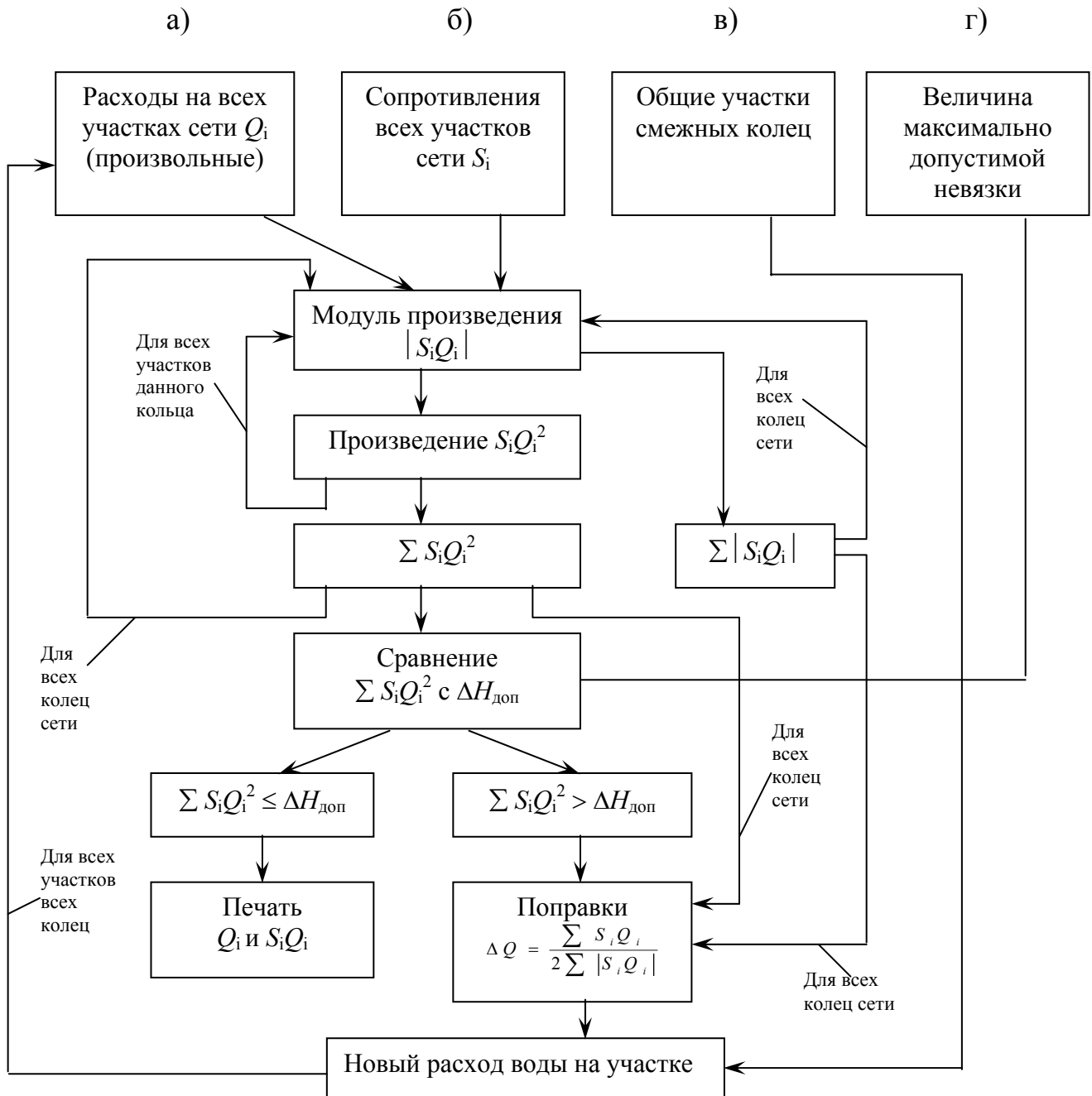


Рис. 1. Схема расчета потокораспределения в многокольцевых гидравлических сетях с постоянными расходами воды у абонентов

1. Задаются исходные данные:

а) расходы на всех участках сети для всех колец:

расходы задаются по величине и направлению; величины расходов, задаваемых произвольно, должны удовлетворять первому закону Кирхгофа; направление расхода по часовой стрелке в данном кольце обозначается знаком "+", против часовой стрелки – знаком "-";

б) сопротивления всех участков сети:

сопротивление участка определяется по известным диаметру, длине и местным сопротивлениям;

в) общие участки смежных колец:

эти участки имеют расходы, одинаковые по величине и противоположные по знаку;

г) величина максимально допустимой невязки потерь давления.

2. Находится модуль произведения $S_i Q_i$ для данного участка.

3. Находится произведение $S_i Q_i^2$ для данного участка.

4. Произведению $S_i Q_i^2$ придается знак расхода на данном участке.

Операции 2, 3 и 4 производятся последовательно для всех участков данного кольца.

5. Определяется сумма модулей $S_i Q_i$ для всех участков данного кольца, т. е. $\sum S_i Q_i$.

6. Определяется алгебраическая сумма потерь давления для всех участков данного кольца, т. е. находится $\sum S_i Q_i^2$ – невязка потерь давления данного кольца.

Операции 5 и 6 производятся последовательно для всех колец сети.

7. Найденные невязки для всех колец сети сравниваются с заданной максимально допустимой невязкой. При этом возможны два случая:

а) невязки во всех кольцах меньше максимально допустимой;

б) невязка в одном или нескольких кольцах больше допустимой.

В первом случае расчет заканчивается, и машина должна напечатать результат – расходы воды и падения давления во всех участках сети.

Во втором случае расчет продолжается, и определяются новые расходы воды.

8. Определяется увязочный расход для данного кольца ΔQ .

Операция 8 производится для всех колец сети.

9. Определяется расход на участке по формуле:

$$Q_i' = Q_i - \Delta Q$$

Операция 9 производится для всех участков всех колец.

10. Определяется расход на участке с учетом увязочного расхода в смежном кольце по формуле:

$$Q_i'' = Q_i' + \Delta Q_{см}$$

где $\Delta Q_{см}$ – увязочный расход в смежном для данного участка кольце.

Смежное кольцо (если оно имеется) для каждого участка данного кольца указывается в исходных данных.

Операция 10 производится для всех участков сети.

После нахождения расходов Q_i'' операции 2-10 повторяются до тех пор, пока после операции 7 машина не выдаст результаты расчетов на печать.

Таким образом, расчет сети по этому методу сводится к выполнению в определенной последовательности элементарных арифметических операций, которые повторяются для всех участков данного кольца и для всех колец данной сети, а также ряда логических операций, например, сравнение с заданной величиной невязки.

Основным требованием, предъявленным к программе расчета, является ее универсальность, т. е. одна и та же программа должна служить для расчета любой сети.

Каждая сеть характеризуется числом колец, числом участков в каждом кольце и номерами колец, которые являются смежными для каждого участка любого кольца.

Основной частью расчета является расчет кольца. Поэтому программа расчета одного кольца должна быть действительна для любого кольца данной сети. Поскольку,



как правило, кольца имеют различные числа участков, целесообразно применить следующий прием. Число участков во всех кольцах принимается одинаковым, равным максимальному числу участков в кольце, имеющем место в данной сети. Во всех остальных кольцах с меньшим числом участков недостающие участки считаются фиктивными. В них сопротивления и первоначальные расходы принимаются равными нулю. Благодаря этому машина для всех колец должна производить одинаковое число операций в одной и той же последовательности.

Вместе с тем введение фиктивных участков не скажется на величине увязочного расхода кольца, благодаря тому, что произведения SQ и SQ^2 для фиктивных участков тождественно равны нулю из-за равенства нулю значений S .

В результате на фиктивных участках будут определены расходы, равные алгебраической сумме всех увязочных расходов данного кольца, вычисленных в процессе расчета. Эти расходы также являются фиктивными и не должны приниматься во внимание.

Таким образом, составив программу для одного кольца и указав число участков в кольце и число колец в сети, можно одну программу использовать для расчета любой сети. Разумеется, для каждой сети должны быть заданы свои исходные данные, указанные выше в п. 1 схемы расчета.

По указанному алгоритму решается целый ряд оптимизационных задач в системе водоснабжения.

В автоматизированной системе управления работой водоснабжения (АСУВ) наиболее часто решаемой задачей о сети является, как выше отмечалось, ее гидравлическая увязка. Такая задача может возникать, например, при отключении какого-либо участка для ремонта, подключении новых потребителей, при реконструкции и т. п. То же самое касается и теплогазоснабжения.

При расчете сети возникают трудности, вызванные ее большими размерами. Для гидравлической увязки большой сети требуется значительное машинное время, а для хранения данных о ней – большая оперативная память микро-ЭВМ. Чтобы сократить требуемое машинное время, надо провести серьезные исследования по выбору и подготовке новых методов расчета, а также по определению необходимой точности расчета и степени учета деталей начертания. Для сокращения нужной оперативной памяти предстоит разработать способы членения сети на части при ее гидравлическом расчете, что автором работы выполнено.

Для АСУВ автором составлены также программы расчета совместной работы насосов, резервуаров и сети; расчета гидравлического удара; оптимизации работы насосно-силового оборудования по критерию энергозатрат; оптимизации распределения потока между точками питания и т.п., а также разработана программа подбора электродвигателей для насосов системы водоснабжения.

Литература

1. Григоровский Е.П. Исследование динамики сетевых систем современными методами. – К.: Вища школа, 1979. – 199с.
2. Григоровский Е.П., Кайда Н.У. Автоматизация расчета многоконтурных сетевых систем. – К.: Вища школа, 1977. – 195с.
3. Михайлов В.С. АСУ та САПР. – Вінниця: МНВП, ІТІ, 1994. – 150 с.

УДК 628.1

І.Т. Прокопчук, д-р техн. наук, Київський національний університет будівництва і архітектури,
В.С. Свинар, начальник наукового відділу ВАТ АК "Київводоканал"

ВПЛИВ КОРОЗІЇ НА ТРИВАЛІСТЬ РОБОТИ ВОДОПРОВІДНИХ МЕРЕЖ НА ПРИКЛАДІ М. КИЄВА

Водопровідні мережі міста Києва мають довжину понад 3700 кілометрів. Більша частина (близько 67%) з цієї довжини мереж замортизовано. За 2000 рік ВАТ АК "Київводоканал" було виконано 15485 заявок на ремонтні роботи, з яких 7515 (49%) пов'язані з аварійними ситуаціями - ліквідація витоків води. Із загальної кількості витоків води із водопровідних мереж (7515) 2614 пов'язано з розривом трубопроводів, які за характером пошкоджень поділяються на :

- 1- корозійні пошкодження - 1676 (64%);
- 2- розриви трубопроводів - 519 (20%);
- 3- розладнання стикових з'єднань – 419 (16%).

На рис. 1 наведено вибірку зростання числа аварій на магістралях водопровідних мереж міста по типах пошкоджень за період з 1998 по 2000 роки, зображену у вигляді діаграми.

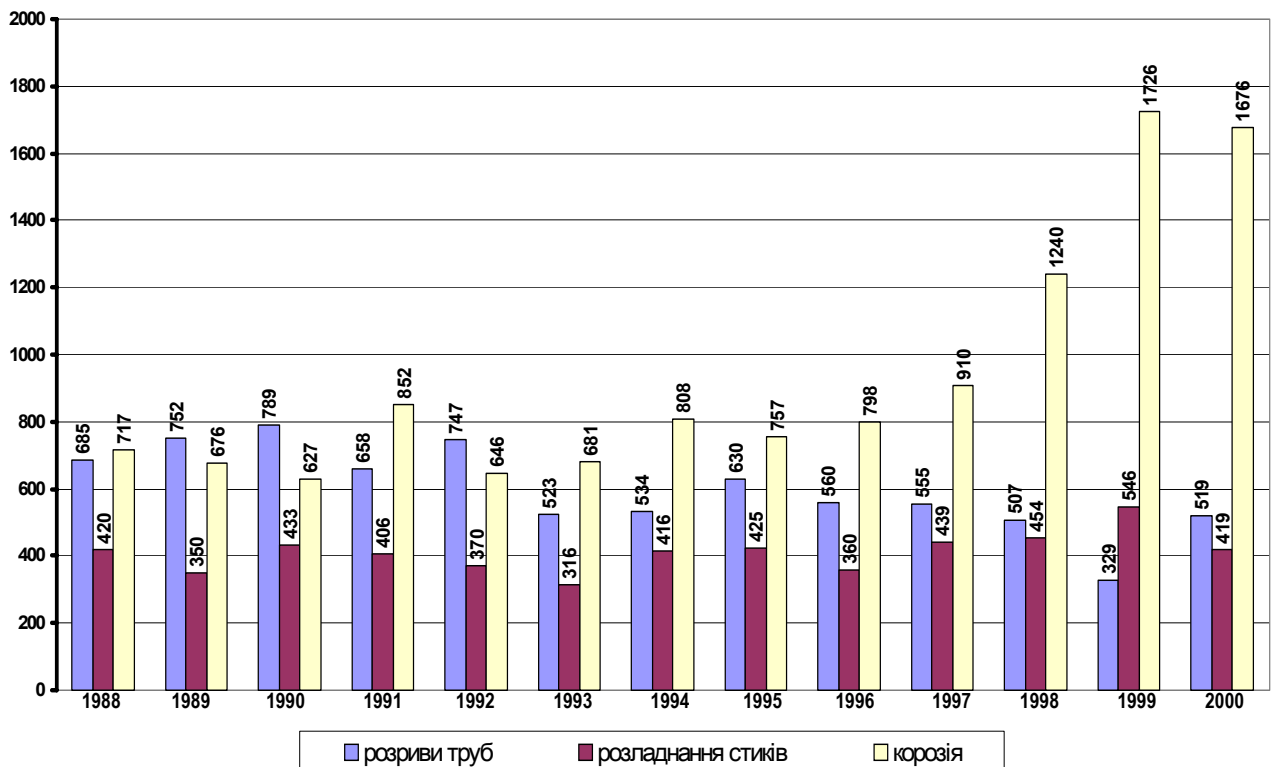


Рис.1. Пошкодження на водопровідних мережах по типах

Наведені дані свідчать про незадовільну ситуацію, яка склалась в процесі експлуатації водопровідних мереж міста. При дослідженні корозійно-небезпечної ситуації на мережах робота велась в трьох напрямках. А саме: з'ясувалися найбільш небезпечні корозійні зони, фактори які впливають на різке збільшення корозійної агресивності води та вид корозії.

Оскільки магістральні трубопроводи проектувались з урахуванням перспектив розвитку міста та “прогресивних” норм водоспоживання в 530 л на добу в розрахунку на одного мешканця, то були запроєктовані завищені діаметри водопровідних мереж. Крім того, внаслідок економічної кризи в нашій країні в місті не працюють промислові підприємства, які були найбільшими споживачами води, значно змінився водний баланс і відповідно до цього змінився гідравлічний режим водоспоживання. Тому запроєктовані завищені діаметри водопровідних мереж тепер працюють в не економічному режимі. А саме, знизилась швидкість води в водопровідних мережах. Це призвело до погіршення якості води, виникнення застійних зон, накопичення продуктів корозії, перевитрат реагентів та хлору. Незадовільний гідравлічний режим роботи водопровідної мережі посилює дію факторів які викликають корозію металевих труб. До числа таких факторів можна віднести наступні:

- 1-нерівномірне споживання води, малий водорозбір в нічні години призводить до виникнення застійних ділянок та пар диференційної аерації;
- 2-коливання тиску в мережі внаслідок недосконалих режимів експлуатації насосного обладнання, гідравлічні удари;
- 3-незадовільна робота запірної арматури;
- 4-з'єднання трубопроводів з магістраллю без урахування напрямку потоку води;
- 5-неспрямність стикових з'єднань, тобто перекриття перетину однієї труби кромками іншої (рис. 2, а).

Було також з'ясовано, що сама геометрична форма водопровідної мережі при певних умовах сприяє виникненню та посиленню корозійного впливу на матеріал водопровідних труб.

До найбільш корозійно-небезпечних зон слід віднести:

1. зони різкої зміни напрямку потоку води (повороти з $R = 2-2,5$ діаметрів труби, та Т-образні ділянки), рис. 2, б;
2. місця зміни діаметрів труб (рис. 2, в), які викликають зміну швидкості води і підвищену турбулентність у відгалуженнях мережі;
3. ділянки безпосередньо за запірною або дроселюючою арматурою;
4. зони застою з тупиковими ділянками, петлями, заглушеними кінцями, малою швидкістю течії та накопиченням продуктів корозії;
5. зони з'єднання різнорідних металів, які спричиняють виникнення гальванічних елементів;
6. зони напруженого стану металів (зварні шви, болтові з'єднання та ін.)

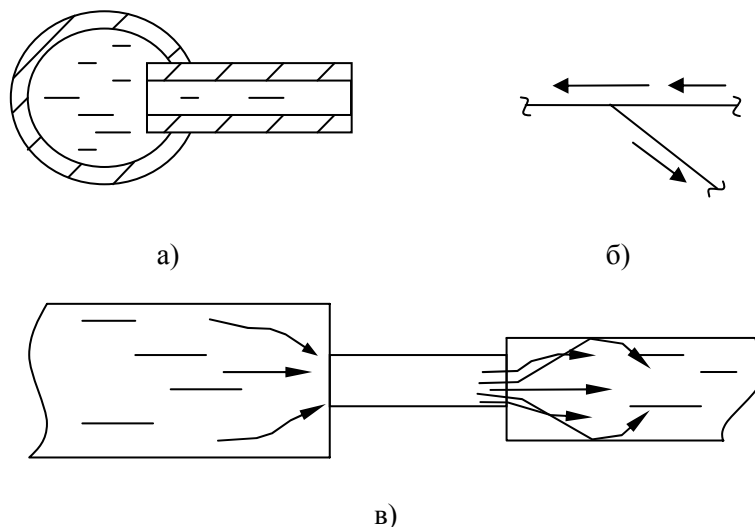


Рис.2. Нераціональні з'єднання на водопровідних мережах

Необхідно зауважити, що зовнішня поверхня водоводів належним чином захищена від дії оточуючого середовища за допомогою пасивного (різного роду протектори - ізоляційні матеріали, мастики, фарби і т.д.) та активного катодного та анодного захисту. Таким чином, було встановлено, що корозія проявляє себе на внутрішній поверхні водоводів.

Необхідно відмітити, що вода в джерелах водопостачання, річках Дніпро та Десна, не агресивна до матеріалу трубопроводів, але при проходженні через очисні споруди, введення коагулянтів, флокулянтів, окислювачів: хлору, озону, гіпохлориту натрію, набуває агресивних властивостей. Результати досліджень корозійності води, проведені на трьох водопроводах ВАТ АК «Київводоканал» надані на рис. 3.

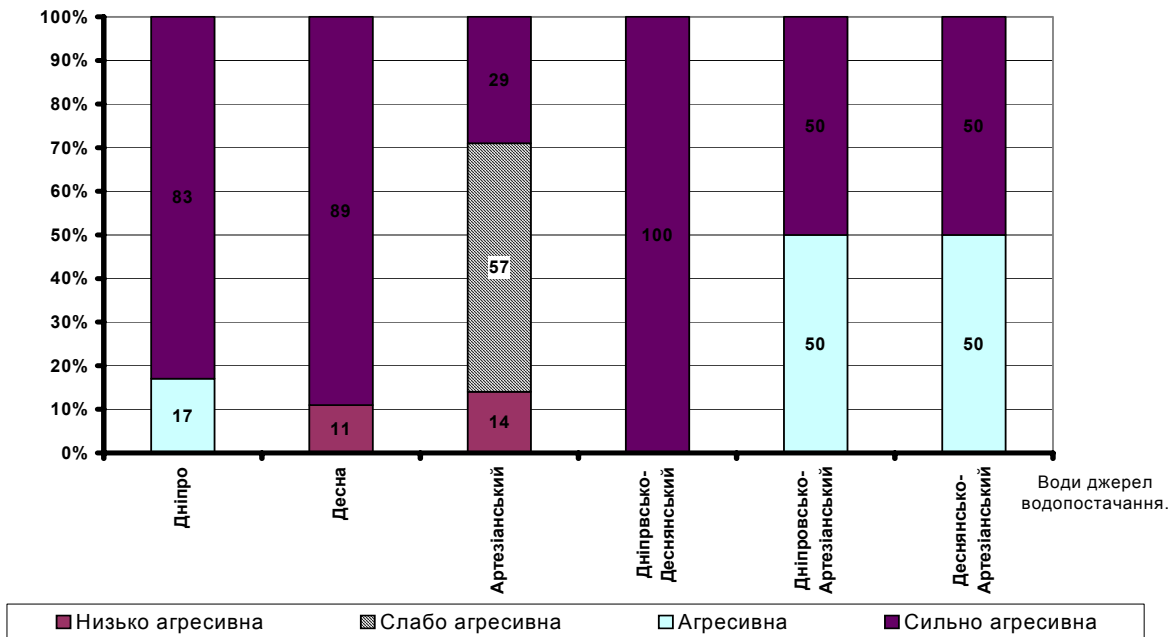


Рис.3. Процентне співвідношення корозійної агресивності вод різних джерел водопостачання

Таким чином, хімічна корозія, яка має місце на водопровідних мережах міста діє на внутрішню поверхню труб. Агресивність води не постійна протягом року. Вона залежить від кольоровості та каламутності природних вод в джерелах водопостачання. Як наслідок, з підвищенням концентрації забруднень зростають дози коагулянту. Характерно, що протягом року дози коагулянту не є постійною величиною. У весінні та літні періоди року дози коагулянтів, флокулянтів, окислювачів зростають і навпаки, в осінні та зимові періоди - знижуються (рис. 4).

Враховуючи вище вказане, можемо зробити висновок, що на сучасний період на водопровідній мережі міста склалась вкрай незадовільна корозійно-небезпечна ситуація. Для покращення стану справ необхідно виконати цілу низку заходів спрямованих на:

- 1-зменшення агресивності води після її обробки на очисних спорудах;
- 2-використання обґрунтованих розрахунками і експериментами доз коагулянту при очистці води;
- 3-виконання гідравлічних розрахунків водопровідної мережі;
- 4-за результатами розрахунків замінити труби великого діаметру на економічно доцільний;
- 5-сформувати зони впливу насосних станцій таким чином, щоб як найбільш повною мірою враховувати врізки в водопровідних мережах з напрямками потоків води;



6-виконати очистку внутрішньої поверхні трубопроводів та провести їх санацію після очистки;

7-посилити антикорозійний захист ділянок водопровідної мережі в місцях залягання яких проходять наземний електротранспорт та траси силових електромереж; мають місце підвищені кислотності ґрунту; перетину інших підземних комунікацій.

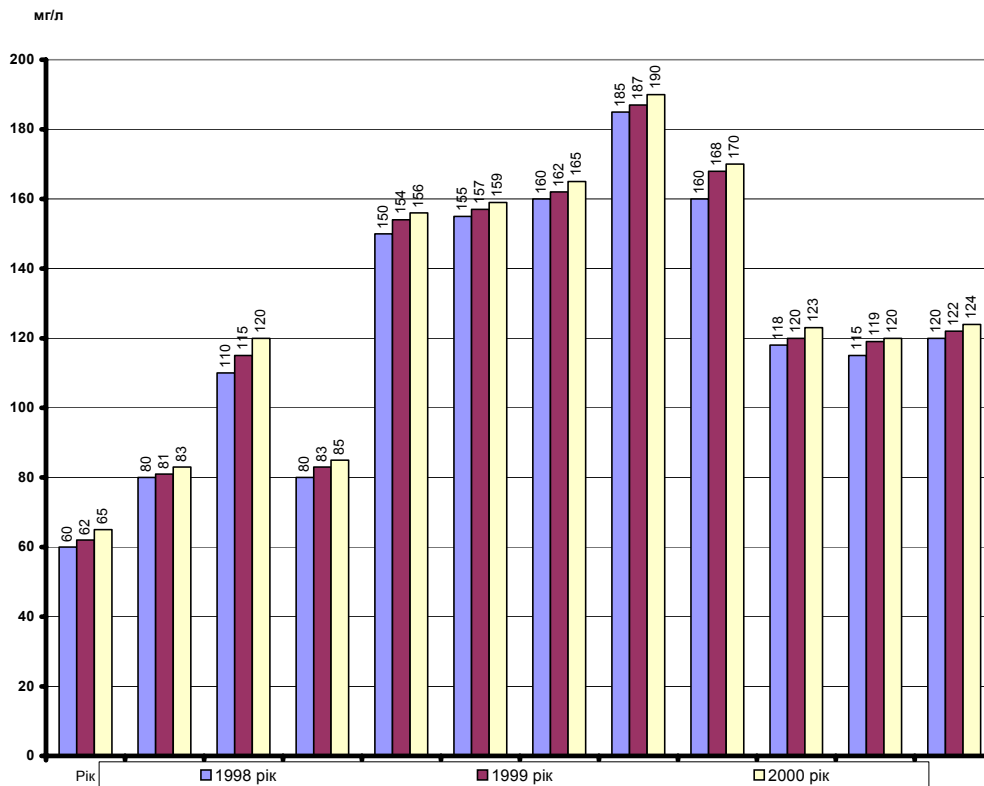


Рис. 4. Зміна доз коагулянту по рокам

Виконання цих умов дасть змогу зменшити корозійне навантаження на замортизовані водопровідні мережі та подовжити термін їх експлуатації.

Література

1. ГОСТ 2874-82 "Вода питьевая". – М.: Госстандарт, 1982.

КОНЦЕПТУАЛЬНЕ РІВНЯННЯ МАТЕРІАЛЬНОГО БАЛАНСУ З УРАХУВАННЯМ ВІКУ БІОЦЕНОЗУ

На початку сторіччя прикріплений біоценоз вважався єдиним робочим механізмом, тому кінетика процесу розглядалася як "чорний ящик". У 40-і роки з появою теорії завислого біоценозу кінетика процесу, яка являла собою відому ферментативну реакцію, математично описувалася рівнянням Міхаеліса и Ментен. Потім рівняння ферментативної реакції було удосконалено для конкретної задачі (очищення стічних вод) Моно, для чого в рівняння була введена концентрація завислого біоценозу (активного мулу). Але рівняння Моно враховує тільки окислювальний процес, при цьому до уваги не приймається швидкість сорбційного переносу (доставка субстрату). Порівняно з активним мулом, прикріплений біоценоз розглядався як такий, що має низьку окислювальну здатність.

З 80-х років усе більше спеціалістів схилиються до того, що для повного описання матеріального балансу вилучення забруднень правомірно включити у кінетику процесу зовнішньодифузійні (сорбційна доставка субстрату) та внутрішньодифузійні (окислення) процеси одночасно. Мала дослідженість теоретичних основ сорбційноокислювальної кінетики біологічної очистки багатокомпонентного субстрату стічних вод не дає можливість розробити досконалу методику розрахунку.

В останні роки все ширше впроваджуються установки, де у системі біологічної очистки стічних вод одночасно використовуються прикріплений та завислий (змішаний) біоценоз, з використанням сорбентів.

Накопичені авторами результати промислових досліджень для різних категорій стічних вод [1], вказують на суттєве збільшення питомої продуктивності змішаного біоценозу порівняно з установками, в яких використовується окремо прикріплений або завислий біоценоз. Помічені стабільність системи у цілому, можливість прискореного пуску. Можна припустити, що при використанні змішаного біоценозу окислювальна здатність збільшується завдяки відносно більшій швидкості сорбційного вилучення за рахунок прикріпленого біоценозу.

Використання прикріпленого біоценозу збільшує вік змішаного біоценозу (завислий біоценоз – вік 8...10 діб, прикріплений – 24...26 діб, змішаний – 16...18 діб) і як наслідок збільшує глибину та питому продуктивність. Нажаль ні рівняння ферментативної реакції, ні рівняння Моно не враховують вік біоценозу.

Дослідження Дж. Дж. Бізогні, П. И. Ропер, Б. М. Репина, С. В. Яковлева, В. А. Вавілін, А. В. Лоуренс, [2,3,4,5,6] вказують на існування впливу віку біоценозу на швидкість біологічної очистки стічних вод, а також седиментаційні характеристики біоценозу, ступінь активності біомаси, окислювальні властивості, швидкість самоокислення, на швидкість росту мікроорганізмів, на коефіцієнт відмирання біомаси, економічний коефіцієнт, здатність мікроорганізмів до закріплення у системі, процеси нітрифікації та денітрифікації, швидкість специфічного поглинання кисню, час аерації та на ефективність очистки стічних вод. При порівнянні роботи прикріпленого та завислого біоценозу вік мулу не однаковий, як за його значенням, так і за його впливом на процес очищення. Вплив змішаного біоценозу на процес очистки практично не вивчався.

Дослідження роботи біоценозу дозволили запропонувати уточнену кінетику транспорту та утилізації субстрату, а також представити її графічно (див. рис. 1). Ранні уявлення 40-х років про кінетику окислення субстрату, як про таку, що обумовлена у всіх випадках мономолекулярним законом, в останні роки не витримує критики, тому сьогодні

цей закон можна розглядати, як справедливий тільки для доочищення або при початковій концентрації субстрату $S_0 < 50$ мг/л.

У інших випадках транспорт субстрату є складним біохімічним та гідродинамічним процесом, який в уточненому вигляді можна розуміти, як такий, який здійснюється чотирма макро- та мікрошарами біоценозу.

Так як швидкість окислення приблизно у 80 разів менша за швидкість сорбції, то у верхніх шарах біоценозу припускається лімітування процесу та $S_0 - S_n$ буде наближатися до 0, тобто процес повинен зупинитися. Але велика кількість досліджень показують, що процес масопереносу відбувається та десорбція відсутня. Тому можна уявити, що існує деякий поверхневий шар 3Н (див. рис. 1), який завдяки інтенсивній “роботі” мікроорганізмів-гідробіонтів є відносно вільним для дифузії субстрату з рідкого шару. Аналогічна картина може мати місце між активним та пасивним шарами, тобто може існувати простір 4Н.

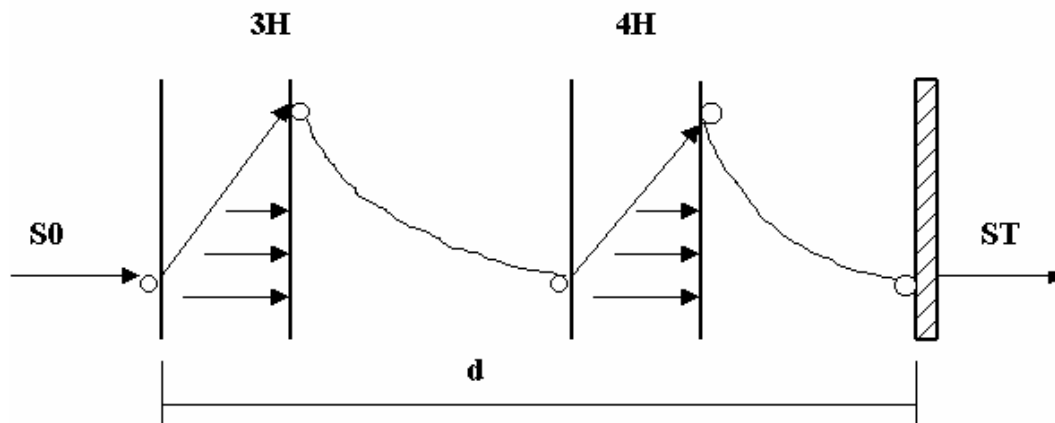


Рис.1. Концептуальна схема біоценозу

Таким чином, при розгляданні кінетики транспорту субстрату у біологічній системі, представляється коректною концептуальна технологічна схема, яка враховує вік біоценозу та складається з багатоступінчастої системи масопереносу. Ця схема для стаціонарного стану має такий вигляд:

ПРИПЛИВ - ПЕРЕНЕСЕННЯ – ОКИСЛЕННЯ + ВИНОС

$$\frac{dS}{d\theta} = K \frac{S_0}{S_0 + \frac{1}{A}} + \frac{\rho X S_0}{S_0 + K_m} - S_t q$$

Приплив $\frac{dS}{d\theta}$; Перенесення $K \frac{S_0}{S_0 + \frac{1}{A}}$; Окислення $\frac{\rho X S_0}{S_0 + K_m}$; Винос $S_t q$

У цьому рівнянні використовується вираз $\left(\frac{dS}{d\theta}\right)$ замість $\left(\frac{dS}{dt}\right)$. Це можна робити тому, що вік біоценозу – це час перебування біоценозу у системі, тобто час аерації та регенерації разом.

Аналізуючи літературні дані, виявилось, що при визначенні віку завислого біоценозу найбільш вдалим є рівняння В. А. Вавіліна [5], для визначення віку прикріпленого біоценозу – рівняння Коуда, а для визначення віку змішаного біоценозу ми спробували розробити рівняння з подальшою його апробацією.

При рішенні балансового рівняння нами було отримано рівняння для визначення віку біоценозу:

$$\theta = K_1 \left[S_0 + \frac{(K_2 - K_3)}{2} \ln(S_0^2 + K_3 S_0 - K_4) + \left((K_5 - K_4) - \frac{(K_2 - K_3)K_3}{2} \right) \frac{2}{\sqrt{4K_4 - K_3^2}} \operatorname{arctg} \frac{2S_0 - K_3}{\sqrt{4K_4 - K_3^2}} \right]$$

$$\text{де } K_1 = \frac{1}{K + S_t q - \rho X}, \quad K_2 = \frac{1}{A} + K_m, \quad K_3 = \frac{K_m K + S_t q \left(\frac{1}{A} + K_m \right) - \rho X \frac{1}{A}}{K + S_t q - \rho X}, \quad K_4 = \frac{S_t q \frac{K_m}{A}}{K + S_t q - \rho X},$$

$$K_5 = \frac{1}{A} K_m,$$

S_n – початкова концентрація забруднень, мг/л

S_0 – початкова концентрація біоценозу, мг/л

θ – вік біоценозу, діб

K – коефіцієнт сорбції, мг/л добу

A – коефіцієнт масопереносу, мг/л

ρ – максимальна швидкість окислення субстрату біоценозом, мг/л добу

X – концентрація біоценозу, мг/мг

K_m – коефіцієнт Міхаеліса, мг/л добу

S_t – кінцева концентрація мікроорганізмів, мг/л

навантаження, мг/мг добу.

Ми порівняли графік побудований за даними рівняння (1) та графік - за даними рівняння В.А. Вавіліна [5] (див. рис.2.) . Ми отримали малу розбіжність цих графіків, тому можна що рівняння (1) придатне до використання у розрахунках.

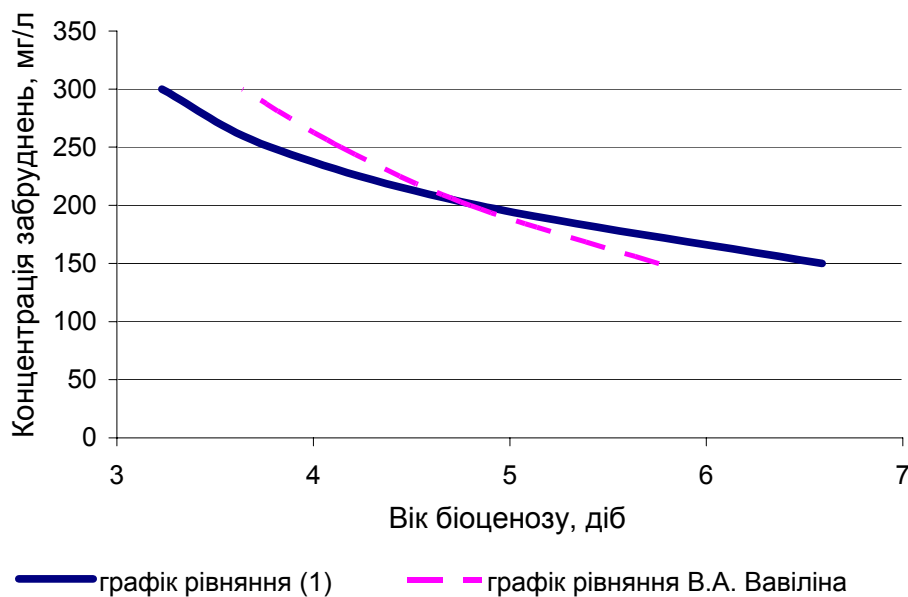


Рис.2. Залежність віку біоценозу від концентрації забруднень

Висновки:

Згідно з літературними даними та власними дослідженнями виявлений вплив віку біоценозу на глибину очищення стічних вод, а також нітро-денітрифікацію.

Розроблений матеріальний баланс взаємозв'язку віку біоценозу та утилізації субстрату.

Результати попереднього дослідження показали практично повну схожимість з літературними даними (наприклад з рівнянням Вавіліна В.А.)

*Література*

1. Таварткиладзе И. М. Сорбционные процессы в биофильтрах. – М.: Стройиздат, 1989.
2. Bicogni J. J., Lawrence A. W. Relationship between biological solid retention time and settling characteristic of activated sludge. – Water Research. – 1971. -5. -№ 9.
3. Roper R. E., Grady C. P. L. F models of the bio-oxidation process which incorporate the viability concept. – Water Research. -1974. -8. -№ 7.
4. Яковлев С. В., др. Биологическая очистка производственных сточных вод. – М.: Стройиздат, 1985.
5. Вавилин В. А. Время оборота биомассы и деструкция органического вещества в системах биологической очистки (АН СССР институт водных проблем). – М.: Наука, 1986.
6. Lawrence A. W. Mc Carty P. L. Unified basis of biological treatment design and operation – J. Sanit. Eng. Div. ASCE. - 1970. - 96. -№ 3.

Увага: В № 10 за 2001 р. в статті Марченка А.А., Зухби А.Г. "К вопросу оценки курсовой устойчивости землеройных машин непрерывного действия" була допущена помилка.

Замість " K_x, K_y, K_z и n_x, n_y, n_z - координаты точек приложения ..." на стор. 50 повинно бути " r_x, r_y, r_z и g_x, g_y, g_z - координаты точек приложения ...". Просимо вибачення у авторів та читачів.



ПРАВИЛА ПІДГОТОВКИ РУКОПИСІВ

1. В журналі друкуються наукові роботи за розділами: фундаментальні основи будівельної, гірничої і дорожньої техніки; механізація трудомістких робіт; нова будівельна, дорожня і гірнична техніка (вітчизняна і закордонна); автоматизація, комп'ютеризація і модернізація технологічних процесів і машин в цивільному, промисловому, дорожньому і меліоративному будівництві; стандартизація, експлуатація і ремонт будівельної, гірничої і дорожньої техніки; аварійно-рятувальна і інженерна техніка; основні законодавчі акти і постанови відносно цього переліку.
2. Матеріали статті, що представляють в редакцію, повинні мати: супровідний лист керівництва організації; рекомендацію відповідного підрозділу (завірену виписку з протоколу засідання кафедри); експертний висновок про можливість опублікування, оформлений в організації, звідки виходить рукопис; дозвіл Держпатенту на відкриту публікацію матеріалів по заявці на винахід; рецензію на статтю; реферат, в якому коротко викладений основний зміст рукопису (обсягом до 0,5 стор. тексту); дискету 1,44" з файлом статті (в тому числі рисунків, таблиць тощо). Стаття повинна бути відредагована і підписана всіма авторами із зазначенням дати відправки статті, точної поштової адреси і контактного телефону, e-mail (за наявності).
3. Редакція приймає рукописи у 2-х примірниках обсягом до 7 стор., включаючи літературу, що містить до 10 найменувань. Кількість ілюстрацій і таблиць за площею не повинна перевищувати 30 % від загального обсягу статті. Текст рукопису виконують на комп'ютері в форматі MS Word шрифтом Times New Roman Сур розміром 12 з інтервалом 1; розмір назв рисунків, таблиць і літератури 11. Відступи від краю аркуша до тексту: зверху 25, зліва 20, справа 20, знизу 20, абзацний 10.
4. В заголовку статті (в лівому куті) вказують УДК, рядком нижче (похилим шрифтом) – ініціали та прізвища авторів, їх наукові ступені і вчені звання (звання в недержавних академіях не вказують); назву статті дають по центру рядка (великими буквами прямим жирним шрифтом).
5. В матеріалі статі наводять: актуальність роботи, мету і задачі дослідження, основну ідею або концепцію роботи, методикку та опис дослідження, висновки (в яких подають одержані результати, їх наукову новизну, практичну значущість та рекомендації до подальшого використання).
6. Ілюстративний матеріал виконується за допомогою графічних процесорів або шляхом сканування фотографій чи рисунків, виконаних тушшю. Розмір ілюстрацій не більше 18×25 см. Ілюстрацій вставляють в текст без зв'язків із файлами-оригіналами.
7. Необхідно уникати застосування громіздкого математичного апарату. Формули в тексті набирають у Microsoft Equation 3 (розміром 12-7-5-16-12). Змінні, що позначаються арабськими літерами, друкуються курсивним шрифтом. Змінні, що позначаються символами грецької абетки або кирилиці, а також індекси слід подавати прямим шрифтом. Нумерація формул – по правому краю.
8. Посилання на літературу дають у квадратних дужках; бібліографічний опис – згідно з вимогами держстандарту (прикладі дані в Бюлетені ВАК України, № 2, 2000, С.61-62). В список вносять тільки опубліковані роботи.
9. При доопрацюванні статті після рецензії на першій сторінці вказується її редакційний номер, число, місяць, рік і помітка "рукопис після доопрацювання". До цього рукопису обов'язково прикладають відповіді на всі зауваження рецензента. Датою надходження статті вважається момент одержання редакцією її остаточного тексту.
10. Рукописи, не прийняті до опублікування, авторам не повертаються. Редакція має право скорочувати і вносити редакційні зміни тексту рукописів. Коректура статей авторам не надається. Гонорар за опубліковані статті не виплачуються.
11. Рукописи, що не задовольняють перерахованим вимогам, до розгляду не приймаються.

Наукове видання

ТЕХНІКА БУДІВНИЦТВА

Науково-технічний журнал

Випуск 11

Підписано до друку

Умовн. друк. арк. 12.04

Формат 60×84 1/8

Обл.-вид. арк. 12.5

Папір офсетний. Друк різогр.

Тираж 200. Зам. №

Адреса редакції: 03037, м. Київ, Повітрофлотський просп., 31, т. 241-5447, т/ф. 252-4214