

Техніка Будівництва



10, 2001

Техніка Будівництва



Науково-технічний журнал

№10, 2001

ISSN 0025-8903
УДК 623.413:625.7:69.002

**ТЕХНІКА
БУДІВНИЦТВА**

Науково-технічний журнал
10 '2001

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;
Шилов Е.Й., д-р. екон. наук;

Рекомендовано до друку Вченою радою
Київського національного університету будівництва і архітектури
Протокол № 25 від 23.11.2001 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, 2001

ЗМІСТ

Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г. Комплексний критерій для визначення оптимальних режимів руху мостових кранів: модель кранового візка з гнучким підвісом вантажу	4
Бондаренко Л.М., Ловейкін В.С. Розподіл між опором руху кочення та ковзання в конічних колесах та при русі циліндричного по колу	10
Г.В. Бадаян, Е.Ж. Даниелян Исследование движения потока строительной смеси в вертикальной опалубке, насыщенной арматурой	13
Назаренко І.І., Косминський І.В. Аналіз руху динамічної системи: "віброустановка – бетонна суміш – привантажувач"	16
Сівко В.Й., Долобан Ю.О. Теорія деформування будівельних матеріалів і сумішей	20
Клименко М.О. Дослідження характеру розподілу сипких матеріалів та будівельних сумішей в поперечному перерізі барабана гравітаційного бетонозмішувача	24
Смірнов В.М., Головань В.П., Вольтерс О.Ю. Бурильне обладнання з анкерним пристроєм	28
Пенчук В.А. Интенсификация рабочих процессов и долговечность рабочих органов	30
Пелевін Л.Є., Рашківський В.П. Гідравлічний привод робочого органу розпушника, що працює з відривом	33
Сукач М.К. Закономерности сопротивления разрушению водонасыщенных донных осадков	37
Марченко А.А., Зухба А.Г. К вопросу оценки курсовой устойчивости землеройных машин непрерывного действия	47
Григоровський Є.П. Система управління електроприводом під час регулювання потужності	52
Горда О., Савченко І., Пелевін С. Особливості розробки тезаурусів систем автоматизованого проектування машин для виробництва будівельних матеріалів	54
Назаренко І.І., Сердюк В.І. Методика вирішення задач при невідповідному зношенні (поломках) деталей та вузлів машин	58
Лесько В.І. Закони розподілу та моделі надійності гідроприводу як функції від розподілу добутку випадкових діагностичних параметрів	62
Лобков Я.Ю. Устаткування для широкошарового наплавлення деталей будівельних та гірничих машин	69
Прокопчук І.Т. Фізичне спрацювання насосів ЕЦВ за часом та його вплив на подачу води свердловинами	72
Бондарчук О.В. Особливості управління проектами реформування і реструктуризації підприємств в будівельній галузі	76
Лівінський О. М., Стріленко Ю.М. Сучасний стан і проблеми реставрації пам'яток матеріальної культури в Україні (історичний розвиток і перспективи)	79
Черненко В.К., Сержан Д. І. Розробка техногенного рав-вміщуючого шару з одночасною контейнеризацією без його розпушування	82
Гром А.А., Недін В.О. Динаміка бурильних колон з урахуванням гіроскопічних сил	87
Гущин В.М. Синергетический подход к процессам движения аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе	90
Кравчук А.М. Оценка влияния транзитного расхода на расчетные характеристики распределительных трубопроводов	95
Правила підготовки рукописів	100



УДК 621.87

*В.С. Ловейкін, д-р техн. наук, професор КНУБА,**Ю.В. Човнюк, канд. техн. наук, Вища школа економіки та ділової адміністрації
"АЖІО–Коледж" (м. Київ),**М.Г. Діктерук, канд. техн. наук, доцент КНУБА*

КОМПЛЕКСНИЙ КРИТЕРІЙ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РУХУ МОСТОВИХ КРАНІВ: МОДЕЛЬ КРАНОВОГО ВІЗКА З ГНУЧКИМ ПІДВІСОМ ВАНТАЖУ

У [1–3] розглянута модель мостового крану і його візка у вигляді кранового візка з гнучким підвісом вантажу. До такої універсальної моделі можна звести й задачі аналізу динаміки механізмів зміни вильоту вантажу баштового крана при нерухомій стрілі, перевантажувачів і т.д. Роботі таких механізмів властиві значні коливання вантажу, які суттєво впливають на точність виконання перевантажувальних операцій, їх продуктивність, втомленісну зношувальність металоконструкцій кранів, приводних механізмів вантажопідйомних машин, фізіологічний стан кранівника (і, як наслідок, – схильність до вібраційних хвороб), бо власні частоти організму останнього можуть співпадати з характерними частотами коливань (крану, конструкцій, вантажопідйомних машин) й викликати небажані для людини (шкідливі для її здоров'я) вібраційні резонанси. Хоча й існує значна кількість робіт [4–9], які присвячені аналізу цих проблем, однак проблема є актуальною, бо повністю позбутись коливань вантажу поки що не вдається.

Відомо [2], що основною фізичною причиною розгойдування вантажу при пускові чи гальмуванні кранів є так звані маятникові коливання вантажу, котрі викликають нерівно мірний рух кранів чи вантажних візків, додаткові навантаження на силові елементи кранів, створюють несприятливі умови при їх експлуатації, що, безумовно, слід враховувати при уточнених розрахунках динаміки кранів.

Для мостових, козлових та деяких інших кранів стандартних параметрів, які переміщуються вздовж рейкового шляху, частота маятникових коливань вантажу відносно крану суттєво нижче частоти пружних коливань кранової металоконструкції та трансмісії механізму руху [2]. Навіть за малої довжини виска канатів (не більше 3 м) частота маятникових коливань 2...2,6 рад/с, у той час як частота пружних коливань кранів у декілька разів, а то, навіть, й у десятки разів вище !

Ця обставина дозволяє вважати, що маятникові коливання вантажу є практично незалежними від пружних коливань крану й при їх розрахунку металоконструкцію та трансмісію механізму руху (переміщення) можна прийняти абсолютно жорсткими. При визначенні динамічних навантажень, діючих на металоконструкцію та трансмісію механізму переміщення, закон зміни горизонтальної складової натягу канатів, що виникає у результаті маятникових коливань вантажу, можна задавати у вигляді відомої функції часу, яка визначена за схемою абсолютно жорсткого крану. Цей прийом дозволяє знизити порядок рівнянь руху кранової динамічної системи на дві одиниці [2, 10].

У відповідності з викладеним вище розрахунок маятникових коливань вантажу на канатах можна звести до простої схеми двохмасової системи (рис.1).

На рис.1.: m_1 – маса крана чи вантажного візка, яка зведена до поступального переміщення (крана чи візка); m_2 – маса вантажу; g – прискорення вільного падіння; $G = m_2g$ – вага вантажу; P – сумарне тягове (чи гальмівне) зусилля приводних коліс крану чи візка; W – сила опору переміщенню крану чи візка (моделюється за законом тертя Кулона–Амонтона, тобто $W = k_{\text{терп.}} \cdot N$, де $k_{\text{терп.}}$ – коефіцієнт тертя приводних коліс крану чи візка з рейками рейкового шляху, N – реакція опори, що діє на кран чи візок); x_1, x_2 – горизонтальні переміщення мас m_1, m_2 ; S – сумарний натяг канатів; m_1g – вага

візка (чи крану); φ – кут відхилення канатів від вертикалі; T – горизонтальна складова зусиль у канатах; l – довжина виска канатів.

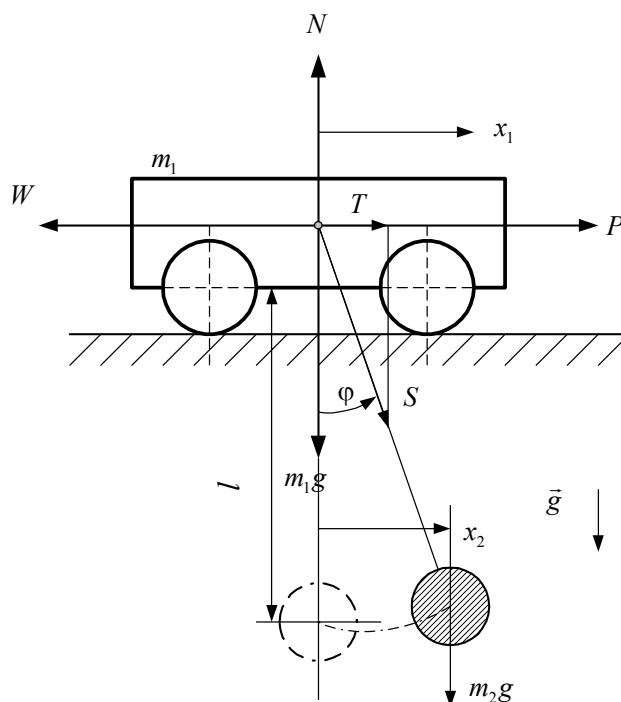


Рис.1. Схема маятникових коливань вантажу у динамічній моделі руху кранового візка

Основні співвідношення та система диференціальних рівнянь руху вказаної системи мають вигляд

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = P - W + S \sin \varphi; \\ 0 = +N - m_1 g - S \cos \varphi; \\ m_2 \ddot{x}_2 = -S \sin \varphi; \\ 0 = -m_2 g + S \cos \varphi; \\ x_2 = x_1 + l \sin \varphi. \end{cases} \quad (1)$$

Систему диференціальних рівнянь (1) можна звести до

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = P - k_{мерт.} N + S \sin \varphi; \\ N = m_1 g + S \cos \varphi; \\ \ddot{x}_2 = -g \cdot \operatorname{tg} \varphi. \end{cases} \quad (2)$$

У (1) й (2) крапки над x_i , $i = \overline{(1,2)}$, означають, як завжди, диференціювання по часу t ($\dot{x}_i \equiv \frac{dx_i}{dt}$, $\ddot{x}_i \equiv \frac{d^2 x_i}{dt^2}$ й т.д.). Враховуючи зв'язок x_2 й x_1 , наведений у (1), можна (2) звести до

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = P - k_{мерт.} (m_1 g + S \cos \varphi) + S \sin \varphi; \\ \ddot{x}_1 + l \{ (-\sin \varphi)(\dot{\varphi})^2 + \cos \varphi \cdot \ddot{\varphi} \} = -g \cdot \operatorname{tg} \varphi. \end{cases} \quad (3)$$

Оскільки максимальні відхилення канатів від вертикалі не перевищують за [2] 10...12°, то приймаємо: $\sin \varphi \approx \operatorname{tg} \varphi \approx \varphi$; $\cos \varphi \approx 1,0$; $\varphi \ll 1$; $S \approx G = m_2 g$. Тоді (3) набуває вигляду:



$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = P - k_{мерм.} (m_1 g + m_2 g) + m_2 g \varphi; \\ \ddot{x}_1 + l \{ (-\varphi)(\dot{\varphi})^2 + \ddot{\varphi} \} = -g \varphi. \end{cases} \quad (4)$$

У межах наведених вище наближень можна вважати

$$\sin \varphi \approx \text{tg } \varphi \approx \varphi \approx \frac{x_2 - x_1}{l}. \quad (5)$$

Тоді (2) можна представити у вигляді:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = P - k_{мерм.} (m_1 + m_2) g + m_2 g \left(\frac{x_2 - x_1}{l} \right); \\ \ddot{x}_2 = -g \left(\frac{x_2 - x_1}{l} \right). \end{cases} \quad (6)$$

Система диференціальних рівнянь (6) може бути зведена до одного рівняння для x_2

$$[1] \quad \frac{l}{g} m_1 x_2^{IV} + (m_1 + m_2) \ddot{x}_2 = P - k_{мерм.} (m_1 + m_2) g. \quad (7)$$

Якщо ввести позначення різниці зміщень мас $\tilde{m} = x_1 - x_2$, то (6) можна надати

$$\text{вигляду: } \ddot{\tilde{x}} + \omega^2 \tilde{x} = \frac{P - k_{мерм.} (m_1 + m_2) g}{m_1}. \quad (8)$$

У (8) \tilde{x} – горизонтальне переміщення вантажу відносно точки підвісу, що

$$\text{рухається, а } \omega = \left\{ \frac{(m_1 + m_2) g}{m_1 l} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

– частота власних маятникових коливань вантажу відносно крану у період його пуску. Використовуючи (8), можна розглянути рух крану із гнучким підвісом вантажу у період його розгону. Оскільки період маятникових коливань вантажу $\left(\tilde{T} = \frac{2\pi}{\omega} \right)$ більше або одного порядку із часом розгону крану (t_{II}), то при розв'язкові системи (6) можна вважати, що зусилля руху привідного двигуна механізму переміщення постійне ($P = const$) й дорівнює його середньопусковому значенню. Саме для цього випадку доцільно розглядати рівняння (8).

Розв'язуючи рівняння (8) за нульових початкових умов ($\tilde{x}|_{t=0} = \dot{\tilde{x}}|_{t=0} = 0$), знайдемо:

$$\tilde{x} = A(1 - \cos \omega t), \quad (10)$$

де $A = \frac{[P - k_{мерм.} (m_1 + m_2) g] l}{[g(m_1 + m_2)]}$ – амплітуда відносних коливань вантажу.

У відповідності до формули (10) горизонтальна складова натягу канатів, що діє на кран, як і у [2], має вигляд:

$$T = -T_a (1 - \cos \omega t), \quad (11)$$

де $T_a = A \frac{m_2 g}{l}$ – амплітудне значення зусилля T .

Значення T змінюється від $T_{\min} = 0$ до $T_{\max} = -2T_a$ й ніколи не стає додатнім. Це означає, що у розглядуваному випадку воно має напрямок дії той самий, що й сила опору рухові візка/крану W .

Таким чином, при розрахунках динамічних навантажень у силових елементах кранів під дією постійно рухливого зусилля вплив вантажу на канатах, що розгойдуються, можна врахувати за допомогою (11), де T_a має вигляд:

$$T_a = \frac{[P - k_{\text{мерп.}}(m_1 + m_2)g]m_2}{(m_1 + m_2)}. \quad (12)$$

Аналогічним чином можна знайти вираз для горизонтального зусилля T за інших законів зміни рухових зусиль привідних двигунів механізму переміщення/пересування кранів.

Відомо [1, 3], що для зменшення коливань вантажу необхідно до мінімуму скоротити відхилення координат візка і вантажу \tilde{x} , їх швидкостей $\dot{\tilde{x}}$, прискорень $\ddot{\tilde{x}}$ і ривків $\ddot{\tilde{x}}$. Для цього із (10) визначимо ці відхилення:

$$\dot{\tilde{x}} = A\omega \sin \omega t; \quad \ddot{\tilde{x}} = A\omega^2 \cos \omega t; \quad \ddot{\tilde{x}} = -A\omega^3 \sin \omega t. \quad (13)$$

Взагалі, для похідної $\tilde{x}(t)$ n -го порядку з (10) маємо:

$$\{\tilde{x}^{(n)}\}^2 = A^2 \omega^{2n} \begin{cases} \sin^2 \omega t, & \text{якщо } n - \text{непарне} \\ \cos^2 \omega t, & \text{якщо } n - \text{парне} \end{cases}. \quad (14)$$

Залежностями (13), (14) можна, як і у [1], оцінити коливальний процес вантажу відносно візка в кожен момент часу t . Зменшити коливання (небажані) в системі можна, наприклад, шляхом зведення до мінімуму максимальних або середньоквадратичних значень відхилень переміщень \tilde{x} , швидкостей $\dot{\tilde{x}}$, прискорень $\ddot{\tilde{x}}$ і ривків $\ddot{\tilde{x}}$ за певний проміжок часу руху кранового візка з вантажем (пуску, гальмування або всього циклу руху). Саме такий підхід й реалізований у [1].

На відміну від [1], у даній роботі розглянутий комплексний критерій, що слугує для визначення оптимальних режимів руху (пуску, гальмування або всього циклу руху), який забезпечує мінімальні відхилення розглянутих вище кінематичних характеристик візка і вантажу (одночасно для всіх їх, а не окремо для кожної, як у [1]).

Для того, щоб реалізувати цей підхід, слід спочатку здійснити перехід до змінних, які не мають розмірностей, тобто

$$t \rightarrow \tau = \omega t, \quad \tilde{x} \rightarrow x^* = \frac{\tilde{x}}{l}. \quad (15)$$

У термінах змінних (τ, x^*) маємо:

$$\dot{\tilde{x}} = \omega l \frac{dx^*}{d\tau} \equiv \omega l x_{\tau}^*; \quad \ddot{\tilde{x}} = \omega^2 l x_{\tau\tau}^*; \quad \ddot{\tilde{x}} = \omega^3 l x_{\tau\tau\tau}^*; \quad \dots \quad \tilde{x}^{(n)} = \omega^n l x_{\tau^n}^*. \quad (16)$$

$$\frac{d}{dt} \rightarrow \omega \frac{d}{d\tau}, \quad \frac{d^n}{dt^n} \rightarrow \omega^n \frac{d^n}{d\tau^n}. \quad (17)$$

Оскільки система "візок-вантаж" знаходиться у полі земного тяжіння, то у комплексному критерії "основою" є квадрат відхилення $(\ddot{\tilde{x}})^2$, який має розмірність g^2 , а саме $\frac{M^2}{c^4}$. Саме для цього масштабу слід звести всі складові квадратів відхилень $(\tilde{x})^2$, $(\dot{\tilde{x}})^2$, $(\ddot{\tilde{x}})^2$, $(\ddot{\tilde{x}})^2$ й т.д. У змінних (t, \tilde{x}) коливальний критерій, який мінімізує середню за час руху системи t , суму квадратів відхилень вказаних кінематичних характеристик, має вид:

$$I = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left\{ \omega^4 (\tilde{x})^2 + \omega^2 (\dot{\tilde{x}})^2 + (\ddot{\tilde{x}})^2 + \frac{1}{\omega^2} (\ddot{\tilde{x}})^2 \right\} dt \rightarrow \min. \quad (18)$$

де t_1 – тривалість циклу руху кранового візка з вантажем, а "вага" кожної складової цього комплексного критерію (у розмірних змінних) визначається певним ступенем власної частоти ω маятникових коливань системи.

Переходячи до змінних (τ, x^*) , замість (18) маємо:



$$I = \frac{1}{\omega t_1} \int_0^{\omega t_1} (\omega^4 l^2) \left\{ (x^*)^2 + (\dot{x}^*)^2 + (\ddot{x}^*)^2 + (\ddot{\ddot{x}}^*)^2 \right\} d\tau \rightarrow \min. \quad (19)$$

Враховуючи (10), (15), маємо:

$$I = \frac{\omega^3 A^2}{t_1} \int_0^{\omega t_1} \left\{ (1 - \cos \tau)^2 + \sin^2 \tau + \cos^2 \tau + \sin^2 \tau \right\} d\tau \rightarrow \min, \quad (20)$$

З (20) легко одержати умову

$$\frac{1}{t_1} \int_0^{\omega t_1} \{3 - 2 \cos \tau\} d\tau \rightarrow \min, \quad (21)$$

або
$$\frac{3\omega t_1 - 2 \sin \omega t_1}{t_1} \rightarrow \min, \quad \frac{\sin \omega t_1}{t_1} \rightarrow \max. \quad (22)$$

Задовольнити останню з умов (22) можна тоді, коли

$$tg \omega t_1 = \omega t_1, \quad \mu \equiv \omega t_1. \quad (23)$$

Саме корені цього трансцендентного рівняння визначають параметр t_1 за відомого значення ω системи "візок-вантаж". Як вказано у [11], рівняння типу (23) має нескінченну кількість коренів $\mu_k = (\omega t_1)_k$, $k \in \tilde{N}$, де \tilde{N} – множина натуральних чисел, що знаходяться у точках перетину графіків функцій $y = tg \mu$ й $y = \mu$. Зі збільшенням k корені μ_k нескінченно зростають за абсолютною величиною, причому різниця $\mu_k - \left(k + \frac{1}{2}\right)\pi$ прямує до нуля. Звідси випливає, що за достатньо великих значень k

можна вважати
$$\mu_k \cong \left(k + \frac{1}{2}\right)\pi, \quad (24)$$

а, отже, маємо:

$$(t_1)_k \cong \frac{\left(k + \frac{1}{2}\right)\pi}{\omega}. \quad (25)$$

Що стосується перших коренів (23), то їх можна визначити наступним способом [11]. Нехай

$$\mu_k = \left(k + \frac{1}{2}\right)\pi - \xi_k. \quad (26)$$

Підставляючи у рівняння (23) співвідношення (26), отримаємо:

$$ctg \xi_k = \left(k + \frac{1}{2}\right)\pi - \xi_k. \quad (27)$$

Візьмемо тепер у розкладі у ряд

$$ctg \xi_k = \frac{1}{\xi_k} - \frac{1}{3} \xi_k - \frac{1}{45} \xi_k^2 + \dots \quad (28)$$

два перших члени; тоді рівняння (27) матиме вигляд:

$$\xi_k = \frac{2}{(2k+1)\pi} + \frac{4\xi_k^2}{3(2k+1)\pi}, \quad k \in \tilde{N}. \quad (29)$$

Застосовуючи до останнього рівняння метод ітерацій, знаходимо наближене значення ξ_k , а відповідно, за формулою (26), наближене значення коренів μ_k ($k = 1, 2, \dots$).

Так, наприклад, з точністю до четвертого знаку маємо [11]:

$$\mu_1 = 4,4935; \quad \mu_2 = 7,7250; \quad \mu_3 = 10,9044. \quad (30)$$

Тому загальна формула, що визначає проміжки часу t_1 , за яких реалізується критерій (22), має вигляд:

$$(t_1)_k = \begin{cases} \frac{4,4935}{\omega}, k=1; \frac{7,7250}{\omega}, k=2; \frac{10,9044}{\omega}, k=3; \\ \left(k + \frac{1}{2}\right)\pi \\ \frac{\quad}{\omega}, k \geq 4; \quad k \in \tilde{N}. \end{cases} \quad (31)$$

Перший корінь ($k=1$) у (31) дає значення $t_1 < \tilde{T}$, а всі інші, починаючи з другого ($k \geq 2$) мають $t_1 > \tilde{T}$. Слід зазначити, що корінь ($k=1$) у (31) визначає глобальний, а всі інші ($k \geq 2$) – локальні екстремуми критерію (22).

У тих випадках, коли величина t_1 задана наперед (з міркувань існуючих технологій, дозволених режимів функціонування, різноманітних обмежень і т. ін.), слід накласти більш жорстку умову на функцію, що стоїть під інтегралом у (20):

$$3 - 2 \cos \tau \rightarrow \min, \text{ при } \tau > 0. \quad (32)$$

Вона реалізується за наступних обставин (умов):

$$\cos \tau = 1, \quad \tau = 2n\pi, \quad n \in \tilde{N}. \quad (33)$$

Цікаво зазначити, що ця умова (33) зберігається й у тому випадку, коли комплексний критерій типу (20) враховує й похідні x^* по τ й більш високого, ніж третій, порядку (скажімо, четвертого, п'ятого, як у [1]).

Отже, мінімум мінімум (для будь-якої суми квадратів відхилень x^* й їх похідних по τ до p -го порядку включно) за заданого значення t_1 реалізується тоді, коли

$$t_1 = n\tilde{T}, \quad n \in \tilde{N}. \quad (34)$$

Саме за умови (34), де \tilde{T} – період власних маятникових коливань системи "візок–вантаж", можливою є мінімізація відхилень кінематичних характеристик руху, що описують його гладкість (довільного ступеню).

$$m_1 = 415520 \text{ кг}$$

Для мостового крана [1] вантажопідйомністю $m_2 = 10000 \text{ кг}$, при масі моста $m_1 = 20000 \text{ кг}$ й довжині підвіску вантажу $l = 10 \text{ м}$ частота ω (власних маятникових коливань вантажу відносно крану у період його пуску) складає $1,212 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ ($\tilde{T} = 5,182 \text{ с}$).

У таблиці 1 наведені значення t_1 за формулою (31) для перших п'яти ($1 \leq k \leq 5$) коренів рівняння (23), а також значення $k\tilde{T}$.

Таблиця 1

k	$t_1, \text{с}$	$k\tilde{T}, \text{с}$
1	3,708	5,182
2	6,374	10,364
3	8,997	15,546
4	11,664	20,728
5	14,256	25,910

Таким чином, розглянута методика визначення оптимальних режимів руху мостових кранів за комплексним критерієм (у межах моделі кранового візка з гнучким підвісом вантажу), що мінімізує суму квадратів відхилень та прискорень більш високих порядків, й приводить до мінімального відхилення відповідних кінематичних характеристик руху системи "візок–вантаж". Визначені тривалості циклу руху t_1 кранового візка з вантажем, за яких може бути реалізований оптимальний (з точки зору мінімізації відхилень й коливань вантажу) режим. На величину t_1 суттєво впливає власна частота маятникових коливань вантажу ω (або, відповідно, період \tilde{T} вказаних коливань).

*Література*

1. Ловейкін В.С. Синтез оптимальних режимів руху кранового візка з гнучким підвісом вантажу // Техніка будівництва. – 2000. – №8. – С.15 – 23.
2. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
3. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168 с.
4. Зарецкий А.А., Портной Н.И. Оптимизация управления механизмами грузоподъемных кранов в переходных режимах // Вестник машиностроения. – 1969. – №8. – С.14 – 18.
5. Перельмутер М.М., Поляков Л.Н. Устранение колебаний груза, подвешенного к крановой тележке, воздействием на него электроприводом // Известия вузов. Электромеханика. – 1971. – №7. – С. 769 – 774.
6. Алейнер А.Л., Орлов А.Н. Моделирование системы ограничения раскачивания груза при работе механизма передвижения крановой тележки //Подъемно-транспортные машины. – Тула, 1975. – Вып. 4. –С.17–23.
7. Рунов М.Н. Гашение колебаний груза при торможении крановой тележки ступенчатым тормозным моментом // Известия вузов. Машиностроение. – 1970. – №12. – С.121 – 125.
8. Григоров О.В., Свиргун В.П. Синтез оптимальных по быстрдействию законов управления движением грузовой тележки крана мостового типа// Известия вузов. Машиностроение. – 1986. – №11. – С. 98 – 102.
9. Смехов А.А., Ерофеев Н.И. Оптимальное управление подъемно-транспортными механизмами. – М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.
10. Мандельштам Л.И. Лекции по теории колебаний. – М.: Наука, 1972. – 418 с.
11. Кошляков Н.С., Глинер Э.Б., Смирнов М.М. Уравнения в частных производных математической физики. – М.: Высшая школа, 1970. – 712 с.

УДК 621.87

*Л.М.Бондаренко, канд. техн. наук, доцент Придніпровської державної академії будівництва і архітектури,
В.С.Ловейкін, д-р техн. наук, професор КНУБА*

РОЗПОДІЛ МІЖ ОПОРОМ РУХУ КОЧЕННЯ ТА КОВЗАННЯ В КОНІЧНИХ КОЛЕСАХ ТА ПРИ РУСІ ЦИЛІНДРИЧНОГО ПО КОЛУ

Розподіл опору руху в конічних колесах на складові кочення і ковзання виявляється досить складною задачею як при теоретичних, так і експериментальних дослідженнях. При перших це пов'язано з тим, що відсутні більш – менш прийнятні теоретичні залежності для визначення складової кочення, а при експериментальних – з труднощами по їх розподілу.

Задача декілька спрощується якщо складний процес тертя конічного колеса, чи при русі циліндричного по колові описати аналітично як кочення циліндричного колеса по прямій поверхні при умові, що загальна величина тертя буде однаковою. Така формула дозволить проводити аналіз опорів і робити попередні висновки відносно заходів по їх зменшенню.

Як відомо [1], кочення конічного колеса по похилій поверхні, або циліндричного по колу супроводжується витратами як на кочення, так і на ковзання внаслідок нерівності швидкостей по лінії контакту.

Розділити ці складові опору експериментально складно, а відсутність належних теоретичних залежностей для визначення опору кочення ускладнює дослідження, наприклад, впливу нових мастил, матеріалів та ін. на сили тертя кочення та ковзання.

Знайдемо спочатку опір $W_{кз}$ від проковзування конічного колеса. Із рівняння моментів відносно точки O_1 (рис.1), яка розташована на колі середнього радіуса R_0

$$W_{кз} R_0 = 2[0,5 f_1 P (\epsilon_k / 2) \operatorname{tg} \alpha_k], \quad (1)$$

де f_1 - коефіцієнт тертя ковзання між поверхнею кочення колеса та площиною; P - навантаження на колесо; $\alpha_k = \operatorname{arctg}(R_1 - R_2) / \epsilon_k$; ϵ_k - ширина обода колеса. З формули (1)

$$W_{кз} = P f_1 (\epsilon_k / D_0) \operatorname{tg} \alpha_k. \quad (2)$$

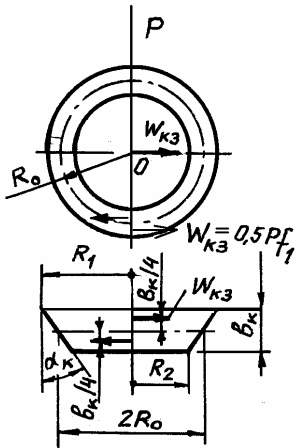


Рис.1. Схема зусиль, що діють на обід конічного колеса

Розглянемо другу задачу, що приводиться до цієї. При переміщенні циліндричного колеса по криволінійному путі виникають аналогічні опори руху. Якщо позначити радіус внутрішнього кола закруглення через $R_{вн}$, то його довжина на, допустимо, повному колі буде дорівнювати $2\pi R_{вн}$, а довжина зовнішнього кола складе $2\pi(R_{вн} + \epsilon_k)$. Якщо радіус малого кола умовного конусного колеса, опір руху якого буде відповідати опору конічного по похилій поверхні, позначити через R_2 , а великого – через R_1 , то на довжинах кіл радіусів R_1 та R_2 необхідно буде здійснити однакове число обертів. Тому, можна записати:

$$2\pi R_{вн} / 2\pi R_2 = 2\pi(R_{вн} + \epsilon) / 2\pi R_1, \quad (3)$$

звідки: $R_1 = R_2(1 + \epsilon / R_{вн}). \quad (4)$

Шляхом нескладних доказів можна довести, що кут ухилу їздової площини, який відповідатиме витратам на каловій поверхні, повинен скласти

$$\operatorname{tg} \alpha = R_2 / R_{вн}. \quad (5)$$

Тепер формула по визначенню опору від проковзування циліндричного колеса при русі по колу приймає вигляд:

$$W_{окз} = P f_1 (\epsilon_k / 2R_0) R_2 / R_{вн}, \quad (6)$$

де R_0 - радіус циліндра.

Знайдемо опір коченню циліндричного колеса радіусом R_0 по прямолінійному путі. Для циліндричного колеса його величину знайдемо, скориставшись запропонованою нами [2,3] спочатку із допустимих контактних напружень $[\sigma]$ знаходимо радіус колеса [4]

$$R_0 = 0,1747 P E / \epsilon_k [\sigma]^2, \quad (7)$$

де E - модуль пружності матеріалів колеса і путі.

Тут прийнято, що модулі пружності колеса E_1 та путі E_2 однакові, а їх коефіцієнти Пуассона $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$.

В загальному вигляді:

$$R_0 = 0,318 P E_1 E_2 / \epsilon_k [E_2(1 - \mu_1^2) + E_1(1 - \mu_2^2)] [\sigma]^2. \quad (7a)$$

Дальші, згідно з методикою, знайдемо півширину плями контакту. При допущеннях, прийнятих для формул (7) та (7a), вони визначаються з виразу:

$$\epsilon = 0,638 P / \epsilon_k [\sigma]. \quad (8)$$

Коефіцієнт тертя кочення при лінійному контракті, радіусі R_0 не більше 50 мм та допущеннях властивих формулі (7) може бути визначено з формули



$$k = 0,436P / \epsilon_k [\sigma]; \quad (9)$$

якщо при цих же допущеннях $R_0 > 50m$, то:

$$k = 0,436(P / \epsilon_k [\sigma]) \exp(-0,21PE / \epsilon_k [\sigma]^2), \quad (9a)$$

а при неоднакових модулях пружності і коефіцієнтах Пуассона:

$$k = 0,436(P / \epsilon_k [\sigma]) \exp(-0,21PE / \epsilon_k [\sigma]^2). \quad (9б)$$

Опір руху від чистого кочення, наприклад, для радіуса R_0 відповідного формулі (7):

$$W_{okr} = 0,82 \frac{P[\sigma]}{E}. \quad (10)$$

Для цього випадку відношення $W_{окз} / W_{окр}$:

$$W_{окз} / W_{окр} = 1,22 \epsilon_k E f_1 / (\epsilon_k + 2R_{вн}) [\sigma]. \quad (11)$$

Знайдемо величину коефіцієнта тертя кочення циліндра радіусом R_0 при якому опір його руху коченню по прямій відповідає би руху по закругленню з внутрішнім радіусом $R_{вн}$:

$$k_y = k_{kr} + k_{кз} = R_0 \frac{0,82[\sigma]}{E} + R_0 \frac{\epsilon_k f_1}{\epsilon_k + 2R_{вн}}, \quad (12)$$

де $k_{kr} = 0,82R_0[\sigma] / E$ - складова опору коченню, що припадає на саме кочення;

$k_{кз} = R_0 \epsilon_k f_1 / (\epsilon_k + 2R_{вн})$ - складова k_y , що припадає на ковзання.

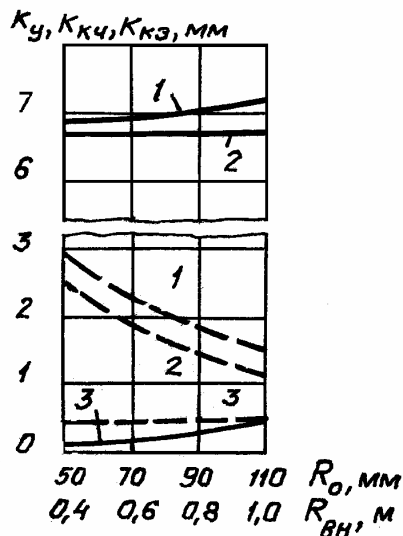


Рис.2.Залежність умовного коефіцієнта тертя кочення (1) від внутрішнього радіуса закруглення; 2- -коефіцієнт, що припадає на ковзання; 3 - те ж на кочення (пунктир - для конічного колеса)

Знайдемо ці складові у залежності від радіуса закруглення при наступних даних, що входять у формулу (12): $[\sigma] = 600 \text{ МПа}$; $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $\epsilon_k = 80 \text{ мм}$; $f_1 = 0,17$; $R_0 = 180 \text{ мм}$. Ці залежності показано на рис. 2.

Відзначимо, що декілька незвично виглядає формула по визначенню k_{kr} у зв'язку з присутністю в чисельнику величини допустимих контактних напружень $[\sigma]$ (їй, на перший погляд, місце в знаменнику), але це пов'язано з тим, що зі збільшенням $[\sigma]$ збільшується величина сили P яка, як видно із рівняння (7), зв'язана з $[\sigma]$ та E досить складною залежністю.

Наприкінці перейдемо до початкової задачі: знайдемо величину опору коченню колеса, показаного на рис. 1. Радіус колеса в любому місці його ширини:

$$R(y) = (y / \epsilon_k)(R_1 - R_2) + R_2, \quad 0 \leq y \leq \epsilon_k. \quad (13)$$

Повторивши викладки аналогічні вище наведеним можна довести, що опір руху коченню елементарної ділянки довжиною d_y знайдеться із формули

$$W_{кч}(y) = \frac{P \cos \alpha_k}{BR_2} (PR_1 \cos \alpha_k / E \epsilon_k) \left(1 + \frac{R_1 - R_2}{R_2 \epsilon_k} \right)^{-1/2}. \quad (14)$$

Загальний опір руху коченню:

$$W_{кч} = \frac{0,686 P \cos \alpha_k}{R_1 - R_2} (PR_1 \cos \alpha_k / E \epsilon_k)^{1/2}. \quad (15)$$

Відношення (11) для даного випадку має вигляд:

$$W_{kз} / W_{kч} = 1,458 f_1 (\epsilon_k / 2) \operatorname{tg} \alpha_k (R_1 - R_2) / R_0 \cos \alpha_k (PR_1 \cos \alpha_k / E \epsilon_k)^{1/2}. \quad (16)$$

Оскільки опір коченню і ковзанню складає:

$$W_y = P [f_1 (\epsilon_k / 2 R_0) \operatorname{tg} \alpha_k + 0,686 \cos \alpha_k \times (PR_1 \cos \alpha_k / E \epsilon_k)^{1/2} / (R_1 - R_2)], \quad (17)$$

то цій його величині буде відповідати опір коченню циліндра довжиною ϵ_k і радіусом R_0 , який знаходиться із виразу:

$$\begin{aligned} 0,343 \cos \alpha_k (PR_0 / \epsilon_k E)^{1/2} / R_0 - f_1 \epsilon_k \operatorname{tg} \alpha_k / 2 R_0 = \\ = 0,686 \cos \alpha_k (PR_1 \cos \alpha_k / E \epsilon_k)^{1/2} (R_1 - R_2). \end{aligned} \quad (18)$$

Додатково до попередньої задачі приймемо $R_1 = 220$, $R_2 = 140$, $\epsilon_k = 50 \text{ мм}$; залежність k_y , k_{kr} , $k_{kз}$ від R_0 показана на рис. 2.

Таким чином, запропонована методика розділення опорів руху від кочення і ковзання конічних коліс дозволить більш цілеспрямовано проводити досліди по їх зменшенню.

Література

1. Грузоподъемные машины / Александров М.П., Колобов Л.Н., Крутиков И.П. и др. М.: Высш.шк., 1973. – 473 с.
2. Бондаренко Л.Н. Зависимость коэффициента трения качения колеса по рельсу от режима работы механизма передвижения // Строитель. и дорож. маш. 1999. № 6. С.40.
3. Ловейкін В.С., Бондаренко Л.М. Співвідношення між опором руху кочення та верчення в упорних вузлах вантажопідйомних машин // Зб.наук.праць НАУ.К.: НАУ.2000.Т.9. С.243-245.
4. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Киев: Наук.думка, 1988. – 736 с.

УДК 666.97

Г.В. Бадеян, д-р техн. наук, главный инженер Корпорация "Познякижилстрой",
Е.Ж. Даниелян, инженер корпорации «Познякижилстрой»

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ПОТОКА СТРОИТЕЛЬНОЙ СМЕСИ В ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОПАЛУБКЕ, НАСЫЩЕННОЙ АРМАТУРОЙ

Рассмотрение процесса движения бетонной смеси в опалубке, насыщенной арматурой, представляет собой одну из важнейших задач в технологии укладки смесей при монолитном строительстве. Объясняется это тем, что подобные процессы в значительной мере влияют на такие показатели как однородность укладываемой смеси, сцепление с арматурой, способность к эффективному уплотнению и, в конечном итоге, определяют прочностные характеристики изделия. В такой постановке ранее подобная задача никем не решалась. Известен ряд работ [1-6] по изучению движения потока жидкости в вертикальном канале. Так, в работе [6] рассматривается установившееся движение несжимаемой жидкости в вертикальном канале между двумя плоскими параллельными стенками (Рис. 1).

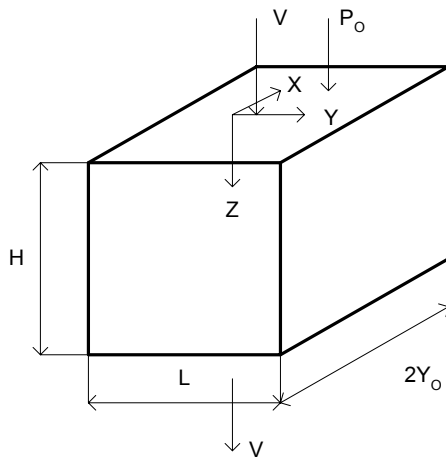


Рис. 1. Движение потока смеси в вертикальном направлении

В соответствии с [6] для скорости потока v имеем:

$$v_z = \frac{dp}{dz} \cdot \frac{y_0^2}{2\mu} \cdot \left[1 - \left(\frac{x}{y_0} \right)^2 \right] \quad (1)$$

или

$$v_z = \frac{(p_0 - p)}{H} \cdot \frac{y_0^2}{2\mu} \cdot \left[1 - \left(\frac{x}{y_0} \right)^2 \right], \quad (2)$$

где p_0, p – давление на поверхности и по глубине потока; μ – вязкость смеси.

Можно показать, что средняя скорость потока жидкости:

$$v_{cp.} = \frac{2}{3} \cdot v_{max}, \quad (3)$$

а объемный (секундный) расход:

$$V_{сек} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\Delta p \cdot y_0^3 \cdot L}{\mu \cdot H}. \quad (4)$$

Теперь усложним задачу и рассмотрим движение среды с обтеканием стержней арматуры (рис. 2).

Используя решение задачи о движении жидкости в кольцевом зазоре, представленное в [6], а также понятие эквивалентного (или гидравлического) диаметра трубы $d_г$, равное учетверённому гидравлическому радиусу, можно получить для профиля скоростей вдоль оси опалубки (оси OZ):

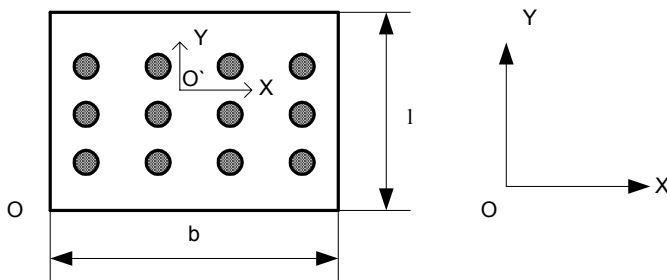


Рис. 2. Сечение опалубки с арматурой

$$v_z = \frac{\rho g R^2}{4\mu} \cdot \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right) + \frac{1 - a^2}{\ln(1/a)} \cdot \ln \left(\frac{r}{R} \right) \right], \quad (5)$$

$$\text{где } R = \frac{2 \cdot \left\{ b \cdot l - N \cdot \frac{\pi d^2}{4} \right\}}{[2b + 2l + N \cdot \pi d]}, \quad a = \frac{d}{R}.$$

Здесь d – диаметр арматуры (рис. 2), $b \cdot l$ – сечение опалубки (по осям OX и OY, соответственно), N – количество стержней в сечении прямоугольной опалубки, по которому движется бетонная смесь. Соотношение (5) описывает распределение скорости движения смеси вблизи стержня арматуры в поперечном, вдоль r – направлении. Профиль касательных напряжений можно описать уравнением:

$$\tau = \frac{\rho g R}{2} \cdot \left[\frac{r}{R} - \frac{1 - a^2}{2 \cdot \ln(1/a)} \cdot \frac{R}{r} \right]. \quad (6)$$

В (5) и (6) g – ускорение земного тяготения (предполагаем, что скорость движения смеси v направлена сверху вниз, т.е. совпадает с g).

В предельном случае (при $a = 0$) уравнение (5) превращается в уравнение, описывающее движение в цилиндрической трубе радиуса R [6].

Средняя скорость движения смеси в сечении опалубки приобретает вид:



$$v_{cp.} = \frac{\rho g R^2}{8\mu} \cdot \left[\frac{1-a^4}{1-a^2} - \frac{1-a^2}{\ln(1/a)} \right]. \quad (7)$$

$$\text{Откуда объёмный (секундный) расход: } V_{сек.} = v_{cp.} \cdot f = v_{cp.} \cdot [b \cdot l - N \cdot \pi d^2 / 4], \quad (8)$$

где f – реальное сечение потока смеси.

Рассмотрим конкретные примеры для условий движения смеси в опалубке при следующих исходных данных:

$$\rho = 2100 \text{ кг/м}^3, \quad g = 9,8 \text{ м/с}^2, \quad \mu = 100 \text{ Па} \cdot \text{с}, \quad d = 26 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Параметры $b, l, N = m \cdot n$ выбираются, исходя из геометрических ограничений опалубки, насыщенной арматурой по следующим формулам:

$$m = \frac{b - 60 \cdot 10^{-3}}{30 \cdot 10^{-3}} + 1, \quad n = \frac{l - 60 \cdot 10^{-3}}{30 \cdot 10^{-3}} + 1, \quad (9)$$

где b, l выражены в метрах.

Время заполнения опалубки строительной (бетонной) смесью (в секундах) определяется следующим соотношением:

$$t_{зан.} = \frac{H}{v_{cp.}} = \frac{[b \cdot l - m \cdot n \cdot \pi \cdot d^2 / 4] \cdot H}{V_{сек.}}. \quad (10)$$

Для вертикальных конструкций $H = 3120 \cdot 10^{-3}$ м, а для диафрагм - $H = 4500 \cdot 10^{-3}$ м.

Результаты расчетов представлены в таблице 1.

Таблица 1

H, м	b, м	L, м								
		0,18			0,36			0,54		
		$V_{CP}, \text{ м/с}$	$V_{CEK}, \text{ м}^3/\text{с}$	$t_{3АП}, \text{ с}$	$V_{CP}, \text{ м/с}$	$V_{CEK}, \text{ м}^3/\text{с}$	$t_{3АП}, \text{ с}$	$V_{CP}, \text{ м/с}$	$V_{CEK}, \text{ м}^3/\text{с}$	$t_{3АП}, \text{ с}$
3120×10^{-3}	0,18	$2,5 \times 10^{-3}$	$4,9 \times 10^{-5}$	1200	$3,0 \times 10^{-3}$	$1,1 \times 10^{-4}$	1034	$3,2 \times 10^{-3}$	$1,7 \times 10^{-4}$	980
	0,54	$3,2 \times 10^{-3}$	$1,7 \times 10^{-4}$	980	$3,8 \times 10^{-3}$	$3,6 \times 10^{-4}$	816	$4,0 \times 10^{-3}$	$5,6 \times 10^{-4}$	771
	0,90	$3,3 \times 10^{-3}$	$2,8 \times 10^{-4}$	940	$4,0 \times 10^{-3}$	$6,2 \times 10^{-4}$	781	$4,2 \times 10^{-3}$	$9,5 \times 10^{-4}$	738
4500×10^{-3}	b, м	L, м								
		0,18			0,36			0,54		
		$V_{CP}, \text{ м/с}$	$V_{CEK}, \text{ м}^3/\text{с}$	$t_{3АП}, \text{ с}$	$V_{CP}, \text{ м/с}$	$V_{CEK}, \text{ м}^3/\text{с}$	$t_{3АП}, \text{ с}$	$V_{CP}, \text{ м/с}$	$V_{CEK}, \text{ м}^3/\text{с}$	$t_{3АП}, \text{ с}$
4500×10^{-3}	0,18	$3,4 \times 10^{-3}$	$5,7 \times 10^{-4}$	1315	$3,5 \times 10^{-3}$	$1,2 \times 10^{-3}$	1295	$3,5 \times 10^{-3}$	$1,7 \times 10^{-3}$	1289
	0,27	$3,9 \times 10^{-3}$	$9,2 \times 10^{-4}$	1158	$3,9 \times 10^{-3}$	$1,8 \times 10^{-3}$	1141	$4,0 \times 10^{-3}$	$2,8 \times 10^{-3}$	1135

Расчитанные значения $t_{зан.}$ (табл. 1) близки к таковым, получаемым экспериментальным путем.

Литература

1. Прандтль Л. Гидроаэромеханика. – М. – Л.: ИЛ, 1951. – 576с.
2. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Механика сплошных сред. – М.: Гостехиздат, 1964. – 795с.
3. Милн – Томпсон Л. Теоретическая гидродинамика. – М.: Мир, 1964. – 655с.
4. Тарг С.Н. Основные задачи теории ламинарных течений. – М.: Гостехиздат, 1951.
5. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика. В 10 т. Т. VI. Гидромеханика. – М.: Наука, 1988. – 736с.
6. Романков П.Г., Курочкина М.И. Гидромеханические процессы химической технологии. – Л.: Химия, ленингр. отд-е, 1982. – 288с.



УДК 66.9.033

, д-р техн. наук, професор КНУБА,
, асистент КНУБА

НАЗАРЕНКО І.І. КОСМИНСЬКИЙ І.В. АНАЛІЗ РУХУ ДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ: "ВІБРОУСТАНОВКА – БЕТОННА СУМІШ – ПРИВАНТАЖУВАЧ"

Використання допоміжних робочих органів у вигляді привантаження, потребує більш чіткого і аргументованого вибору загальної моделі "машина–середовище–привантажувач". Це пояснюється тим, що у такому випадку середовище стає тим елементом, який суттєво впливає на загальний рух, оскільки суворо проявляються пружні властивості середовища [1].

Тому виникає проблема в достатньо коректній постановці задачі, вибору фізичної та математичної моделі згаданого процесу. В роботі [2] вибрана модель, визначені рівняння руху та отримані аналітичні залежності для основних параметрів процесу: амплітуд коливань віброплощинки і привантажувача, формули для оцінки деформацій і напруження по висоті виробу

$$x_z = \frac{\left[\left[F_0 \left(\frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \Phi_9 - \Phi_8 \right) + F_{np} \left(\frac{\chi_s}{m_b \omega^2} \Phi_5 - \Phi_4 \right) \right]^2 + \left[F_0 \left(\frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \Theta_9 - \Theta_8 \right) + F_{np} \left(\frac{\chi_s}{m_b \omega^2} \Theta_5 - \Theta_4 \right) \right]^2 \right]^{1/2}}{\left[\left[\chi_s \left(\frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \Phi_1 - \Phi_3 \right) - \chi_{np} \Phi_3 + m_b \omega^2 \Phi_2 \right]^2 + \left[\chi_s \left(\frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \Theta_1 - \Theta_3 \right) - \chi_{np} \Theta_3 + m_b \omega^2 \Theta_2 \right]^2 \right]^{1/2}}; \quad (1)$$

$$\varepsilon_z = \sqrt{\alpha^2 + \beta^2} \times$$

$$\times \frac{\left[\left[F_0 \left(\Phi_{11} - \Phi_{10} \frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \right) + F_{np} \left(\Phi_6 \frac{\chi_s}{m_b \omega^2} - \Phi_7 \right) \right]^2 + \left[F_0 \left(\Theta_{11} - \Theta_{10} \frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \right) + F_{np} \left(\frac{\chi_s}{m_b \omega^2} \Theta_6 - \Theta_7 \right) \right]^2 \right]^{1/2}}{\left[\left[\chi_s \left(\frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \Phi_1 - \Phi_3 \right) - \chi_{np} \Phi_3 + m_b \omega^2 \Phi_2 \right]^2 + \left[\chi_s \left(\frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \Theta_1 - \Theta_3 \right) - \chi_{np} \Theta_3 + m_b \omega^2 \Theta_2 \right]^2 \right]^{1/2}}; \quad (2)$$

$$\sigma_z = \frac{\rho \dot{\omega}}{\sqrt{\alpha^2 + \beta^2}} \times$$

$$\frac{\left[\left[F_0 \left(\Phi_{11} - \Phi_{10} \frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \right) + F_{np} \left(\Phi_6 \frac{\chi_s}{m_b \omega^2} - \Phi_7 \right) \right]^2 + \left[F_0 \left(\Theta_{11} - \Theta_{10} \frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \right) + F_{np} \left(\frac{\chi_s}{m_b \omega^2} \Theta_6 - \Theta_7 \right) \right]^2 \right]^{1/2}}{\left[\left[\chi_s \left(\frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \Phi_1 - \Phi_3 \right) - \chi_{np} \Phi_3 + m_b \omega^2 \Phi_2 \right]^2 + \left[\chi_s \left(\frac{\chi_{np}}{m_b \omega^2} \Theta_1 - \Theta_3 \right) - \chi_{np} \Theta_3 + m_b \omega^2 \Theta_2 \right]^2 \right]^{1/2}}; \quad (3)$$

За наведеними аналітичними залежностями розроблено алгоритм розрахунку параметрів робочого процесу при широкому діапазоні змінних параметрів. За допомогою програми MathCAD Professional було проведено розрахунок наступних параметрів: амплітуди коливань, деформації та напруження в залежності від зміни частоти коливань в



межах $100 - 314 \text{ с}^{-1}$ з кроком 10 с^{-1} , коефіцієнт втрат приймався в межах $\gamma = 0,1 \dots 0,5$ з кроком $0,05$, а статичний тиск привантажувача змінювався в межах $\sigma = 4,4 \times 10^4$ до $1,76 \times 10^6 \text{ Н/м}^2$.

Всього було виконано близько 300 варіантів розрахунку. В якості прикладу нижче наведено результати розрахунків з та без врахування привантаження (табл. 1).

Таблиця 1. Числові значення параметрів робочого процесу (без привантажування)

Вихідні параметри				Шукані параметри		
Висота стовпа суміші, $h, \text{ м}$	Частота коливаль, $\omega, \text{ с}^{-1}$	Коефіцієнт втрат, γ	Статичний тиск прив., $\sigma_{\text{при}}, \text{ Па}$	Амплітуда коливаль, $x, \times 10^{-3} \text{ м}$	Відносна деформація, $\varepsilon, \times 10^{-3}$	Напруження, $\sigma_c, \text{ Н/м}^2$
1	2	3	4	5	6	7
0	157	0,1	0	2,245	9,315	53,712
0,01				2,367	8,97	49,817
0,02				2,486	8,608	45,877
0,03				2,597	8,229	41,925
0,04				2,704	7,634	37,992
0,05				2,806	7,423	34,109
0,06				2,902	6,997	30,307
0,07				2,992	6,557	26,617
0,08				3,076	6,104	23,067
0,09				3,155	5,639	19,686
0,1				3,227	5,163	16,502
0,11				3,292	4,678	13,538
1	2	3	4	5	6	7
0,12	157	0,1	0	3,351	4,181	10,817
0,13				3,403	3,676	8,367
0,14				3,449	3,165	6,201
0,15				3,488	2,647	4,338
0,16				3,519	2,124	2,793
0,17				3,544	1,597	1,578
0,18				3,562	1,066	0,704
0,19				3,573	0,5337	0,176
0,2				3,576	0	0

Таблиця 2. Числові значення параметрів робочого процесу (з привантажуванням)

Вихідні параметри				Шукані параметри		
Висота стовпа суміші, $h, \text{ м}$	Частота коливаль, $\omega, \text{ с}^{-1}$	Коефіцієнт втрат, γ	Статичний тиск прив., $\sigma_{\text{при}}, \text{ Па}$	Амплітуда коливаль, $x, \text{ м}$	Відносна деформація, ε	Напруження, $\sigma_c, \times 10^3 \text{ Н/м}^2$
0	157	0,1	$4,4 \times 10^5$	0,04	0,093	5,402
0,01				0,039	0,099	6,041
0,02				0,037	0,104	6,691
0,03				0,036	0,109	7,346
0,04				0,034	0,114	8,001
0,05				0,032	0,118	8,65
0,06				0,031	0,122	9,289



0,07				0,029	0,127	9,913
0,08				0,027	0,13	10,52
0,09				0,025	0,134	11,09
0,1				0,023	0,137	11,64
0,11				0,021	0,14	12,16
0,12				0,019	0,143	12,63
0,13				0,017	0,145	13,07
0,14				0,014	0,147	13,46
0,15				0,012	0,149	13,8
0,16				0,01	0,151	14,09
0,17				$7,819 \times 10^{-3}$	0,152	14,32
0,18				$5,567 \times 10^{-3}$	0,153	14,5
0,19				$3,31 \times 10^{-3}$	0,154	14,63
0,2				$1,06 \times 10^{-3}$	0,154	14,69

Для ілюстрації результатів побудовано графіки залежностей амплітуди коливань, деформації та напруження від висоти z та без привантажувача (рис.1 та 2).

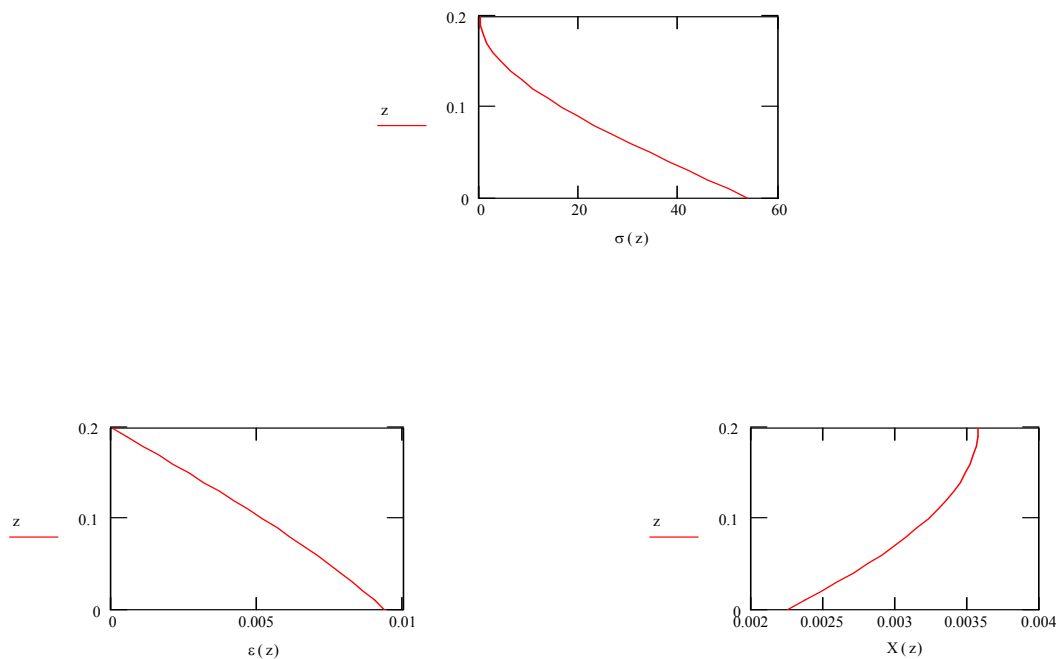


Рис. 1. Графіки зміни амплітуди коливань, деформації і напруження по шарах суміші без привантажувача

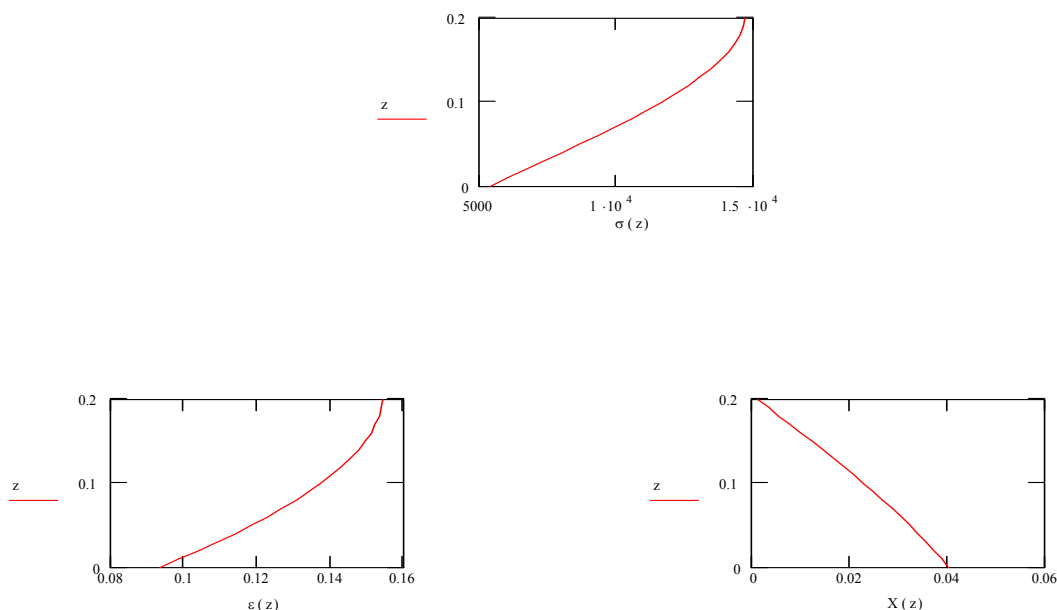


Рис. 2. Графіки зміни амплітуди коливань, деформації і напруження по шарах суміші з привантажувачем

Як видно з графіків наявність привантажувача суттєво впливає на зміну шуканих величин на проміжку від 0 до 0,2 м у розглянутому прикладі та по всіх проведених варіантах розрахунків – від 0 до 0,5 м. Отже ґрунтуючись на цьому можна зробити наступні висновки:

1. Наявність привантажувача в динамічній системі “машина – середовище” суттєво впливає на характер розподілу параметрів, які необхідно знайти, в зонах зміни вихідних даних.
2. Рациональна величина привантажувача для виконаних дослідів знаходиться в межах від $4,4 \times 10^4$ до $1,76 \times 10^6$ Па.
3. При розрахунках параметрів віброплощинки необхідно враховувати модель середовища, як системи з розподіленими параметрами.

Література

1. Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных машин: Учебное пособие. – К: ИСИОУ, 1993. – 216 с.
2. Лаптев І.В Теоретичні дослідження динаміки привантажувача: Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, Збірник наукових праць №55 2000 р., с. 84 – 90.



УДК 666.94

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

Ю.О.Долобан, інженер

ТЕОРІЯ ДЕФОРМУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ І СУМІШЕЙ

Машина що застосовується в промисловості будівельних матеріалів, здійснюють цілий ряд технологічних операцій (перемішування, ущільнення, укладання і ущільнення суміші та інше). Для оцінки ефективності роботи машин необхідно вміти описати процес руху матеріалу, а для визначення навантажень на робочі органи машин і потужності привода необхідно знати опір, що створює матеріал на робочі органи машин. Область науки, що займається цими питаннями, називається механікою будівельних матеріалів і сумішей. Вона базується на реології, теорії пружності і пластичності.

Основоположниками загальної реології є: М.Рейнер (професор Єрусалимського університету, відомий по цілому ряду книжок, переведених на російську мову - "Десять лекцій по теоретичній реології", "Деформація і течіння", "Феноменологічна макрореологія"), Ф.Ерліх ("Реологія. Теорія і застосування"), Р.Хілл ("Математична теорія пластичності"), Л.Тейлор ("Фізика пружності каучуку").

В області будівельних матеріалів відомими вченими в даній області є: Ребіндер П.А., Ур'єв, Воларович, Круглицький М.М., Третинник В.Ю., Овчинніков П.Ф., Куннос Г.Я., Файтельсон і інші.

Слово реологія походить від грецького "Rew", що означає "текти". Проте воно вживається в більш широкому понятті. Під ним розуміють розділ фізики, що вивчає деформації матеріалів (напруження).

В залежності від властивостей матеріалу для описання процесу може бути застосована теорія деформацій і теорія течії. Так в загальному вигляді напружений стан може бути описаний:

рівнянням рівноваги:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} &= 0 \quad \text{або} \quad \left(\rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right); \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} &= 0 \quad \text{або} \quad \left(\rho \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \right); \\ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} &= 0 \quad \text{або} \quad \left(\rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \right); \end{aligned} \quad (1)$$

рівнянням сумісності деформацій (геометричні рівняння):

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x}; & \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}; \\ \varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y}; & \gamma_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}; \\ \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z}; & \gamma_{zx} &= \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}; \end{aligned} \quad (2)$$

рівняння стану середовища. Ці рівняння характеризують реакцію середовища на завантаження. Вони зв'язують між собою напруження і деформації. В загальному вигляді ці рівняння мають вигляд: $\sigma_x = F_1(\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx})$;

$$\sigma_x = F_2(\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}); \quad (3)$$

$$\tau_{zx} = F_6(\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}).$$

В цих рівняннях маємо невідомі:

напруження $\sigma_x(x, y, z), \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$;

деформації $\varepsilon_x(x, y, z), \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$;

переміщення $u(x, y, z), V, W$.

Таким чином, при вирішенні системи рівнянь (1), (2), (3) може бути описаний технологічний процес. Рівняння стану середовища (фізична модель середовища) здійснює прив'язку основних положень теорії пружності і пластичності до механіки будівельних матеріалів і сумішей. Роботами В.Й.Сівко отримано рівняння стану для більшості матеріалів (бетонних і розчинних сумішей, ґрунтів, керамзито-бетонних сумішей, мінеральних добрив і інших). Розроблена методика експериментальних досліджень для отримання рівняння стану в випадках відсутності даних досліджень. На рис. 1 приведено загальний вигляд рівняння стану для бетонної суміші з В/Ц = 0,4 (Ж = 40...60 с) при швидкостях навантаження 4,12 м/с. Як видно така залежність має характер петлі гістерезису. Вона вміщує в собі пружні, пластичні і в'язкісні характеристики.

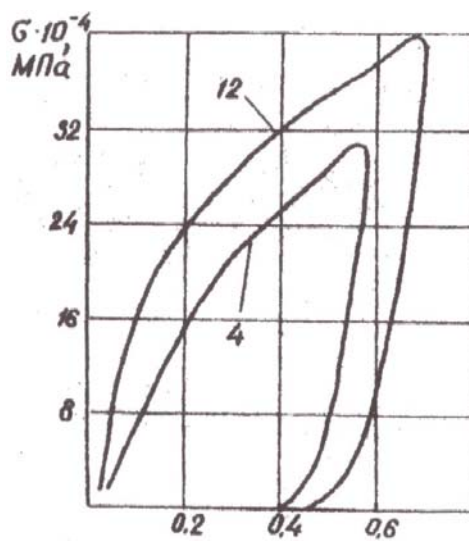


Рис.1. Рівняння стану бетонної суміші

Більшість технологічних задач промисловості будівельних матеріалів може бути приведена до основних класичних задач механіки:

- стиснення будівельної суміші в замкнутому просторі;
- вісесиметрична задача;
- дія штамп на пружно-пластичний простір;
- циліндричний каток на поверхні;
- рух кулі в середовищі, що пульсує;
- рух середовища в трубі;
- втиснення клина в середовище і інше.

Нижче наведені деякі з цих задач:

1. Стиснення будівельної суміші в замкнутому просторі. Схема задачі показана на рис.2.

Рішення цієї задачі можна отримати в вигляді функції напруження Ері $\varphi(x, y)$. Згідно з теорією пружності [1] функцію напруження вибирають таким чином, щоб диференціальне рівняння рівноваги звелось до тотожності. Цим умовам можна задовольнитись, якщо напруження виразити через функцію Ері $\varphi(x, y)$ наступними співвідношеннями (плоска задача):

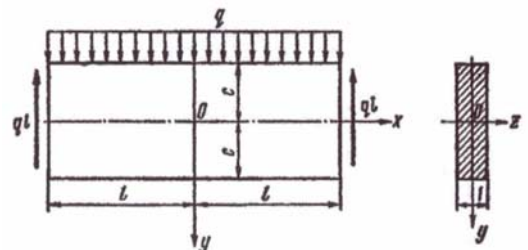


Рис.2.



$$\sigma_x = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2}; \quad \sigma_y = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2}; \quad \tau_{xy} = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \cdot \partial y} - Xy - Yx. \quad (4)$$

Нами отримано значення функції напруження у вигляді полінома:

$$\varphi = \frac{b_3}{4 \cdot 3} \left(x^4 y - \frac{1}{5} y^5 \right) + \frac{d_5}{2 \cdot 3} \left(x^2 y^2 - \frac{1}{2} y^5 \right) + \frac{b_3}{2 \cdot 1} x^2 y + \frac{d_3}{2 \cdot 3} y^3 + \frac{a_2}{2} x^2 + \frac{c_2}{2} y^2;$$

$$\text{де } a_2 = -\frac{q}{2}; \quad b_3 = \frac{3q}{4c}; \quad d_5 = \frac{3q}{4c^3}; \quad d_3 = \frac{3a}{4c^3} \left(l^2 - \frac{2}{5} c^2 \right); \quad c_2 = 0.$$

Підставляючи знайдені постійні в формулу (4), отримуємо наступну систему напружень:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= \frac{3q}{4c^2} (l^2 - x^2) y + \frac{3q}{4c} \left(\frac{2}{3} \cdot \frac{y^2}{c^2} - \frac{2}{5} \right) y \\ \sigma_y &= -\frac{q}{4} \left(\frac{y^3}{c^3} - 3 \frac{y}{c} + 2 \right) \\ \tau_{xy} &= -\frac{2q}{4c^3} (c^2 - y^2) x \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Залежності (5) дають розподіл напружень в середовищі в залежності від зміни x і y . Для визначення деформацій необхідно скористатись рівнянням стану.

2. Вдавлювання випуклого штампа.

До цієї задачі може бути зведено задачу роликового прокату будівельних виробів, взаємодію клина з середовищем, задачу про застосування кулі в клапанах поршневих розчинонасосів.

Диференціальні рівняння рівноваги мають вигляд (об'ємні сили відсутні):

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} &= 0; \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

$$\text{і умова пластичності [2] (Сен-Венана): } \frac{1}{4} (\sigma_x - \sigma_y)^2 + \tau_{xy}^2 = k^2, \quad (7)$$

де k – зв'язність середовища.

Це система трьох рівнянь, що вміщують три компоненти напруження $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$ (система пластичної рівноваги).

Вона може бути розглянута незалежно від компонента переміщення (і рівняння сумісності деформацій). Схема рішення наведена на рис. 3.

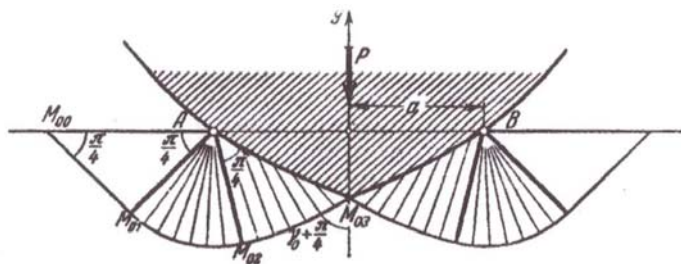


Рис.3.

В площині $x - y$ розрізняють три області: трикутник $AM_{00} M_{01}$, круговий сектор $AM_{01} M_{02}$ і криволінійний трикутник $AM_{02} M_{03}$. В трикутнику $AM_{00} M_{01}$ і в круговому секторі $AM_{01} M_{02}$ напружений стан визначається залежностями:

$$\chi = -\frac{1}{2}, \quad \varphi = -\frac{\pi}{2} \quad \text{і}$$

$$\chi + \varphi = \xi_0, \quad \varphi = \frac{\pi}{4} + \arctg \frac{y}{x+a},$$

де χ – безрозмірна перемінна, яка внесена наступним чином:

$$\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2) = k, \quad \frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_2) = 2k\chi - \sigma_0, \text{ причому } \sigma_0 - \text{ постійна величина } a.$$

Сітка характеристик в першій області складається з двох сімейств паралельних прямих, нахилених до осі x під кутами $\pi/4$, а в другій області утворена сімействами концентричних кіл з центрами в точці A і пучком прямих, що проходять через ту ж точку.

В криволінійному трикутнику $AM_{02}M_{03}$ може бути застосований інтеграл [2]

$$\chi = -\varphi + \xi_0, \quad y = x \cdot \operatorname{tg}\left(\varphi - \frac{\pi}{4}\right) + \psi(\varphi), \quad \frac{\partial y}{\partial \varphi} = \operatorname{tg}\left(\varphi + \frac{\pi}{4}\right) \frac{\partial x}{\partial \varphi}, \quad (8)$$

де $\psi(\varphi)$ - довільна функція.

Остаточно мають місце рівності:

$$\chi + \varphi = \xi_0, \quad y - x \cdot \operatorname{tg}\left(\varphi - \frac{\pi}{4}\right) = y(\varphi) - x(\varphi) \cdot \operatorname{tg}\left(\varphi - \frac{\pi}{4}\right) - \alpha,$$

а сітка характеристик утворена кривими, які знаходяться шляхом інтегрування рівнянь (8) і непаралельними прямими $\varphi = \text{const}$, що пересікають лінію контакту під кутами $\pi/4$.

Напруження в точках перетину ліній сітки:

$$\left. \begin{matrix} \sigma_x \\ \sigma_y \end{matrix} \right\} = \sigma_0 + k(2\chi \pm \cos \varphi), \quad \tau_{xy} = k \cdot \sin 2\varphi.$$

Дослідження напруженого стану під штампом дозволяє визначити опір вдавлюванню і рух штампа відносно середовища.

3. Протягування матеріалу через отвір (щілину). Задача може бути застосована при дослідженні руху розчину в трубах. Рішення задачі наведено на рис.4.

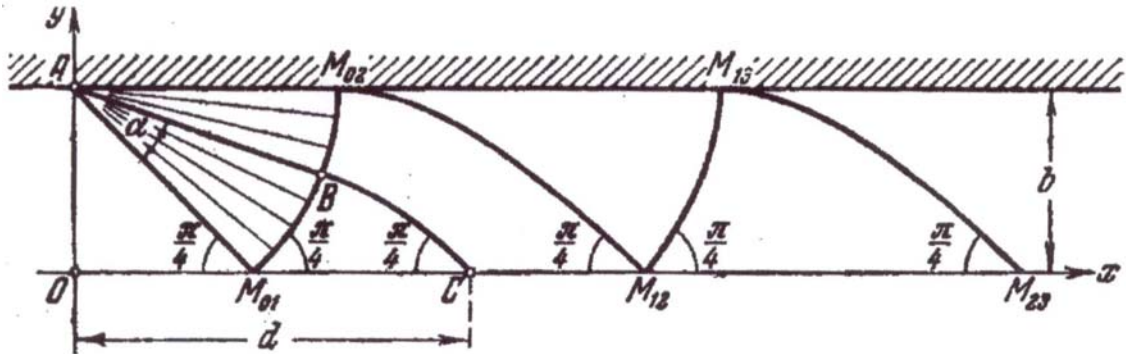


Рис.4.

В прямокутному трикутнику AOM_{01} має місце рівномірний напружений стан, який визначається так: $\chi = -\frac{1}{2}$, $\varphi = 0$ або $\sigma_x = \tau_{xy} = 0$, $\sigma_y = -2k$, а сітка характеристик утворена двома ортогональними сімействами паралельних прямих, нахилених до осі X під кутами $\pi/4$.

В кутовому секторі $AM_{01}M_{02}$, з центральним кутом $\pi/4$ мають місце рівняння

$$\chi + \varphi = -\frac{1}{2}, \quad \varphi = \frac{\pi}{4} - \operatorname{arctg} \frac{b-y}{x},$$

а сітка характеристик складається з сімейства концентричних кіл з центрами в т. A і пучка прямих, що проходять через ту ж точку цієї області.

Література

1. Самуль В.Й. Основы теории упругости и пластичности. - М.: Высшая школа, 1970.
2. Соколовский В.В. Теория пластичности. - М.-Л.: Гостехиздат, 1950.

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРУ РОЗПОДІЛУ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ ТА БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ В ПОПЕРЕЧНОМУ ПЕРЕРІЗІ БАРАБАНА ГРАВІТАЦІЙНОГО БЕТНОЗМІШУВАЧА

Виконуючи попередні дослідження, ми, як і багато інших вчених, виходили з так званого "одно часткового" підходу [3], при якому розглядається рівновага окремої частки матеріалу або суміші. Насправді, якщо барабан привести в обертання, то деякий час всі частки будуть нерухомі по відношенню до барабана, тобто будуть обертатися разом із ним. Рух суміші розпочинається із руху часток на відкритій поверхні сегменту матеріалу, коли кут α підйому цієї поверхні стане більшим певного кута. Як показують досліди, величина кута α залежить від коефіцієнту тертя матеріалу в спокої, в'язкості та вологості матеріалу, кутової швидкості обертання барабана, ступеня його заповнення тощо. Таким чином, перехід матеріалу від стану спокою до руху визначається рівновагою окремих часток. При обертанні барабана на частку суміші, що знаходиться на відкритій поверхні сегменту ABDE (рис. 1), будуть діяти гравітаційні, відцентрові сили та сили тертя. В найбільш несприятливих умовах з точки зору переходу від спокою до руху знаходиться частка, яка розташована в точці А, оскільки на неї діє найбільша сила інерції, що утримує частку в нерухомості. Момент переходу в стан руху саме цієї частки характеризує сталий рух усіх часток, що знаходяться на поверхні сегменту матеріалу ABD. Починаючи з цього моменту суміш займає нове, більш стаке в енергетичному сенсі положення, що характеризується новою межею розділу фаз A'BC. При цьому, суміш розподіляється на дві зони: зону суміші, що піднімається, та зону суміші, що скочується. Лінія ACB є межею розділу цих двох шарів суміші, що рухаються один по відношенню до іншого, не перетинаючись. Збільшення кута підйому α призводить до збільшення кількості матеріалу, який знаходиться у зоні суміші, що скочується (вище лінії A'BC). Таким чином, поступове збільшення величини кута α призводить до зменшення площі каплеподібної фігури A'BCDE. На основі даного висновку була висунута гіпотеза [2] про постійність потенційної енергії матеріалу, який знаходиться в шарі, що піднімається, за наявності сталого режиму обертання барабана. Відповідно до цієї гіпотези із збільшенням кутової швидкості обертання об'єм матеріалу, який знаходиться в шарі, що піднімається, зменшується, а висота підйому його центру ваги збільшується.

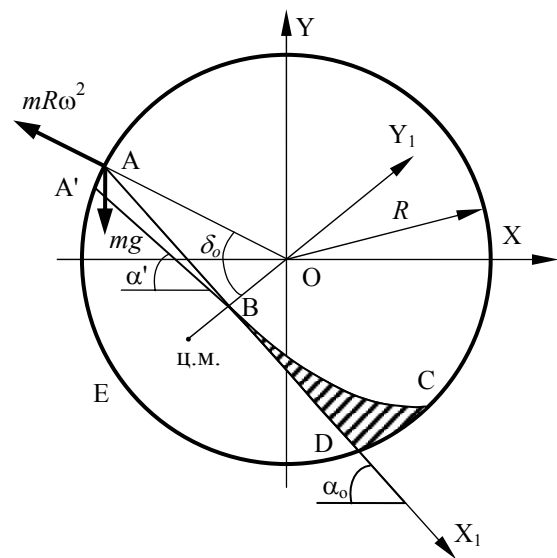


Рис. 1. Схема до визначення кута руху матеріалу

Підсумовуючи усе вищезгадане, можна зазначити, що поверхня суміші є випуклою. Рух суміші, який знаходиться у зоні суміші, що скочується, здійснюється по лінії найбільшого скату, що в загальному випадку залежить від кута нахилу барабана до

горизонту, коефіцієнта внутрішнього тертя та розподілення матеріалу по об'єму барабана. Характер же руху суміші, яка знаходиться в шарі, що піднімається, можна визначити як концентричні дуги кіл із центром на вісі обертання барабана.

Складемо рівняння рівноваги частки матеріалу в точці А (рис.1):

$$mg \sin \alpha_o - fmg \cos \alpha_o - mR\omega^2 (\sin \delta_o + f \cos \delta_o) = 0. \quad (1)$$

Визначимо кут α_o , при якому починається перехід в стан руху. Зазначимо тут, що цей кут є найбільшим, який може отримати вільна поверхня суміші в барабані змішувача. При цьому суміш приймає вигляд сегменту, симетричного відносно лінії ОВ, і який характеризується центральним кутом рівним $2\delta_o$.

Вводимо заміну $\sin \alpha_o = \sqrt{1 - \cos^2 \alpha_o}$, тоді:

$$mg\sqrt{1 - \cos^2 \alpha_o} - fmg \cos \alpha_o - mR\omega^2 (\sin \delta_o + f \cos \delta_o) = 0, \quad (2)$$

а значення кута α після деяких перетворень остаточно набуває наступного вигляду:

$$\alpha_o = \arccos \left[-\frac{f\omega^2 R (\sin \delta_o + f \cos \delta_o)}{(f^2 + 1)g} + \frac{\sqrt{(f^2 + 1)g^2 - R^2 (\sin \delta_o + f \cos \delta_o)\omega^4}}{(f^2 + 1)g} \right]. \quad (3)$$

Досягнення поверхні сегменту кута α_o нахилу вільної поверхні до горизонту є до певної міри теоретичним, оскільки частки, що знаходяться нижче точки А, раніше переходять у стан руху, а отже, втрачається підпір верхніх шарів нижніми. Перехід об'єму матеріалу до руху, крім того, характеризується зменшенням коефіцієнта внутрішнього тертя матеріалу, а отже кут природного укосу α' також зменшується. Поверхня сегменту АВД витягується в зоні падіння матеріалу, поступово трансформуючись до поверхні А'ВС. Утворений об'єм матеріалу А'BCDE визначає новий стан суміші в барабані, який характеризується меншою величиною потенційної енергії, а значить, є більш стійким в процесі руху системи.

Розглянемо розташування суміші в поперечному перерізі барабана змішувача, прийнявши дві системи координат: нерухому систему ХОУ, пов'язану із перпендикулярними осями поперечного перерізу барабана, та рухому систему X_1OY_1 , пов'язану із центром циркуляції суміші (точка В), нахилену під кутом до горизонту α .

Площа поперечного перерізу матеріалу, який є умовно нерухомим по відношенню до барабана змішувача і який має краплеподібний вигляд, може бути розбитий на дві частини: площа сегменту із центральним кутом 2δ та площа, обмежена прямою ВD, дугою кола CD та кривою ВС:

Площа сегменту визначається за формулою:

$$S_1 = 0,5R^2(2\delta - \sin 2\delta), \quad (4)$$

де R – радіус барабана, 2δ – центральний кут сегмента.

Площа фігури ВCD може бути визначена через інтеграл різниці функцій кола та кривої ВС:

$$S_2 = \int_0^{y_{1C}} (f_1 - f_2) dy_1, \quad (5)$$

де $f_1 = \sqrt{R^2 - (y_1 - R \cos \delta)^2}$ – рівняння кола барабана з центром в ХОУ в системі координат X_1OY_1 ; $f_2 = \sqrt{y_1/\lambda}$ – рівняння кривої ВС в системі координат X_1OY_1 .



Підставимо прийняті значення рівнянь фігур у вихідне рівняння площі (5). Здійснивши інтегрування на інтервалі від 0 до y_{1C} , та виконавши певні спрощення отриманого виразу знаходимо площу фігури BCD:

$$S_2 = \frac{1}{2} \sqrt{R^2 - (y_{1C} + R \cos \delta)^2} (y_{1C} - R \cos \delta) - \frac{1}{2} R \left(\arctg \left(\frac{-y_{1C} + R \cos \delta}{\sqrt{R^2 - (y_{1C} + R \cos \delta)^2}} \right) - \sin \delta \cos \delta - \frac{1}{2} \pi + \arccos(\cos \delta) \right) - \frac{2}{3} \left(\frac{y_{1C}}{\lambda} \right)^{\frac{3}{2}} \lambda \quad (6)$$

Повна площа, яку займає матеріал в поперечному перерізі барабана бетонозмішувача:

$$S = S_1 + S_2 = 0,5R^2(2\delta - \sin 2\delta) + \frac{1}{2} \sqrt{R^2 - (y_{1C} + R \cos \delta)^2} (y_{1C} - R \cos \delta) - \frac{1}{2} R \left(\arctg \left(\frac{-y_{1C} + R \cos \delta}{\sqrt{R^2 - (y_{1C} + R \cos \delta)^2}} \right) - \sin \delta \cos \delta - \frac{1}{2} \pi + \arccos(\cos \delta) \right) - \frac{2}{3} \left(\frac{y_{1C}}{\lambda} \right)^{\frac{3}{2}} \lambda \quad (7)$$

Координати центра мас матеріал в поперечному перерізі барабана бетонозмішувача в системі координат X_1OY_1 :

$$X_{1C} = \frac{(S_1 X_{1C1} + S_2 X_{1C2})}{S}, \quad (8)$$

$$Y_{1C} = \frac{(S_1 Y_{1C1} + S_2 Y_{1C2})}{S},$$

де X_{1C1} , X_{1C2} – координати центрів віги першої та другої фігур по осі X в системі координат X_1OY_1 ; Y_{1C1} , Y_{1C2} – координати центрів віги першої та другої фігур по осі Y в системі координат X_1OY_1 .

Для першої фігури ці координати матимуть значення:

$$X_{1C1} = 0, \quad Y_{1C1} = -\frac{4}{3} \frac{R \sin^3 \delta}{2\delta - \sin 2\delta} + R \cos \delta. \quad (9)$$

Для другої фігури ці координати можуть бути визначені методами статичних моментів інерції окремих її елементів:

$$X_{1C2} = 0,5 S_2 \int_0^{y_{1C}} (f_1^2 - f_2^2) dy_1, \quad (10)$$

$$Y_{1C2} = 0,5 \int_0^{y_{1C}} (y_1 f_1 - y_1 f_2) dy_1.$$

При цьому, як бачимо, інтегрування проводиться в системі координат X_1OY_1 , в якій аргументом є координата y_1 . Виконавши інтегрування та спрощення отриманого результату, знаходимо координати центру віги другої фігури:

$$X_{1C2} = \frac{1}{2S_2} \left(-\frac{1}{3} y_{1C}^3 + \frac{1}{2} \left(2R \cos \delta - \frac{1}{\lambda} \right) y_{1C} + R^2 y_{1C} \sin^2 \delta \right) \quad (11)$$

$$\begin{aligned}
Y_{1C2} = & \frac{1}{2S_2} [\sqrt{R^2 - (-y_{1C} + R \cos \delta)^2} \left(-\frac{1}{3}R^2 + \frac{1}{3}y_{1C}^2 - \frac{1}{6}y_{1C}R \cos \delta + \frac{1}{6}R^2 \cos^2 \delta \right) - \\
& - \frac{1}{2}R^3 \cos \delta \cdot \operatorname{arctg} \left(\frac{-y_{1C} + R \cos \delta}{\sqrt{R^2 - (-y_{1C} + R \cos \delta)^2}} \right) - \frac{2}{5} \left(\frac{y_{1C}}{\lambda} \right)^{5/2} \lambda^2 + \frac{1}{6}R \cos^2 \delta \sin \delta + \\
& + \frac{1}{3}R^3 \sin \delta + \frac{1}{4}R^3 \cos \delta (\pi - 2 \arccos(\cos \delta))] \quad (12)
\end{aligned}$$

Зводячи отримані результати 9–13 у вихідні рівняння (8), можна визначити координати центру ваги усього перерізу суміші, що знаходиться у барабані змішувача, відносно осей координат X_1OY_1 . Для встановлення їх положення відносно нерухомої системи, пов'язаної із віссю барабана, необхідно виконати поворот осей на кут α – кут, на який повертається суміш при обертанні барабана із кутовою швидкістю ω . При цьому виконується одночасний зсув осей. Таким чином, остаточно центр ваги перерізу суміші відносно осей XOY визначається як:

$$X_C = X_{1C} \cos \alpha - \sin \alpha (Y_{1C} - R \cos \delta); \quad (13)$$

$$Y_C = X_{1C} \sin \alpha - \cos \alpha (Y_{1C} - R \cos \delta), \quad (14)$$

Отже, відповідно до отриманих результатів, енергія, яка витрачається на підйом матеріалу (тобто фактично енергія на перемішування), може бути обчислена як потенційна енергія шару суміші, що піднімається над своїм вихідним положенням при нерухомому барабані:

$$E = S \rho g \left(\frac{4}{3} R \frac{\sin^3 \delta_o}{2 \delta_o - \sin \delta_o} - Y_C \right) \cdot dz, \quad (15)$$

де ρ – щільність суміші; dz – довжина елементарного циліндра, на які розбивається увесь барабан.

Аналіз формули (15) та виконаних за нею розрахунків для існуючих серійних бетонозмішувачів вказує на її значну відмінність (в сторону підвищеної точності) від усіх запропонованих на даний час методик визначення енергії на перемішування.

Література

1. Назаренко І.І. Сучасний стан теорії машин і технологічних процесів приготування та ущільнення будівельних сумішей. //Збірник "Вісник Академії будівництва України", вип.10, 2001, с.38-40.
2. Першин В.Ф. Исследования, разработка и методика расчета режимных и геометрических параметров машин барабанного типа. - Автореферат дис. канд. техн. наук. М. – 416с.
3. Свиридов М.М. Исследование движения сыпучего материала на внутренних устройствах машин с вращающимися барабанами. – Автореферат дис. канд. техн. наук. М. – 1976.



УДК.624.132

Смірнов В.М., канд. техн. наук, професор КНУБА,
Головань В.П., канд. техн. наук, доцент КНУБА,
Вольтерс О.Ю., канд. техн. наук, доцент КНУБА

БУРИЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ З АНКЕРНИМ ПРИСТРОЄМ

Існуючий в будівельних організаціях парк бурильних і бурильно-кранових машин призначений, в основному, для буріння свердловин в ґрунтах міцністю до четвертої категорії, тобто з питомою силою різання, яка не перевищує величини $m_{cv} = 0,25$ МПа [1]. Для розширення області використання існуючих машин, кафедрою будівельних машин Київського національного університету будівництва і архітектури розроблені і впроваджені нові конструкції бурильного обладнання: різцевий інструмент з твердосплавними вставками, різцеві бури суцільного та кільцевого буріння, робочі органи ударно-обертального буріння [2]. Вибір конструкції бурильного обладнання для буріння ґрунтів залежить від конкретних умов проведення робіт; кліматичних особливостей місцевості; розмірів свердловин; потужності, маси та мобільності бурильних і бурильно-кранових машин.

Для буріння свердловин в ґрунтах підвищеної міцності, особливо в гірських умовах, стало можливим використовувати існуючі машини з бурильними робочими органами, які оснащені різцевим ґрунторуйнуючим інструментом з твердосплавними вставками. Застосування таких робочих органів показало, що існуючі бурильні машини можуть забезпечити достатній крутний момент для обертання буру, але їх невелика маса не дозволяє створити достатнє напірне зусилля для вривання різців в ґрунт і забезпечити необхідну товщину зрізу. Самозатягування різців в ґрунт тут відсутнє, тому що неможливо зменшити кут заточування різців внаслідок механічних властивостей матеріалів твердосплавних вставок. Крихкість цих матеріалів не дозволяє виготовлення різців з кутом заточування меншим ніж 60° , внаслідок чого при їх роботі виникає значна виштовхуюча сила, для компенсації якої необхідно збільшити напірне зусилля.

У залежності від необхідного діаметру свердловин, що розробляються, використовують різцеві бури двох основних видів – суцільного та кільцевого буріння. Перші руйнують ґрунт по всій площі поперечного перерізу свердловини, для чого їх обладнують різцями, які повністю перекривають площу різання. Зруйнований ґрунт видаляється з свердловини шнеком, який розташований на бурильній штанзі.

Кільцеві бури руйнують ґрунт на периферії свердловини, утворюючи циліндричний проріз, що відокремлює ґрунт внутрішньої частини свердловини від ґрунтового масиву, та керн, який потім виймається з свердловини разом з циліндричним корпусом буру. Різці на кільцевому бурі розташовані таким чином, щоб ширина кільцевого прорізу була мінімальною, але достатньою для розміщення пристроїв для підрізання і захоплення керну та шнеку для транспортування ґрунту з кільцевого прорізу. Зменшення площі руйнування ґрунту при утворенні свердловини кільцевим буром дозволяє зменшити кількість різців при можливості одночасного збільшення діаметру свердловини та підвищення міцності ґрунту.

Підвищення ефективності буріння свердловин в міцних ґрунтах можна досягнути за рахунок використання робочих органів ударно-обертального буріння, в яких крім механізму обертання встановлюють пристрої для динамічного навантаження в осьовому напрямку. Конструкція бурильного обладнання, яка складається з механізму обертання і вібротолоту [3, 4], дозволяє утворювати свердловини діаметром 500 мм. Для утворення свердловин більшого діаметру збільшується маса бурильного обладнання, тому використання вібраційних пристроїв утруднюється внаслідок підвищення їх інерційності.

З метою розширення області використання існуючих бурильних і бурильно-кранових машин у складних гірничо-геологічних умовах на міцних і мерзлих ґрунтах пропонується нова конструкція бурильного обладнання з анкерним пристроєм, схема якого представлена на рис. 1.

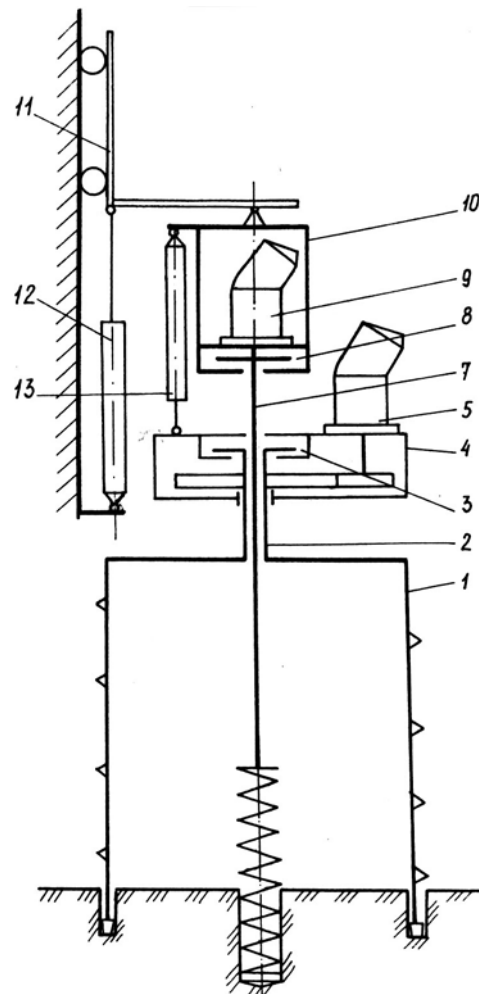


Рис. 1 Схема бурильного обладнання з анкерним пристроєм

Бурильне обладнання складається з кільцевого буру 1, який через упорний підшипник 3 з'єднаний порожнистою штангою 2 з обертачем 4. Обертач приводиться в дію від гідромотору 5. Анкерний пристрій 10 складається з шнекового суцільного буру 6 невеликого діаметру, який оснащений кулачками для закріплення його в лідерній свердловині. Шнековий бур 6 через упорний підшипник 8 з'єднаний штангою 7. Яка проходить усередині порожнистої штанги кільцевого буру, з гідроприводом 9. Корпус приводу анкерного пристрою 10 шарнірно з'єднаний з кареткою 11 бурильної машини, через яку за допомогою гідроциліндру 12 створюється напірне зусилля на бур 6. Гідроциліндри 13, які створюють додаткове напірне зусилля на кільцевий бур, закріплені на корпусі приводу анкерного пристрою і з'єднані також з корпусом обертача 4. При бурінні кільцевої прорізі корпус обертача з кільцевим буром переміщується вздовж штанги анкерного пристрою.

Для буріння свердловини бур вставляють на поверхні забою і здійснюють буріння лідерної свердловини буром 6 анкерного пристрою, крутний момент якому передається від гідроприводу 9. Зворотнім обертанням штанги 8 і бура 6 його фіксують (закріплюють) у лідерній свердловині.



Включивши обертання кільцевого буру 1, гідроциліндрами 13 надають йому необхідне напірне зусилля. Напірне зусилля не залежить від маси бурильної машини, тому що корпус анкерного пристрою з гідроциліндрами через упорний підшипниковий вузол 3, штангу 7 та бур 6 закріплений у лідерній свердловині. Після буріння кільцевого прорізу на певну глибину у межах розміру кільцевого буру утворюється kern, який підрізаний з середини кулачками анкерного пристрою. За допомогою каретки 11 та гідроциліндру 12 здійснюється підйом бурильного обладнання разом з керном. Потім kern видаляють з корпусу кільцевого буру шляхом періодичного обертання в необхідному напрямку та осьового переміщення буру анкерного пристрою, який знаходиться у середині керну. Цикл буріння повторюється до одержання потрібної глибини свердловини.

Запропонована конструкція бурильного обладнання з анкерним пристроєм дозволяє утворювати свердловини діаметром до 900 мм у більш міцних і мерзлих ґрунтах та розширює область використання існуючих мобільних бурильних і бурильно-кранових машин.

Література

1. Ветров Ю.А., Кархов А.А., Кондра А.С., Станевский В.П. Машини для земляных работ. – К.: Вища школа, 1981.
2. Смірнов В.М., Головань В.П., Вольтерс О.Ю. Високоєфективні робочі органи бурильних машин // Науково-практичні проблеми моделювання та прогнозування надзвичайних ситуацій: Зб. наук. ст. вип. 2 – К.: МНС України, КНУБА, 1999.
3. Смірнов В.М., Головань В.П., Вольтерс О.Ю. Підвищення ефективності буріння міцних ґрунтів кільцевим динамічним робочим органом // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини: Респ. міжвідом. наук.-техн. зб. – К.: КНУБА, 2000, вип. 56.
4. Смірнов В.М., Головань В.П., Вольтерс О.Ю. Визначення параметрів динамічних робочих органів бурильних машин // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини: Респ. міжвідомч. наук.-техн. зб. – К.: КНУБА, 2001, вип. 57.

УДК 621.878

В.А. Пенчук, канд. техн. наук (Донбасская государственная академия строительства и архитектуры).

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Надежность землеройной машины закладывается еще при ее конструировании и расчете основных узлов. Надежность машин является комплексным свойством, включающим безотказность, долговечность, ремонтпригодность.

Предлагаемые методы интенсификации рабочих процессов влияют на характер внешней нагрузки, который в свою очередь определяет скорость изнашивания деталей основных сочленений и их срок службы.

Процессы землеройных машин являются нестационарными и неоргодическими. В общем случае случайное усилие на рабочем органе машины можно представить как

$$P_{01}(t) = P_{01}^T(t) + P_{01}^{\Phi}(t), \quad (1)$$

где P_{01}^T и P_{01}^{Φ} - статистические характеристики соответственно тренда и флуктуаций.

Статистические характеристики тренда $P_{01}^T(t)$ зависят от вида рабочего органа, глубины резания, физико-механических свойств грунта. Статистические характеристики флуктуаций $P_{01}^\Phi(t)$ определяются процессами отделения мелких и крупного элементов стружки грунта.

В общем случае ресурс элемента машины можно представить соотношением

$$\frac{N_i}{N_0} = \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma(t)} \right)^m, \quad (2)$$

где N_0 – базовое число циклов нагружения, соответствующее отношению $\frac{\sigma(t)}{\sigma_{-1}} = 1$;

N - разрушающее число циклов нагружения; σ_{-1} - предел выносливости детали; $\sigma(t)$ – напряжение, действующее в элементе; m - показатель степени, зависящий от свойств, размеров, формы элемента, характера режима нагружения, температуры и т.д. ($m=3 \dots 12$).

Учитывая, что напряжения, которые возникают при отделении мелких элементов стружки грунта $\sigma^{m.c}(t)$, не превышают $(0,1 \dots 0,2) \sigma_{max}$, то можно утверждать, что процессы отделения мелких элементов стружки грунта не являются определяющими в прочностных расчетах рабочих органов землеройных машин. Для этих расчетов необходимо использовать следующие напряжения, возникающие при отделении от массива крупного элемента стружки грунта

$$\sigma(t) = \sigma^T(t) + \sigma^{\Phi}_{к.с}(t), \quad (3)$$

где $\sigma^T(t)$ - напряжения от действия низкочастотного усилия тренда; $\sigma^{\Phi}_{к.с}(t)$ - напряжения от действия высокочастотного усилия, связанного с отделением крупного элемента стружки грунта.

При 2-хчастотном режиме нагружения долговечность элементов машины можно

представить как
$$N_{\partial z} = N_{\sigma(t)}^T \left(\frac{f_T}{f_\Phi} \right)^{\nu \frac{\sigma_{к.с}^\Phi(t)}{\sigma^T(t)}}, \quad (4)$$

где f_T и f_Φ – частота колебаний напряжений соответственно от усилий тренда и флуктуаций; ν - коэффициент долговечности, зависящий от физико-механических свойств стали, равный $\nu = 1,3 \dots 1,6$.

В процессе интенсификации производится комбинированное воздействие на массив грунта, для которого можно записать

$$P_{01}^{un}(t) = K_{вн} \cdot P_{01}^{max}(t). \quad (5)$$

Тогда напряжения от этого усилия можно представить в следующем виде

$$\sigma_{к.с}^{\Phi,un} = K_{вн} \cdot \sigma_{к.с}^{\Phi,max}. \quad (6)$$

Для оценки влияния интенсификаторов на долговечность элементов машины

введем коэффициент долговечности
$$K_{N_0} = \frac{N_{\partial z}^{un}}{N_{\partial z}^{mp}}. \quad (7)$$

После подстановок и преобразований зависимость (7) можно представить как

$$K_{N_0} = \left(\frac{f_T^{mp}}{f_\Phi^{mp}} \right)^{\nu \frac{\sigma_{к.с}^{\Phi,mp}}{\sigma_T^{mp}}} \cdot K_{вн}^{\nu \frac{\sigma_{к.с}^{\Phi,mp} \cdot K_{вн}}{\sigma_T^{mp}}}. \quad (8)$$

Для количественной оценки влияния на долговечность элементов машины параметров интенсификации был принят следующий массив исходной информации: $\nu = 1,3$; $K_{вн} = 0,8 \dots 0,85$; $f_T^{mp} = 0,02 \dots 0,2 \text{ с}^{-1}$; $K_\sigma = \sigma_{к.с}^{\Phi,mp} / \sigma_T^{mp} = 1,5 \dots 2$.

Численный анализ зависимости (8), представленный на рис.1, показывает, что долговечность рабочих органов землеройной машины зависит от соотношения частот усилий тренда и флуктуаций, а также соотношения напряжений в металлоконструкциях,



создаваемых этими усилиями. С уменьшением соотношения f_T^{mp}/f_Φ^{mp} до 0,02 долговечность возрастает непрерывно и медленно, а при $f_T^{mp}/f_\Phi^{mp} < 0,02$ - резко возрастает.

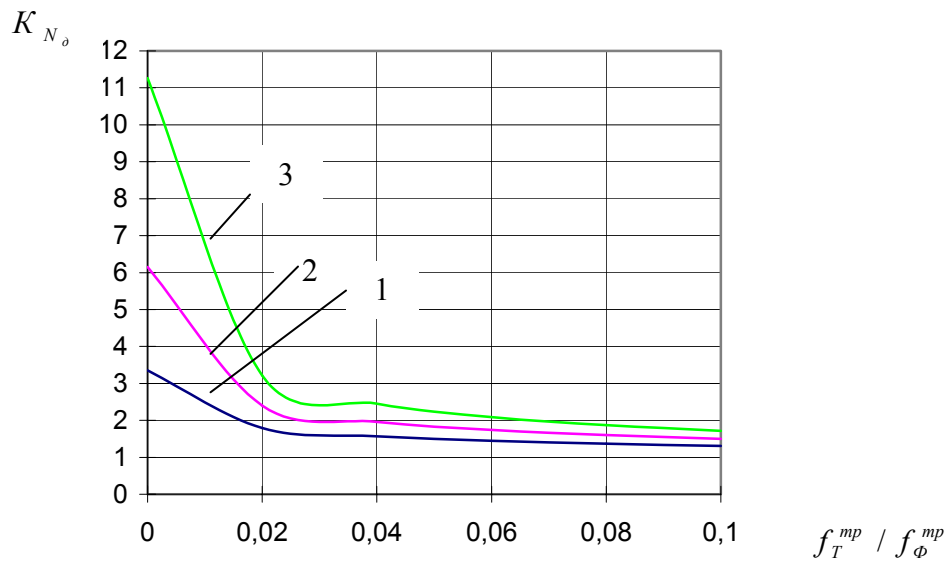


Рис. 1. Зависимости коэффициента долговечности рабочего органа от соотношения частот тренда и флюктуации: 1 - $\sigma_\Phi^{mp} / \sigma_T^{mp} = 1$; 2 - $\sigma_\Phi^{mp} / \sigma_T^{mp} = 1,5$; 3 - $\sigma_\Phi^{mp} / \sigma_T^{mp} = 2$

Главный вывод данных исследований таков: режим разработки грунта с интенсификацией в нем напряжений разрушения способствует увеличению долговечности рабочих органов землеройных машин.

Подтверждением сказанному являются данные экспериментальных исследований рыхлителя с упругим интенсификатором, выполненные ВНИИ Стройдормаш /1/ и Ничке В.В. /2/. Установлено, что применение интенсификаторов приводит к изменению характера режима нагружения: уменьшаются не только пиковые нагрузки, но и вообще нагрузка на 28...30 %, а частота ее возрастает почти в 2 раза.

Литература

1. Рейш А.К. Повышение износостойкости строительных и дорожных машин.- М.: Машиностроение. 1986.-184 с.
2. Створення і експлуатація будівельних машин при варіаційному виборі технічних рішень/ М.В. Бунін, В.В. Нічке, І.Г. Кириченко, А.О. Богомоллов.- К.: НМК ВО.- 1992.- 196 с.

УДК 624

Л.Є.Пелевін, канд. техн. наук, професор КНУБА,
В.П.Рашківський, студент КНУБА

ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВОД РОБОЧОГО ОРГАНУ РОЗПУШНИКА, ЩО ПРАЦЮЄ З ВІДРИВОМ

Одним з шляхів інтенсифікації розробки робочого середовища є використання таких робочих органів принцип яких ґрунтується на використанні ефекту відриву елементів ґрунту від масиву під час його розробки.

Використання дискретних дозволяє зменшити витрати енергії на розробку будівельних матеріалів, а також суттєво збільшити продуктивність машин при незмінних типорозмірах робочого органу [1].

Особливістю явища відриву елемента масиву в процесі його розробки є наявність скачкоподібної зміни сили різання, що зумовлена різким збільшенням нормальної сили різання N (рис. 1). При різкому збільшенні нормальної сили різання N різко збільшується момент від цієї сили чим зумовлюється відрив елемента масиву. При статичному різанні такий ефект не досягається внаслідок збільшення нормальної складової нормальної сили різання N . Тому доцільно було б використання таких робочих органів, що збільшували б складову нормальної сили різання N , що діє в площині сколювання.

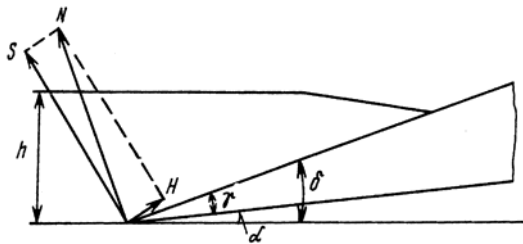


Рис. 1. Складові сил різання
Швидкість деформування

$$v_D = v \frac{\sin \delta}{\sin(\delta + \theta)},$$

де v – швидкість різання; δ – кут різання; θ – кут між напрямом деформування та напрямом різання.

Збільшуючи швидкість різання, можна розробляти ґрунт з більшим граничним дотичним напруженням. Характер процесу різання залежить від співвідношення швидкостей деформування v_D та руйнування v_p . Якщо швидкість деформування будівельних матеріалів ножем в напрямку розробки набагато більше швидкості руйнування, то передня грань ножа зустрічає частини будівельних матеріалів, які встигли відділитись від масиву. В зоні стружкоутворення, де за час деформування елемента стружки, що відділяється напруження досягли граничного значення, виникають пластичні деформації. Частини елемента стружки, що відділяється, в яких пластичні деформації ще не встигли розвинути, можуть руйнуватись під впливом внутрішніх напружень, що виникли внаслідок дії ножа.

Середній період коливань сил різання, що виникають при розробці частини масиву:

$$t = \frac{\lambda}{v}, \text{ де } \lambda = \frac{\mu}{\gamma_{об} \cdot v},$$

де μ – динамічний коефіцієнт в'язкості; $\gamma_{об}$ – об'ємна маса робочого середовища.

$$\text{Тоді } t = \frac{\mu}{\gamma_{об} \cdot v^2} = \frac{0,25}{0,015 \cdot 25} = 0,65 \text{ с.}$$

Руйнування будівельних матеріалів проходить в місцях виникання граничних дотичних напружень, тому швидкість руйнування рівна максимальному значенню динамічної швидкості:

$$v_p = \sqrt{\frac{\tau_0}{\gamma_{об}}},$$

де τ_0 – граничне дотичне напруження.

Щоб досягти резонансу сил різання, необхідно надавати частоту коливань робочому органу з періодом t . При цьому амплітуда коливань збільшиться без допоміжного зовнішнього впливу на робочий орган.

Також видно, що при збільшенні швидкості різання збільшується частота відокремлення елементу масиву. Однак по мірі збільшення швидкості різання ніж все більше часу рухається через не розроблене середовище. Тож з'являється необхідність надавати ножу імпульсний сигнал для генерації швидкості деформацій, причому доцільно надавати імпульс в напрямку нормальної сили різання N .

З цією метою використовуються імпульсні приводи [2], причому тип та конфігурація гідропульсатора залежить від того, який рух потрібен на вихідній ланці (коловий, поступальний, періодичний, постійний).

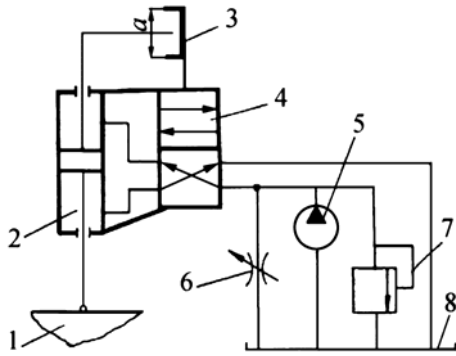


Рис.2. Гідросхема

На рис. 2 зображена гідравлічна схема керування робочим органом в режимі автоколивань. В цій конструкції корпус двоштокового гідроциліндра жорстко прикріплений до корпуса розподільника 4. Нижній шток гідроциліндра 2 з'єднаний з робочим органом 1, верхній відіграє роль важеля позитивного зворотного зв'язку за допомогою муфти 3, що має зазор розміром a . Муфта жорстко з'єднана з золотником розподільника 4. При вмиканні насоса 5 робоча рідина спрямовується, наприклад, у верхню порожнину гідроциліндра 2.

Коли важіль проходить відстань a і доходить до нижньої частини муфти 3, то він переміщує золотник розподільника у верхнє положення і робоча рідина надходить до нижньої порожнини гідроциліндру 2 – робочий орган рухається у зворотному напрямку. Таким чином забезпечується автоколивальний процес, частота якого регулюється зміною тиску рідини за допомогою дроселя 6, а амплітуда – величиною зазору a .

Цикл роботи гідроциліндра складається з наступних елементів [3]:

- 1). розгін вниз;
- 2). рух вниз з постійною швидкістю.

Рівняння руху рухомої частини гідроциліндра має вид:

$$m \frac{dv}{dt} = (F_2 - F_3)(p_H - p_r) - G, \quad (1)$$

де F_2 – робоча площа поршня при підйомі/опусканні; F_3 – робоча площа штока; p_H – номінальний тиск робочої рідини; p_r – втрати тиску в штоковій порожнині циліндра на гідравлічні опори; G - вага рухомих частин.

Для першого періоду маємо:

$$t_1 = \frac{mv_1}{F(p_H - p_g - p_r)}; \quad (2)$$

$$A_1 = mv_1^2 \frac{p_H}{p_H - p_g - p_r}, \quad (3)$$

де A_1 – енергія, що витрачається на розгін штока до швидкості v_1 ; p_g – тиск, викликаний силою ваги робочого органу та рухомих частин гідроциліндра.

Для другого періоду:

$$t_2 = \frac{H}{v_1}; \quad (4)$$

$$A_2 = \frac{p_g p_H H}{v} = p_g F H. \quad (5)$$

де F – робоча площа циліндра приводу; H – хід поршня.

Сумарний час циклу (p_r нехтуємо через його малу величину):

$$t_{\text{ц}} = \sum t_i = \frac{mv_1}{F(p_H - p_g)} + \frac{H}{v_1}. \quad (6)$$

Відносимо час циклу до часу вільного падіння:

$$t = \frac{mv_2}{Fp_g} = \frac{2H_0}{v_0}; \quad (7)$$

тоді:
$$\bar{t}_{\text{ц}} = \frac{p_H}{p_H - p_g} + \frac{Hv_0}{2v_1 H_0}, \quad (8)$$

або, прийнявши $\frac{p_g}{p_H} = k_g$, $\frac{H}{H_0} = k_H$, $\frac{v_1}{v_0} = k_v$,

отримаємо
$$t_{\text{ц}} = \frac{1}{1 - k_g} + \frac{k_H}{2k_v}. \quad (9)$$

Таким же чином отримуємо ККД, враховуючи, що A виражається так же, як mgH_0 :

$$\eta = \frac{A_0}{A_1 = A_2} = \frac{\frac{1}{2}mv_0^2}{mv_1^2 \frac{1}{1 - k_g} + p_g F H} = \frac{1}{\frac{2k_v^2}{1 - k_g} + k_H}. \quad (10)$$

Для спрощення аналізу виразимо k_H через k_g та k_v . Виходимо з значення H_0 :

$$H_0 = \frac{mv_1^2}{2F(p_H - p_g)} + H + \frac{mv_1^2}{2Fp_g}. \quad (11)$$

Ділимо на $H_0 = \frac{mv_0^2}{2Fp_g}$ та перетворимо до вигляду:

$$1 = \frac{k_v^2 k_g}{1 - k_g} + k_H + k_v^2; \quad k_H = \frac{1 - k_g - k_v^2}{1 - k_g}. \quad (12)$$

Підставляємо значення k_H в рівняння (9) та (10) та отримуємо:

$$\bar{t}_{\text{ц}} = \frac{2k_v + 1 - k_g - k_v^2}{2k_v(1 - k_g)}; \quad \eta = \frac{1 - k_g}{k_v^2 + 1 - k_g}.$$

Приймаючи $k_v = 0,3$ та $k_g = 0,3$, маємо $t_{\text{ц}} = 2,8$ та $\eta = 0,88$.

$$t_{\text{ц}} = \bar{t}_{\text{ц}} \sqrt{\frac{H}{2g}} = 2,8 \sqrt{\frac{1}{2 \cdot 9,8}} = 0,63 \text{ с}; \quad n = \frac{60}{0,63} = 95 \text{ хід/хв}, \quad t = \frac{1 \cdot 60}{95} = 0,63 \text{ с}.$$

Така схема може використовуватись для приводу активного зуба розпушника, що зображений на рисунку 3. При цьому зуб розпушника виконаний з дво частин: рухомої 4 та нерухомої 3. рухома частина 4 здійснює коливання навколо вісі 5 відносно стійки 1. Коливання відбуваються через штовхаючі ланки 2, що з'єднані з одного боку з проушинами зуба розпушника, а з іншого – з проушиною гідроциліндра.

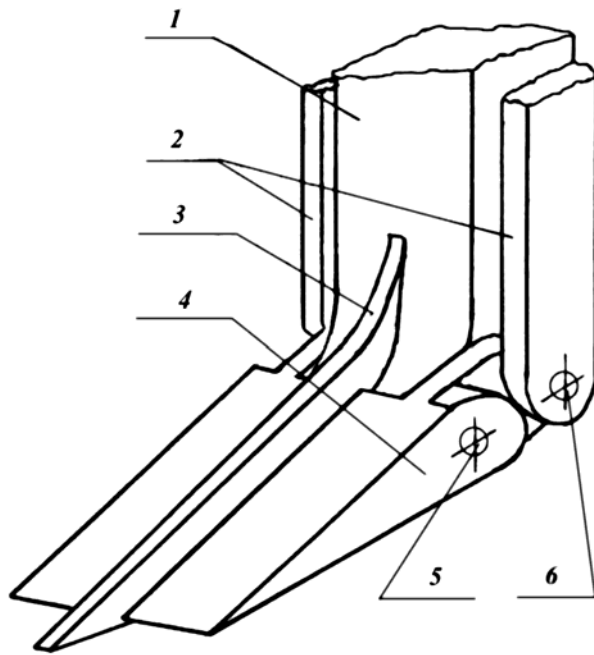


Рис.3. Робочий орган

Після того, як рухомі частини зуба розпушника 4 починають руйнувати ґрунт спільно з нерухою частиною 3 вмикається автоколивальний привод зуба розпушника і рухома частина зуба починає виконувати коливальні рухи з частотою отриманою при підрахунках. При цьому на робочій поверхні рухомих частин зуба 4 виникають нормальні сили різання N (рис. 1), які можна розкласти на складові, що діють в площині

сколювання та нормальні до площини сколювання H .

Під час примусового повороту рухомої частини зуба 4 нормальна сила N , що забезпечує відрив елемента масиву, збільшується, збільшуючи цим самим момент відриву елемента ґрунту від поверхні масиву, що значно знижує енергоємність процесу руйнування ґрунту, так як відрив є найменш енергоємним способом руйнування ґрунту.

Список літератури

1. Ветров Ю. А. Машины для земляных работ. – К.: Вища школа, 1976.
2. Матвеев И. Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия. – М.: Машиностроение, 1974.
3. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. – М.: Машиностроение, 1987.
4. Станевський В. П. Совершенствование рабочего процесса землеройных машин. – К.: Вища школа, 1984.

ЗАКОНОМЕРНОСТИ СОПРОТИВЛЕНИЯ РАЗРУШЕНИЮ ВОДОНАСЫЩЕННЫХ ДОННЫХ ОСАДКОВ

Закономерности сопротивления подводных грунтов от параметров землеройных машин и особенностей разрушения среды исследованы на черноморских донных осадках. Ранее установлена независимость сопротивления разрушению полностью водонасыщенного грунта от гидростатического давления, поэтому влияние факторов рабочего процесса изучали при атмосферных условиях. Опыты проведены на автоматизированном стенде, снабженном поддоном для грунта, который перемещали с регулируемой скоростью, набором инструмента с тензометрической аппаратурой, системой регистрации и обработки данных. Резание осуществляли прямоугольным плоским ножом с острой кромкой под слоем воды 5 см, максимальный ход инструмента 1 м. Процесс резания и свойства рабочей среды моделировали в соответствии с критериями подобия, установленными в работе [1].

Использовали образцы грунта, отобранные в нескольких местах с помощью трубчатого пробоотборника, при этом различные значения плотности отвечали разным литологическим принадлежностям материала керна. Ширину и глубину прорези, угол резания, задний угол ножа, скорость резания грунта, длину инструмента и размер его боковых граней, а также характерные свойства донных осадков – сцепление и динамическую структурную вязкость варьировали в соответствии с табл.1. Свойства грунта моделировали в заданных пределах путем добавления в натуральный образец мела или золы – для изменения величины сцепления и веретенного масла или технического вазелина – для изменения вязкости материала.

Таблица 1

Уровни варьирования параметров процесса резания
подводного грунта

Параметры	Обозн.	- 2	- 1	0	+ 1	+ 2
Ширина ножа, м	b	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12
Глубина резания, м	h	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05
Длина ножа, м	l	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10
Угол резания, град	α	30	40	50	60	70
Задний угол, град	β	0	5	10	15	20
Скорость резания, м/с	v_0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10
Толщина ножа, м	d	0,01	0,03	0,05	0,07	0,09
Динамическая структурная вязкость, кПа·с	μ	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5
Сцепление грунта, кПа	τ_0	1	3	5	7	9

В качестве целевой функции принята горизонтальная составляющая силы сопротивления, так как вертикальная составляющая оказывает незначительное (причем знакопеременное) в процентном отношении влияние на процесс разрушения подводного грунта. Стохастичность процесса не рассматривали, поскольку грунт представлял собой однородную массу. Экспериментальные данные обработаны с помощью программы, составленной в системе Mathcad 2000 PRO.

Обсуждения экспериментальных исследований

1. **Зависимость сопротивления грунта от ширины ножа.** Изучение черноморских глинистых осадков плотностью $\rho = 1250 \text{ кг/м}^3$, сцеплением $\tau_0 = 5000 \text{ Па}$, вязкостью $\mu = 900 \text{ Па}\cdot\text{с}$ и влажностью 120...200 % показало, что при резании широким плоским ножом образуется сливная стружка, боковые развалы отсутствуют. Форма прорези преимущественно прямоугольная и в области $b > h$ не зависит от ширины ножа. Наблюдается частичное выпирание осадка вверх и образование бурта, обусловленного выходом на поверхность грунта, пластически деформированного лобовой и боковыми гранями инструмента, рис.1. После прохождения ножа при малых значениях сцепления осадка ($\tau_0 \leq 2...3 \text{ кПа}$) края прорези частично оплывают.

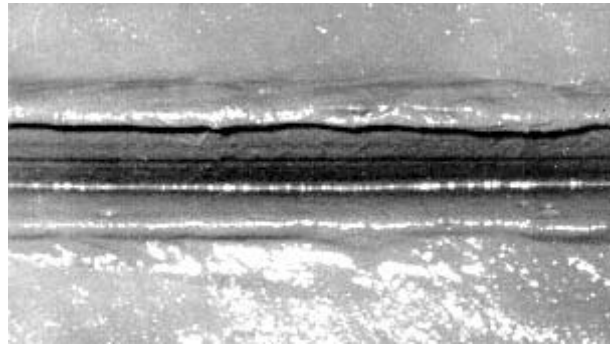
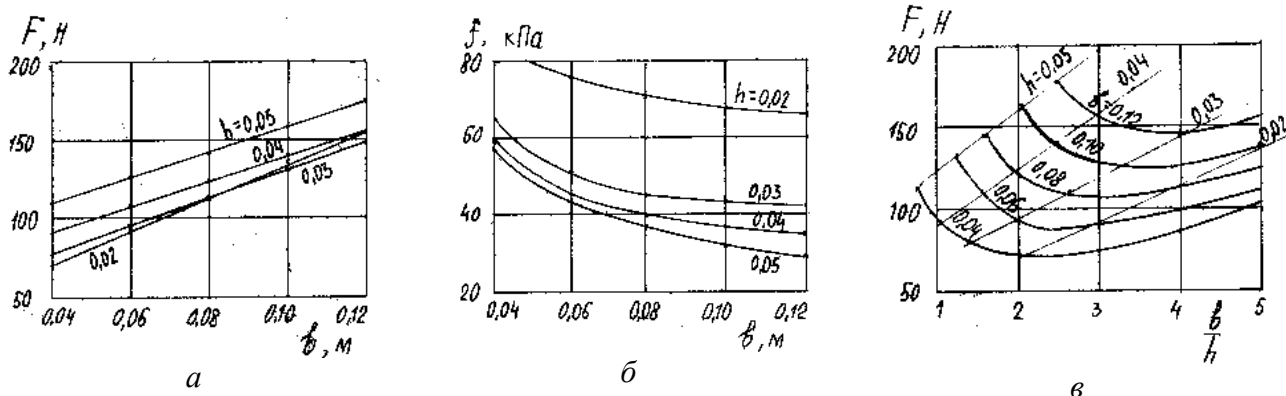


Рис.1. Прорезь донного глинистого осадка

Сопротивление разрушению грунта прямопропорционально увеличению ширины ножа, с ростом глубины прорези уровень прямых $F(b)$ поднимается, а их наклон несколько уменьшается, рис.2, а. При резании широким лезвием основное сопротивление расходуется на преодоление трения по лобовой грани и сдвиг фрагментов сливной стружки друг относительно друга, которые растут линейно по мере увеличения ширины рабочего органа. Сопротивление вырезанию стружки из массива боковыми ребрами ножа, а также сопротивление среды по бокам ножа незначительны и их доля падает. Так, при резании донных вязкопластичных грунтов ножом с углом 50° увеличение соотношения размеров прорези $\frac{b}{h}$ от 1 до 4 привело к уменьшению бокового эффекта с 35 до 12 %. Увеличение ширины ножа, особенно на малых глубинах резания, снижает долю сопротивлений по бокам ножа до 2...6 % при погрешности измерений 10 %.


 Рис.2. Зависимости сопротивления грунта от ширины ножа при $v_0 = 0,06 \text{ м/с}$; $\alpha = 50^\circ$; $l = 0,06 \text{ м}$

Удельное сопротивление грунта с увеличением ширины режущей кромки падает, причем, чем глубже прорезь, тем больше проявляется этот эффект, рис.2, б. Оптимальное соотношение ширины и глубины резания, при котором сопротивление F принимает минимальные значения, находится в пределах $\frac{b}{h} = 2...4$, причем уровень F_{\min} растет

пропорционально указанному соотношению, рис.2, в. При малой ширине ножа проявляется краевой эффект, в результате чего значительно возрастает вклад вязкого и пластического сопротивлений грунта по бокам ножа, рис.3. Величина δ определена как отношение сил сопротивления с обеих сторон инструмента к полному сопротивлению разрушению донного осадка.

Таким образом, зависимость сопротивления резанию вязких подводных грунтов от ширины рабочего органа линейна, удельное сопротивление – функция убывающая. При увеличении ширины ножа более выгодным становится режим резания с малой толщиной стружки и, наоборот, при углублении в массив ширину ножа землеройной машины надо уменьшать. При соотношении ширины прорези к глубине $\frac{b}{h} > 4$ краевой эффект можно не учитывать.

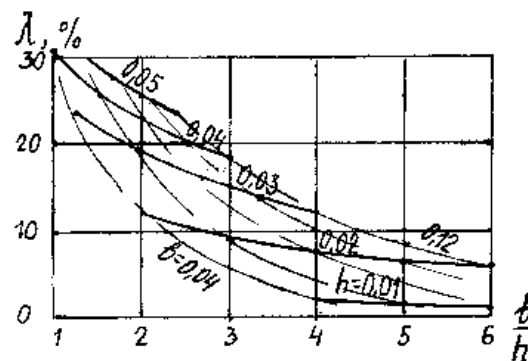


Рис.3. Влияние на процесс разрушения краевого эффекта в зависимости от ширины и глубины прорези

2. Зависимость сопротивления грунта от глубины прорези. Сопротивление разрушению глинистого донного осадка исследовали при заблокированном резании широким плоским ножом прямоугольной формы. Свойства грунта соответствовали средним значениям (нулевым уровням), указанным в табл.1. Характер экспериментальных кривых $F(h)$, рис.4, а, указывает на почти прямолинейную зависимость сопротивления разрушению подводных вязкопластичных грунтов и в первом приближении соответствует аналогичным зависимостям при резании прочных грунтов в атмосферных условиях [2, 3, 4]. Резание проводили в докритической области, поэтому излома прямых не наблюдалось.

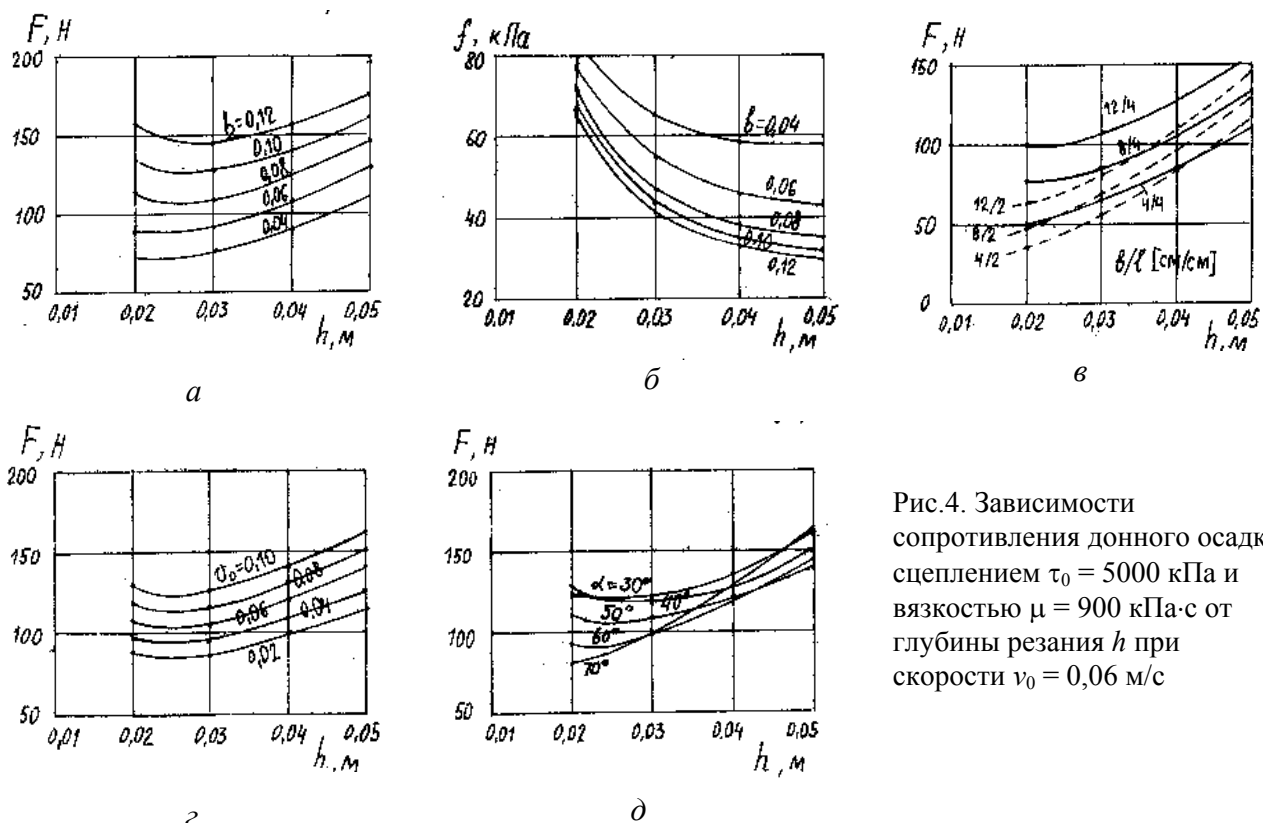


Рис.4. Зависимости сопротивления донного осадка сцеплением $\tau_0 = 5000$ кПа и вязкостью $\mu = 900$ кПа·с от глубины резания h при скорости $v_0 = 0,06$ м/с

Вместе с тем имеются отличия, связанные, прежде всего, с условиями подводного резания и свойствами донных осадков. Хотя грунт резали в квазистационарном режиме с



малой скоростью, $v_0 \leq 0,1$ м/с, кривые $F(h)$ не проходят через нулевую точку из-за наличия гидродинамического сопротивления рабочему органу. При одинаковой глубине прорези длина лобовой поверхности инструмента l увеличивает абсолютные значения сопротивления грунта, а в области малых значений h – и форму кривых $F(h)$, рис. 4, в.

Обычно уменьшение удельного сопротивления разрушению грунта связывают с относительным расширением прорези по бокам ножа [2]. В наших опытах форма прорези при изменении глубины оставалась постоянной, тем не менее, удельное сопротивление $f(h)$ уменьшалось по экспоненциальному закону, рис.4, б. По всей вероятности причину этого следует искать в деформационно-прочностных свойствах структурно ослабленных вязкопластичных осадков. Зависимость удельного сопротивления от глубины резания тем круче, чем больше длина и ширина ножа.

Влияние скорости ножа в пределах $v_0 = 0,02...0,10$ м на сопротивление грунта заключается в пропорциональном увеличении функции $F(h)$ с ростом глубины резания, форма этих кривых не изменяется, рис.4, г. При увеличении угла резания α характер ускоренной зависимости $F(h)$ сохраняется, но соответствующие кривые становятся круче, рис.4, д.

3. Зависимость сопротивления разрушению от длины ножа. Поскольку рассматривается процесс разрушения (резания и перемещения стружки вдоль ножа) длина инструмента резко увеличивает сопротивление, расходуемое на трение по лобовой поверхности и боковым сторонам ножа, а также силу, которая расходуется на компенсацию давления для преодоления вязкого трения вдоль его поверхностей.

Зависимость сопротивления $F(h)$ при резании коротким ножом (при длине $l \rightarrow 0$) проходит через нулевую точку, что согласуется с результатами исследований сухого грунта [2, 3]. Уменьшение длины лобовой поверхности, равно как и наличие угла скоса передней грани ножа, обуславливает неполный контакт стружки с инструментом, что существенно уменьшает сопротивление грунта разрушению.

В процессе резания узким ножом (при $l = 0,02...0,04$ м) увеличиваются сопротивления, идущие на преодоление вязкого трения и сцепления по бокам инструмента, а также сдвига фрагментов стружки на ноже и вырезания ее боковыми гранями из массива. Уменьшение соотношения $\frac{b}{h}$ до $0,5...0,8$ ведет к росту вязких сопротивлений и минимизации функции $F(l)$ в области значений $l = 0,04...0,08$ м, рис.5, а, при этом трение грунта по лобовой грани замедляется, либо вовсе стабилизируется. Удельное сопротивление разрушению минимально при соотношении ширины и длины ножа 3 : 1 и более, рис.5, б.

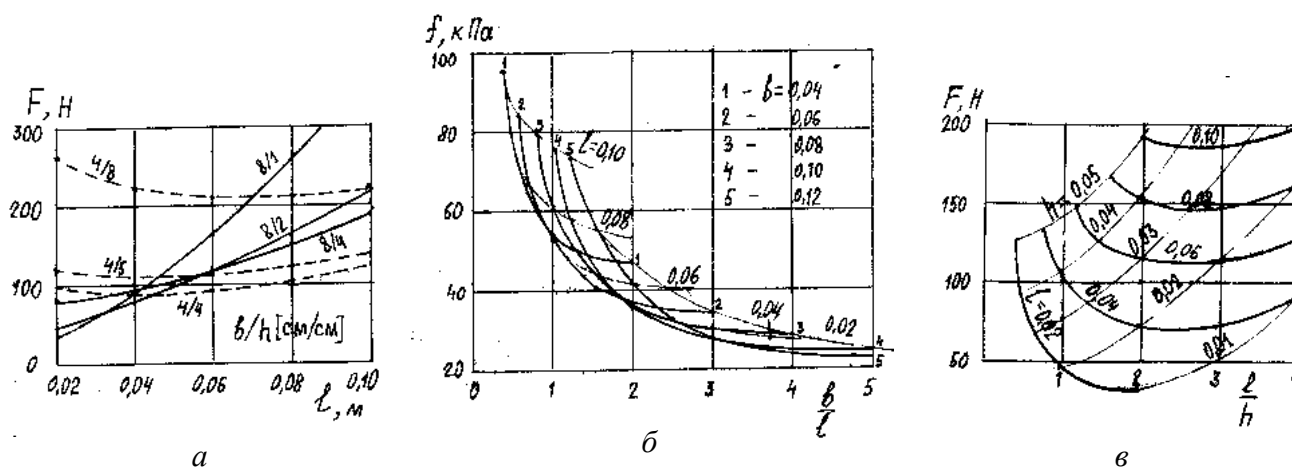


Рис.5. Зависимости сопротивления грунта от длины ножа с углом резания $\alpha = 50^\circ$ при скорости $v_0 = 0,06$ м/с и разных соотношениях ширины b и глубины резания h

Для широкого ножа области наименьших значений f соответствует отношение его длины l к глубине прорези h порядка 2 : 1 при среднем угле резания $\alpha = 50^\circ$, рис.5, в. Превышение ширины режущей грани b к длине ножа l приводит к практической стабилизации удельного сопротивления разрушению подводного грунта. Рациональный режим резания вязкопластичных грунтов обеспечивается выбором короткого и широкого ножа при выполнении условий $\frac{b}{l} > 3$ и $\frac{l}{h} = 1,5 \dots 2,0$.

4. Зависимость сопротивления грунта от угла резания. Испытания показали, что зависимость сопротивления разрушению от угла резания имеет сложный характер. С увеличением угла резания сопротивление падает до определенного минимального значения, а затем начинает расти (вначале медленно, а потом ускоренно). Для вязких грунтов это связано в первую очередь с функциональной зависимостью силы трения и вязкого сопротивления рабочей среды от длины ножа при изменении угла резания на одной и той же глубине.

Наиболее четко характер функции $F(\alpha)$ проявляется при большой толщине стружки, рис.6, а. Это можно объяснить увеличением составляющей вырезания пласта грунта по бокам ножа и более выраженным сдвигом фрагментов стружки.

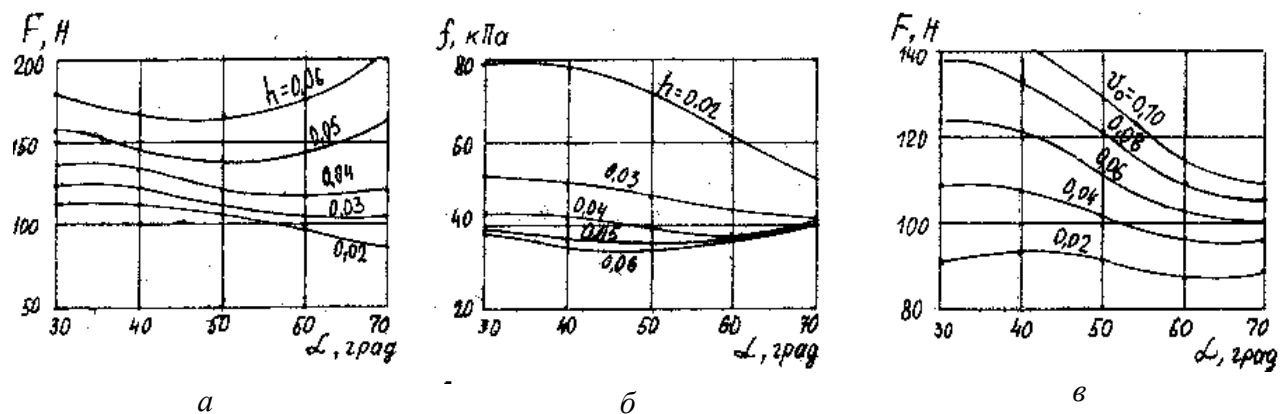


Рис.6. Зависимости сопротивления донных осадков сцеплением $\tau_0 = 5000$ кПа и вязкостью $\mu = 900$ кПа·с от угла резания ножом шириной $b = 0,08$ м и длиной $l = 0,06$ м

Особенностью разрушения структурно ослабленных вязкопластичных осадков является смещение оптимального угла резания, соответствующего минимальному сопротивлению грунта в сторону больших значений. Так, по данным [5] для суглинка оптимальным углом резания под водой является $\alpha_{\text{опт}} = 30 \dots 40^\circ$. На слабых донных осадках область оптимальных значений $\alpha_{\text{опт}} = 45 \dots 65^\circ$, при этом удельное сопротивление f от угла резания α на глубине $h = 0,03 \dots 0,06$ м практически не изменяется, поскольку прямоугольная форма прорези подобна во всех опытах, рис.6, б.

Для достаточно широких ножей ширина режущей кромки не влияет на характер зависимости сопротивления грунта от угла резания. Форма кривой $F(\alpha)$ сохраняется и для узких ножей, при этом уровень силы сопротивления F несколько снижается, а удельной силы f – повышается. В обоих случаях угол резания может быть учтен при решении плоской задачи с ограничениями, показанными на рис.3.

Короткий нож при отношении длины его лобовой поверхности к глубине прорези $\frac{l}{h} \leq 1,2 \dots 1,5$ (в распространенном случае $l \approx \frac{h}{\sin \alpha}$) уменьшает оптимальный угол резания до $\alpha_{\text{опт}} = 45 \dots 50^\circ$. Соотношение $\frac{l}{h} > 1,5$ приводит к сдвигу $\alpha_{\text{опт}}$ в большую сторону, до 60° и более. В этом случае более выгоден процесс не резания, а раздвигания путем



вдавливания грунта в боковые стороны прорези (без отделением стружки), который часто применяют при добыче гранулированных полезных ископаемых из вмещаемого грунта.

Влияние скорости резания v_0 на зависимость $F(\alpha)$ наиболее интенсивно проявляется при малых углах резания, $\alpha_{\text{опт}} < 30^\circ$. Чем выше скорость движения ножа, тем больше зависимость сопротивления осадка от угла резания (кривые F с увеличением α падают круче), рис.6, в. Оптимальные углы резания (по минимуму сопротивления F_{min}) с ростом скорости v_0 от 0,02 до 0,10 м/с сдвигаются в большую сторону и принимают значения $\alpha_{\text{опт}} = 60...70^\circ$.

Уменьшение критерия подобия $k = \frac{\mu v_0}{\tau_0 h} \cos^2 \alpha \rightarrow 0$ (сухой грунт) расширяет диапазон оптимальных углов резания до значений $\alpha_{\text{опт}} = 35...60^\circ$. При $k \rightarrow 0$ характеристики F и f с увеличением угла α убывают, при $k = 0,6$ они принимают минимальные значения, а при $k > 0,6$ (жидкий грунт) – эти функции возрастают.

5. **Задний угол ножа**, образованный его нижней гранью и касательной к траектории перемещения режущей кромки β , не влияет на сопротивление разрушению донных осадков F , если резание проводят острым профилем. При резании глины и мела ножами фрезы, вращающейся с окружной скоростью 0,6...2,2 м/с, Огородниковым С.П. получена экспоненциальная зависимость $F(\beta)$ при малых значениях заднего угла [5].

В наших опытах не подтвердилось предположение о том, что после прохождения ножа грунт благодаря упругому последствию вспучивается и создает давление на задней грани, даже при минимальных углах β . В испытаниях, проведенных Ветровым Ю.А. на тяжелом суглинке, также отмечено отсутствие каких либо существенных сил отпора на нижней грани ножа [2]. При малых скоростях резания, характерных для большинства землеройных машин отвального типа, наличие заднего угла $\beta = 5...10^\circ$ режущего профиля обусловлено кинематикой рабочего процесса и микрорельефом грунтового массива.

Таким образом, величина заднего угла инструмента на сопротивление разрушению донных осадков не влияет.

6. **Зависимость сопротивления грунта от толщины ножа.** При резании грунта узкими ножами проявляется зависимость его сопротивления от величины боковой поверхности ножа, измеренной в направлении траектории движения инструмента. Краевой эффект возрастает с увеличением толщины ножа, глубины и угла резания.

Зависимости $F(d)$ имеют общую закономерность: с увеличением толщины ножа сопротивление вначале растет до определенной величины, а затем падает. Так, на глубине резания $h = 0,02$ м силы F и f принимают наибольшие значения при $0,04 < d < 0,06$ м, а на глубине $h = 0,05$ м – при $d = 0,09$ м, рис.7, а. На тонких стружках область $F_{\text{max}}(d)$ сужается, влияние толщины ножа падает, так как уменьшаются силы трения и вязкого сопротивления по боковым поверхностям инструмента, рис.7, б.

Чем меньше угол резания α , тем скорее увеличение толщины ножа d приводит к неэффективному (по величине F и f) режиму резания: при $\alpha = 30^\circ$ максимум сопротивления F_{max} наступает при $d = 0,03...0,05$ м, рис.7, в. И наоборот, увеличение угла α до 70° снижает зависимость силы F от d : например, при толщине ножа $d < 0,09$ м предпочтительным является резание осадка с углом $\alpha = 70^\circ$. Отсутствие заднего угла β соответствует протаскиванию пластины (штампа, плоского днища машины) по грунту, при этом зависимость сопротивления F от величины d практически прямопропорциональна.

С увеличением размера d возрастает влияние вязкости μ и сцепления τ_0 грунта. Зависимость $F(d)$ – замедленно возрастающая функция. При резании более прочных

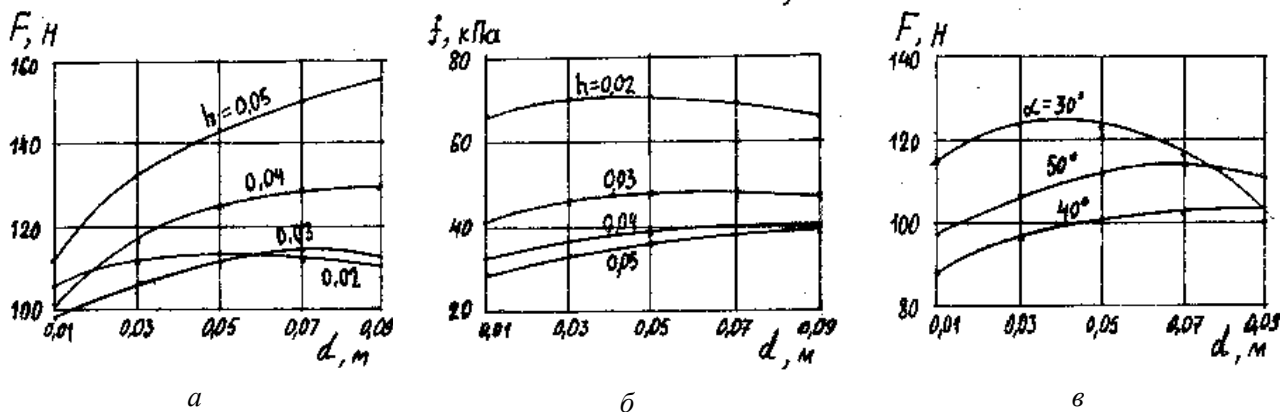


Рис.7. Зависимости сопротивления осадков от толщины боковой поверхности ножа, имеющего ширину $b = 0,08$ м, длину $l = 0,06$ м при скорости резания $v_0 = 0,06$ м/с

грунтов (критерий подобия процесса $k = \frac{\mu v_0}{\tau_0 h} \cos^2 \alpha < 0,2$) кривая $F(d)$ имеет максимум, который при $k \rightarrow 0$ смещается в сторону меньших значений d .

7. **Зависимость сопротивления грунта от скорости резания.** Увеличение скорости в пределах $v_0 = 0,02 \dots 0,10$ м/с приводит к возрастанию сил сопротивления, как на лобовой, так и боковых поверхностях инструмента, рис.8, а. С углублением прорези h удельное сопротивление грунта $f(v_0)$ в функции скорости резания понижается, рис.8, б. Изменение ширины, заднего угла и толщины ножа на характер зависимостей (форму кривых) $F(v_0)$ и $f(v_0)$ практически не влияют. С увеличением угла резания уменьшается зависимость сопротивления грунта от скорости резания, которая при $\alpha = 30^\circ$ почти

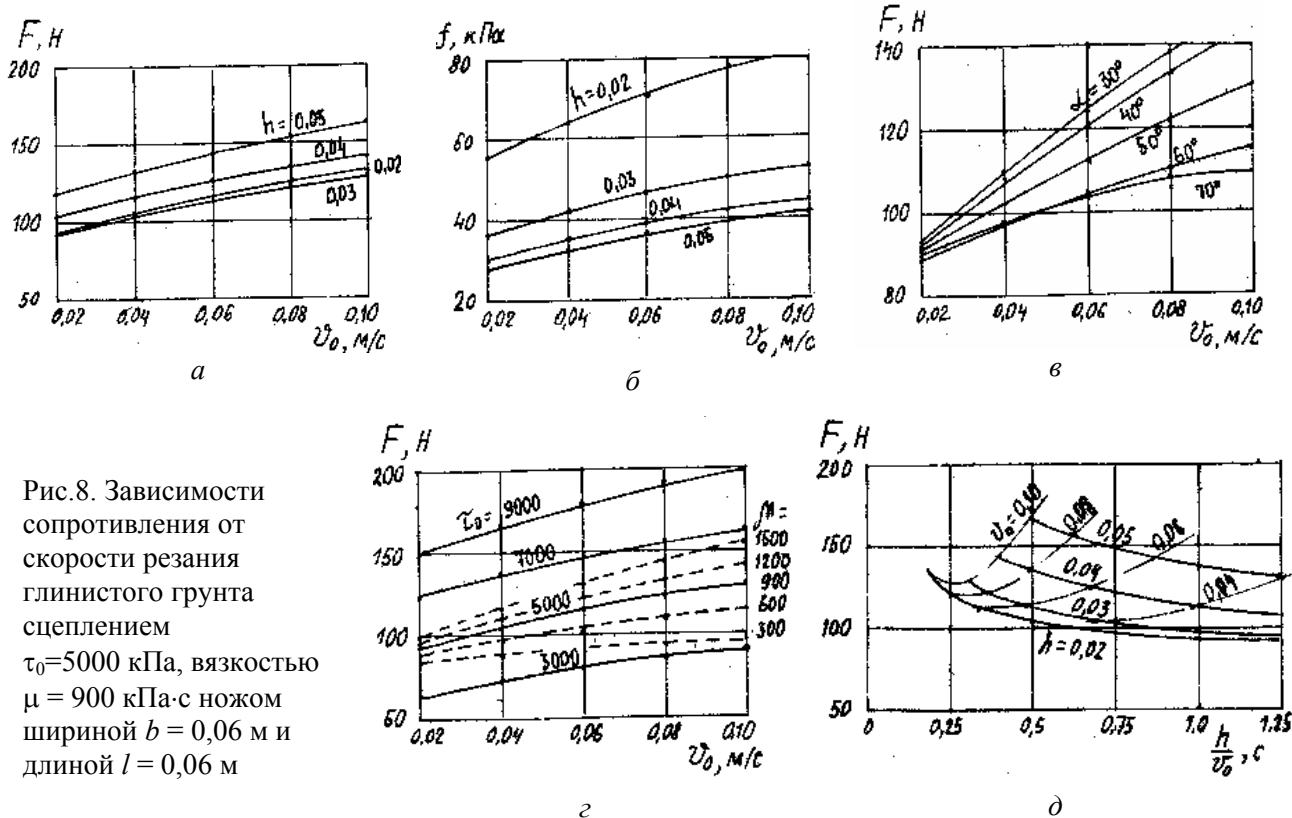


Рис.8. Зависимости сопротивления от скорости резания глинистого грунта сцеплением $\tau_0 = 5000$ кПа, вязкостью $\mu = 900$ кПа·с ножом шириной $b = 0,06$ м и длиной $l = 0,06$ м



прямая, а при $\alpha = 70^\circ$ – замедленно растущая кривая, рис.8, в.

Повышение скорости, равно как и удлинение ножа, приводит к перераспределению составляющих $F(v_0)$. Сопротивление по сторонам ножа увеличивается до значения сопротивлений, расходуемых на трение и преодоление сил вязкости вдоль лобовой поверхности инструмента, играя более существенную роль при разрушении грунта. Повышение вязкости грунта μ интенсифицирует зависимости $F(v_0)$ при увеличении скорости, рис. 8, з. Сцепление τ_0 , сохраняя форму кривых, изменяет абсолютные значения сопротивления грунта. Взаимное влияние глубины и скорости резания показывает ускоренную зависимость сопротивления от этих параметров, рис.8, д.

Критерии подобия процесса резания $K = \frac{\mu v_0}{\tau_0 h} = 0,5 \dots 0,6$; $k = K \cos^2 \alpha \approx 0,2$. Соотноше-

ние жидкой и твердой зон вдоль лобовой поверхности ножа $\varepsilon = \frac{y_2}{y_1} = 0,13 \dots 0,14$, а касательное

напряжение, вызванное вязким сопротивлением, приближается к величине сцепления грунта. Под водой рост сопротивлений от скорости идет более интенсивно, чем в атмосферных условиях из-за повышенной плотности и вязкости окружающей среды.

Зависимости $F(v_0)$ и $f(v_0)$ исследованы на относительно небольших скоростях, при $v_0 \leq 0,1$ м/с. Дальнейший рост скорости резания приводит к более интенсивному ускорению сопротивления грунта, обусловленному не только динамичностью процесса, но и качественным изменением характера разрушаемой среды. Так, пластические деформации в определенных условиях (при скорости несколько десятков метров в секунду) могут переходить в хрупкое разрушение. Однако для глубоководных машин высокие скорости не рациональны из-за повышенных энергетических затрат на преодоление гидродинамического сопротивления среды рабочими органами.

8. Зависимость сопротивления разрушению от вязкости осадков. Вариация геометрических размеров прорези (b, h) и размеров ножа (l, d, α, β) зависимости сопротивления разрушению донных осадков F от вязкости μ принципиально не меняет. Угол резания α в пределах $0 \dots 90^\circ$ оказывает обратное влияние на сопротивлении грунта, так как в функции $\sin \alpha$

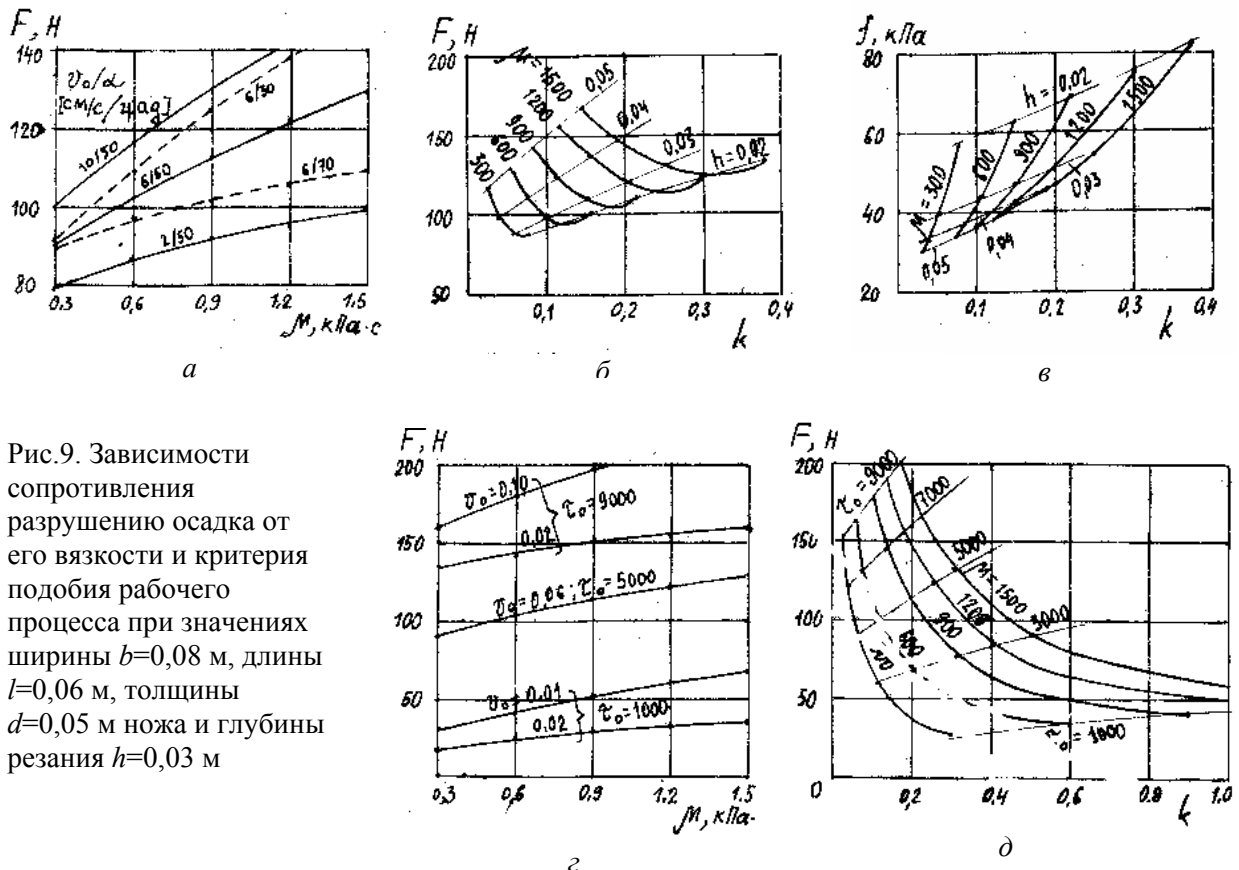


Рис.9. Зависимости сопротивления разрушению осадка от его вязкости и критерия подобия рабочего процесса при значениях ширины $b=0,08$ м, длины $l=0,06$ м, толщины $d=0,05$ м ножа и глубины резания $h=0,03$ м

изменяет длину контакта стружки по инструменту, рис.9, а. Составляющие сопротивления трению на лобовой и боковых поверхностях ножа практически постоянны. Скорость v_0 и сцепление грунта τ_0 пропорционально изменяют уровень зависимостей $F(\mu)$, рис.9, з.

Для «сухого» грунта (критерии подобия $K = 0,02...0,1$; $k = 0,02...0,05$; $\varepsilon = 0,03...0,09$; $\eta = 0,2...0,5$) влияние вязкости сказывается при увеличении скорости, $v_0 > 0,04$ м/с. В «жидком» грунте (критерии подобия $K > 0,6$; $k > 0,25$; $\varepsilon > 0,15$; $\eta > 1,2$) составляющая вязкого сопротивления играет главенствующую роль, рис.9, б, в. Так, изменение вязкости в диапазоне $900 < \mu < 1500$ Па·с при скоростях ножа $v_0 = 0,02$ и $0,1$ м/с привело к следующим результатам. Соотношение сил вязкого сопротивления F_4 и трения F_3 по сторонам ножа в относительно прочных донных осадках сцеплением $\tau_0 = 9000$ кПа ($0,04 < K < 0,2$) увеличилось от $1...2$ до $2,2...4$; в структурно слабых осадках, при малом сцеплении $\tau_0 = 1000$ кПа ($0,2 < K < 1$), отношение $\frac{F_4}{F_3}$ возросло от $2...3,8$ до $4...8$.

На структурно более прочных грунтах ($K < 0,1$; $k < 0,05$), величина F_4 превышает F_3 только при больших значениях вязкости, $\frac{F_4}{F_3} = 1$ при $\mu \approx 650$ Па·с, рис.9, д. При увеличении скорости v_0 область равного влияния на сопротивление разрушению грунта составляющих вязкости F_4 и сцепления F_3 смещается в сторону меньших значений μ .

9. Зависимость сопротивления разрушению от сцепления донных осадков. Сопротивление разрушению глинистых осадков находится в пропорциональной зависимости от ширины b и глубины прорези h , длины l и толщины ножа d , угла резания α и заднего угла β инструмента, рис.10, а. Увеличение угла резания α снижает

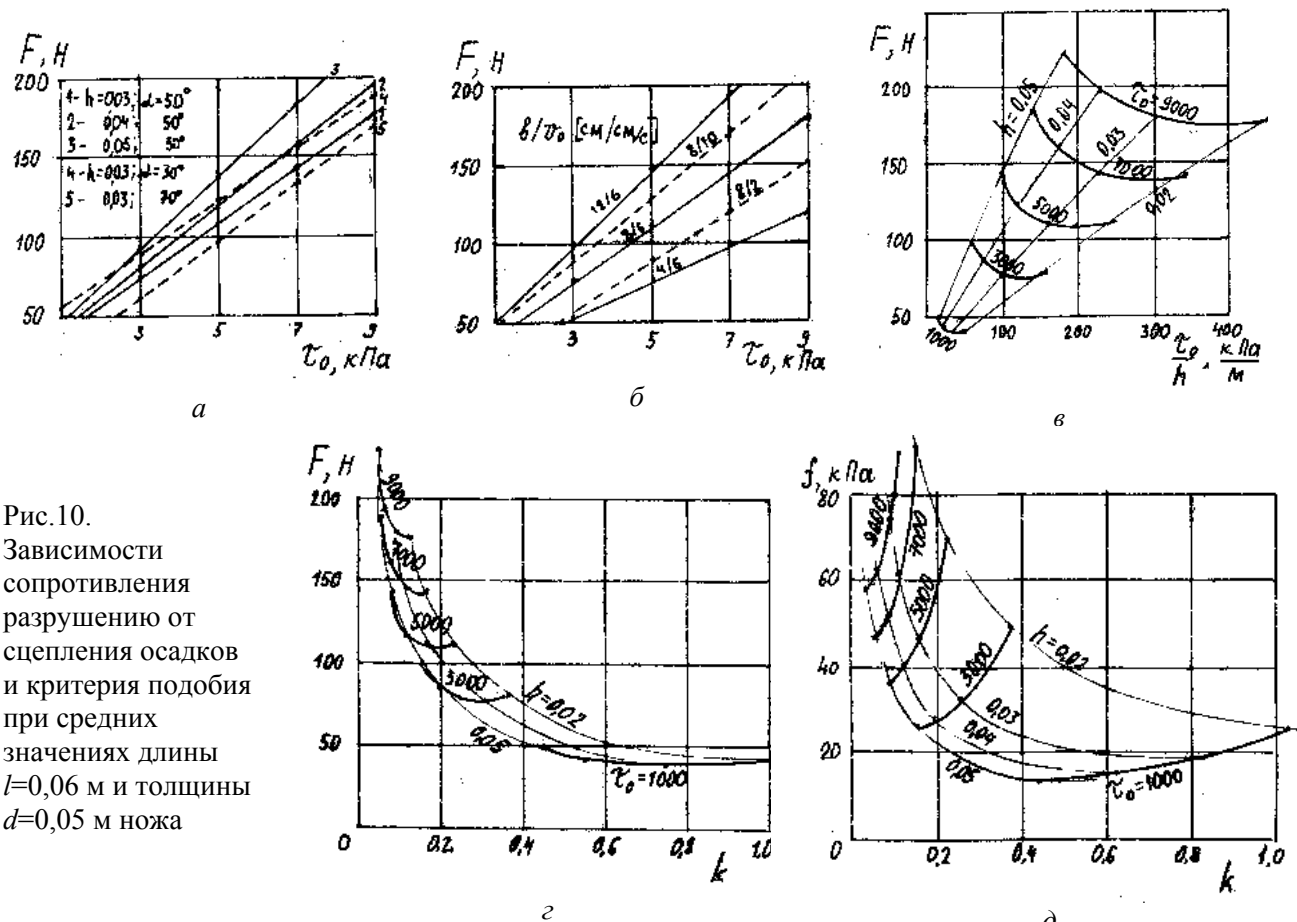


Рис.10. Зависимости сопротивления разрушению от сцепления осадков и критерия подобия при средних значениях длины $l=0,06$ м и толщины $d=0,05$ м ножа



сопротивление разрушению, поскольку при одинаковой глубине резания контакт стружки с ножом меньше. Увеличение ширины ножа b , равно как и скорости резания, приводит к незначительной интенсификации роста функции $F(\tau_0)$, рис.10, б. С глубиной h размах зависимости сопротивления F от сцепления τ_0 возрастает, рис.10, в.

Основной вклад в сопротивление вносят силы трения стружки по лобовой поверхности и давления, необходимого на преодоление вязкого трения, а также силы сдвига фрагментов сливной стружки и вырезание ее боковыми гранями ножа. В осадках сцеплением $\tau_0 = 9000$ кПа уменьшение вязкости до значения $\mu = 200$ кПа·с приводит к выравниванию силы вязкого сопротивления F_4 и силы трения F_3 на боковых сторонах ножа. Дальнейшее снижение вязкости до $\mu = 30...80$ кПа (техногенный ил) уменьшает долю и для более слабых грунтов – со сцеплением $\tau_0 = 1000$ кПа.

Критерий подобия $k = \frac{\mu v_0}{\tau_0 h} \cos^2 \alpha$ комплексно характеризует зависимость сопротив-

ления осадков от факторов рабочего процесса, рис.10, з, д. Так, с ростом k , что соответствует увеличению вязкости μ , скорости v_0 или угла резания α , либо уменьшению сцепления τ_0 и глубины прорези h , резание все больше приобретает характер процесса, при котором нож движется в жидкой среде. Установлена связь между основным критерием подобия процесса подводного резания k и соотношением зон (объемов) жидкой y_2 и твердой y_1 фаз грунта в зоне контакта инструмента с грунтом:

$\varepsilon = \frac{y_2}{y_1} = \frac{1}{9} (\sqrt{9k + k^2} - k)$. Критерий $\eta = \frac{\tilde{\tau}_l}{\tau_0}$, динамически и геометрически

характеризующий процесс подводного резания ($\tilde{\tau}_l$ – касательное напряжение, вызванное вязким сопротивлением грунта), также определяется через основной критерий:

$\eta = \frac{2}{3} (\sqrt{9k + k^2} + k)$. Между собой они связаны соотношением $\varepsilon \eta = \frac{2}{3} k$. Напряженно-

деформированное состояние системы «грунт-рабочий орган» подчиняется законам гидродинамики и описывается в соответствии с моделью [6].

Уменьшение критерия подобия до минимальных значений, $k \rightarrow 0$, возвращает процесс резания грунта к обычным «сухопутным» условиям; взаимодействие инструмента со средой в этом случае описывается на основании законов статики сыпучих сред [7].

Анализ составляющих сопротивления разрушению донных осадков аналитическим и графическим способами, позволил выявить закономерности абсолютных и удельных значений сил сопротивления от отдельных факторов рабочего процесса. По результатам испытаний создан банк данных сопротивления разрушению подводных грунтов, использованный в НИПИОкеанмаше (Днепропетровск), СКТБ Техники морских геологоразведочных работ (Мурманск), СКБ Океангеотехника (Новороссийск), НИИ строительной и инженерной техники (Киев) при разработке и испытании глубоководных землеройных систем.

Список литературы

1. Сукач М.К. Критериальные требования к моделированию рабочего процесса подводных машин // Гірн., буд., дор. та меліорат. машини: Всеукр. міжвід. наук.-техн. зб.– К.: КНУБА, 2001.- Вип. 58.- С.22-24.
2. Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами. – М.: Машиностроение, 1971.- 357 с.
3. Кравець С.В. Грунтозахисні та енергозберігаючі машини для прокладки підземних комунікацій.– Рівне: Вид-во РДТУ, 1999.- 277 с.
4. Шатов С.В. Разработка и исследование параметров рабочих органов рыхлителей ступенчатого типа для разрушения мерзлых и прочных грунтов: Автореф. дис...канд. техн. наук: 05.05.04.- М., 1987.- 20 с.
5. Огородников С.П. Гидромеханизация разработки грунтов.– М.: Стройиздат, 1986.- 256 с.
6. Сукач М.К. Взаимодействие ножа землеройной машины с вязкопластичным грунтом // Техніка будівництва.– 2001.- № 9.- С.53-59.
7. Соколовский В.В. Статика сыпучей среды.– М.: Гостехтеориздат, 1954.- 334 с.

УДК 623.413.004

А.А. Марченко, инженер,
А.Г. Зухба, ст. научн. сотр.

К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Большинство современных землеройных машин непрерывного действия в связи с конструкцией рабочего органа, навески и других причин склонны к боковому уходу от направления движения [1]. Это приводит к таким негативным последствиям, как потеря скорости движения, увеличение непроизводительных затрат мощности и времени, что приводит к увеличению себестоимости выполняемых земляных работ и расхода нефтепродуктов, уменьшение надежности работы отдельных агрегатов и машины в целом и т.д. В связи с этим, особенно важным, является определение курсовой устойчивости землеройной машины на этапе рабочего проектирования. При этом возникает необходимость оценки курсовой устойчивости машины с учетом грунтового фона и скорости ее движения [2].

Основными параметрами для оценки курсовой устойчивости землеройных машин непрерывного действия, которые предложены авторами, являются:

- отношение фактически пройденного машиной пути к длине линейного участка трассы (по заданному направлению движения):

$$\frac{L}{l} = \frac{R}{2 \cdot \sqrt{R \cdot [\Delta] - [\Delta]^2}} \cdot \operatorname{arctg} \left(\frac{2 \cdot \sqrt{R \cdot [\Delta] - [\Delta]^2}}{R - 2 \cdot [\Delta]} \right); \quad (1)$$

- временные отрезки между управляющими воздействиями, которые выполняет оператор при возвращении машины на заданный курс движения:

$$\Delta \tau = \frac{2 \cdot R}{V_m} \cdot \operatorname{arctg} \left(\frac{2 \cdot \sqrt{R \cdot [\Delta] - [\Delta]^2}}{R - 2 \cdot [\Delta]} \right); \quad (2)$$

- частота включения управляющих воздействий оператором для корректировки курса машины:

$$n = \frac{1}{\Delta \tau}. \quad (3)$$

Как видно из приведенных формул параметрами, применяемыми при оценке движения машины с боковым уходом, являются:

- величина допустимого отклонения от намеченной трассы $[\Delta]$;
- рабочая скорость движения землеройной машины (при прямолинейном движении) V_m ;
- произвольный радиус поворота машины R .

Первый параметр характеризует возможность отклонения и его предельную величину в зависимости от вида и типа коммуникаций (газо-, водопроводы, линии связи и т. д.) и задается в техническом задании. Второй – определяется на основе математического моделирования работы землеройных машин непрерывного действия (например, по методике авторов [3]). Третий параметр, в существующих работах [4, 5] задается на основе опытных данных, что на этапе рабочего проектирования новых машин является неприемлемым.

Целью данной работы является нахождение общих зависимостей, описывающих произвольный радиус поворота с учетом физических условий взаимодействия двигателя и рабочего органа с грунтом и конструктивных особенностей машины.

Для этого рассмотрим процесс движения землеройной машины непрерывного действия при боковом уходе (по криволинейной траектории) (рис. 1).

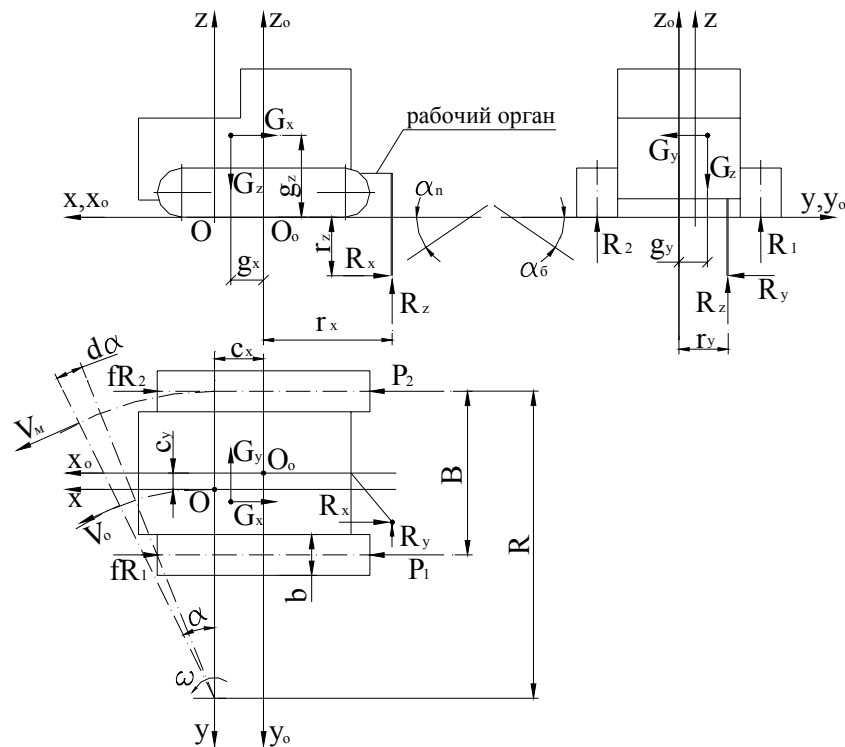


Рис. 1. Схема сил и реакций, действующих на землеройную машину непрерывного действия при ее боковом уводе

Если агрегат отклоняется от заданного прямолинейного направления OX , то при установившемся уводе на криволинейном участке ds , соответствующем углу поворота $d\alpha$, будет выполнена элементарная работа:

$$dA_s = dA_n + dA_\mu + dA_\delta + dA_p, \quad (4)$$

где dA_n - работа, связанная с преодолением сопротивлений на перемещение землеройной машины непрерывного действия (в рабочем или транспортном режиме); dA_μ - работа, связанная с преодолением сопротивления повороту машины на угол $d\alpha$; dA_δ - работа, связанная с буксованием отстающей гусеницы; dA_p - работа, связанная с активизацией рабочего органа.

При криволинейном движении машины работа касательной силы тяги P_k движителей на элементарном участке пути ds составляет:

$$dA_n = P_k \cdot ds. \quad (5)$$

Дополнительные затраты энергии dA_μ могут быть определены по зависимости:

$$dA_\mu = M_c \cdot d\alpha, \quad (6)$$

где M_c - реактивный момент сопротивления повороту на опорных элементах гусеничного движителя.

Третья составляющая формулы (4) обусловлена самой кинематикой криволинейного движения. При неуправляемом повороте машины на угол $d\alpha$ наружный движитель (здесь и далее – по отношению к центру поворота машины) пройдет путь $R \cdot d\alpha$, а внутренний - $(R - B) \cdot d\alpha$. Такое явление возможно только в том случае, если внутренний движитель будет пробуксовывать относительно наружного на величину

$R \cdot d\alpha - (R - B) \cdot d\alpha$. Считая, что наружный движитель не пробуксовывает и его скорость равна скорости прямолинейного движения машины, работа, связанная с буксованием, описывается формулой: $dA_s = P_1 \cdot (R \cdot d\alpha - (R - B) \cdot d\alpha) \cdot d\alpha = P_1 \cdot B \cdot d\alpha$, (7)

где P_1 - касательная сила тяги на внутреннем движителе; R - радиус произвольного поворота (кривизны траектории) по наружному движителю; B - база машины.

Работа, связанная с активизацией рабочего органа, определяется для его конкретного типа. Например, для пальцефрезерного рабочего органа она может быть определена по формуле: $dA_p = d\varphi_{\text{ФР}} \cdot \sum_{i=1}^n M_{Ri}$, (8)

где $d\varphi_{\text{ФР}}$ - угол поворота фрезы за время поворота машины на угол $d\alpha$; M_{Ri} - реактивный момент создаваемый i -м резцом; n - количество резцов [6].

Уравнение (4) можно переписать в виде:

$$dA_s = P_K \cdot ds + M_c \cdot d\alpha + P_1 \cdot B \cdot d\alpha + d\varphi_{\text{ФР}} \cdot \sum_{i=1}^n M_{Ri}. \quad (9)$$

Произведя интегрирование и сделав допущение, что криволинейное движение представляет собой установившееся по дуге окружности (что как правило имеет место), получим зависимости для определения затрат энергии A_s и мощности N :

$$A_s = P_K \cdot s + M_c \cdot \alpha + P_1 \cdot B \cdot \alpha + \varphi_{\text{ФР}} \cdot \sum_{i=1}^n M_{Ri}, \quad (10)$$

$$N = P_K \cdot V_o + M_c \cdot \omega + P_1 \cdot B \cdot \omega + \omega_{\text{ФР}} \cdot \sum_{i=1}^n M_{Ri}, \quad (11)$$

где ω - угловая скорость произвольного поворота; $\omega_{\text{ФР}}$ - угловая скорость вращения активного рабочего органа (пальцевой фрезы); V_o - скорость центра приложения нормальной (суммарной) реакции землеройной машины при криволинейном движении, с учетом принятых допущений, будет определяться зависимостью:

$$V_o = V_m \cdot \left(1 - \frac{B/2 + c_y}{R} \right), \quad (12)$$

где c_y - величина смещения центра приложения нормальной (суммарной) реакции (точка O) от центра опорной поверхности (точка O_o), относительно оси координат OY .

Тогда реактивная мощность нагружения двигателя базовой машины будет равна:

$$N_{np} = \frac{P_K \cdot V_o + M_c \cdot \omega + P_1 \cdot B \cdot \omega}{\eta_T} + \frac{\omega_{\text{ФР}} \cdot \sum_{i=1}^n M_{Ri}}{\eta_{PO}}. \quad (13)$$

Приравняв ее к мощности двигателя $N_{\text{ДВС}} \cdot k_{\text{заг}}$ [3], из формулы (13) получим значение угловой скорости произвольного поворота:

$$\omega = \frac{\left(N_{\text{ДВС}} \cdot k_{\text{заг}} - \frac{\omega_{\text{ФР}} \cdot \sum_{i=1}^n M_{Ri}}{\eta_{PO}} \right) \cdot \eta_T - P_K \cdot V_o}{M_c + P_1 \cdot B}, \quad (14)$$

где $k_{\text{заг}}$ - коэффициент загрузки двигателя, при его работе в режимах отличных от номинального.

Для определения неизвестных компонент в формуле (14) рассмотрим физическую картину движения землеройной машины с боковым уводом (рис. 1). Увод землеройной



машины от заданного направления движения создается реактивной силой R_{PO} действующей на рабочий орган землеройной машины при ее работе (на рисунке изображены три проекции R_x, R_y, R_z данной силы на соответствующие оси координат), а также силой веса землеройной машины G (соответственно, G_x, G_y, G_z). При этом оси координат X, Y, Z ориентированы так, что оси X и Y расположены в опорной плоскости машины, положение которой в пространстве определяется продольным (курсовым) углом уклона α_n и поперечным уклоном α_δ девиации по отношению к горизонту. Первоначально заданным считается движение параллельное продольной оси машины (ось OX). Сила R_{PO} , ее проекции на оси координат и точка приложения, могут быть определены существующими методами расчета для конкретного типа рабочего органа, принятого в конструкции проектируемой машины (например, для пальцевой фрезы по [6]). Сила веса G и точка ее приложения – предварительно рассчитываются на стадии проектирования. Ее проекции на соответствующие оси координат определяются по формулам:

$$G_x = G \cdot \sin \alpha_n ; \quad (15)$$

$$G_y = G \cdot \sin \alpha_\delta ; \quad (16)$$

$$G_z = G \cdot (1 - \sin^2 \alpha_n - \sin^2 \alpha_\delta)^{0,5} . \quad (17)$$

r_x, r_y, r_z и g_x, g_y, g_z - координаты точек приложения относительно центра опорной поверхности машины (точка O_o) реактивной силы R_{PO} и сила веса G , соответственно.

Тогда касательная сила тяги может быть определена из формулы:

$$P_K = P_1 + P_2 = G_x + R_x + f \cdot (R_1 + R_2), \quad (18)$$

где P_1 и P_2 - касательная сила тяги на внутреннем и наружном движителе, соответственно; R_1 и R_2 - нормальная реакция грунта на внутреннем и наружном движителе, соответственно.

Согласно рис. 1 касательные силы тяги P_1 и P_2 определяются по зависимостям:

$$P_1 = \frac{1}{B} \cdot \left(G_x \cdot \left(\frac{B}{2} + g_x \right) + G_y \cdot (c_x - g_x) + R_x \cdot \left(\frac{B}{2} + r_y \right) + R_y \cdot (r_x + c_x) \right) + f \cdot R_1, \quad (19)$$

$$P_2 = \frac{1}{B} \cdot \left(G_x \cdot \left(\frac{B}{2} - g_x \right) - G_y \cdot (c_x - g_x) + R_x \cdot \left(\frac{B}{2} - r_y \right) - R_y \cdot (r_x + c_x) \right) + f \cdot R_2, \quad (20)$$

где f - коэффициент сопротивления перемещению движителя; c_x и c_y – величины смещения центра приложения нормальной (суммарной) реакции (точка O) от центра опорной поверхности (точка O_o), относительно соответствующих осей координат.

Центр приложения нормальной (суммарной) реакции землеройной машины совпадает с центром давления данной машины на опорную поверхность (XY). Тогда его положение относительно центра опорной поверхности описывается зависимостями:

$$c_x = \frac{R_z \cdot r_x + R_x \cdot r_z + G_z \cdot g_x - G_x \cdot g_z}{G_z - R_z}; \quad (21)$$

$$c_y = \frac{R_y \cdot r_z - R_z \cdot r_y + G_z \cdot g_y - G_y \cdot g_z}{G_z - R_z}. \quad (22)$$

Имея в виду, что ширина опорного элемента $b \ll B$, нормальные реакции грунта R_1 и R_2 определим в виде:

$$R_1 = \frac{1}{B} \cdot \left(G_z \cdot \left(\frac{B}{2} + g_y \right) - G_y \cdot g_z - R_z \cdot \left(\frac{B}{2} + r_y \right) + R_y \cdot r_z \right); \quad (23)$$

$$R_2 = \frac{1}{B} \cdot \left(G_z \cdot \left(\frac{B}{2} - g_y \right) + G_y \cdot g_z - R_z \cdot \left(\frac{B}{2} - r_y \right) - R_y \cdot r_z \right). \quad (24)$$

Неуказанные компоненты в формуле (14) (реактивный момент сопротивления повороту M_c) можно определить по методике предложенной в [4].

Подставив полученные по формулам (15)...(24) значения в зависимость (13) и с учетом того, что произвольный радиус поворота наружного движителя можно описать

$$\text{зависимостью: } R = \frac{V_m}{\omega}. \quad (25)$$

Из формул (14) и (25), с учетом (12) получим расчетную формулу для его определения: $R = \frac{V_m \cdot (M_c + P_1 \cdot B - P_K \cdot (B/2 + c_y))}{\left(N_{ДВС} \cdot k_{заг} - \frac{\omega_{ФР} \cdot \sum_{i=1}^n M_{Ri}}{\eta_{РО}} \right) \cdot \eta_T - P_K \cdot V_m}$.

Таким образом, получены конечные выражения, которые позволяют напрямую определить величины произвольного радиуса поворота землеройной машины непрерывного действия (в плане) и ее угловую скорость, что необходимо для оценки показателей курсовой устойчивости на этапе рабочего проектирования. Выполненные теоретические исследования, являются новыми, так как в совокупности учитывают:

- условие силового и энергетического балансов при работе машины с рабочими органами активного или пассивного типа;
- смещение центра приложения нормальной (суммарной) реакции грунта к движителям базовой машины относительно геометрического центра площади их опирания;
- пространственную ориентацию реактивного сопротивления на произвольно взятом рабочем органе.

Решение получено при допущении о буксовании в процессе произвольного поворота машины только ее внутреннего (по отношению к центру поворота) движителя, что принципиально соответствует действительности. Полученные выражения на этапе рабочего проектирования позволяют оценить курсовую устойчивость землеройных машин непрерывного действия и, в случае необходимости, предпринять научно обоснованные меры по ее повышению.

Список литературы

1. Баладинский В. Л., Зухба А. Г., Марченко А. А. Проблемы совершенствования курсовой устойчивости траншейных машин. //Гірн., будів., дор. і меліорат. машини. / Респ. міжвід. науково-техн. збірник.- К.: вип. 51.- 1997.- с. 53- 55.
2. Зухба А. Г., Марченко А. А. Оценочные показатели курсовой устойчивости землеройных машин для прокладки коммуникаций. //Гірн., будів., дор. і меліорат. машини. / Респ. міжвід. науково-техн. збірник.- К.: вип. 54.- 1999.- с. 94- 98.
3. Зухба А. Г., Марченко А. А. Моделирование работы ножевых кабелеукладчиков для предварительных технико-экономических расчетов в чрезвычайных ситуациях. // Науково-практичні проблеми моделювання та прогнозування надзвичайних ситуацій: Збірник наукових статей, Випуск 3.- К.: МНС України, КНУБА.- 1999.- с. 101- 105.
4. Кутьков Г. М. Тяговая динамика тракторов. - М.: Машиностроение, 1980.- 215с.
5. Домки Э. Р. Увеличение энергетических затрат на выполнение траншейных работ гусеничными землеройными машинами непрерывного действия при их боковом уводе.// Труды ГПИ, т. XXVI, вып. 1, Горький.- 1970.- с. 24- 28.
6. Зухба А.Г. Определение нагрузок на элементы навесок при проектировании пальцефрезерных траншекопателей.// Горн., будів., дор. та меліорат. машини: Респ. міжвід. наук.-техн. зб.- К., 2000, вип. 55.- с. 95-101.

Є.П. Григоровський, д-р техн. наук, професор КНУБА

СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ ПІД ЧАС РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ

Сталому режиму роботи низки робочих машин в будівництві має місце і стала швидкість руху, наприклад, стрічки конвеєра, руху стрічки матеріалу і натягу відповідає її незмінна потужність, яка витрачається на створення останнього. Зберігати таку корисну потужність натягу важко, а тому здебільшого використовують системи з вимірюванням і підтримуванням сталої електромагнітної потужності двигуна, що являє собою добуток його ЕРС на струм якоря і відрізняється від корисної потужності втрат у механізмі намотуваного пристрою на обертання двигуна і деформацію стрічки під час згинання. Одна із схем, побудованих за принципом вимірювання електромагнітної потужності (рис. 1), працює так.

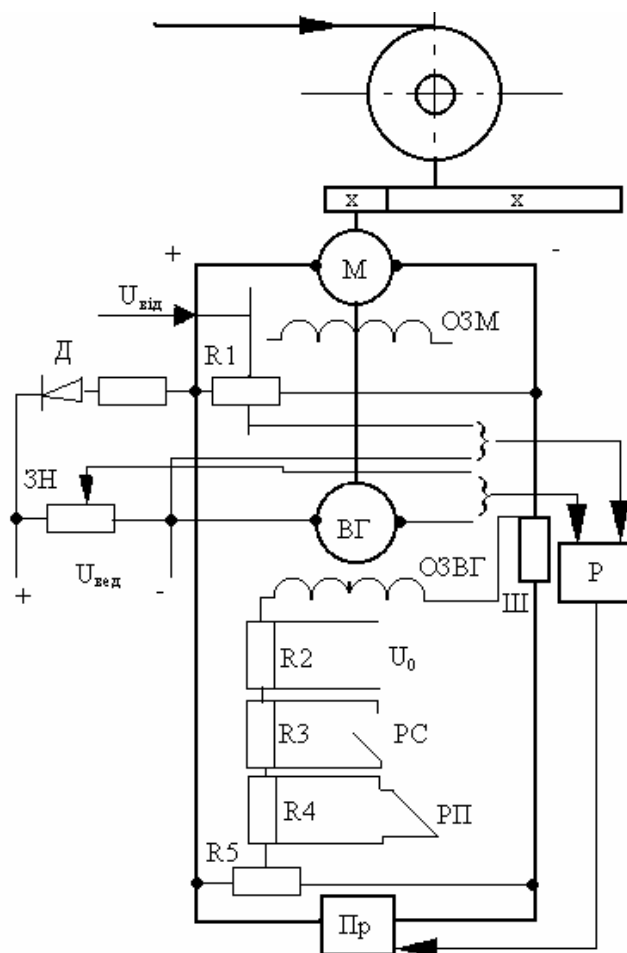


Рис.1. Схема вимірювання електромагнітної потужності

Двигун намотувального пристрою M живиться від перетворювача $Пр$, за рахунок зміни напруги якого регулюють швидкість двигуна і під час розганяння та гальмування, і в процесі зміни радіуса рулону. Потік двигуна, що його створює обмотка збудження $ОЗМ$, лишається сталим. Електромагнітну потужність вимірюють вимірювальним генератором $/ВГ/$, струм збудження якого $/a$ коли характеристика намагнічування $ВГ$ лінійна, - і потік збудження/ пропорційний струму якоря двигуна, оскільки його обмотку збудження $/ОЗВГ/$ ввімкнено на шунт $Ш$ в якірному колі.

Тоді ЕРС вимірювального генератора

$$e_{ВГ} = C_{ВГ} \omega \Phi_{ВГ} = \frac{C_{ВГ}}{C_{\partial}} e_{\partial} k_1 i_{я}, \quad (1)$$

де k_1 – коефіцієнт пропорційності між потоком збудження ВГ і струмом якоря двигуна.

Напруга ВГ порівнюється з потрібним значенням, що його задає задавач натягу ЗН. Оскільки потужність має бути пропорційною швидкості V , то ведуча напруга $U_{вед}$ змінюється пропорційно до цієї швидкості. За заданої $U_{вед}$ переміщення повзуна ЗН спричинює зміну натягу. У процесі намотування радіус рулону збільшується, а це за сталої швидкості призводить до збільшення натягу й зростання якірного струму. ЕРС з вимірювального генератора прагне до збільшення, а замкнена система регулювання з точністю до статичної помилки підтримує її сталою, забезпечуючи водночас і сталість електромагнітної потужності.

У схемі передбачено вузли обмеження швидкості двигуна, коли він працює вхолосту, компенсації втрат і динамічного струму в перехідних режимах. Перший, який працює в режимі відтину, являє собою вузол порівняння $U_{вед}$ з частиною напруги перетворювача $U_{відм}$, що знімається з резистора R1. У процесі перемотування $U_{вед} > U_{відм}$, і тоді замкнений. На холостому ході струм якоря малий, і система регулювання, прагнучи підтримати потужність сталою, збільшує швидкість двигуна за рахунок збільшення напруги перетворювача. Коли напруга $U_{відм}$ перевищить $U_{вед}$ на вхід регулятора /P/ надійде від'ємний сигнал і обмежить зростання напруги.

Урахувати втрат дуже важко, оскільки вони залежать не від швидкості двигуна, а від усього комплексу факторів, які діють у процесі перемотування і часто мають випадковий характер. Проте в деяких випадках можна відокремити сталу складову втрат і складову, пропорційну швидкості намотувального пристрою. Для приблизної компенсації втрат у колі збудження ОЗВГ діють стала напруга U_0 і частина напруги перетворювача з подільника R5, пропорційної швидкості двигуна M , зустрічно спадові напруги на шунті. Внаслідок цього ЕРС ВГ зменшується, і замкнена система, підтримуючи її відповідно до $U_{вед}$, збільшує електромагнітну потужність приблизно на потужність втрат.

Режими прискорення й сповільнення контролюють, вимикаючи на цей час реле відповідно РН і РС. Під час розганяння в процесі намотування, коли електромагнітну потужність треба збільшити, в коло ОЗВГ вводять опір, і під час сповільнення, коли треба зменшити, вимикають R3.

Вада схеми з на сталому рівні електромагнітної потужності – невелика точність її вимірювання. Однією з причин цього є несталість потоку збудження двигуна, який фактично залежить від реакції якоря. Крім того, потік збудження ВГ від якірного струму лінійно залежить тільки приблизно.

Список літератури

1. Башарин А.В., Новиков В.Д., Соколовский Г.Г. Управление электроприводами – Л.: Энергоиздат, 1982.
2. Григоровский Е.П. Отдельные вопросы электрического привода строительных машин. – К.: УМК ВО Украина, 1978.
3. Григоровський Є.П. Методи і системи керування електричними приводами в будівництві. – К.: УМК ВО України, 1991.



УДК 519.007: 681.3

О. Горда, асистент КНУБА
І. Савченко, студент КНУБА
С. Пелевін, студент КНУБА

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРОБКИ ТЕЗАУРСУСИСТЕМ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ МАШИН ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ

Машинобудування – це складна і розгалужена галузь знань, що розглядає питання структури та функціонування різноманітних класів машин і механізмів. Саме виходячи з цього можна сказати, що вона потребує інформаційної підтримки з боку інших областей знань та впорядкування для швидкого доступу до необхідних компонентів. Отже, засоби автоматизації – невід’ємна частина сучасного підходу до вирішення задач машинобудування.

Створення систем автоматизованого проектування значно полегшує сам процес проектування, розрахунку та дослідження поведінки механізмів та машин. САПР машинобудування представляє собою складну систему, яка складається з цілого ряду підсистем різного типу, а саме вона включає розрахункову частину, яка повинна бути впорядкована за певними ознаками, базу даних, графічну підсистему. Кожна з підсистем в свою чергу може розглядатись як складна система, наприклад, графічна підтримка може включати підсистему складання кінематичних схем, підсистему проектування креслень, 3D-зображення і т. ін. Всі підсистеми мають складні взаємозв’язки, а отже до складу архітектури системи для забезпечення її стійкого функціонування доцільно ввести управляюче ядро.

Ядро системи може виконувати цілий перелік функцій із забезпечення взаємозв’язків і в свою чергу мати складну структуру. Доцільно в основу управляючого ядра ввести термінологічний словник системи – тезаурус який також в свою чергу буде і елементом інтелектуалізації системи автоматизованого проектування.

Введення тезауруса дозволить реалізувати ряд задач і дати відповіді на питання:

1. Визначення можливостей системи за переліком термінів;
2. Вирішити питання однозначності тлумачення термінів;
3. Організувати “дружній” діалог в термінах предметної області;
4. Організувати інформаційну підтримку;
5. Виконувати навантаження ядра для управління системою для розрахунків;
6. Використовувати систему як навчаючу програму.

Важливими та основними характеристиками словника повинні бути простота у використанні, доступність, інформативність та мобільність.

Програмна реалізація такого словника вимагає вирішення трьох основних задач:

1. Визначення структури тезауруса;
2. Визначення структури полів бази даних;
3. Представлення інформації у вигляді, зручному для користувача;
4. Організація пошуку та доступу до інформації;
5. Розробки механізму встановлення зв’язків між підсистемами.
6. Розробка інструментальних засобів для ведення тезауруса.
7. Забезпечення цілісності та захисту даних.

Термінологічний словник повинен включати інформацію з різних областей знань і різноманітну за своєю структурою. Отже, вся інформація повинна бути розбита на окремі таблиці (порції) і впорядкована за певними правилами, прийнятими в даній предметній області. Зрозуміло, що він буде мати складну ієрархічну структуру, реалізувати яку можна на основі структурованого класифікатора (таблиць ключових полів). При такій організації

даних, всі змістовні дані розбиваються на окремі таблиці, які позначені ключами і зв'язки між ними встановлюються за допомогою окремих спеціальних таблиць ключових даних.

При вирішенні другої задачі важливим аспектом є забезпечення повноти інформації. Перелік полів повинен по можливості включати всю необхідну інформацію, а також в разі потреби для внесення нової інформації необхідна наявність інструментарію розширення та модифікування полів.

Для забезпечення повноти інформації до складу тезауруса необхідно включити наступні основні поля:

1. Найменування та визначення терміну. Це поле буде ключовим для визначення можливостей системи та однозначності трактування термінів користувачами з різним рівнем підготовки. Так, наприклад, термін “ланцюг” можна розуміти як елемент шарнірного механізму або як взагалі складову частину механізму або машини (передаточний ланцюг). Визначення терміну повинно містити посилання на джерело, що дасть можливість звернутись до нього для отримання більш повної інформації. Посилання на джерело є також важливим аспектом і тому, що деякі поняття мають різну трактування або різну класифікацію.
2. Належність до машин та механізмів. Поле повинно представляти собою таблицю ключових посилань і буде базовим у процесі визначення послідовності і повноти процесу проектування та у навчальному процесі.
3. Визначення основних функцій. Ця та попередня інформація надасть можливість гнучкого пошуку за різними ознаками.
4. Посилання на таблиці стандартів стосовно машин та механізмів, а також додаткову інформацію, необхідну для виконання розрахунків. так, наприклад, для гідропривода таблицею стандартів може бути таблиця з переліком стандартних типів гідроприводів, що випускає промисловість, а додатковою інформацією – властивості рідин, які застосовують при розрахунку гідросистеми;
5. Перелік проектних програмних процедур. Це поле буде становити основу управляючого ядра, а також надасть можливість безпосередньо від інформаційного блоку переходити до розрахунків, що є важливим в процесі проектування і навчання. Проектуючи структуру цього поля, слід врахувати можливість перегляду розрахункових формул та виконання окремих розрахунків. За своєю структурою, це буде одне з найскладніших полів. До його складу для забезпечення функції ядра повинен входити не лише перелік проектних процедур, а також ланцюжків процедур (задач), перелік вхідних для вихідних даних для кожної задачі, посилання на базу стандартизованих даних;
6. Поле графічної підсистеми. Проектуючи структуру цього поля необхідно по можливості врахувати різноманітні типи графічної інформації, яка може бути корисна користувачу, а саме це може бути і зовнішній 3D-вигляд, зображення на кінематичній або гідравлічній схемі, креслення і т. ін. реалізація цього пункту тезауруса вимагає розробки розвиненої бібліотеки графічних примітивів.

Зрозуміло, що кожне з перерахованих основних полів буде в свою чергу мати ієрархічну розгалужену структуру та посилання на інші поля. Ієрархія такої структури наведена на рис. 1.



Рис.1. Структура полів

Для забезпечення багатофункціонального використання тезауруса різними користувачами для різних цілей та з різним рівнем підготовки необхідно забезпечити можливість доступу до інформації за різними ознаками та в різному порядку: алфавітному, за належність до машин та механізмів, за функціональним призначенням іншими словами за належністю об'єкта до конкретного класу. Розв'язання цієї задачі передбачає включення до системи процедур швидкого сортування з врахуванням об'ємів інформації.

Також необхідно забезпечити оперативний вивід результатів пошуку у зручному для користувача вигляді. Вирішення цієї задачі вимагає систематизації інформації, розбиття її на порції-сторінки, що є базисом для визначення екранних форм – їх кількості та структури.

Введення до складу словника таблиць посилань на розрахункові процедури та таблиці стандартів бази даних, дасть можливість широкого використання такої системи у навчальних цілях. За назвою терміна студент буде мати змогу отримати різноманітну інформацію про об'єкт, а також виконати розрахунок.

Для забезпечення повноти інформації до складу системи можна також внести підсистему представлення імітаційних моделей, що дасть змогу досліджувати поведінку об'єкту вивчення у динаміці і відслідковувати при цьому зміну характеристик основних залежностей, представлених у вигляді графіків.

З вищесказаного, зрозуміло, що тезаурус представляє собою складну структуру даних і для забезпечення стійкої її роботи необхідно передбачити механізми збереження інформації і відновлення її у разі втрати в результаті збоїв у роботі комп'ютера або системного середовища.

З цією метою до складу системи можна включити програмний реаніматор. Найчастіше реаніматори будуються на принципі дублювання інформації. При організації структури даних на базі класифікаторів відпадає необхідність дублювати всю інформацію, а необхідно відтворювати лише таблиці ключових даних (саме тільки структуру класифікатора), що значно оптимізує використання оперативної пам'яті.

Оптимізація використання пам'яті також може забезпечуватись введенням поля інформації про проектні процедури. Наявність цього поля дає змогу також не завантажувати в оперативну пам'ять всі процедури, а викликати їх з виникненням потреби у користувача для розв'язання конкретної поточної задачі. Важливим аспектом такої системи є розробка механізму даними між окремими задачами для збереження "єдності" даних для конкретного проекту.

Введення автоматизованого словника до складу програмної системи дозволяє створити гнучку еволюційну програмну структуру. Загальна архітектура САПР з внесенням до її складу підсистеми - тезаурусу представлена на рис. 2.

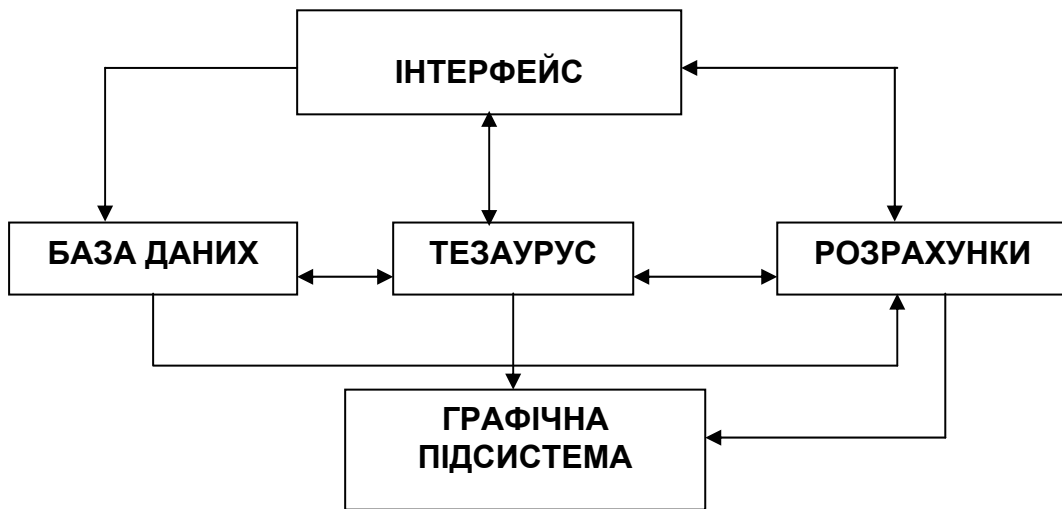


Рис. 2. Загальна архітектура системи

З представленої вище схеми видно, що словник виконує роль управляючого ядра системи. Наявність такого ядра дозволяє гнучко налаштувати систему згідно до вимог конкретного користувача, а саме ефективно використовувати пам'ять, завантажуючи у неї в кожний конкретний момент не всю систему в цілому, а лише необхідні її компоненти, поповнювати кожну підсистему новими задачами та інформацією. При цьому задача видимості нових внесень у систему розв'язується шляхом їх реєстрації у тезаурусі без втручання у внутрішню структуру підсистем. Зрозуміло, що при внесення нових задач у систему, може виникнути потреба у нових полях. Для цього система повинна мати інструментальну частину автоматизованої структуризації, та встановлення зв'язків.

Список літератури

1. Фёдоров Б. С., Гуляев Н. Б. Проектирование программного обеспечения САПР. // Разработка САПР. под ред. Петрова А. В. Книга 1(10). – М.: Высшая школа, 1990. – 159 с.
2. Ван Тир. Прикладная общая теория системы. – М.: Мир 1981. – 476с.
3. Горда О.В. Дослідження структури інтелектуального середовища на базі предметної області. – К.: Будівництво України, 1996, №2. – с.41-44.
4. Иваницкий Г. Р. Стратегия научного поиска. Природа 1981, №6. – С. 2-13.
5. Литвинов В.А., Крамаренко В.В. Контроль достоверности и восстановления информации в человеко – машинных системах. – К.: Техника 1986. – С. 200.



УДК 621.875.322

І.І. Назаренко, д-р техн. наук, проф. КНУБА,

В.І. Сердюк, інж.

МЕТОДИКА ВИРІШЕННЯ ЗАДАЧ ПРИ НЕВИПАДКОВОМУ ЗНОШУВАННІ (ПОЛОМКАХ) ДЕТАЛЕЙ ТА ВУЗЛІВ МАШИН

В практиці будівництва не поодинокими є випадки передчасного виходу з ладу окремих вузлів будівельних машин та засобів малої механізації, так звані поломки. Вони можуть бути незначними, а в деяких випадках окремі агрегати або машини в цілому виявляються непридатними до подальшого використання і підлягають ремонту або списанню.

Розглянемо ситуації при не випадковому зношенні обладнання, такого як обладнання по виробництву будівельних матеріалів та будіндустрії. Уявімо, що в цьому випадку витрати на придбання та встановлення нового обладнання становлять A , витрати на його експлуатацію становлять C_i на рік. Зазвичай, із часом C_i зростає, оскільки обладнання по мірі зношування вимагає більш частого ремонту.

Вимагається визначити оптимальний строк n заміни обладнання, при якому мінімізуються сумарні витрати на придбання обладнання та його експлуатацію, приймаючи, що замінене обладнання не використовується.

Якщо врахувати так званий коефіцієнт ефективності капіталовкладень r , який враховує різну величину витрат, здійснених в різний час (чим раніше здійснені витрати, тим вони вагоміші), то середні щорічні витрати становлять:

$$\gamma = \frac{A + \sum_{i=1}^n a^{i-1} C_i}{n}, \quad (1)$$

$$a = \frac{1}{1+r}. \quad (2)$$

Користуючись цією формулою, шляхом прямих розрахунків можна знайти оптимальну величину n .

Наприклад, при середній вартості автомобіля $A=6000$ грн, $a=1$, витрати на його експлуатацію на рік в залежності від строку експлуатації приведені в табл.1.

Таблиця 1.

Строк експлуатації автомобіля

Рік	1	2	3	4	5	6	7
Грн.	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500

Визначимо оптимальний строк, після якого необхідно придбати новий автомобіль.

Розрахунок проводимо по формулі (1), задаючись різною величиною n . При цьому розрахунки зведені до табл.2. Четвертий рядок таблиці отримуємо при сумуванні попереднього значення цього рядка та поточного третьої.

Таблиця 2.

Розрахункові дані для визначення оптимального строку експлуатації автомобіля.

n		1	2	3	4	5	6	
A	2	6000						
C_i	3	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500
$A + \sum_{i=1}^n a^{i-1} C_i$	4	6500	7500	9000	11000	13500	16500	20000
γ	5	6500	3750	3000	2750	2700	2750	2850

Як видно з таблиці, оптимальна величина $n=5$, тобто через 5 років купівлі автомобіль доцільно замінити.

В ряді випадків зношене обладнання підлягає продажу. Нехай вартість обладнання в залежності від строку експлуатації є функцією часу: $A = A_0 [1 - e^{-at}]$. (3)

Сумарні витрати на ремонт та утримання обладнання за час t є функцією часу:

$$C_0 e^{bt}. \tag{4}$$

Тоді сумарні щорічні витрати:
$$\gamma(t) = \frac{1}{t} [A_0 - A_0 e^{at} + C_0 e^{bt}]. \tag{5}$$

Для визначення t , при якому $\gamma(t)$ є мінімальною, складена спеціальна номограма (рис.1). Для врахування випадкових моментів виходу з ладу обладнання необхідно знати характеристики його надійності. Це перш за все інтенсивність відмов $\lambda(t)$, тобто вірогідність відмови обладнання в інтервалі часу $t + \Delta t$ (в теорії заміни має назву щільністю відмов).

Знаючи цю характеристику, можна визначити вірогідність відсутності відмов протягом часу t :
$$P(t) = \exp \left[- \int_0^t \lambda(t) dt \right]. \tag{6}$$

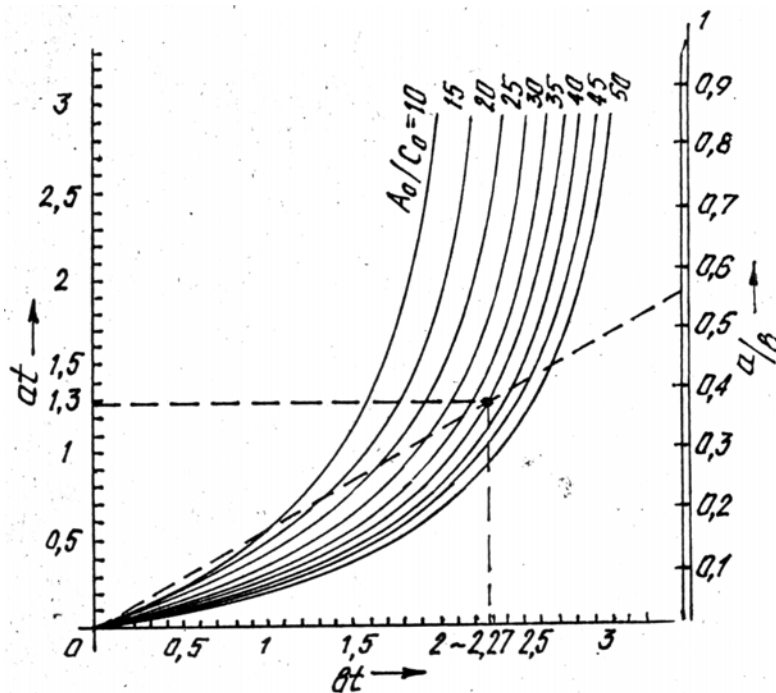


Рис.1. Номограма до визначення оптимального часу продажу обладнання

В теорії заміни її називають кривою живучості і позначають v . Якщо інтенсивність відмов λ_0 постійна, то:
$$v = P(t) = e^{-\lambda_0 t}.$$

Середній строк служби та його середньоквадратичне відхилення можуть бути знайдені з наступних залежностей:
$$t_{сер} = \int_0^{\infty} t f(t) dt; \tag{7}$$

$$\sigma_t = \int_0^{\infty} t^2 f(t) dt, \tag{8}$$

де $f(t)$ – щільність розподілу тривалості служби обладнання.

Існують наступні співвідношення:
$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{P(t)}. \tag{9}$$

У випадку, коли $v(t)$ експонента, то:
$$t_{сер} = \frac{1}{\lambda_0}, \tag{10}$$



$$\sigma_t = \frac{1}{\lambda_0}. \quad (11)$$

Нехай N одиниць обладнання використовуються одна за одною (по мірі виходу з ладу). Для них відомі $\nu(t)$. Визначимо час H роботи системи цих одиниць.

$$\text{Очевидно, що } H_{\text{сер}} = N t_{\text{сер}}, \quad (12)$$

$$\sigma_H = \sqrt{N} \sigma_t. \quad (13)$$

Інколи важливо також визначити вірогідність точної кількості m замін.

$$\text{В загальному випадку рекурентна формула } P_0(t) = \nu(t). \quad (14)$$

$$P_1(t) = -\int_0^t \nu(t-u) dt(u);$$

.

$$P_m(t) = -\int_0^t P_{m-1}(t-u) dt(u). \quad (15)$$

$$\text{Якщо } \nu(t) \text{ – експонента, то } P_m(t) = \frac{(\lambda_0 t)^m e^{-\lambda_0 t}}{m!}. \quad (16)$$

Це є розподілення Пуассона. Підраховується середній розхід одиниць і його середньоквадратичне відхилення:

$$m_{\text{сер}}(t) = \lambda_0 t; \quad (17)$$

$$\sigma_m = \sqrt{\lambda_0 t}.$$

Кількість працюючих на даний час одиниць:

$$f_1(t) = N_0 \nu(t) + \int_0^t r(u) \nu(t-u) du, \quad (18)$$

де N_0 – вихідна кількість одиниць; $r(u)$ – кількість одиниць, замінених на момент часу u .

Це рівняння Вольтера, яке встановити зв'язок між функцією заміни обладнання $r(u)$, законом живучості $\nu(t)$ та кількістю функціонуючого обладнання $f_1(t)$. Якщо $f_1(t) = \text{const}$ при $t > 0$, а $\nu(t)$ експонента, то: $r(t) = N_0 \lambda_0 t$. (19)

В тих випадках, коли обладнання замінюється плановим порядком (групою), витрати на одиницю при такій заміні C_1 менші, ніж при позаплановій заміні C_2 (тоді необхідно вишукувати поломки та надовго спиняти процес виробництва тощо).

$$\text{Витрати в одиницю часу: } \gamma(t) = \frac{C_1 N_0}{t} + \frac{C_2 r(t)}{t} \quad (20)$$

де $r(t)$ – інтегральна функція заміни обладнання, що забезпечує роботу N_0 одиниць обладнання.

Визначимо t_0 , який забезпечує мінімум $\gamma(t)$:

$$\frac{d\gamma}{dt} = \frac{C_2 r'(t)t - [C_1 N_0 + C_2 r(t)]}{t^2} = 0. \quad (21)$$

$$\text{Звідси } C_2 r'(t) = \frac{C_1 N_0 + C_2 r(t_0)}{t_0}. \quad (22)$$

Знаючи $r(t)$, можна визначити конкретну величину t_0 , тобто оптимальний час планової заміни.

Із застосуванням теорії масового обслуговування може бути визначена задача оптимальної якості і пропускної здатності ремонтних майстерень. Автор апріорі приймає, що з точки зору теорії масового обслуговування ремонтні майстерні являють собою систему з необмеженим часом очікування.

Розглянуто визначення оптимальної кількості каналів та пропускну здатності майстерень для випадку, коли техніку привозять до майстерні.

Заданими вважаються наступні величини:

- вартість майстерень C_M , як функція числа каналів обслуговування n :

$$C_M = k_{C.M.} n; \quad (23)$$

- вартість одиниці устаткування C_B ;
- параметр пуассонівського потоку отримання заявок на ремонт λ від одного виду озброєння, який визначається для мирного періоду надійністю озброєння, а для воєнного, крім того, і інтенсивністю ударів ворога;
- параметр показникового закону часу ремонту одного зразка μ .

При характеристиках потоку заявок і тривалості обслуговування, зазначених вище, отримано середнє число зразків техніки, що ремонтуються або очікують на ремонт:

$$M = \sum_{k=1}^m \frac{m! a^k}{(k-1)!(m-k)!} + \sum_{k=n+1}^m \frac{km! a^k}{n^{k-n} n!(m-k)!} P_0, \quad (24)$$

$$\text{де } a = \frac{\lambda}{\mu}; P_0 = \sum_{k=1}^m \frac{m! a^k}{(k-1)!(m-k)!} + \sum_{k=n+1}^m \frac{km! a^k}{n^{k-n} n!(m-k)!}; \quad (25)$$

m – число одиниць, що обслуговуються.

Враховуючи, що кількість справних одиниць повинно бути не менше заданого m_3 , виходить, що з урахуванням одиниць, що ремонтуються, їх загальна кількість m

$$\text{становить: } m = m_3 \left(1 + \frac{M}{m_3} \right). \quad (26)$$

Виконаний розрахунок вартості працюючих одиниць техніки по формулі:

$$C_6 = C_B m = C_B m_3 \left(1 + \frac{M}{m_3} \right). \quad (27)$$

Вартість ремонтних майстерень визначена по формулі, що наведена вище, та сумарна вартість (майстерень та озброєння) по формулі:

$$C_\Sigma = C_B m + k_{C.M.} n. \quad (28)$$

При $M = f(m, n, a)$, причому a задано, задача зводилася до знаходження такої пари m, n , при яких виконується умова для m , а C_Σ досягає мінімуму.

Практично задача вирішена шляхом підбору відповідних значень m і n в наступному порядку:

- задавалися $n=1$;
- задавалися $m_1=m_3+1$, визначали P_0, M та перевіряли виконання умови для m ;
- в залежності від результатів розрахунку задавалися новим значенням m ;
- розрахунок вівся до тих пір, поки не було підібрано необхідне значення m ;
- визначали C_Σ при цих m і n ;
- повторювали весь цикл при новому n , збільшеному на одиницю, і т.д.;
- визначали таке n і відповідне йому m , при яких C_Σ мінімальне.

Цей алгоритм був реалізований на ПЕОМ.

ЗАКОНИ РОЗПОДІЛУ ТА МОДЕЛІ НАДІЙНОСТІ ГІДРОПРИВОДУ ЯК ФУНКЦІЇ ВІД РОЗПОДІЛУ ДОБУТКУ ВИПАДКОВИХ ДІАГНОСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

Виникнення параметричних відмов гідроелементів гідроприводу одноківшового екскаватора (ОЕ) та інших БДМ при їх експлуатації є наслідком порушення певних умов, які характеризують здатність гідроприводу зберігати робоздатність у відповідності до заданих вимог. Для основних елементів, які лімітують надійність гідроприводу ОЕ по параметру "внутрішня герметичність", умови робоздатності характеризуються невиходом об'ємного ККД η_j за певний встановлений граничний рівень $\eta_{j \text{ ГРАН}}$.

Порушення умови $\{\varphi_j = \eta_j - \eta_{j \text{ ГРАН}} > 0\}$ трактується як параметрична відмова окремо взятого j -го елемента, імовірність виникнення якої при заданому граничному значенні об'ємного ККД $\eta_{j \text{ ГРАН}}$ визначається за виразом

$$P\{\varphi_j = \eta_j - \eta_{j \text{ ГРАН}} < 0\} = \int_0^{\eta_{j \text{ ГРАН}}} f(\eta_j) d\eta, \quad (1)$$

де $f(\eta_j)$ - щільність імовірності розподілу об'ємного ККД (ОККД) елемента.

Специфічними в плані задання умов робоздатності та формування параметричних відмов гідроприводів виступають такі послідовно з'єднані між собою з точки зору конструкції та компонування гідроелементи, як робочі секції гідророзподільників та гідроциліндри, які входять до підсистем: приводу стріли, приводу рукояті та приводу ковша і утворюють так звані функціональні дільниці (ФД) за схемами під'єднання елементів, приведених на рис.1.

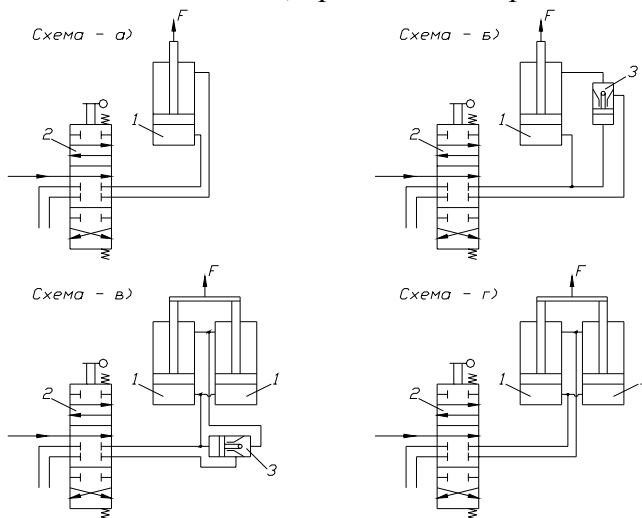


Рис. 1. Гідравлічні схеми під'єднання гідроциліндрів в функціональних дільницях: 1-гідроциліндр; 2-гідророзподільник; 3-гідрозамок або клапан керований зворотній

Розглянемо можливість отримання моделей робоздатності ФД, яка зкомпонована за схемою а (рис. 1).

Так як вказані гідроелементи в гідросхемі ФД з'єднані послідовно, то можна припустити, що збільшення внутрішніх витоків в кожному із них в однаковій мірі впливає на просідання штока та формування вказаної відмови. Таким чином, досягнення граничного стану функціональної дільниці є загальним результатом об'єднаного стохастичного процесу зміни технічного стану обох елементів, граничний стан яких виражається через загальний граничний об'ємний ККД $\eta_{\text{ФД ГРАН}}$. Технічний стан ФД при цьому буде оцінюватися узагальненим ОККД

$$\eta_{\text{ФД}} = \eta_{\text{гр}} \cdot \eta_{\text{ци}}, \quad (2)$$

де $\eta_{\text{гр}}$ - ОККД секції гідро розподільника; $\eta_{\text{ци}}$ - ОККД гідроциліндра.

В такому випадку умовою роботоздатності функціональної дільниці буде невихід значення добутку ОККД секції розподільника та гідроциліндра за граничну область

$$\varphi_{\Phi Д} = \eta_{зр} \cdot \eta_{зц} - \eta_{\Phi Д, \text{гран}} > 0, \quad (3)$$

а імовірність збереження роботоздатності ФД запишеться так

$$P = P\{\varphi(\eta_{зр} \cdot \eta_{зц}) - \eta_{\Phi Д, \text{гран}} > 0\} \quad (4)$$

Для визначення показників безвідмовності функціональної дільниці представимо її як систему двох безперервних випадкових величин $(\eta_{зр}, \eta_{зц})$ із сумісною щільністю розподілу $f(\eta_{зр}, \eta_{зц})$. Загальний технічний стан ФД запишемо як функцію двох випадкових аргументів $\eta_{\Phi Д} = \varphi(\eta_{зр}, \eta_{зц})$ (5)

Функція розподілу випадкової величини $\eta_{\Phi Д}$ запишеться так

$$F_{\eta_{\Phi Д}}(y) = P\{\eta_{\Phi Д} = \varphi(\eta_{зр}, \eta_{зц}) < y\}, \quad (6)$$

де y - деяка задана величина ОККД.

Застосовуючи інтегральну формулу повної імовірності, одержимо

$$F_{\eta_{\Phi Д}}(y) = \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ \int_{[\varphi(\eta_{зр}, \eta_{зц}) < y]} f(\eta_{зр}, \eta_{зц}) d\eta_{зр} \right\} d\eta_{зц}, \quad (7)$$

або
$$F_{\eta_{\Phi Д}}(y) = \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ \int_{[\varphi(\eta_{зр}, \eta_{зц}) < y]} f(\eta_{зр}, \eta_{зц}) d\eta_{зц} \right\} d\eta_{зр}. \quad (8)$$

Об'єднуючи обидві формули (7) та (8) запишемо

$$F_{\eta_{\Phi Д}}(y) = \iint_{[\varphi(\eta_{зр}, \eta_{зц}) < y]} f(\eta_{зр}, \eta_{зц}) d\eta_{зр} d\eta_{зц}, \quad (9)$$

де область інтегрування визначається із умови $\varphi(\eta_{зр}, \eta_{зц}) < \eta_{\Phi Д}$.

Диференціюючи (9) за величиною $\eta_{\Phi Д}$ знайдемо щільність розподілу випадкової величини $\eta_{\Phi Д}$

$$f_{\eta_{\Phi Д}}(y) = \frac{dF(y)}{d(y)}. \quad (10)$$

Оскільки об'ємні ККД гідророзподільників та гідроциліндрів є незалежними, то їх сумісна щільність розподілу рівна

$$f(\eta_{зр}, \eta_{зц}) = f_{\eta_{зр}}(\eta_{зр}) \cdot f_{\eta_{зц}}(\eta_{зц}). \quad (11)$$

При цьому формули (7 – 9) мають вигляд

$$F_{\eta_{\Phi Д}}(y) = \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ \int_{[\varphi(\eta_{зр}, \eta_{зц}) < y]} f_{\eta_{зр}}(\eta_{зр}) d\eta_{зр} \right\} f_{\eta_{зц}}(\eta_{зц}) d\eta_{зц} = \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ \int_{[\varphi(\eta_{зр}, \eta_{зц}) < y]} f_{\eta_{зц}}(\eta_{зц}) d\eta_{зц} \right\} f_{\eta_{зр}}(\eta_{зр}) d\eta_{зр}. \quad (12)$$

Загальний об'ємний ККД функціональної дільниці $\eta_{\Phi Д}$ визначається як добуток двох випадкових аргументів $\eta_{зр}$ та $\eta_{зц}$. Тоді за формулою (9) знаходимо функцію розподілу випадкової величини $\eta_{\Phi Д} = \eta_{зр} \cdot \eta_{зц}$

$$F_{\eta_{\Phi Д}}(y) = P(\eta_{зр} \cdot \eta_{зц} < y) = \iint_{(\eta_{зр} \cdot \eta_{зц} < y)} f(\eta_{зр}, \eta_{зц}) d\eta_{зр} \cdot d\eta_{зц} = \int_{-\infty}^0 \left\{ \int_{y/\eta_{зр}}^{\infty} f(\eta_{зр}, \eta_{зц}) d\eta_{зц} \right\} d\eta_{зр} + \int_0^{\infty} \left\{ \int_{-\infty}^{y/\eta_{зр}} f(\eta_{зр}, \eta_{зц}) d\eta_{зц} \right\} d\eta_{зр}. \quad (13)$$



Або в іншому вигляді

$$F_{\eta_{\Phi D}}(y) = \iint_{\eta_{zp}, \eta_{zu} < y} dF_{\eta_{zp}}(\eta_{zp}) \cdot dF_{\eta_{zu}}(\eta_{zu}) = \int_{-\infty}^0 dF_{\eta_{zu}}(\eta_{zu}) \cdot \int_{y/\eta_{zu}}^{\infty} dF_{\eta_{zp}}(\eta_{zp}) + \int_0^{\infty} dF_{\eta_{zu}}(\eta_{zu}) \cdot \int_{-\infty}^{y/\eta_{zu}} dF_{\eta_{zp}}(\eta_{zp}) =$$

$$= \int_{-\infty}^0 \left[1 - F_{\eta_{zp}}\left(\frac{y}{\eta_{zu}}\right) \right] dF_{\eta_{zu}}(\eta_{zu}) + \int_0^{\infty} F_{\eta_{zp}}\left(\frac{y}{\eta_{zu}}\right) dF_{\eta_{zu}}(\eta_{zu}). \quad (14)$$

Диференціюючи вирази (13) або (14) по y одержимо щільність розподілу випадкової величини $\eta_{\Phi D}$

$$f_{\eta_{\Phi D}}(y) = - \int_{-\infty}^0 \frac{1}{\eta_{zp}} f\left(\eta_{zp}, \frac{y}{\eta_{zp}}\right) d\eta_{zp} + \int_0^{\infty} \frac{1}{\eta_{zp}} f\left(\eta_{zp}, \frac{y}{\eta_{zp}}\right) d\eta_{zp}. \quad (15)$$

Оскільки випадкові величини η_{zp} та η_{zu} є незалежними, то вираз (15) можна записати в такому вигляді

$$f_{\eta_{\Phi D}}(y) = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{|\eta_{zu}|} f_{\eta_{zp}}\left(\frac{y}{\eta_{zu}}\right) \cdot f_{\eta_{zu}}(\eta_{zu}) d\eta_{zu}. \quad (16)$$

Випадкові величини об'ємних ККД η_{zp} та η_{zu} можуть бути розподілені за різними законами. Обробка статистичних матеріалів підтверджує, що частіше всього ці діагностичні параметри можуть бути розподілені за нормальним законом, логарифмічно-нормальним, законом Вейбула, Релея, гамма-розподілом, бета-розподілом, показниковим, рівномірним та дифузійними законами розподілу.

Розглянемо можливість визначення функцій та щільність розподілу узагальненого об'ємного ККД функціональної ділянки $\eta_{\Phi D}$, як функцію добутку випадкових аргументів η_{zp} та η_{zu} розподілених за деякими із згаданих законів.

Розглянемо випадок, коли діагностичні параметри секції гідророзподільника та гідроциліндра мають *гамма-розподіл* із щільностями

$$f_{\eta_{zp}}(y) = \frac{\beta_1^{\alpha_1}}{\Gamma(\alpha_1)} y^{\alpha_1-1} e^{-\beta_1 y} \quad (y > 0) \quad (17)$$

та
$$f_{\eta_{zu}}(y) = \frac{\beta_2^{\alpha_2}}{\Gamma(\alpha_2)} y^{\alpha_2-1} e^{-\beta_2 y} \quad (y > 0) \quad (18)$$

де α_1, β_1 та α_2, β_2 - параметри закону розподілу об'ємного ККД гідророзподільника η_{zp} та гідроциліндра η_{zu} відповідно.

За формулою (16) визначимо щільність розподілу загального об'ємного ККД функціональної ділянки як системи двох безперервних випадкових величин

$$f_{\eta_{\Phi D}}(y) = \int_0^{\infty} \frac{1}{\eta_{zu}} f_{\eta_{zp}}\left(\frac{y}{\eta_{zu}}\right) f_{\eta_{zu}}(\eta_{zu}) d\eta_{zu} = \frac{\beta_1^{\alpha_1}}{\Gamma(\alpha_1)} \frac{\beta_2^{\alpha_2}}{\Gamma(\alpha_2)} \int_0^{+\infty} \frac{1}{\eta_{zu}} \left(\frac{y}{\eta_{zu}}\right) \exp\left\{-\frac{\beta_1 y}{\eta_{zu}}\right\} \eta_{zu}^{\alpha_2-1} e^{-\beta_2 \eta_{zu}} d\eta_{zu} =$$

$$= \frac{\beta_1^{\alpha_1}}{\Gamma(\alpha_1)} \frac{\beta_2^{\alpha_2}}{\Gamma(\alpha_2)} y^{\alpha_1-1} \cdot \int_0^{+\infty} \frac{1}{y} \frac{1}{y^{\alpha_1-1}} \cdot y^{\alpha_2-1} \exp\left\{-\frac{\beta_1 y}{\eta_{zu}} - \beta_2 \eta_{zu}\right\} d\eta_{zu} = \frac{\beta_1^{\alpha_1}}{\Gamma(\alpha_1)} \frac{\beta_2^{\alpha_2}}{\Gamma(\alpha_2)} y^{\alpha_1-1} \int_0^{+\infty} \eta^{\alpha_2-\alpha_1-1} \times$$

$$\times \exp\left\{-\frac{\beta_1 y}{\eta_{zu}} - \beta_2 \eta_{zu}\right\} d\eta_{zu} = \frac{\beta_1^{\alpha_1}}{\Gamma(\alpha_1)} \frac{\beta_2^{\alpha_2}}{\Gamma(\alpha_2)} y^{\alpha_1-1} \cdot 2 \cdot \left(\frac{\beta_1 y}{\beta_2}\right)^{\frac{\alpha_2-\alpha_1}{2}} K_{\alpha_2-\alpha_1}(2\sqrt{\beta_1 \beta_2 y}) = 2 \times$$

$$\times \frac{(\beta_1 \beta_2)^{\frac{\alpha_1+\alpha_2}{2}} y^{\frac{\alpha_1+\alpha_2-1}{2}}}{\Gamma(\alpha_1) \Gamma(\alpha_2)} K_{\alpha_2-\alpha_1}(2\sqrt{\beta_1 \beta_2 y}), \quad (19)$$

де $K_{\alpha_2-\alpha_1}(\cdot)$ - модифікована функція Бесселя 2-го роду порядку $(\alpha_2-\alpha_1)$.

Інтегруючи вираз (19), одержимо імовірність збереження роботоздатності функціональної дільниці при заданому граничному значенні $y = \eta_{\PhiДгеран}$

$$P_{\eta_{\PhiД}}(y) = P(\eta_{zp} \cdot \eta_{zc} > y = \eta_{\PhiДгеран}) = \int_{y=\eta_{\PhiДгеран}}^1 \frac{2(\beta_1\beta_2)^{\frac{\alpha_1+\alpha_2}{2}} y^{\frac{\alpha_1+\alpha_2}{2}-1}}{\Gamma(\alpha_1)\Gamma(\alpha_2)} K_{\alpha_2-\alpha_1}(2\sqrt{\beta_1\beta_2}y) dy, \quad (20)$$

де $\eta_{\PhiДгеран}$ - граничне значення узагальненого об'ємного ККД ФД.

При запровадженні в формулу (20) параметрів зміщення $\eta_{zp_{зм}}$ та $\eta_{zc_{зм}}$ ($\eta_{zp} > \eta_{zp_{зм}}$, $\eta_{zc} > \eta_{zc_{зм}}$) одержимо

$$P_{\eta_{\PhiД}}(y) = \frac{2(\beta_1 \cdot \beta_2)^{\frac{\alpha_1+\alpha_2}{2}}}{\Gamma(\alpha_1) \cdot \Gamma(\alpha_2)} \int_{\eta_{\PhiДгеран}}^1 (y - \eta_{zp_{зм}} \cdot \eta_{zc_{зм}})^{\frac{\alpha_1+\alpha_2}{2}-1} \times K_{\alpha_2-\alpha_1}(2\sqrt{\beta_1\beta_2}(y - \eta_{zp_{зм}} \cdot \eta_{zc_{зм}})) dy \quad (21)$$

Нехай діагностичні параметри η_{zp} та η_{zc} мають *показниковий* розподіл з параметрами λ_1 та λ_2 відповідно.

Знайдемо щільність розподілу $f_{\eta_{\PhiД}}(y)$ за формулою (16)

$$\begin{aligned} f_{\eta_{\PhiД}}(y) &= \int_0^{\infty} \frac{1}{\eta_{zc}} f_{\eta_{zp}}\left(\frac{y}{\eta_{zc}}\right) f_{\eta_{zc}}(\eta_{zc}) d\eta_{zc} = \int_0^{\infty} \frac{1}{\eta_{zc}} \lambda_1 e^{-\lambda_1 \frac{y}{\eta_{zc}}} \cdot \lambda_2 e^{-\lambda_2 \eta_{zc}} d\eta_{zc} = \\ &= \lambda_1 \lambda_2 \times \int_0^{\infty} \frac{1}{\eta_{zc}} \exp\left\{-\frac{\lambda_1 y}{\eta_{zc}} - \lambda_2 \eta_{zc}\right\} d\eta_{zc} = 2\lambda_1 \lambda_2 \cdot K_0(2\sqrt{\lambda_1 \lambda_2 \cdot y}), \end{aligned} \quad (22)$$

де $K_0(\cdot)$ - модифікована функція Бесселя, 2-го роду нульового порядку.

Знайдемо функцію розподілу величини $\eta_{\PhiД} = \eta_{zp} \cdot \eta_{zc}$. На основі (14) маємо

Ошибка! Объект не может быть создан из кодов полей редактирования.Ошибка! Объект не может быть создан из кодов полей редактирования.Ошибка! Объект не может быть создан из кодов полей редактирования. (23)

Виходячи з виразу (23), імовірність роботоздатності ФД гідроприводу при заданому граничному значенні ОККД $y = \eta_{\PhiДгеран}$ визначаємо за формулою

$$P_{\eta_{\PhiД}}(y) = P_{\eta_{\PhiД}}\{\eta_{zp} \cdot \eta_{zc} > y = \eta_{\PhiДгеран}\} = 2\sqrt{\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot y} \cdot K_1(2\sqrt{\lambda_1 \lambda_2 \cdot y}). \quad (24)$$

З урахуванням параметрів зміщення, отримаємо

$$P_{\eta_{\PhiД}}(y) = 2\sqrt{\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot (y - \eta_{zp_{зм}} \cdot \eta_{zc_{зм}})} \cdot K_1(2\sqrt{\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot (y - \eta_{zp_{зм}} \cdot \eta_{zc_{зм}})}). \quad (25)$$

Розглянемо випадок, коли випадкові значення об'ємних ККД секції гідророзподільника та гідроциліндра підпорядковуються *логарифмічно нормальному* закону розподілу із щільностями

$$f(\eta) = \frac{1}{\eta\sigma_{\eta}\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(\ln \eta - \mu_{\eta})^2}{2\sigma_{\eta}^2}\right], \quad (26)$$

де μ_{η} та σ_{η} - параметри логнормального закону.

Отримані результати показують, що закон розподілу при цьому не міняється і запишеться так

$$f_{\PhiД}(y) = \frac{1}{y\sqrt{2\pi(\sigma_{zp}^2 + \sigma_{zc}^2)}} \exp\left\{-\frac{1}{2(\sigma_{zp}^2 + \sigma_{zc}^2)} \left(\ln \frac{y}{\mu_{zp} \cdot \mu_{zc}}\right)^2\right\}. \quad (27)$$

Звідси

$$P_{\Phi Д}(\eta_{zp} \cdot \eta_{zu} > y) = 1 - \Phi \left(\frac{\ln \frac{y}{\mu_{zp} \cdot \mu_{zu}}}{\sqrt{(\sigma_{zp}^2 + \sigma_{zu}^2)}} \right). \quad (28)$$

Запишемо вирази функції та щільності розподілу ОККД ФД для випадку, коли випадкові величини η_{zp} та η_{zu} розподіляються за *нормальними законами* з параметрами $m_{\eta_{zp}}$, $m_{\eta_{zu}}$ та $\sigma_{\eta_{zp}}$, $\sigma_{\eta_{zu}}$

$$F_{\Phi Д}(y) = \int_{-\infty}^0 \int_{\frac{y}{\eta_{zp}}}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{zu}} e^{-\frac{(\eta_{zu} - m_{\eta_{zu}})^2}{2\sigma_{zu}^2}} d\eta_{zu} \cdot \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{zp}} \cdot \exp\left[-\frac{(\eta_{zp} - m_{\eta_{zp}})^2}{2\sigma_{zp}^2}\right] d\eta_{zp} + \int_0^{\frac{y}{\eta_{zp}}} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{zu}} \exp\left[-\frac{(\eta_{zu} - m_{\eta_{zu}})^2}{2\sigma_{zu}^2}\right] d\eta_{zu} \cdot \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{zp}} \cdot \exp\left[-\frac{(\eta_{zp} - m_{\eta_{zp}})^2}{2\sigma_{zp}^2}\right] d\eta_{zp}; \quad (29)$$

$$f_{\Phi Д}(y) = \int_{-\infty}^{\frac{y}{\eta_{zp}}} \frac{1}{|\eta_{zp}|} \cdot \frac{1}{2\pi\sigma_{zp}\sigma_{zu}} \exp\left[-\frac{\left(\frac{y}{\eta_{zp}} - m_{\eta_{zu}}\right)^2}{2\sigma_{zu}^2} - \frac{(\eta_{zp} - m_{\eta_{zp}})^2}{2\sigma_{zp}^2}\right] d\eta_{zp}. \quad (30)$$

При *нормальному законі* розподілу випадкових величин η_{zp} , η_{zu} одержати в аналітичному вигляді закон розподілу $F(\eta_{zp} \cdot \eta_{zu} < y)$ доволі складно і ця задача вирішена автором методами статистичного моделювання. Але для отримання аналітичного виразу використаємо спрощений варіант розрахунку функції двох випадкових аргументів в припущенні, що при цьому зберігається нормальний закон розподілу результуючої величини $\eta_{\Phi Д}$. Параметри шуканого закону розподілу ОККД ФД одержуємо, використовуючи теореми про властивості числових характеристик добутку випадкових величин.

$$M[\eta_{zp} \cdot \eta_{zu}] = m_{\eta_{zp}} \cdot m_{\eta_{zu}} = m_{\eta_{\Phi Д}}; \quad (31)$$

$$D[\eta_{zp} \cdot \eta_{zu}] = D_{\eta_{zp}} \cdot D_{\eta_{zu}} + D_{\eta_{zp}} \cdot m_{\eta_{zu}}^2 + D_{\eta_{zu}} \cdot m_{\eta_{zp}}^2 = \sigma_{\eta_{\Phi Д}}^2, \quad (32)$$

де $M[\cdot]$ та $D[\cdot]$ - відповідно математичне сподівання та дисперсія добутку випадкових величин.

Звідси щільність розподілу $f(\eta_{zp}, \eta_{zu})$

$$f(y) = \frac{1}{\sqrt{2\pi(D_{\eta_{zp}} \cdot D_{\eta_{zu}} + D_{\eta_{zp}} \cdot m_{\eta_{zu}}^2 + D_{\eta_{zu}} \cdot m_{\eta_{zp}}^2)}} \times \exp\left[-\frac{y - m_{\eta_{zp}} \cdot m_{\eta_{zu}}}{2(D_{\eta_{zp}} \cdot D_{\eta_{zu}} + D_{\eta_{zp}} \cdot m_{\eta_{zu}}^2 + D_{\eta_{zu}} \cdot m_{\eta_{zp}}^2)}\right]. \quad (33)$$

Імовірність збереження роботоздатності при заданому граничному значенні ОККД ФД запишемо так

$$P\{\varphi(\eta_{zp} \cdot \eta_{zu}) > \eta_{\Phi Д, \text{гран}}\} = 0,5 - \Phi \left[\frac{\eta_{\Phi Д, \text{гран}} - m_{\eta_{zp}} \cdot m_{\eta_{zu}}}{\sqrt{D_{\eta_{zp}} \cdot D_{\eta_{zu}} + D_{\eta_{zp}} \cdot m_{\eta_{zu}}^2 + D_{\eta_{zu}} \cdot m_{\eta_{zp}}^2}} \right]. \quad (34)$$

При зрізаному нормальному законі розподілу ОККД секцій гідророзподільника та гідроциліндрів імовірність невиходу ОККД функціональної дільниці за граничне значення за умови раніше прийнятих допущень буде такою

$$P\{\varphi(\eta_{zp} \cdot \eta_{zq}) > \eta_{\Phi D_{гран}}\} = \left[\Phi\left(\frac{1 - m_{zp} \cdot m_{zq}}{\sqrt{\sigma_{\eta_{zp}}^2 + \sigma_{\eta_{zq}}^2}}\right) + \Phi\left(\frac{m_{zp} \cdot m_{zq}}{\sqrt{\sigma_{\eta_{zp}}^2 + \sigma_{\eta_{zq}}^2}}\right) \right]^{-1} \times \\ \times \left\{ 0,5 - \Phi\left[\frac{\eta_{\Phi D_{гран}} - m_{zp} \cdot m_{zq}}{\sqrt{D_{\eta_{zp}} \cdot D_{\eta_{zq}} + D_{\eta_{zp}} \cdot m_{\eta_{zq}}^2 + D_{\eta_{zq}} \cdot m_{\eta_{zp}}^2}}\right] \right\}. \quad (35)$$

При розподілі ОККД гідро розподільника та гідроциліндра за законом Вейбула з параметрами відповідно a_1, a_2 та b_1, b_2 щільність розподілу та імовірність збереження роботоздатності ФД визначаються за виразами

$$f_{\Phi D}(y) = \frac{b_1 \cdot y^{b_1-1}}{(a_1 \cdot a_2)^{b_1}} \int_0^{\infty} t^{-\frac{b_1}{b_2}} \exp\left\{-\left(\frac{y}{a_1 \cdot a_2}\right)^{b_1} \cdot t^{-\frac{b_1}{b_2}} - t\right\} dt; \quad (36)$$

$$P_{\Phi D}\{\eta_{zp} \cdot \eta_{zq} > y\} = \int_0^{\infty} \exp\left\{-\left[\left(\frac{y}{a_1 \cdot a_2}\right)^{b_1} \cdot t^{-\frac{b_1}{b_2}} + t\right]\right\} dt. \quad (37)$$

Так як в області високих значень ОККД параметри b_1 та b_2 можна прийняти як однакові ($b_1 = b_2$), то запишемо для цього випадку

$$f_{\Phi D}(y) = 2 \frac{b \cdot y^{b-1}}{(a_1 \cdot a_2)^b} K_0 \left[2 \left(\frac{y}{a_1 \cdot a_2} \right)^{\frac{b}{2}} \right]; \quad (38)$$

$$P_{\Phi D}\{\eta_{zp} \cdot \eta_{zq} > y\} = 2 \left(\frac{y}{a_1 \cdot a_2} \right)^{\frac{b}{2}} K_1 \left[2 \left(\frac{y}{a_1 \cdot a_2} \right)^{\frac{b}{2}} \right]. \quad (39)$$

Якщо має місце розподіл Релея, то отримаємо

$$f_{\Phi D}(y) = \frac{y}{\sigma_{zp}^2 \cdot \sigma_{zq}^2} K_0 \left(\frac{y}{\sigma_{zp} \cdot \sigma_{zq}} \right); \quad (40)$$

$$P_{\Phi D}\{\eta_{zp} \cdot \eta_{zq} > y\} = \frac{y}{\sigma_{zp} \cdot \sigma_{zq}} K_1 \left(\frac{y}{\sigma_{zp} \cdot \sigma_{zq}} \right). \quad (41)$$

Для рівномірного закону розподілу ОККД η_{zp} та η_{zq} з відповідними параметрами a, b ($0 \leq a < b < 1$) та c, d ($0 \leq c < d < 1$)

$$f_{\Phi D}(y) = \frac{1}{(b-a)(d-c)} \left[\ln \min\left\{\frac{y}{c}, b\right\} - \ln \max\left\{\frac{y}{d}, a\right\} \right], \text{ для } ac < y < bd. \quad (42)$$



$$P_{\Phi D} \{ \eta_{cp} \cdot \eta_{cy} > y \} = \begin{cases} 0 & y \leq a \cdot c \\ \frac{\ln \frac{b}{a} (y - a \cdot c)}{(b-a)(d-c)}, & b \cdot c < y < a \cdot d \\ \frac{\ln \frac{d}{c} (y - a \cdot c)}{(b-a)(d-c)}, & a \cdot d < y < b \cdot c \\ [(b-a)(d-c)]^{-1} \left[y \cdot \ln \frac{y}{a \cdot c} - y + a \cdot c \right], & y \leq \min[a \cdot d, b \cdot c] \\ [(b-a)(d-c)]^{-1} \left[y \cdot \ln \frac{b \cdot d}{y} + y - a \cdot c \left(1 + \ln \frac{b \cdot d}{a \cdot c} \right) \right], & y \geq \max[d \cdot a, b \cdot c] \\ 1 & y \geq b \cdot d. \end{cases} \quad (43)$$

Розглянемо можливі випадки, коли процеси деградації технічного стану гідроциліндра та гідророзподільника відносяться до дифузійних процесів із постійною середньою швидкістю a_η та постійним коефіцієнтом варіації швидкості зміни ОККД - v_η , які описуються *DN- та DM-розподілами*.

Запишемо формулу для визначення імовірності збереження роботоздатності (або імовірності безвідмовної роботи) функціональної дільниці для DN-розподілу

$$P(\eta_{cp} \cdot \eta_{cy} > \eta_{\Phi D_{гран}}; t) = \Phi \left[\frac{[\eta_{ocy} \cdot \eta_{opr} - \eta_{\Phi D_{гран}} - (a_{cp} + a_{cy})t](a_{cp} + a_{cy})}{\sqrt{(v_{cp}^2 \cdot a_{cp}^2 + v_{cy}^2 \cdot a_{cy}^2)(a_{cp} + a_{cy})(\eta_{ocy} \cdot \eta_{opr} - \eta_{\Phi D_{гран}})t}} \right] - \exp \left[\frac{2(a_{cp} + a_{cy})^2}{v_{cp}^2 \cdot a_{cp}^2 + v_{cy}^2 \cdot a_{cy}^2} \right] \times \Phi \left[- \frac{[\eta_{ocy} \cdot \eta_{opr} - \eta_{\Phi D_{гран}} + (a_{cp} + a_{cy})t](a_{cp} + a_{cy})}{\sqrt{(v_{cp}^2 \cdot a_{cp}^2 + v_{cy}^2 \cdot a_{cy}^2)(a_{cp} + a_{cy})(\eta_{ocy} \cdot \eta_{opr} - \eta_{\Phi D_{гран}})t}} \right]. \quad (44)$$

Для DM-розподілу параметрів отримаємо

$$P(\eta_{cp} \cdot \eta_{cy} > \eta_{\Phi D_{гран}}; t) = P(t) = \Phi \left[\frac{\eta_{ocy} \cdot \eta_{opr} - \eta_{\Phi D_{гран}} - (a_{cp} + a_{cy})t}{\frac{\sqrt{v_{cp}^2 \cdot a_{cp}^2 + v_{cy}^2 \cdot a_{cy}^2}}{a_{cp} + a_{cy}} \sqrt{(a_{cp} + a_{cy})(\eta_{ocy} \cdot \eta_{opr} - \eta_{\Phi D_{гран}})t}} \right] = \Phi \left[\frac{[\eta_{ocy} \cdot \eta_{opr} - \eta_{\Phi D_{гран}} - (a_{cp} + a_{cy})t](a_{cp} + a_{cy})}{\sqrt{(v_{cp}^2 \cdot a_{cp}^2 + v_{cy}^2 \cdot a_{cy}^2)(a_{cp} + a_{cy})(\eta_{ocy} \cdot \eta_{opr} - \eta_{\Phi D_{гран}})t}} \right]. \quad (45)$$

Для решти схем під'єднання гідроеlementів приведених на рис.1 (б, в, г) моделі надійності одержуємо аналогічно, виходячи із умов збереження роботоздатності функціональної дільниці підсистеми.

Одержані моделі надійності не вичерпують всіх можливих варіантів моделей, які можуть мати місце при аналізі функціонування гідропроводів БДМ, але вони розширюють та уточнюють моделі надійності гідропроводів, які не входять в коло класичних визначень системи з'єднаних елементів, що може благотивно впливати на результати оцінки їх показників надійності з метою підвищення ефективності використання будівельних машин в будівництві.

УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ШИРОКОШАРОВОГО НАПЛАВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ БУДІВЕЛЬНИХ ТА ГІРНИЧИХ МАШИН

Спосіб багатоелектродного дугового широкошарового наплавлення з коливанням електродів (БАДШН), що розробляється на кафедрі машин і обладнання технологічних процесів КНУБА, є одним з найбільш ефективних способів відновлення і зміцнення швидкозношуваних деталей будівельних машин. При реалізації способу в зону наплавлення подаються з коливанням декілька електродів, які утворюють при плавленні загальну широку зварювальну ванну, або, в разі потреби, необхідну кількість окремих зварювальних ванн. Раціональна область використання способу – це деталі з широкою поверхнею зносу.

Для реалізації способу БАДШН були розроблені конструкції наплавочного устаткування з широким використанням серійновипускаемого обладнання. Найбільш характерним прикладом є заміна на наплавочних апаратах (АД-231, А-1416 і т.п.), одноелектродних наплавочних головок на багато - електродні з використанням механізму коливань і доробкою механізму подачі електродів. В разі необхідності можна використовувати розроблені багато - електродні наплавочні головки з автоматичними приводами подачі і коливань.

Конструктивно такі головки мають суттєві особливості.

Наприклад, була розроблена і захищена авторським свідоцтвом конструкція наплавочної головки [1], в якій коливання відбуваються за рахунок "паралелограмної рамки", що складається з двох підвісок і траверси, приєднаної до них шарнірно. На траверсі, на визначеній відстані один від одного, були розташовані мундштуки, які мають можливість пересуватись вздовж траверси по спеціальному пазу та фіксуватись в визначеному місці.

Зварний дріт від механізму подачі до мундштуків проходить по спеціальним гнучким електропроводним шлангом (каналам), які, за рахунок високої гнучкості, дозволяють міняти напрямлення подачі дроту при коливанні.

Колівання надається паралельним підвіскам (маятниковий рух) з попередньо заданими амплітудою та частотою. При цьому траверса постійно залишається горизонтальною. Зварний дріт подається в зону наплавлення з початком коливального руху, як правило, це відбувається під постійним кутом, за рахунок стабільної "горизонтальності" траверси і жорсткого розміщення на ній мундштуків. Все це підвищує стабільність процесу наплавлення і якість отриманого наплавленого шару.

При наплавленні в ускладнених умовах (наприклад, біля вертикальної стінки) мундштуки встановлюють на траверсі шарнірно, другим шарніром мундштуки приєднуються до спеціальної поперечини, що має особливу конструкцію і додатково вводиться в наплавочну головку при шарнірному кріпленні до підвісок. Особливість конструкції поперечини дозволяє отримати необхідну зміну кута подачі дроту в зону наплавлення при коливанні, а також різні кути для різних мундштуків і дротів, відповідно.

Для рівномірності проходження дроту по гнучким шлангам (каналам) і, як наслідок, підвищення стабільності процесу наплавлення, на підвісках вище траверси і паралельно до неї, шарнірно розташовують спрямовуючі планки. Спрямовуючі планки мають отвори, в які проходять гнучкі шланги, і тому обмежують їх довільне вигинання (особливо в крайніх точках).



Наплавочна головка такої конструкції [1] має наступні параметри:

1. Кількість електродів, шт. , – 1...6
2. Діаметр зварного дроту, мм,
суцільного – 1,5...3,0
порошкового – 1,8...3,6
3. Відстань між електродами, мм, – 30...60
4. Максимальний розмах коливань, мм, – 100
5. Максимальна ширина наплавленого шару, мм, – 360
6. Максимальний зварювальний струм, А, – 1600
7. Напруга на дузі, В, – 25...35

Пізніше була розроблена (разом з інститутом "УкрНДІ ПРОЕКТ") наступна конструкція багатоелектродної наплавочної головки [2], яка суттєво розширила можливості при наплавленні і дозволила позбавитись ускладнень при подачі дроту по гнучким шлангам.

Наплавочна головка має автономні приводи подачі та коливань і, відповідно, може працювати автономно. Механізм подачі дроту має загальний приводний вал с роликами різної ширини (для зміни відстані між дротами) і окремі прижими для кожного дроту. Механізм коливань базується на сполученні двох механізмів: кривошипно - повзунного і кулісно - повзунного, де загальною деталлю є повзун. Він розташований в напрямних корпуса, з можливістю зворотно - поступального переміщення. На корпусі також закріплена траверса, в горизонтальному пазу якої шарнірно розміщені мундштуки з кулісами, що мають можливість пересуватись по пазу траверси і фіксуватись по ній. Повзун взаємодіє з кулісами через вилки, які зв'язані поступальною парою з кулісами і охоплюють їх, а також обертальною парою з повзуном з можливістю пересуватись по його горизонтальному пазу і фіксуватись на ньому.

Конструкція багатоелектродної головки [2] дозволяє підвищити надійність роботи устаткування за рахунок зниження сил опору коливанню і підвищити продуктивність за рахунок подачі зварного дроту в зону наплавлення під різними кутами і в різних положеннях.

Підвищення надійності досягається за рахунок зменшення кількості рухомих (при коливанні) деталей і шарнірних з'єднань, а також розташованих шарнірно на повзуні вилок. Вилки зв'язані поступальною парою з кулісами мундштоків і передають їм коливання від повзуна. При цьому куліси вільно просковзують в вилках і коливаються разом з мундштуками з заданою амплітудою не створюючи ні яких опорів коливанню. Використання конструкції мундштоків, де зварний дріт від механізму подачі прямує в їх жорсткі канали, дозволяє відмовитись від гнучких каналів (шлангів) і, таким чином, понизити опір коливанню.

Розташування приводних деталей вище зон наплавлення, а також наявність поступальної пари "вилка – куліса", що компенсує будь-які зміни розмірів і форми деталей, виключає можливість заклинювання і створює сприятливі умови коливанню. Розташуванню куліс вище осей коливання мундштоків створює врівноважуючу дію, що є особливо важливим при великих амплітудах коливання. В результаті, сили опору коливанню, навіть при великих амплітудах незначні, що сприяє надійній роботі багатоелектродної наплавочної головки.

Підвищення продуктивності може бути досягнуто, за рахунок стабілізації процесу наплавлення деталей складного профілю або деталей з нерівномірним зносом. Прикладом таких деталей можуть бути матриці штампів брикетних фабрик, а також котки бульдозерів, що мають нерівномірний знос. В такому випадку вилки, переміщуючись по повзуну, розвертають мундштуки під необхідним кутом до вертикальної площини і інших мундштоків. Місце фіксації вилки визначається кутом нахилу мундштука в його середньому положенні, які задає характер профілю деталі. Потім при коливанні виліт

кожного електрода головки буде змінюватись в невеликих межах, які дозволяють стабільно вести наплавлення на великих амплітудах коливань.

Можливість розвороту мундштуків під заданим кутом при використанні змінних мундштуків різної довжини дозволяє подавати електроди в зону наплавлення один за одним і при коливанні отримувати широке багатопарове наплавлення. Це відбувається тому, що на широку наплавлену поверхню одним мундштуком відразу наплавляє наступний мундштук, що їде за першим і коливається з тією ж амплітудою та частотою. В результаті є можливість отримати наплавлений шар необхідної товщини за один прохід. Таким чином, попереднє розташування мундштуків дозволяє подавати електроди в зону наплавлення під різними кутами і в різних площинах, що в результаті приводить до підвищення продуктивності процесу наплавлення.

Можлива така установка мундштуків коли наплавлення відбувається з утворенням двох або більше зварних ванн, наприклад двохдорожечні котки бульдозерів. Крім того, особливістю конструкції багатоелектродної головки є зручне, плавне регулювання довжини кривошипа за допомогою спеціального гвинта, що дозволяє швидко і точно встановлювати величину амплітуди коливань.

Технічна характеристика багатоелектродної наплавочної головки [2]

1. Кількість електродів, шт., – 1...4
2. Діаметр зварного дроту, мм,
суцільного – 1,5...3,0
порошкового – 1,8...3,6
3. Відстань між електродами, мм, – 20...100
4. Максимальний розмах коливань, мм, – 100
5. Максимальна ширина наплавленого шару мм, – 280
6. Максимальний зварювальний струм, А, – 1200
7. Напруга на дузі, В, – 25...35

Базуючись на способі БАДШН і устаткуванні для його виконання, були розроблені і впроваджені технологічні процеси наплавлення широкого спектру деталей. Наприклад, наплавлення опорних котків бульдозерів на Криворізькому ремонтно – механічному заводі ; деталей бетонозмішувачів примусової дії, зачистних валів, підформених роликів на заводах залізобетонних виробів м. Києва ; бурових штанг, зміцнюючих пластин для ковшів екскаваторів і кузовів самоскидів вугільних кар'єрів в Кемеровській області і т. ін.

Список літератури

1. Авторское свидетельство № 1251437 "Устройство для многодуговой и многоэлектродной сварки (его варианты)".
2. Авторское свидетельство № 1391848 "Устройство для многодуговой и многоэлектродной сварки".



УДК 628.1

І.Т. Прокопчук, д-р техн. наук

ФІЗИЧНЕ СПРАЦЮВАННЯ НАСОСІВ ЕЦВ ЗА ЧАСОМ ТА ЙОГО ВПЛИВ НА ПОДАЧУ ВОДИ СВЕРДЛОВИНАМИ

Насоси типу ЕЦВ працюють в складних умовах. Вода, яку відбирає електронасос занурений в свердловину може мати вуглекислоту в різних формах: розчинну CO_2 , напівзв'язну HCO_3^- , зв'язану CO_3^{2-} та агресивну, містити значну кількість механічних часток у вигляді піску, сам насос може працювати в режимі кавітації при недостатньому зануренні його під динамічний рівень води, що окремо і в сукупності призводить до фізичного спрацювання насосного агрегату, яке в середньому складає 2...3% в місяць.

Фізичне спрацювання насоса проявляється в постійному зниженні кількості води за часом, яка подається свердловиною. При повному зношенні насос теоретично може перестати подавати воду взагалі, а практично - аварійно виходить з ладу.

Відповідно з паспортами на насоси ЕЦВ у воді свердловини вміст твердих механічних домішок не повинен перевищувати 0,01% по масі. Але навіть така мала норма механічних домішок, що можуть бути в воді, призводить до спрацювання елементів насоса за часом. Зношення окремих частин насоса ЕЦВ в свою чергу призводить до зниження його коефіцієнту корисної дії, перевитрат електроенергії, зменшення кількості води, поданої свердловиною, підвищення її собівартості, збільшення експлуатаційних витрат та ін.

Якщо ж своєчасно не вивести свердловину на ремонт насосного обладнання, то подальша її експлуатація стає економічно збитковою. Експлуатація свердловин як збиткових недопустима.

На основі дефектації значного числа зношеного насосного обладнання нами встановлено, що за ступенем фізичного спрацювання всі деталі насосів ЕЦВ можна умовно поділити на п'ять основних груп, рис.1.

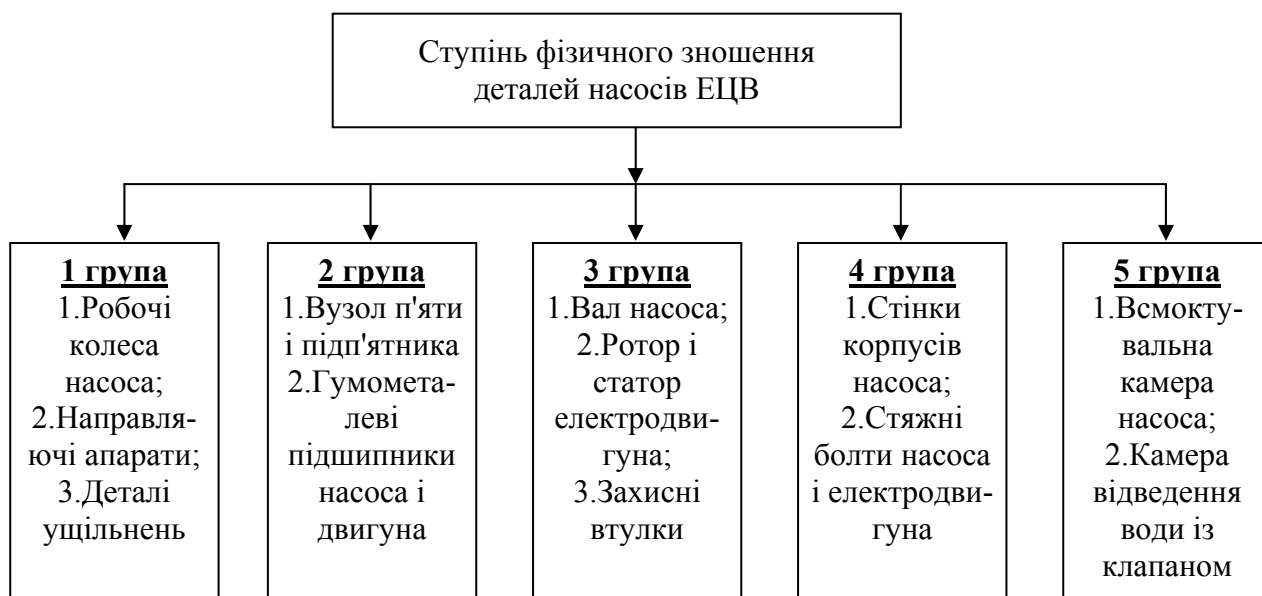


Рис. 1. Розподілення ступеня фізичного зношення деталей насосів ЕЦВ за групами

До першої групи деталей, що найбільше підлягають гідроабразивному зношенню відносяться робочі колеса електронасосів, направляючі апарати, деталі ущільнень інтенсивне зношення яких відбувається в усіх випадках, коли вода містить абразивні частки.

У відцентрових насосів з робочими колесами закритого типу, до яких можна віднести і електрозаглибні насоси типу ЕЦВ зношуються: лопаті робочого колеса по всій поверхні, що обтікається потоком води, особливо інтенсивно з робочої сторони, у вхідних кромках зі сторони робочої поверхні. При цьому, найбільшому зношенню підлягають ділянки робочого колеса, що примикають до заднього диску. Внутрішня поверхня переднього диску зношується більш рівномірно і значно менше, ніж заднього.

Другу групу деталей, що підлягають інтенсивному гідроабразивному зношенню складають, як вважає автор, вузол п'яти і підп'ятника, гумометалеві підшипники насоса і електродвигуна. Електрозаглибні насоси ЕЦВ українських заводів – виробників, виробників країн СНД (Росія, Молдова, Грузія), насоси типу GRUNDFOS (Німеччина), типу G (Польща), UTR - UTS фірми IMMERSION (Франція), фірми FLYGT (Швеція) та ін. мають від 2-х до 22-х ступенів. Насоси мають ідентичну конструкцію. Кожна ступінь таких насосів складається із корпусу в якому розміщені робоче колесо, лопатевий відвід (направляючий апарат), ущільнюючі і плаваючі кільця. Робочі колеса фіксуються на валу відносно направляючих апаратів за допомогою розпірних і захисних втулок та призматичних плішок.

До третьої групи деталей насоса, що також інтенсивно зношуються відносяться вал насоса, ротор і статор електродвигуна з обмотками, захисні втулки.

Дефектація деталей зношених електрозаглибних насосів ЕЦВ яка проводилась у виробничих умовах для визначення кількісних витрат, пов'язаних з капітальним ремонтом кожного окремого типорозміру насоса показує, що до четвертої групи розробленої класифікації насосів можна віднести ті деталі, які обмежують обертання робочих коліс. У електрозаглибних насосів це будуть стінки корпусів насоса.

П'яту групу з мінімальним зношенням складає обладнання з підведення і відведення води лопатевого насоса. Маються на увазі всмоктувальні та нагнітальні частини корпусу насоса. У електрозаглибних насосів це приймальна камера для забору води із свердловини та нагнітальна камера із зворотнім клапаном.

Відповідно з [1], швидкість гідроабразивного руйнування відведень насосів, особливо крупногабаритних відцентрових, виражена в втратах маси металу за одиницю часу, значно перевищує інтенсивність зношення робочих коліс.

Однак, основним елементом, що визначає тривалість міжремонтного періоду експлуатації відцентрового насоса є робоче колесо, оскільки відведення та корпуси насосів мають значно більші розміри і масу, крім того, їх часткове зношення в меншій ступені відбивається на характеристиках насосів.

Для вирішення практичних завдань, пов'язаних з ефективністю експлуатації електрозаглибних насосів ЕЦВ на артезіанських свердловинах необхідні кількісні оцінки показників зношення.

Так, для всіх видів лопатевих насосів В.Я. Карелін [1] виділяє наступні показники:

1. площа S і глибина b за деякий період роботи насоса T . Значення S і b можуть виражатись, як в абсолютних величинах (см^2 , м^2 , мм або см), так і в долях (%) від загальної площі, або початкової товщини зношеної деталі;
2. втрата об'єму V матеріалу деталі, що зношена за період часу T . Для визначення величини V (мм^3 , см^3) користуються залежностями:

$$V = \sum (K_1 S_1 b_1 + K_2 S_2 b_2 + \dots + K_i S_i b_i), \quad (1)$$

або:

$$V = \sum (S_1 b_1 + S_2 b_2 + \dots + S_i b_i), \quad (2)$$

де S_i і b_i - відповідно площа і глибина окремих ділянок зношення; K_1 і K_i - коефіцієнти нерівномірності зношення деталей насоса по поверхні та глибині;

3. втрата маси ΔG деталі за визначений період часу T може вимірюватись в абсолютних величинах (мг , г , кг):

$$\Delta G = V\rho, \quad (3)$$

де ρ - щільність матеріалу зношеної деталі, або:



$$\Delta G = G_{\text{поч}} - G_{\text{кін}}, \quad (4)$$

де $G_{\text{поч}}$ і $G_{\text{кін}}$ - відповідно, початкова і кінцева (за період часу T) маса зношеної деталі.

При використанні відносного значення G' :

$$G' = \Delta G / G_{\text{поч}} = 1 - G_{\text{кін}} / G_{\text{поч}}. \quad (5)$$

В виробничих умовах при експлуатації потужних гідравлічних машин, які мають великі геометричні розміри та масу, для приблизної оцінки їх зношення стандартом Міжнародної комісії [1] рекомендується використовувати масу електродів $M_{\text{ел}}$, витрачених для відновлення зруйнованої поверхні:

$$M_{\text{ел}} = (1 + 0,6 / b_{\text{max}}) \rho_{\text{ел}} V, \quad (6)$$

де $\rho_{\text{ел}}$ - щільність матеріалу електродів; b_{max} - максимальна глибина зруйнування.

Швидкість зношення визначають оцінкою зношення за одиницю час:

$$i_s = S / T; \quad i_v = V / T; \quad i_G = \Delta G / T. \quad (7)$$

Як видно з приведеного короткого аналізу, ні один з цих показників не може бути прийнятим для оцінки ступеня зношення електрозаглибних насосів які не належать до крупногабаритних і містять велику кількість дрібних деталей з різних матеріалів: пластмасові колеса, напрямні апарати і ущільнюючі кільця, гумометалеві підшипники, вузол п'яти з фторопластовим матеріалом, ротор і статор з шихтованої сталі, сталеві корпуси насоса, які менше всього зношуються.

Єдиним критерієм оцінки міри зношення електрозаглибного насоса, як показують дослідження може служити процент зношення насоса, що виражається кількістю недоданої води насосним агрегатом ΔQ , % за певний проміжок часу t , в розрахунку на один місяць, ΔQ , %/міс.

Загальними показниками, які характеризують ступінь фізичного спрацювання будь-яких насосів, в тому числі і ЕЦВ є повний коефіцієнт їх корисної дії (к.к.д.), що містить три види основних втрат: гідравлічних, об'ємних і механічних. та зміни напірно-витратних і енергетичних характеристик насосів: $(Q - H)$, $(Q - N)$ та $(Q - \eta)$ в функції за часом, T .

Для визначення ступеня зношування та нормативних науково обґрунтованих міжремонтних періодів експлуатації електрозаглибних насосів ЕЦВ на артезіанських свердловинах було розглянуто наступну гіпотезу.

Якби насосне обладнання не зношувалось, тоді загальна подача води свердловиною за будь-який проміжок часу t при умові, що початкова подача води, $Q_{\text{поч}} = \text{const}$ склала б:

$$\Sigma Q = Q_{\text{поч}} t, \text{ м}^3. \quad (8)$$

Оскільки вище сказане лише допущення, якого в природі не існує, то фактична подача води за цей період складе:

$$\Sigma Q_{\phi} = \sum_{i=1}^n Q_i \cdot \Delta t_i, \text{ м}^3. \quad (9)$$

Різниця між рівняннями (8) і (9) визначить кількість недоданої вод свердловиною внаслідок спрацювання насосного обладнання за проміжок часу t :

$$\Sigma Q = Q_{\text{поч}} \cdot t - \sum_{i=1}^n Q_i \cdot \Delta t_i, \text{ м}^3. \quad (10)$$

Помножимо кількість недоданої води свердловиною внаслідок фізичного спрацювання насоса на її собівартість, C_B , грн/м³, отримаємо рівняння (11), яке визначає величину втраченої вигоди підприємством ВКГ від недоотриманої, а значить нереалізованої споживачам певної кількості питної води:

$$B = \left(Q_{\text{поч}} \cdot t - \sum_{i=1}^n Q_i \cdot \Delta t_i \right) \cdot C_B, \text{ грн}. \quad (10)$$

Для відновлення подачі води свердловиною необхідні додаткові матеріальні вкладення: на демонтаж зношеного, монтаж нового чи капітально відремонтованого насоса, на капітальний ремонт зношеного насосного агрегату, транспортні витрати та ін.

Прийmemo вартість капітального ремонту електрозаглибного насоса ЕЦВ за величину R_H , грн., а вартість ремонтних робіт по заміні зношеного насосного обладнання, включаючи монтаж, демонтаж, транспортні витрати та ін., відповідно R_M , грн. Тоді, ремонтні витрати на відновлення подачі води насосом (свердловиною) складуть:

$$R_H + R_M, \text{ грн.} \quad (12)$$

Розділивши рівняння (11) на величину ремонтних витрат (12), отримаємо безрозмірний коефіцієнт β , який дозволить визначити границі міжремонтного періоду експлуатації електрозаглибних насосів на свердловинах:

$$\beta = \left(Q_{\text{поч}} \cdot t - \sum_{i=1}^n Q_i \cdot \Delta t_i \right) \cdot C_B / (R_H + R_M). \quad (13)$$

Крайові умови існування коефіцієнта β :

$$\begin{cases} \beta = 0; \\ \beta < 1; \\ \beta > 1; \\ \beta = 1. \end{cases} \quad (14)$$

При $\beta = 0$ – зафіксовано момент першопочаткового пуску свердловини в роботу, коли $Q = Q_{\text{поч}} = 100\%$, а $\Delta t \rightarrow 0$ – час, з якого необхідно відраховувати подальшу подачу води свердловиною.

При $\beta < 1$ – капітальні вкладення ($R_H + R_M$) на ремонт, заміну насосного обладнання, транспортні та інші витрати перевищують величину втраченої вигоди від недоотримання підприємством певної кількості питної води. Підприємство терпить збитки, що пов'язані з більш частими ремонтами насосного обладнання, які не компенсуються прибутками від збільшення подачі води свердловиною внаслідок заміни електрозаглибного насоса.

Якщо $\beta > 1$ – величина втраченої вигоди від недоотриманої, а значить не реалізованої води із свердловини в зв'язку з спрацюванням насосного обладнання перевищує загальну вартість ремонтних робіт, пов'язаних з заміною насоса на свердловині (випадок запізненого ремонту), тобто:

$$B > (R_H + R_M) \text{ грн.}, \quad (15)$$

то збитки підприємства значно збільшуються, так як ремонт насосного обладнання все одно потрібно виконувати, а певна кількість води, яка могла б компенсувати ці витрати, уже назавжди втрачена.

У випадку, коли $\beta = 1$ – матимемо рівняння матеріального балансу між вартістю недоотриманої води із свердловини і вартістю ремонтних робіт:

$$\left(Q_{\text{поч}} \cdot t - \sum_{i=1}^n Q_i \cdot \Delta t_i \right) \cdot C_B = (R_H + R_M), \text{ грн.} \quad (16)$$

Свердловину необхідно зупиняти на капітальний ремонт. Отже, границею ефективної роботи насосного обладнання свердловини має бути математична рівність лівої і правої частини рівняння (16).

Таким чином, фізичне спрацювання насосів ЕЦВ за часом суттєво впливає на продуктивність свердловин, а обґрунтування міжремонтних термінів виведення їх на капітальний ремонт насосів підвищує ефективність роботи водозабірних споруд.

Список літератури

1. Карелин В.Я. Изнашивание лопастных насосов. – М.: Машиностроение, 1983. – 167с.



УДК 658.336.8

О.В. Бондарчук, асистент КНУБА

ОСОБЛИВОСТІ УПРАВЛІННЯ ПРОЕКТАМИ РЕФОРМУВАННЯ І РЕСТРУКТУРИЗАЦІЇ ПІДПРИЄМСТВ В БУДІВЕЛЬНІЙ ГАЛУЗІ

Перехід країни до ринкової економіки спричинив різке збільшення потреби і інтересу до методів управління в умовах ринку. Одним з ефективних сучасних напрямів в цій галузі є *управління проектами*. Хоч окремі елементи методології *управління проектами* (матричні організаційні структури, сітьові графіки і т.д.) відомі і використовувалися в нашій країні протягом десятиріч, загалом з цим напрямом вітчизняні фахівці мало знайомі. Причина в тому, що *управління проектами* як практична дисципліна спочатку розвивалася застосовно до ринкової економіки, і накопичений досвід не міг бути ефективно використаний в умовах централізованої системи управління, що існувала.

На сьогодні використання *управління проектами* у вітчизняній практиці є актуальним, особливо в умовах спаду виробництва, коли більша половина підприємств збиткова і стоїть проблема поліпшення їх фінансово-економічного стану при гострому дефіциті фінансів.

Декілька років тому як один із заходів розв'язання цієї проблеми виник варіант реформування та реструктуризації підприємств із залученням консультантів.

Управління технологією реформування і реструктуризації підприємств

Метою реформи підприємств є сприяння змінам, які необхідні для успішної роботи підприємств в умовах ринкової економіки, поліпшення управління на підприємствах, стимулювання їх діяльності по підвищенню ефективності виробництва, конкурентноздатності, поліпшенню фінансово-економічних результатів їх діяльності.

Проведенню реструктуризації обов'язково передуює аналіз економічного стану підприємств, який дає можливість визначити причини і джерела фінансово-економічних проблем підприємства, його збитковості, нерентабельності.

Найчастіше на базі аналізу фінансово-господарських показників діяльності підприємства, оцінок потенційних можливостей виробництва, технічного рівня та якості продукції, а також по результатам маркетингових досліджень стану на товарних ринках, можна зробити досить об'єктивний висновок про необхідність проведення реструктуризації, а також про можливі форми і методи її проведення.

У числі найбільш типових проектів або робочих методик, вироблених в процесі реформування підприємств, можна назвати такі:

- формування програми реформування та оздоровлення підприємства;
- розробка механізмів реалізації програми реформування та оздоровлення підприємства;
- програма виходу підприємства із зони ближнього банкрутства;
- розробка бізнес-планів, вироблення і реалізація пріоритетів науково-технічного розвитку підприємства;
- політика управління власністю на підприємстві;
- розробка системи фінансового планування на підприємстві;
- нові системи оплати праці в умовах децентралізації системи управління;
- створення інтегрованої інформаційної системи управління;
- програма соціального захисту працівників підприємства;
- управління конфліктами як інструмент розвитку підприємства;
- реструктуризація підприємства і реінженіринг;
- управління змінами (інноваціями);
- розвиток нової культури всередині фірми.

Повністю самостійно реформувати і реструктурувати підприємство практично неможливо, передусім через дефіцит фахівців. Тому важливим чинником узагальнення, адаптації і передачі досвіду є наявність достатньої кількості ефективно працюючих консультантів. Вони беруться супроводжувати, доводити свої рекомендації до кінцевого результату, залучають для передачі досвіду представників підприємств, що мають вже такий досвід, починають передачу технологій консультування від одних консалтингових фірм іншим, наприклад, на семінарах.

В ході реалізації програми реформування, підприємства повинні надавати інформацію за основними показниками цієї програми [1] (рис.1).

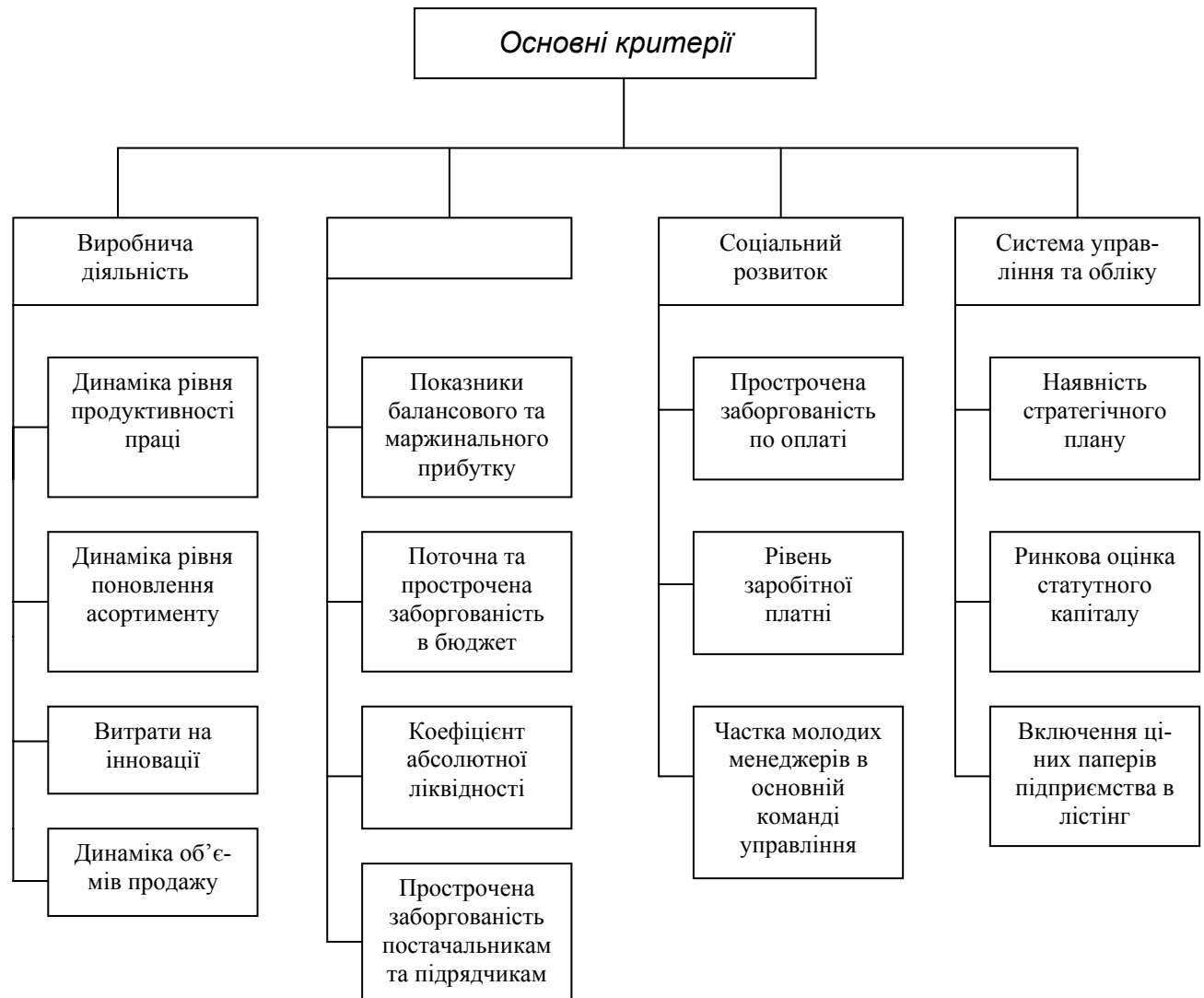


Рис.1

Програма робіт по реформуванню та реструктуризації підприємств виконується в дві стадії.

Стадія 1. Визначення і реалізація першочергових заходів, мета яких – як найшвидше зупинити процес погіршення ситуації і почати створювати умови для її поліпшення. Ці заходи включають: експрес-діагностику стану підприємства, створення команди управління, розробка першої версії стратегії та антикризової програми і т.п.

Стадія 2. Паралельно з реалізацією першочергових заходів починається поглиблене опрацювання головних напрямів (зміна оргструктури, освоєння нової системи управління фінансами, перепідготовка персоналу та ін.), що дають основний результат, але вимагають більш тривалого часу на реалізацію.



Можна виділити наступні етапи технології реструктуризації підприємств [1]:

- визначення цілей розвитку та критеріїв їх досягнення;
- аналіз сильних та слабких сторін підприємства (SWOT – аналіз);
- загальна діагностика стану і тенденцій;
- аналіз фінансового становища;
- формування шляхів і проектів розв'язання проблеми (з використанням метода мозкового штурму);
- оцінка інноваційного потенціалу;
- прогноз, аналіз та оцінка варіантів реформування підприємства;
- розподіл ресурсів;
- формування команд.

Актуальність процесу реформування та реструктуризації будівельного комплексу обумовлена такими факторами, як:

- перехід на сучасні технології, застосування нових конструктивних елементів та будівельних матеріалів, оновлення основних фондів;
- загроза великої конкуренції з боку іноземних будівельних компаній;
- поява необхідності нових джерел інвестицій.

Таким чином, можна зазначити, що по мірі розвитку ринкових відносин на Україні, буде збільшуватися впровадження методів управління проектами, створених в країнах ринкової економіки, а отже будуть розвиватися передумови виконання програм реформування та реструктуризації підприємств, успішна реалізація яких приведе до якісного поліпшення економічного стану будівельного виробництва та країни в цілому.

Список літератури

1. Тренев В.М., Іріков В.А. Реформирование и реструктуризация предприятий. Методика и опыт. - М.: "Издательство ПРИОР", 1998. - 320с.

УДК

О. М. Лівінський, д-р техн. наук, віце президент Української Академії наук національного прогресу

Ю.М. Стріленко, ДНТЦ "Конрест"

СУЧАСНИЙ СТАН І ПРОБЛЕМИ РЕСТАВРАЦІЇ ПАМ'ЯТОК МАТЕРІАЛЬНОЇ КУЛЬТУРИ В УКРАЇНІ (ІСТОРИЧНИЙ РОЗВИТОК І ПЕРСПЕКТИВИ)

На протязі своєї багатовікової історії український народ створив яскраву культуру світового рівня. Трудами здчих на українській землі створено багатовікову спадщину: це міста, будинки і споруди, які сьогодні є не тільки я скарбницею пам'ятників історії і культури, але і являються невід'ємною частиною світової культури і яскраво свідчать про величезний внесок українського народу у розвиток світової цивілізації. Видатні пам'ятки українського здчества стали невичерпним джерелом професійного досвіду та архітектурно-художньої майстерності.

На сьогодні в Україні зареєстровано понад 77 тисяч пам'яток історії і культури - історії археології, мистецтва, військової справи, техніки, етнографії, писемності, музики, містобудівництва і архітектури. Всесвітньо відомі архітектурно-історичні заповідники України - Ольвія, монастир в Бердичеві, замки у Кам'янець-Подільському, Старокостянтиніві, монастирі в Чернігові, Путивлі, Новгороді-Сіверському, парки в Умані, Білій Церкві, а у Києві - Києво-Печерська лавра, Кирилівський і Софійський заповідники та багато і багато інших. Все це створювалось натхненною працею і талантом українського народу на протязі всієї своєї історії.

Будівельна справа на території України за багато століть і тисячоліття пройшла довгий шлях розвитку, накопичила прекрасні традиції. З глибоких доісторичних часів і по теперішній час будівництво і архітектура в Україні являють собою єдиний і безперервний ланцюг свого розвитку і удосконалення.

Сьогодні Україна відродила свою державність, будує свій власний дім, без чого народ приречений на зникнення з арили світової історії.

Значний вплив на розвиток культури будівельної справи на території України в кінці II-I тисячоліття до нової ери і на початку нового тисячоліття відіграли торговельні і культурні зв'язки з іншими народами і розвиненими зарубіжними країнами. Так, в давніх містах-полісах північного Причорномор'я - Херсонесі, Пантикапеї, Ольвії з V-го століття до нової ери по I-II ст.н.е. знайшли відображення містобудівельні досягнення Стародавньої Греції і Риму, була розвинута система оборонних укріплень, широка типологія будинків, різноманітні конструкції з природного каменю і дерева.

Заснований у 422-421рр. до н. е. Херсонес мав регульовану систему планування. В Ольвії (площа 55га) і Пантиканеї (площа біля 100 га) існували театри. Міста мали ширину головних вулиць до 10-11м і високий рівень благоустрою - покриття з битої кераміки або каменю. Під вулицями влаштувалися водостічні канали і самоточні або з примусовою подачею води водопровідні системи, що забезпечували водою декілька кварталів. Житлові будинки будувалися кам'яні або з цегли-сирцю на кам'яних цоколях. Оборонні споруди склалися з стін товщиною 2-3м. і веж прямокутної в плані форми або круглі. Найбільший інтерес представляють вежа Зенона в Херсонесі і вежа в цитаделі Тіри, ворота у кріпосних стінах, як правило, фланкувалися вежами.

Представляють інтерес з точки зору високої якості робіт погребальні споруди на Боспорі, склепи золотого і Царського курганів у Керчі та ін.

В IX ст. н. е. було створено слов'янську державу - Київська Русь. Київ став центром державності і культури східних слов'ян, столицею раньофеодальної держави. Історія нарекла його гордим іменем "матерью городам русским".



Завдяки створенню держави східних слов'ян - Київської Русі на всій величезній її території поширюється писемність, літописописання, створюються високохудожні літературні твори, формуються архітектурні школи. Культура Київської Русі не поступалася культурі інших європейських країн. Уже в IX ст. складаються форми міської забудови, створюються типи садиб і будинків, методи будівництва та конструктивних прийомів.

Пам'ятники архітектури, залишені творцями минулих епох, складають вагому частину багатой культурної спадщини України. Вони - свідки життя українського народу і розвитку його національної культури, відіграють важливу роль в пізнанні історії, виховання почуттів патріотизму і відданості своїй Батьківщині.

В будівельній практиці того часу з'явилися такі важливі елементи, як хрестово-купольна системи, розвинута техніка мурування склепін з цегли, дерев'яні в'язучі у стінах, цем'яночний розчин, які потім стали характерними для будівництва монументальних споруд у всіх містах Київської Русі - Києві, Чернігові, Переяславі, Новгороді, Любечі, Пскові, Полоцьку, Смоленську, Турові, Володимир-Волинському, Ростові, Муромі та ін., - від Понтійського моря на Півдні, до Варяжського моря на Півночі, від Муромі і Мещери з під Волги до Карпат на Заході.

В епоху раннього феодалізму осередком слов'янської культури стає Київська Русь у якій культура дерев'яного і кам'яного будівництва досягла високого рівня. Зодчество перетворюється в одну з важливих областей господарської, оборонної і культурної діяльності, а от будівельне мистецтво найбільш повно втілило у своїх спорудах економічну і культурну значимість Київської Русі в Європі того часу, створивши серію монументальних пам'яток Києва, Чернігова, Переяслава та ін. Вони являються яскравими главами того кам'яного літопису, який говорить про свою епоху довгі століття і говорив про це ще до того, як було виявлено "Слово о полку Ігоревім".

Житлові і господарські споруди на Старокиївській горі ("град Кия"), що виявлені археологічними дослідженнями, датується V-VI ст. В 1037 р. було споруджено Софійський собор. В 1037-1078 рр. споруджується кам'яний Успенський собор Києво-Печерської лаври. Будівництво соборів разом з культурою, писемністю і старослов'янською мовою розповсюдились по території всієї Київської Русі і на її окраїнні північні землі. Як свідчать літописи, "за образом и подобием Успенского собора и Киевской лаври начали строиться храмы во Владимире, Ростове, Суздали и др. городах" Київської Русі.

Багато століть назад були створені в Україні Києво-Могилянська і Острожська академії, які у Європі були одними з перших вищих учбових закладів.

Епоха пізнього феодалізму овіяна романтикою визвольної боротьби українського народу проти іноземних загарбників. Поєднання вікових традицій майстрів будівельників з досягненнями науки епохи відродження сприяло удосконаленню будівельної справи та архітектури. В цей період відбуваються зміни у застосуванні матеріалів в техніці будівництва. На зміну плінфі з XIII ст. приходять брускова цегла, більш ширше використовується природний камінь для мурування стін. Застосовуються зімкнуті склепіння і склепіння з розпалубкою. Значне місце у кам'яному зодчестві приділяється декоративній різьбі. Для дерев'яного зодчества, яке було поширене в XIV-XVIII ст.ст., характерні найбільше спадкоємність і різноманітність місцевих шкіл, що визнало народний характер зодчества і самих прийомів будівництва.

В XVI - XVII ст.ст. в структурі міст і їх плануванні відбулися суттєві зміни. На північно-східних землях, що попали під володіння Московської держави (сучасні Чернігівська, Полтавська, Сумська і Харківська обл.), міста розвивались і розбудовувались на основі прийомів, закладених ще у Київській Русі. Вони мали фортецю-кремль і прилеглі до них села і поселення. Планування мало нерегулярний характер що був закріплений у різних законодавчих актах, як, наприклад, у "Требнику", виданому Петром Могилою у 1646р. у Києві. На Західних землях з одержанням містами самоврядування по "Магдебурському праву" влаштовувались ринкові площі з регульованою прямокутною забудовою навколо них. Планування багатьох таких міст з спорудженням навколо них

бастіонних укріплень (XVII ст.) має певну схожість з планування так званих ідеальних міст, рекомендованих ще у трактатах італійського і середньоевропейського Відродження.

Самими відомими пам'ятниками архітектури того і наступних періодів являється оборонні споруди і монастирські комплекси. В Україні збереглися 116 пам'яток оборонної архітектури і понад 100 монастирів. Ці споруди є свідками історичних подій, вони відтворюють культуру народу, його героїчну боротьбу за незалежність.

Особливо багато замків з товстими мурованими стінами, бійницями і високими спостережними вежами було пов'язано з князюванням Федора Корятовича на Поділлі. Серед цих споруд особливо унікальними є трикутний замок у Зінькові і церква-замок у Сутівцях (1476р.), у якій поєднані церковні і оборонні споруди. Такого ж типу були Петропавлівська на Подолі (кінець XVт.), в Станіві над Збручем (XV-XVI ст.), церква у Рогатині (XIV-XV ст.), башти дерманського монастиря біля Дубни на Волині.

Споруди оборонного зодчества і монастирські комплекси серед інших пам'яток містобудівництва і архітектури України мають особливий статус, обумовлений їх унікальними історичними і архітектурними особливостями. Замки і монастирі самі найбільші за розмірами історичні споруди у забудові населених пунктів завдяки своїм масштабам, являються композиційними центрами багатьох міст і сіл України.

Слід відмітити, що у цей період забудовувались окремі готичні кам'яні житлові будинки у Львові, Кам'янці-Подільському і ін. містах. Фасади одержують ренесансну, а потім барочне трактування (Львів, Жовква). Православними братствами у споруджених одно-, дво- і трьохкупольних церквах застосовується орден.

Готичний стиль в Україні поширюється в XVI ст. з Заходу через Шльонськ, Краків, Закарпаття, Пряшів, Бардяєв. Самими величними спорудами готичного стилю були прекрасні католицькі кафедри у Львові (кінець XIV ст.), Перемишлі (XV ст.), Бардяєві (XIV-XV ст.) та ряд костелів в інших містах.

Період ренесансу, що проходив через Словаччину, Німеччину і Польщу з Швейцарії і Італії залишив в Україні багато блискучих пам'яток. З давніх споруд слід назвати ратушу в Бердяєві (1506 р.) і перебудовану ратушу у Львові (1624 р.). В стилі ренесансу були замки 16 ст. у Львові ("Високий замок"), Бережанах, Староконстантинові, Олеському та ін. Найкращі пам'ятки ренесансу збереглися у Львові: будинок Гопнера (1570 р.), "Чорна кам'яниця" (1577р.), будинок грека К. Корнякта (1629 р.), будинок Собеського. В цілому ці будинки створили прекрасний ансамбль "Ринку" в центрі якого стояла ратуша, збудована у 1372 р. і перебудована у 1624 р.

Друга половина 17 ст. вважається золотим віком українського мистецтва. В Україні створюється своєрідний стиль, який виник з поєднання українських трьохнальних церков з західноєвропейською базилікою і пізніше одержав назву українського бароко. Кульмінаційним періодом розвитку цього стилю – урочистого і торжественного – був період гетьманства І.Мазепи, великого мецената і фундатора багатьох храмів.

Нова епоха архітектурного злету в Україні пов'язана з діяльністю митрополита Рафаїла Заборовського і називають її ще "епохою бароко Заборовського". До неї належать творіння видатного архітектора Шеделя (дзвіниця Києво-Печерської лаври, Софіївського собору, Михайлівського монастиря). В середині 18 ст. в Україні поширюється стиль пізнього бароко-рококо. До нього належать шедеври мистецтва - Андріївська церква у Києві (1744-1787 рр.) - творіння архітектора Растрелі, Покровська церква у Києві, церква у Козельці (архітектор Квасів), уславлений собор Св. Юра у Львові, автором якого є Б. Меретіні - Мердерер.

На кінець 18 ст. більшість міст України мали генеральні плани у яких передбачалась реконструкція і перепланування на регулярній основі системи забудови, що уже склалася. Містобудівні принципи архітектури класицизму втілювались при забудові міст Півдня і Північного Причорномор'я України - Катеринослав (1787 р.), Херсон (1778 р.), Маріуполь (1780 р.), Севастополь (1784 р.), Миколаїв (1789 р.), Одеса (1794 р.).



Генеральні плани цих міст реалізували ідею "відкритого" міста, у якому вже не було фортець і загальноміських укріплень.

Видатними досягненнями містобудівництва 18-19 ст. є ансамбль Круглої площі у Полтаві, ансамбль Приморського бульвару в Одесі, площа Адміралтейства у Херсоні, планування Севастополя та ін.

XX ст. для України характерне руйнівною дією двох світових воєн, відбудовою того, що було знищене війнами, а культові споруди крім того постраждали в період тоталітарного режиму радянської влади.

Великий збиток унікальним пам'яткам архітектури і містобудівництва було спричинено у другій світовій війні: було зруйновано 714 міст і 28 тисяч сіл, 347 пам'яток архітектури, пошкоджено або частково зруйновано більше 600 пам'яток. Були перетворені в руїни вул. Хрещатик у Києві, міста Чернігів, Полтава, Харків, Севастополь та ін. Загинули і до невпізнання були зруйновані цінні пам'ятники архітектури.

Сьогодні пам'ятки архітектури і містобудівництва знаходяться під контролем держави. Проблеми реставрації і відновлення пам'яток взяли на себе Міністерство культури України, Держбуд України, корпорація "Укрреставрація", науково-дослідні і проектні інститути і центри. Відбудовано в 1991 - 2000 рр. ряд втрачених пам'яток і серед них такі знакові для України, як Михайлівський золотoverхий монастир і Успенський собор Києво-Печерської Лаври, ведеться велика робота по реставрації і консервації пам'яток по всій Україні, у стадії завершення роботи по реставрації Володимирського собору в Криму.

Україна ввійшла у третє тисячоліття як велика суверенна європейська держава і ми готові усі проблеми, що стосуються пам'яток архітектури вирішувати спільно і з участю заінтересованих у цьому країн. Таким яскравим прикладом партнерства є наш добрий сусід Польща. Ми спілкуємося з вченими і спеціалістами реставраційної галузі Польщі і це дає плідні результати, що можна яскраво проілюструвати відбудовою славних пам'яток у Жовкві та інших містах України.

УДК 624.132.336+628.518:539.16

*В.К. Черненко, д-р техн. наук, професор КНУБА,
Д. І. Сержан, інж.*

РОЗРОБКА ТЕХНОГЕННОГО РАВ-ВМІЩУЮЧОГО ШАРУ З ОДНОЧАСНОЮ КОНТЕЙНЕРИЗАЦІЄЮ БЕЗ ЙОГО РОЗПУШУВАННЯ

Проблема утилізації радіоактивних відходів (РАВ) об'єкта "Укриття" ЧАЕС з кожним роком все гостріше заявляє про своє існування. Основною причиною, що не дозволяє приступити до робіт з локалізації осередків забруднення, є високий рівень їх радіоактивності. У даний час не видається можливим приступити до виконання цих робіт всередині зруйнованого 4-го енергоблоку і прилеглих територій, що зазнали радіаційного забруднення також в зв'язку з відсутністю технологій, що гарантують безпечне виконання робіт.

Одним з можливих шляхів вирішення даної проблеми може стати запропонований центром "НТП Будівельник" спосіб розробки забруднених ґрунтових масивів і ПТЛРВО (пунктів тимчасової локалізації РАВ) із змістом низько і середньо активних РАВ. Він дозволяє звести до мінімуму (виключити повністю) зараження прилеглих до осередків забруднення територій за рахунок зниження інтенсивності міграцій радіонуклідів під впливом ґрунтових вод шляхом локалізації або повного видалення власне осередків радіаційного забруднення.

Суть способу полягає в наведенні на дільницю мобільного самохідного укриття шатрового типу, що виконується за допомогою спеціальних транспортних засобах великої вантажопідйомності, які дозволяють точно встановити переміщуване ними обладнання на дільницю, що підлягає розробці.

Укриття обладнане кондуктором у вигляді жорсткої рами для переміщення по ній бурової установки, що виконує кільцеве буріння по діаметру контейнера з одночасним його завантаженням відходами буріння (шламом) за допомогою спеціальної системи розвантажувальних шнеків. У комплект обладнання також входить пристрій для кантування контейнерів, що дозволяє виконувати з ними всі маніпуляційні роботи, включаючи остаточне збирання і складування.

Укриття шатрового типу виконує функцію захисного контуру, призначеного для запобігання винесенню радіоактивного пилу з-під бурового органу в атмосферу і безпосереднього захисту зони ведення робіт від впливу атмосферних чинників. В укритті проводиться розробка і контейнеризація техногенного шару без його руйнування і завантаження шляхом:

- буріння кільцевої свердловини з одночасним зануренням обсадної двухконтурової металевої оболонки (трубний прокат);
- заповнення міжоболонкової порожнини бетонною сумішшю і встановлення верхньої кришки біологічного захисту;
- від'єднання контейнера від основи шляхом підрізання, кантування на 180° (у вертикальній площині і встановлення нижньої кришки біологічного захисту);
- поверхневої дезактивації заповненого контейнера, вантаження його на транспорт і відправки в зону поховання або пункт попередньої обробки, в залежності від рівня забруднення з подальшим перепохованням.

Буріння кільцевої свердловини виконується трохи нижче за відмітку умовно-чистого ґрунту. Розташовані всередині обсадної оболонки розвантажувальні шнеки подають шлам всередину контейнера, не виносячи його на поверхню. Величина порожнини між контурами в обсадній оболонці встановлюється в залежності від потужності випромінювання вміщуючих компонентів контейнера, і має бути визначена розрахунком. Після підйому із міжконтурової порожнини контейнеру системи шнеків, виконується його замоноличування. Обсадну оболонку підчас замоноличування можна вилучити для повторного використання.

Спосіб розробки техногенного РАВ-вміщуючого шару з одночасною контейнеризацією без його руйнування дозволяє приступити до виконання робіт одразу після виготовлення установки, оскільки не вимагає розвиненої інфраструктури по переробці РАВ. Це пояснюється тим що роботи по видаленню осередків радіоактивного забруднення на першому етапі можна звести до мінімуму - їх місцевої локалізації шляхом улаштування бетонних контейнерів безпосередньо на місці розробки в забруднених ґрунтових масивах, затампувавши при цьому днища контейнерів шляхом силікатизації (смолизації), тим самим максимально обмеживши доступ ґрунтових вод (атмосферних опадів) до джерел радіоактивного забруднення.

У порівнянні з традиційними методами, застосування нової технології виконання земляних і бурових робіт з використанням запропонованих технічних засобів, дозволяє суміщати операції розробки і контейнеризації техногенного шару, виключаючи найбільш трудомісткі і радіаційно-небезпечні проміжні операції (екскавація техногенного шару і завантаження його в контейнери), що, в свою чергу, дозволить мінімізувати негативний вплив на персонал і навколишнє середовище. Іншою позитивною відмінною особливістю запропонованого способу є факт мінімального розпушення ґрунту, що дає можливість скоротити обсяги робіт в порівнянні з використанням традиційних технологій до 40%.

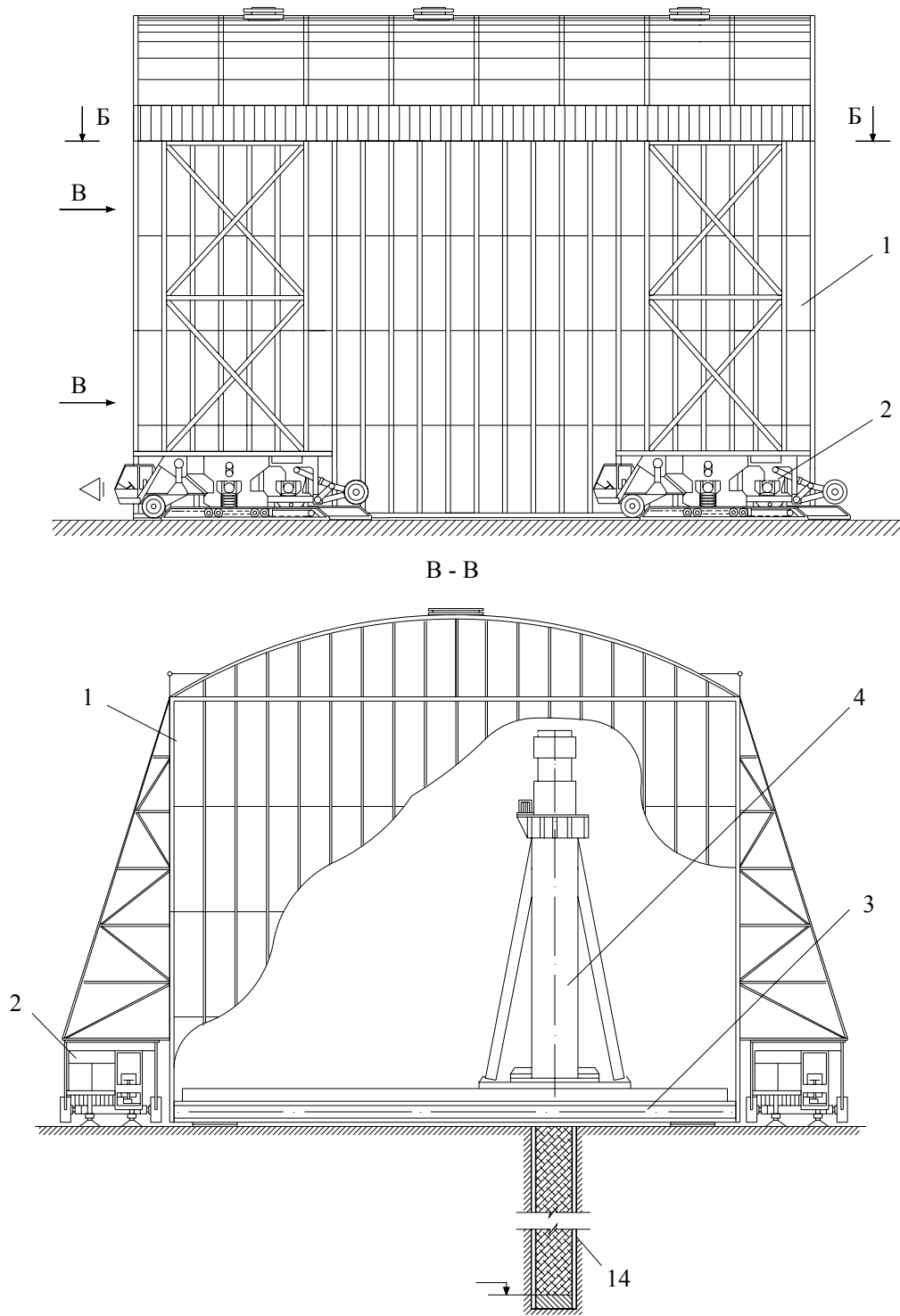


Рис.1. Загальний вигляд укриття шатрового типу з транспортними засобами крокуючого типу і розташованою всередині буровою установкою

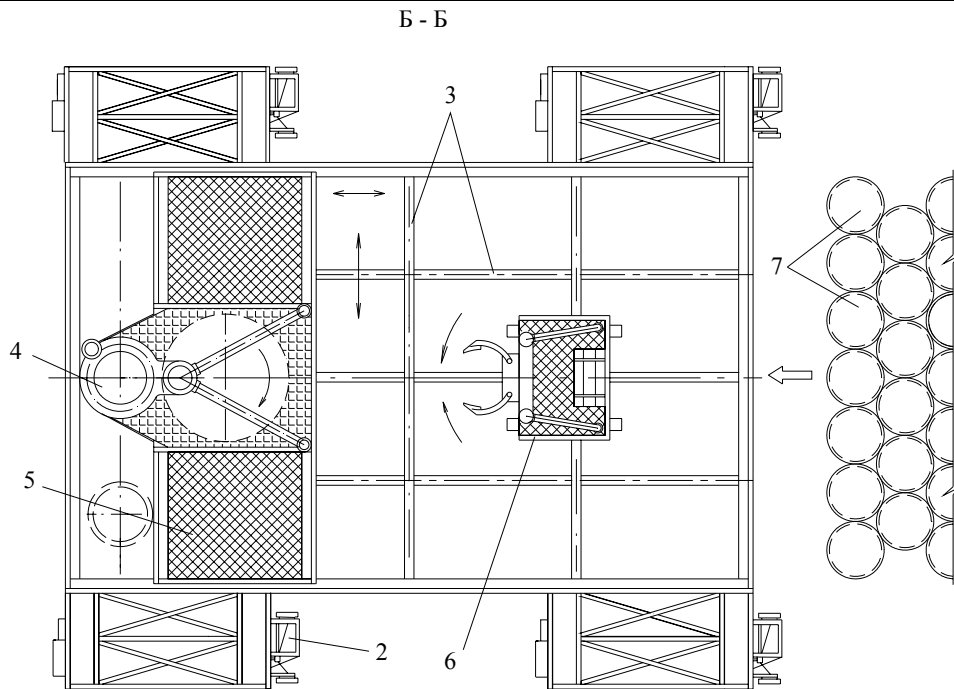


Рис.2. Розріз Б-Б

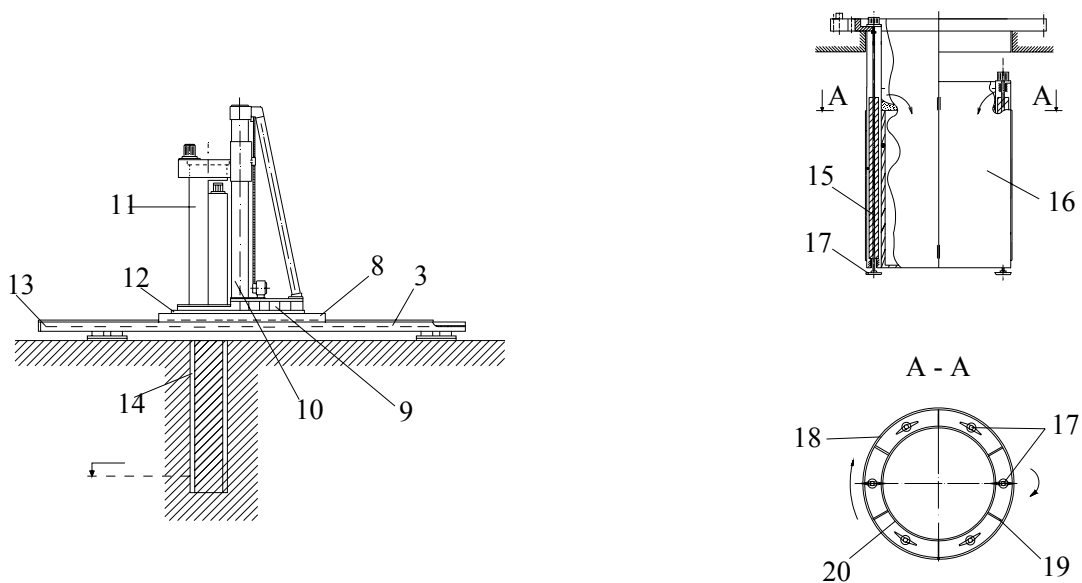


Рис.3. Установка кільцевого буріння і бурова колона

Умовні позначення:

1- укриття шатрового типу; 2- транспортний засіб крокуючого типу; 3- багатопозиційний кондуктор; 4- установка кільцевого буріння; 5- робочий настил платформи; 6- кантователь; 7- сформоване "контейнерне поле"; 8- платформа; 9- станина; 10- напрямні ротору; 11- бурова колона; 12- напрямні станини; 13- напрямні платформи; 14- контейнер; 15- розвантажувальний шнек; 16- рухома частина бурової колони; 17- шарошки; 18- зовнішня оболонка; 19- розмежувальні ребра; 20- внутрішня оболонка.

Даний спосіб все ж таки має один недолік – між суміжними контейнерами лишається частина неконтейнеризованого ґрунту (максимальна кількість може становити до 14 % від загальної площі поверхні що підлягає розробці). Зважаючи на це, пропонується використати спосіб, альтернативний кільцевому бурінню – з використанням контейнерів (рис. 4) квадратної форми перетину, що має знизити кількість ґрунту, залишеного за межами контейнеру.



Кондуктор (рис. 5) також має можливість вільного переміщення в площині платформи і при необхідності може бути знятий з неї і замінений на інший (при радіоактивному забрудненні понад гранично допустимі норми).

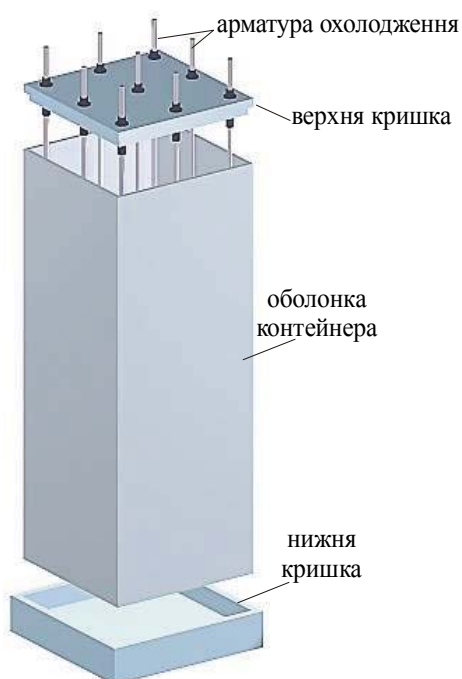


Рис. 4. Конструктивні елементи контейнера квадратної форми перетину

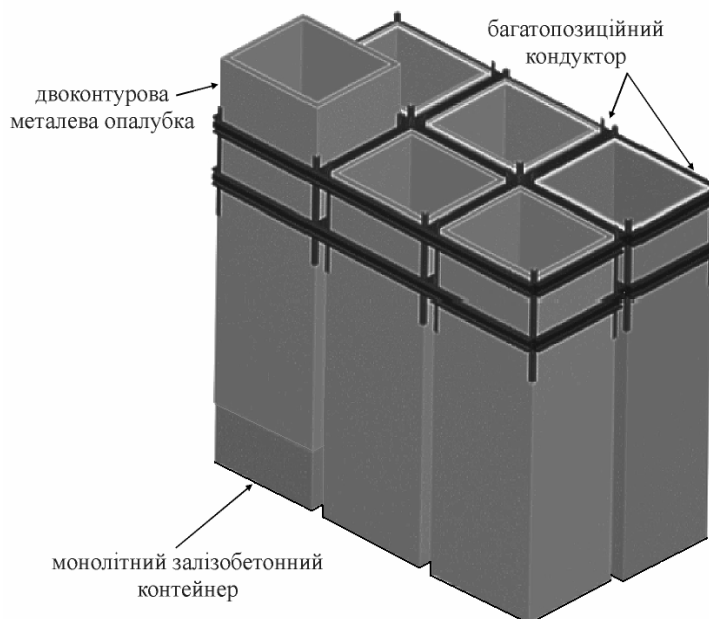


Рис. 5. Зовнішній вигляд багатопозиційного кондуктора чарункового типу

В залежності від того, необхідно влаштувати гідрозахисний бар'єр для ПТЛРВ чи перепоховати РАВ, можливі дві схеми виконання робіт (рис. 5):

влаштування контейнерів без вилучення на поверхню;

влаштування контейнерів з вилученням на поверхню і подальшим транспортуванням до пунктів перепоховання.

При виконанні робіт згідно першої схеми "контейнерне поле" влаштовується по периметру ПТЛРВ, що дає можливість знизити інтенсивність вимивання радіоактивних відходів ґрунтовими водами. При виконанні робіт по другій схемі "контейнерне поле" влаштовується на всій площі ПТЛРВ.

Варіант 1

Варіант 2

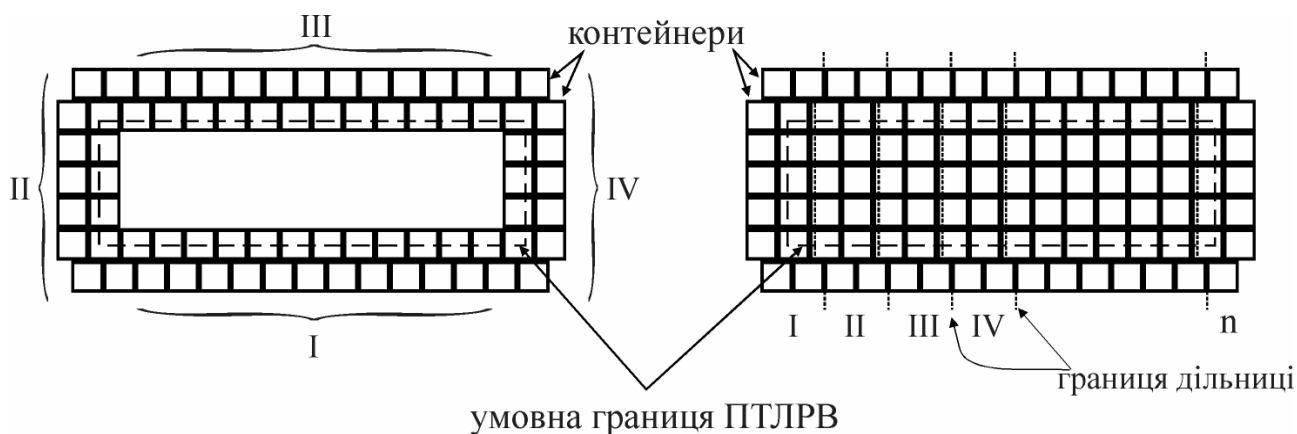


Рис.6. Можливі варіанти виконання робіт з контейнеризації ПТЛРВ (номерами позначено ділянки)

Перший варіант можна розглядати як складову другого на ранній стадії виконання робіт, коли неможливо одразу вилучити оболонку контейнера із масиву ґрунту на поверхню внаслідок високого рівня радіаційного випромінювання відходів, що містяться у контейнері (коли недоцільно збільшувати захисний шар бетону і металу з технологічних та економічних міркувань). Тобто, пропонується влаштувати "контейнерне поле" на всю площу ПТЛРВ, а вилучення контейнерів почати через певний час - коли рівень радіаційного випромінювання відходів, що зосереджені в контейнерах знизиться до прийняттого рівня.

Розчленування на ділянки проведено умовно: в першому випадку за ділянку прийнято бічну сторону умовного контуру ПТЛРВ, у другому - розмір можна прийняти рівним площі ПТЛРВ, контейнеризованому з однієї або декількох стоянок платформи з встановленим на ній кондуктором. При розробці ПТЛРВ згідно другого варіанта можливе переміщення платформи по настилу, укладеному по раніше влаштованих контейнерах з метою рівномірного розподілу навантаження від платформи на ґрунт. Це дасть можливість зменшити радіаційне забруднення устаткування (знизити кількість циклів проміжної дезактивації) за рахунок захисних властивостей верхніх кришок контейнерів.

Список літератури

1. Рішення про видачу патенту на винахід Черненко В.К., Слінченко В.С., Слюсаренко Ю.С., Сержан Д.І. «Спосіб розробки та контейнеризації техногенного кулі з включенням РАВ (радіоактивних відходів) та пристрій для його здійснення» від 26.02.1998 р. по заявці № 97020732 від 20.02.97 р. Заявник - Колективний центр науково-технічних послуг і будівельної освіти Будівельник»

УДК 539.3

*А.А. Гром, канд. техн. наук, доцент КНУБА,
В.О. Недін, аспірант КНУБА*

ДИНАМІКА БУРИЛЬНИХ КОЛОН З УРАХУВАННЯМ ГІРОСКОПІЧНИХ СИЛ

При бурінні глибоких свердловин бурильною колоною (рис. 1) можлива втрата її стійкості [5] як стиснутого стержня, що обертається. В роботах [1-3] наведені рівняння коливального руху вертикально розташованого стержня постійного поперечного перетину при обертанні з урахуванням сил власної ваги та гіроскопічного ефекту, приведено розв'язок рівнянь для відповідних граничних умов закріплення стержня, а також вирази для знаходження критичних швидкостей обертань.

Розглядається динаміка бурильної колони, яка моделюється вертикально розташованим стержнем постійного поперечного перетину довжиною l з прямолінійною віссю в недеформованому стані (рис. 2), верхній кінець якого має шарнірно-нерухому опору, а нижній кінець – шарнірно-рухому опору. Моменти інерції поперечного перетину стержня відносно осей OY і OZ системи координат $OXYZ$, що зв'язана зі стержнем, однакові. Стержень обертається з кутовою швидкістю ω . Рівняння коливального руху стержня при обертанні з урахуванням дії сили власної ваги q_x і поздовжньої сили P , що моделює пружний опір дна забою свердловини, приведені в [2], на основі яких в даній роботі визначаються критичні швидкості обертання стержня в залежності від його довжини.

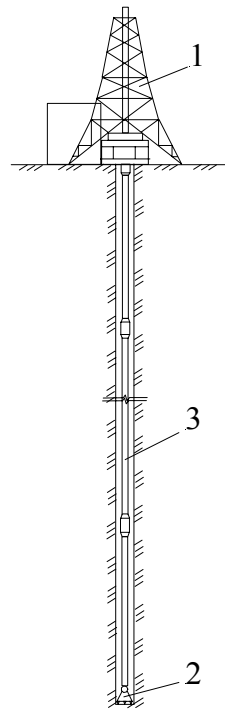


Рис.1. Схема бурильної колони в заборі:
1 – бурильний станок; 2 – бур; 3 – колона бурильних труб

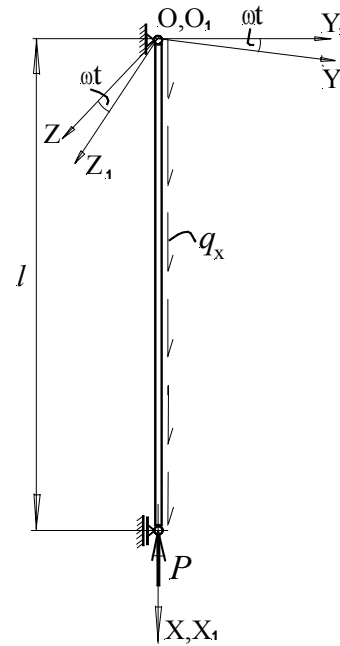


Рис.2. Динамічна модель системи

В якості динамічної моделі бурильної колони розглянемо стержень з зовнішнім і внутрішнім діаметром $D_{зов}=0,168$ м, $d_{вн}=0,148$ м відповідно. Момент інерції поперечного перетину $I=1,564 \cdot 10^{-5}$ м⁴, радіус інерції $r=5,608 \cdot 10^{-2}$ м, погонна маса $m=39$ кг/м, модуль пружності матеріалу $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа.

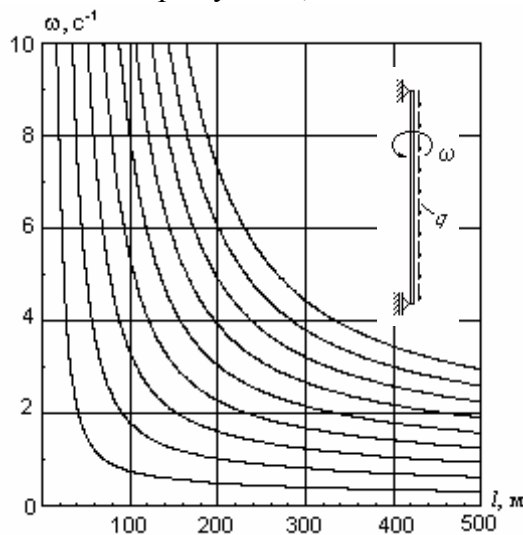


Рис.3. Залежності критичних швидкостей обертання стержня від його довжини (сила P відсутня)

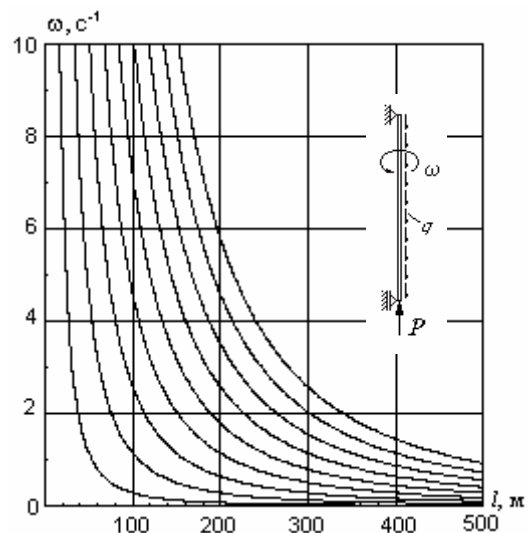


Рис.4. Залежності критичних швидкостей обертання стержня від його довжини (сила P дорівнює половині власної ваги стержня)

Проаналізуємо поведінку бурильної колони при різних значеннях сили P , що стискує, яка безпосередньо залежить від власної ваги колони. На рис. 3 зображено графіки залежності критичних швидкостей обертання $\omega_{кр}$ від довжини стержня l для перших 9-ти тонів коливань у випадку, коли сила P дорівнює нулю. Аналіз результатів показує, що значення критичних швидкостей при збільшенні довжини стержня різко зменшується на

інтервалі малих довжин, а при великих довжинах стержня ці залежності змінюються повільно.

На рис. 4 зображено графіки залежності критичних швидкостей обертання від довжини стержня для перших 9-ти тонів коливань у випадку, коли сила P дорівнює половині сили власної ваги стержня. Видно, що при збільшенні довжини стержня значення критичних швидкостей різко зменшуються при малих довжинах стержня і повільно при великих довжинах, але чисельні значення критичних швидкостей для відповідного тону і окремої довжини є меншим в порівнянні з попереднім випадком. Це вказує на те, що при появі стискувочої сили і її збільшенні значення критичних швидкостей зменшуються.

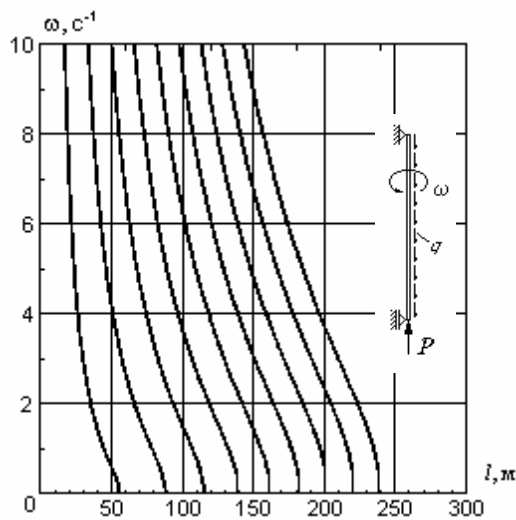


Рис.5. Залежності критичних швидкостей обертання стержня від його довжини (сила P дорівнює власній вазі стержня)

На рисунку 5 зображено графіки залежності критичних швидкостей обертання від довжини стержня для перших 9-ти тонів коливань у випадку, коли сила P дорівнює силі власної ваги. Як видно з графіків в цьому випадку картина суттєво змінюється. При цьому існує максимальна довжина стержня для кожного тону, вище якої, які-небудь швидкості обертання є закритичними.

Проведенні дослідження дозволяють зробити висновок, що критичні швидкості обертання стержня суттєво залежать від величини швидкості обертання, довжини стержня, а також від значення поздовжньої сили, що стискує стержень.

Список літератури

1. Гром А.А., Недін В.О. Стійкість бурильних колон, що обертаються // Опір матеріалів і теорія споруд // Опір матеріалів і теорія споруд. –К.: Будівельник. –Вип. 69, 2001. –С. 155-158.
2. Недін В.О. Стійкість бурильних колон, що обертаються, з урахуванням дії гіроскопічних сил // Опір матеріалів і теорія споруд. –К.: Будівельник. –Вип. 67, 2000. – С.163-167.
3. Недін В.О. Определение критических скоростей вращения упругих вертикальных стержней // Научно-практичные проблемы моделирования та прогнозування надзвичайних ситуацій: Збірник наукових статей, Випуск 3 –К.: МНС України, КНУБА; 1999. – С. 72-75.
4. Сароян А.Е. Теория и практика работы бурильной колонны. М.: “Недра”, 1990.
5. Тихонов В.С., Агеева И.Ю. Свободные колебания вращающейся глубоководной бурильной колонны // Опір матеріалів і теорія споруд. –К.: КДТУБА, вип. 62, 1996. – С.135-142.



УДК 621.867.82

В.М. Гущин, канд. техн. наук

СИНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ПРОЦЕССАМ ДВИЖЕНИЯ АЭРОСМЕСЕЙ В ПНЕВМОТРАНСПОРТНОМ ТРУБОПРОВОДЕ

Движение сыпучих материалов в пневмотранспортном трубопроводе под воздействием несущего воздушного потока можно рассматривать как открытую систему с присущей ей неравномерностью. Последняя связана с поступлением энергии и сопротивлением движению аэросмесей в трубопроводе, большим числом подсистем динамических переменных, вязкостью несущей среды, макроскопическим взаимодействием несомых частиц с несущим потоком и между собой. Особенностью данной системы является явление перемеживаемости, т.е. последовательной сменяемости регулярных на конечных временных состояниях движения, выражающейся в постоянных процессах формирования волн и порций, переходов ламинарного течения в турбулентное и наоборот. В пневмотранспортном трубопроводе, при определенных условиях, постоянно наблюдается возникновение упорядоченных структур и форм движения из первоначально неупорядоченных и нерегулярных.

Исследование режимов движения гомогенных и гетерогенных потоков [1] показали, что в пневмотранспортном трубопроводе наблюдаются переходы от ламинарного в устойчивое турбулентное течение через ряд неустойчивых промежуточных состояний. В пределах одного трубопровода могут существовать два или более режимов движения с их взаимными последовательными переходами. При волновом и порционном режимах движения аэросмесей, помимо общего поступательного перемещения сыпучего материала вдоль трубопровода, имеет место внутриволновая и внутриволновая турбулентность, характеризующаяся большими процессами завихренности. Сохраняются и характерные особенности турбулентного течения: неравномерность, большое число макроскопических степеней свободы, существенная, а во многих случаях, и определяющая роль гидродинамических флуктуаций, в значительной мере его непредсказуемость. Приняв за основу постулаты синергетики [2,3], можно предположить, что постоянно происходящие неравновесные фазовые переходы в пневмотранспортном трубопроводе осуществляются по схеме $P \leftrightarrow X$, т.е. по схеме самоорганизации.

По аналогии со схемой опыта Релея-Бенара рассматривается взаимодействие воздушных струй с воздушным слоем, расположенным в длинном горизонтальном сосуде прямоугольной формы. В опыте Релея-Бенара возмущающим параметром является изменение температур по высоте слоя жидкости, в данном случае - воздействие воздушных струй. Возможны следующие схемы подвода воздушных струй: через нижнюю пластину снизу-вверх и, наоборот, через верхнюю пластину сверху-вниз перпендикулярно горизонтальной плоскости сосуда; для обеих схем - под углом, изменяющимся в диапазоне $0 \dots 90^\circ$. Рассматривается второй случай для сосуда достаточной протяженности с соотношением $b/d > 5 \dots 6$ с тем, чтобы исключить влияние торцевого эффекта на процессы движения. В соответствии с теорией струй [4] схема взаимодействия струй, соударяющихся с поверхностью экрана (нижняя пластина), при верхнем подводе воздушных струй представлена на рис.1. Сплошной тонкой линией показана картина формирования потоков в начальный момент соударения воздушных струй с экраном; пунктирной линией – формирование отдельных отражённых вихрей в виде «конвекционных потоков». Разместив на нижней поверхности экрана тонкий слой сухого кварцевого песка (слой песка равен диаметру формирующих его частиц) отслеживается картина формирования газоматериальной смеси в виде движущихся вихревых структур (рис.2).

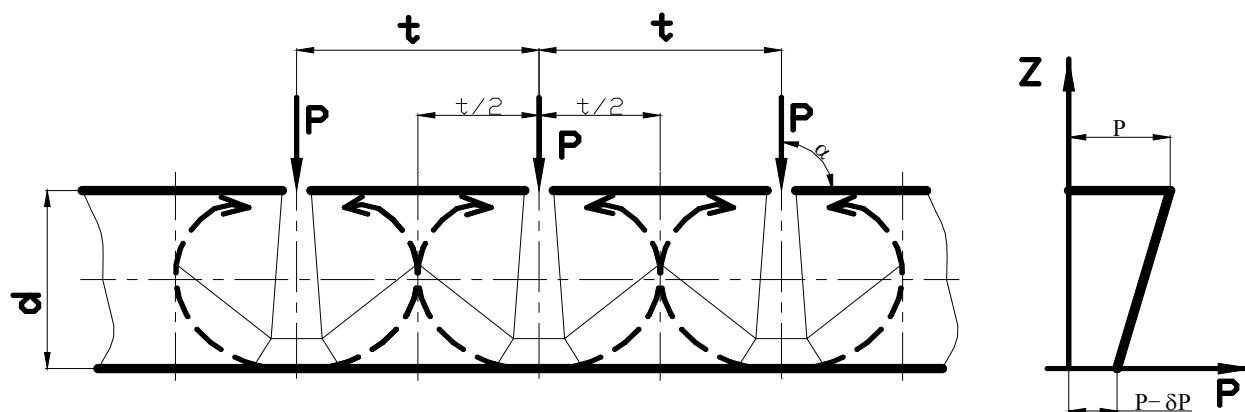


Рис. 1. Схема формирования отраженных воздушных вихревых струй (угол атаки струи $\alpha = 90^\circ$)

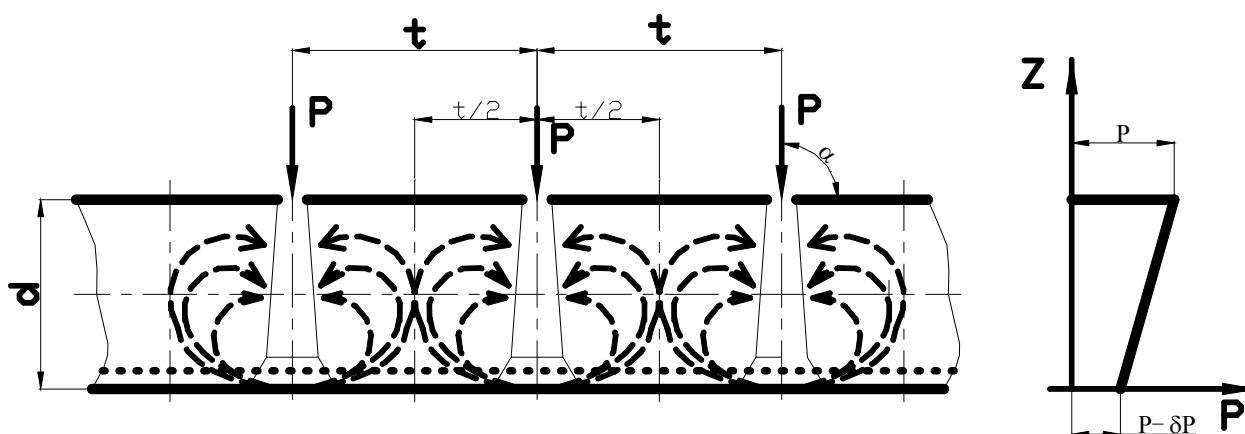


Рис. 2. Схема формирования вихревых структур аэросмесей (угол атаки струи $\alpha = 90^\circ$)

Схема организации движения одиночных частиц в рассматриваемом случае по характеру практически совпадает со схемой организации движения жидкости в «конвекционных валах» [5], у которых расстояние между двумя соседними вертикальными токами сравнимо с расстоянием между пластинами, ограничивающими высоту сосуда. В пространстве образуется регулярная структура вихрей с параллельными горизонтальными осями. В срединной плоскости наблюдается последовательность чередующихся восходящих и нисходящих потоков. Потоки расположены эквидистантно, расстояние между потоками составляет величину порядка d . Два соседних потока (вихря) вращаются в противоположные стороны. Если протяженность и ширина сосуда достаточны, то конвективные валы могут образовать многочисленные «конвективные структуры» в горизонтальной плоскости. При дальнейшем увеличении давления дополнительной воздушной струи структура усложняется, но сохраняет определенную регулярность. С последующим увеличением давления структура становится намного разнообразнее и как бы разрушается. Такое сложное непредсказуемое поведение системы обусловлено множеством пространственных систем, каждая из которых эволюционирует по своему, порождая турбулентный режим.

Изменение расходов воздуха в радиальной пристеночной струе при $h \leq 12$ ($h = d/r_o$, r_o - радиус сопла) описывается зависимостью [6]:

$$\frac{G}{G_o} = 0,55 + 0,45 \frac{r}{r_o},$$

где r – радиус струи на расстоянии h от сопла.

Откуда масса воздуха, присоединенная к струе из окружающей среды $\Delta G = G - G_0$, составляет $\frac{\Delta G}{G_0} = 0,45 \left(\frac{r}{r_0} - 1 \right)$,

где G, G_0 – соответственно расход воздуха в радиальной пристеночной струе и расход воздуха на высоте из сопла.

При изменении расстояния между выходным сечением сопла и нижней стенкой в диапазоне $0 < d < 12$ относительный расход воздуха в фиксированном сечении радиальной струи ($r = \text{const} > r_*$) практически не зависит от h . Интенсивность присоединения из окружающего воздуха к струе (эжекционная способность струи) для радиальной струи в несколько раз больше, чем для основного участка свободной осесимметричной струи и ее начального участка.

Зависимость относительного разряжения $\langle \Delta P \rangle$ на нижней поверхности при $3 \leq h \leq 12$ определяется $\langle \Delta P \rangle = - \frac{0,19}{h^2} \left(1 - \frac{r}{r_0} \right)^2$.

Потеря подъемной силы струи (или соответствующее разряжение на внутренней поверхности плоскости) из-за взаимодействия эжектируемого потока определяется

$$\Delta F_0 = 0,095 \frac{\rho_0}{\rho} \frac{(1 + r_0/r)(1 - r_0/r)}{h^2},$$

где ρ_0 и ρ – плотность эжектируемого воздуха и потока струи.

Более сложная картина наблюдается при движении аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе. Воздействие воздушного потока на сыпучий материал, размещенный на нижней поверхности материалопровода, рассматривается для случая, когда струя соударяется с плоской поверхностью сыпучей среды, расположенной на жестком экране с поперечным сечением круговой формы [7]. Дополнительная воздушная струя воздействует на сыпучий материал под углом атаки $\alpha > 0$ (рис.3).

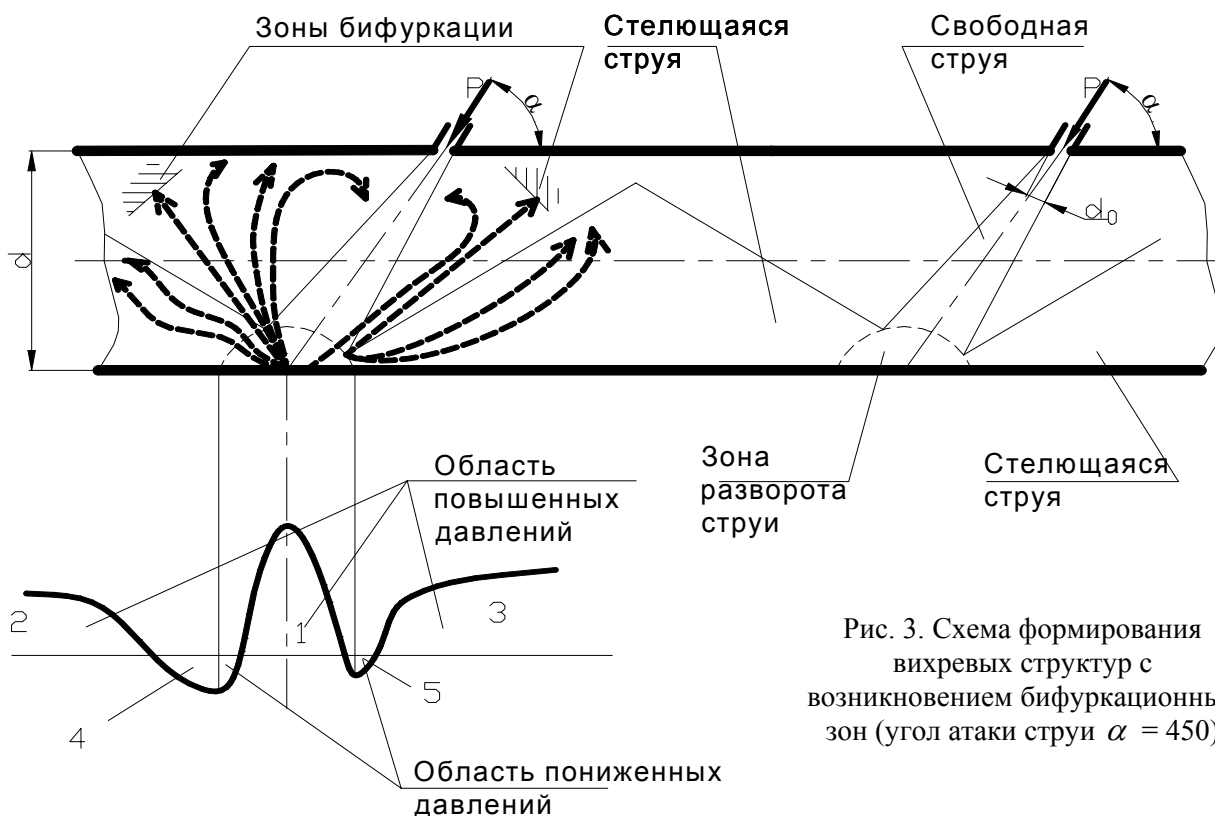


Рис. 3. Схема формирования вихревых структур с возникновением бифуркационных зон (угол атаки струи $\alpha = 45^\circ$)

В этом случае давление на поверхность экрана при натекании на него воздушной струи имеет зоны положительных и отрицательных давлений. Неравномерность распределения

давлений затопленной струи способствует общей турбулизации потока. Рассматривая формирование вихрей стелющейся струи по направлению общего движения, можно заметить, что направление вихрей при переходе от нижней плоскости к верхней проходит через область с неустойчивым направлением вихрей. В определенном месте два вихря разворачиваются в противоположные стороны. Аналогичная картина наблюдается и в стелющейся струе, имеющей обратное направление. Анализируя всю систему вихрей, нетрудно заметить, что направление каждого вихря, в данной области можно изменить на прямо противоположное, не внося при этом существенных изменений в геометрические размеры сосуда и динамические свойства потока. Поэтому направления движения вихрей в рассматриваемой области можно считать равновероятными. Это свойство, применительно к данному случаю, формулируется и в другой форме – в любой точке вихря данной скорости может быть направлена как в одну, так и в другую противоположную сторону.

Данное свойство может быть пояснено бифуркационной диаграммой (рис.4) в виде графика зависимости скорости v от параметра K . Объект не может быть создан из кодов полей редактирования. в некоторой точке как функции константы K . При $K < K_c$ единственное возможное состояние есть состояние покоя ($v = 0$). На пороге неустойчивости K_c происходит бифуркация; выше порога при любом заданном значении K два состояния вихрей с равными, но противоположно направленными скоростями. С точки зрения теории динамических систем переход при $K = K_c$ является бифуркацией между двумя стационарными состояниями: состоянием покоя и «конвективным» состоянием.

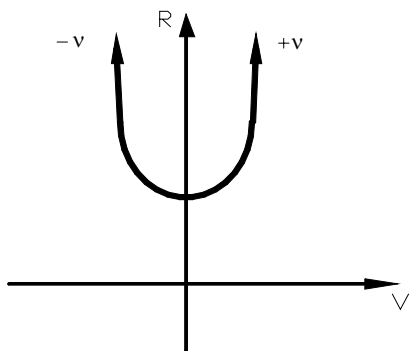


Рис. 4. Бифуркационная диаграмма вихревых структур в пневмотранспортном трубопроводе

Достаточная сходимость полученных результатов с моделью Релея-Бенара позволяет при дальнейших анализах синергетичности процессов, протекающих в пневмотранспортных установках, воспользоваться моделью Лоренца. Модель Лоренца описывается с помощью уравнения [5]

$$\dot{X} = Pr(Y-X), \dot{Y} = -XZ + \mu X - Y, \dot{Z} = XY - bZ,$$

где Pr – число Прандтля; μ – управляющий параметр; $b = \frac{4\pi}{\pi^2 + q^2}$; $\mu = \frac{q^2}{(\pi^2 + q^2)^3} Re$;

$$X = \frac{\pi q}{\sqrt{2}(\pi^2 + q^2)} \Psi_1; Y = \frac{\pi q^2}{\sqrt{2}(\pi^2 + q^2)} \theta_1; Z = \frac{\pi q^2}{(\pi^2 + q^2)^3} \theta_2.$$

В модели Лоренца полагается, что количественные свойства уравнений остаются неизменными, в частности, законы сохранения таких экстенсивных переменных как масса, импульс, давление. Параметр μ в данной модели является бифуркационным или управляющим параметром. Стационарные решения по определению таковы, что

$$\dot{X} = \dot{Y} = \dot{Z} = 0; Y = X; Z = \frac{1}{2} X^2; X = \pm [b(\mu - 1)]^{0,5}.$$

При $0 \leq \mu \leq 1$ существует только одно решение. Когда параметр μ становится больше единицы, это решение теряет устойчивость. Возникают два стационарных решения



$$X = Y = \pm [b(\mu - 1)]^{0.5}, Z = \mu - 1.$$

В данном случае наблюдается бифуркация типа вилки, при которой устойчивая неподвижная точка формирует две другие неустойчивые точки. Эти результаты следуют из инвариантности потока относительно симметрии (X, Y, Z) $(-X, -Y, -Z)$.

Для оценки скорости разбегания траекторий используется мера расходимости траекторий, называемая показателем Ляпунова. Применительно к рассматриваемому случаю показатель Ляпунова определяется [2]:

$$\lambda_{[Ф]} = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{2t} \ln [\text{Tr}(L^+(t) L(t))].$$

Движение смесей при волновом и порционном режимах сопровождается постоянными процессами перемеживаемости. Когда значение управляющего параметра μ меньше некоторого критического $\mu_{кр}$, рассматриваемая система имеет предельный цикл. Система совершает регулярные колебания и устойчива относительно малых возмущений. При незначительных больших значениях $\mu > \mu_{кр}$ система переходит в перемеживающийся динамический режим. Колебания периодически прерываются «аномальными» флуктуациями, амплитуда и направления остаются примерно одними и теми же от флуктуации к флуктуации и слабо зависят от μ . Надо полагать, что в основе наблюдающегося процесса перемеживаемости лежит пространственная структура явлений, большие флуктуации локализованы в пространстве и во времени.

Объяснение явлений, имеющих место в пневмотранспортном трубопроводе при перемещении аэросмесей в нестационарных режимах массопереноса при нетрадиционном исполнении материалопроводов позволяет наметить и осуществить ряд новых технических решений [8].

Список литературы

1. Гуцин В.М. Движение аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе. // Вестн.нац.техн.ун-та Украины "КП". Машиностроение. – Вып.36. – т.1., К.: 1999. – С. 79-86.
2. Хакен Г. Информация и самоорганизация: макроскопический подход к сложным системам: Пер.с англ. – М.: 1991. – 204 с.
3. Климонтович Ю.Л. Турбулентное течение и структура хаоса. Новый подход к статистической теории открытых систем. – М.: Наука, 1990. – 320с.
4. Абрамович Г.Н., Гиршович Т.А. и др. Теория турбулентных струй. – М.: Наука, 1984. – 716 с.
5. Берже П., Помо И., Видаль К. Порядок в хаосе. О детерминистском подходе к турбулентности: Пер. с франц. – М.: Мир, 1991. – 368 с.
6. Яковлевский О.В., Секундов А.Н. Исследование взаимодействия струй с близко расположенными экранами // Изв.АН СССР. Механика и машиностроение. – 1964. - № 1. – С. 104 – 114.
7. Гуцин В.М. Восстановление структуры движения аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе // Вестн.нац.техн.ун-та Украины "КП". – К.: Вып.38.- т.2., 2000. – С.158 –162.
8. Гуцин В.М. Новые пневмотранспортные установки для перемещения сыпучих материалов // Зб.наук.праць Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – К.: Вип. 55, 2000. – С.70-73.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ТРАНЗИТНОГО РАСХОДА НА РАСЧЕТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

При проектировании трубопроводов для рассредоточенной подачи жидкости и реагентов на очистные сооружения или воздуха в системах вентиляции, часто возникает необходимость рассчитывать участки, на которых распределение жидкости происходит при наличии транзитного расхода. Однако до настоящего времени общепринятых аналитических зависимостей для расчета таких труб не имеется.

В данной работе предлагается методика определения параметров раздающего трубопровода постоянного диаметра с равномерной перфорацией стенок по дине, эксплуатируемого при наличии транзитного расхода Q_{TP} . Схема работы данного распределителя приведена на рис. 1.

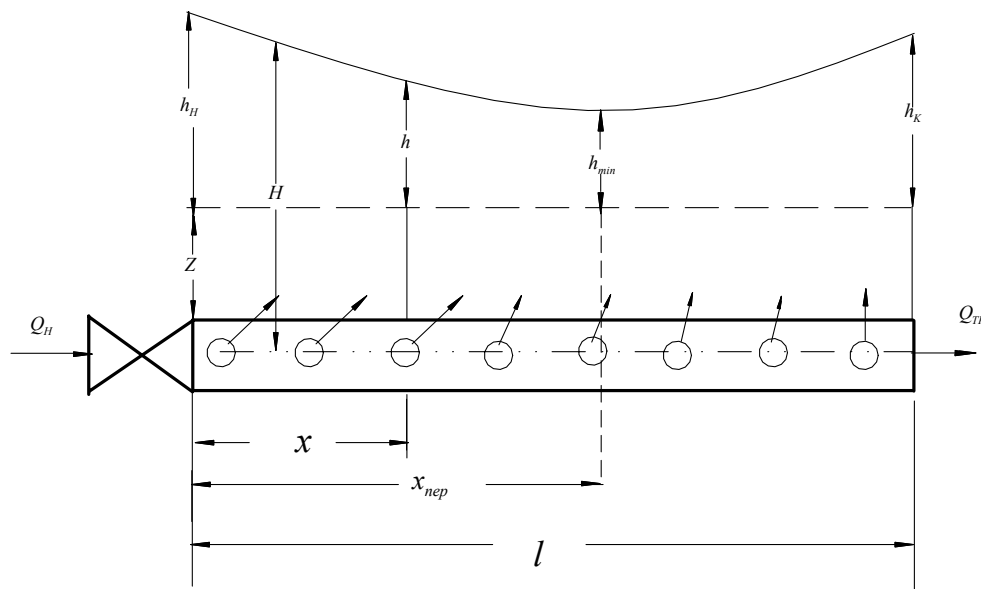


Рис. 1. Схема работы распределительного трубопровода

В общем случае движение жидкости, с уменьшающимся вдоль пути расходом, описывается системой дифференциальных уравнений, состоящей из уравнения гидравлики переменной массы и уравнения истечения из отверстия [1]:

$$\begin{cases} \frac{dh}{dx} + \frac{A}{g\Omega^2} Q \frac{dQ}{dx} + \frac{\lambda_p}{2g\Omega^2 D} Q^2 = 0 & (1) \\ \frac{dQ}{dx} = -\mu_p a \sqrt{2gh} & (2) \end{cases}$$

где Q – переменный по длине расход жидкости на расстоянии x от начала трубы; $h=H-z$ – изменяющийся вдоль пути напор, под действием которого осуществляется истечение жидкости из трубы; z – напор в среде, куда происходит истечение (при истечении в атмосферу $z=0$); Ω , D – соответственно, площадь поперечного сечения и диаметр трубопровода; λ_p , μ_p – средние по длине трубы гидравлический коэффициент трения и



коэффициент расхода отверстий перфорации распределителя; $a = \frac{\sum \omega_{от}}{l}$ - площадь отверстий перфорации (щели) на единицу длины трубопровода; A - параметр, учитывающий угол между направлением скорости отсоединяемого расхода и направлением основного потока в трубе (по данным Н.О. Езерского [2], $A \approx 1,7$);

Для анализа, путем введения новых переменных:

$$\bar{Q} = \frac{Q}{\Omega \sqrt{2gh_H}}; \quad \bar{x} = \frac{\mu_p x}{\Omega}; \quad \bar{h} = \sqrt{\frac{h}{h_H}}, \quad \text{приведем исходную систему уравнений к}$$

безразмерному виду:

$$\left\{ \begin{aligned} \bar{h} \frac{d\bar{h}}{d\bar{x}} + A\bar{Q} \frac{d\bar{Q}}{d\bar{x}} + \frac{\xi_l}{2} \bar{Q}^2 = 0 \end{aligned} \right. \quad (3)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d\bar{Q}}{d\bar{w}} = -\bar{h} \end{aligned} \right. \quad (4)$$

Здесь $\xi_l = \lambda_p \frac{l}{D}$ - коэффициент сопротивления распределителя; $\bar{f} = \frac{\mu_p a l}{\Omega}$ - скважность трубопровода.

Подстановка (4) в (3) и использование замены $\bar{y} = \bar{f} - \bar{x}$ приводит к нелинейному дифференциальному уравнению второго порядка:

$$\frac{d\bar{Q}}{d\bar{y}} \frac{d^2\bar{Q}}{d\bar{y}^2} + A\bar{Q} \frac{d\bar{Q}}{d\bar{y}} - \frac{\xi_l}{2\bar{f}} \bar{Q}^2 = 0 \quad (5)$$

Для относительно коротких распределителей, при пренебрежении третьим членом в уравнении (5), получаем:

$$\frac{d^2\bar{Q}}{d\bar{y}^2} = -A\bar{Q} \quad (6)$$

Решение уравнения (6) известно [3]: $\bar{Q} = C_1 \cos(\sqrt{A}\bar{y}) + C_2 \sin(\sqrt{A}\bar{y})$

В конце перфорированного участка имеем: $\bar{y}_K = 0$; $\bar{Q}_K = \bar{Q}_{TP}$; $C_1 = \bar{Q}_{TP}$, здесь

$$\bar{Q}_{TP} = \frac{Q_{TP}}{\Omega \sqrt{2gh_H}}, \quad \text{тогда:}$$

$$\bar{Q} = \bar{Q}_{TP} \cos(\sqrt{A}\bar{y}) + C_2 \sin(\sqrt{A}\bar{y}) \quad (7)$$

Продифференцируем последнее выражение и учитывая, что в начале трубы

$$\left(\frac{d\bar{Q}}{d\bar{y}} \right)_H = \bar{h}_H = 1, \quad \bar{y}_H = \bar{f}, \quad \text{получим:}$$

$$1 = -\bar{Q}_{TP} \sqrt{A} \sin(\sqrt{A}\bar{f}) + C_2 \sqrt{A} \sin(\sqrt{A}\bar{f})$$

откуда:

$$C_2 = \frac{1 + \bar{Q}_{TP} \sqrt{A} \sin(\sqrt{A}\bar{f})}{\sqrt{A} \cos(\sqrt{A}\bar{f})}$$

Подставив C_2 в (7), окончательно получаем зависимость для определения относительного расхода в произвольном сечении короткого распределительного трубопровода, работающего при наличии транзитного расхода:

$$\bar{Q} = \bar{Q}_{TP} \cos(\sqrt{A}\bar{y}) + \frac{1 + \bar{Q}_{TP} \sqrt{A} \sin(\sqrt{A}\bar{f})}{\sqrt{A} \cos(\sqrt{A}\bar{f})} \sin(\sqrt{A}\bar{y}) \quad (8)$$

Для случая, когда необходимо учитывать третий член в уравнении (5), т.е. пренебречь влиянием сил трения нельзя, зависимость для определения относительного расхода \bar{Q} будем искать в виде:

$$\bar{Q} = \bar{Q}_{TP} \cos(k\bar{y}) + B \sin(k\bar{y}), \quad (9)$$

где $B = \frac{1 + \bar{Q}_{TP} k \sin(k\bar{f})}{k \cos(k\bar{f})}$.

Изменение пьезометрической линии будет:

$$\bar{h} = \frac{d\bar{Q}}{d\bar{y}} = -k\bar{Q}_{TP} \sin(k\bar{y}) + kB \cos(k\bar{y}). \quad (10)$$

Значение коэффициента k можно найти, подставив (9) в уравнение (5). Проведя несложные преобразования, окончательно получаем трансцендентное кубическое уравнение:

$$k^3 - Ak + \frac{\xi_l}{2\bar{f}} \frac{\bar{Q}_{TP} \cos(k\bar{y}) + B \sin(k\bar{y})}{B \cos(k\bar{y}) - \bar{Q}_{TP} \sin(k\bar{y})} = 0. \quad (11)$$

Для случая относительно длинных распределительных трубопроводов относительный расход в произвольном сечении ищем в виде:

$$\bar{Q} = \bar{Q}_{TP} \operatorname{ch}(k\bar{y}) + B \operatorname{sh}(k\bar{y}), \quad (12)$$

где $B = \frac{1 - \bar{Q}_{TP} k \operatorname{sh}(k\bar{f})}{k \operatorname{ch}(k\bar{f})}$.

Изменение пьезометрической линии определится по зависимости:

$$\bar{h} = \frac{d\bar{Q}}{d\bar{y}} = k\bar{Q}_{TP} \operatorname{sh}(k\bar{y}) + kB \operatorname{ch}(k\bar{y}). \quad (13)$$

Значение k находим из трансцендентного кубического уравнения, полученного после подстановки (12) в (5), имеем:

$$k^3 + Ak - \frac{\xi_l}{2\bar{f}} \frac{\bar{Q}_{TP} \operatorname{ch}(k\bar{y}) + B \operatorname{sh}(k\bar{y})}{B \operatorname{ch}(k\bar{y}) - \bar{Q}_{TP} \operatorname{sh}(k\bar{y})} = 0. \quad (14)$$

Уравнения (11), (14) можно решать подбором.

Как и в случае работы распределителей без транзитного расхода, при его наличии, рассматриваемые трубопроводы, в зависимости от характера поведения пьезометрической линии, могут быть разделены на относительно короткие и длинные.

В случае коротких трубопроводов, пьезометрическая линия будет только возрастать от начального сечения к конечному. У длинных трубопроводов пьезометрическая линия сначала понижается, имеет точку перегиба и, после этого, несколько возрастает к конечному сечению.

Для определения координаты точки перегиба рассмотрим уравнение (14). Точка перегиба пьезометрической линии будет иметь место в случае $k \rightarrow 0$, тогда:

$$\operatorname{ch}(k\bar{y}) \approx \operatorname{ch}(k\bar{f}) \approx 1; \quad \operatorname{sh}(k\bar{y}) \approx ky; \quad \operatorname{sh}(k\bar{f}) \approx k\bar{f}.$$

Пренебрегая малыми высшего порядка, с учетом приведенных подстановок, относительная координата точки перегиба определится по зависимости:

$$\frac{\bar{x}_{ПЕР}}{\bar{f}} = 1 - \frac{2A}{\xi_l} + \frac{\bar{Q}_{TP}}{\bar{f}} \quad (15)$$

Принимая, $A \approx 1,7$, при $\bar{x}_{ПЕР} = 0$, из (15) находим граничное значение коэффициента сопротивления, при котором имеет место переход от относительно коротких к относительно длинным распределительным трубопроводам, работающим при наличии транзитного расхода:



$$\xi_{l_{TP}} = \frac{2A}{1 + \frac{\bar{Q}_{TP}}{\bar{f}}} = \frac{3,4}{1 + \frac{\bar{Q}_{TP}}{\bar{f}}} \quad (16)$$

Из зависимостей (15) и (16) следует, что при наличии транзитного расхода точка перегиба пьезометрической линии в распределителе смещается ближе к ее начальному сечению. При этом граничное значение коэффициента сопротивления снижается, т.е. длина труб, которых относятся к коротким, уменьшается. Это обстоятельство можно объяснить тем, что присутствие в трубе транзитного потока уменьшает долю путевого расхода в общем проходящем объеме жидкости. Соответственно, снижается влияние распределяемого расхода на гидравлические характеристики системы.

Приведенный анализ позволяет сделать следующие рекомендации по расчету распределительных трубопроводов, работающих при наличии транзитного расхода.

Короткие распределители ($\xi_l < \xi_{l_{TP}}$) необходимо рассчитывать по зависимостям (9) и (10), а коэффициент k находить как действительный положительный корень уравнения (11).

Расчет длинных распределителей ($\xi_l > \xi_{l_{TP}}$) следует разбить на два этапа. На участке от начала трубы до переходного сечения ($0 \leq \bar{x} < \bar{x}_{ПЕР}$), необходимо использовать формулы (12), (13), а коэффициент k находить как действительный положительный корень уравнения (14). На участке от переходного до конечного сечения ($\bar{x}_{ПЕР} < \bar{x} \leq \bar{f}$) следует применять зависимости (9–11).

В качестве примера, по полученным зависимостям была проведена серия расчетов отдельных характеристик распределительных трубопроводов, работающих при наличии транзитного расхода.

На рис. 2 приведены графики изменения относительной пьезометрической линии по длине короткого раздающего трубопровода ($\xi_l = 2,0$) при различных значениях относительного транзитного расхода \bar{Q}_{TP} . По ним можно сделать вывод о том, что у коротких труб большим значениям транзитного расхода соответствует большая величина

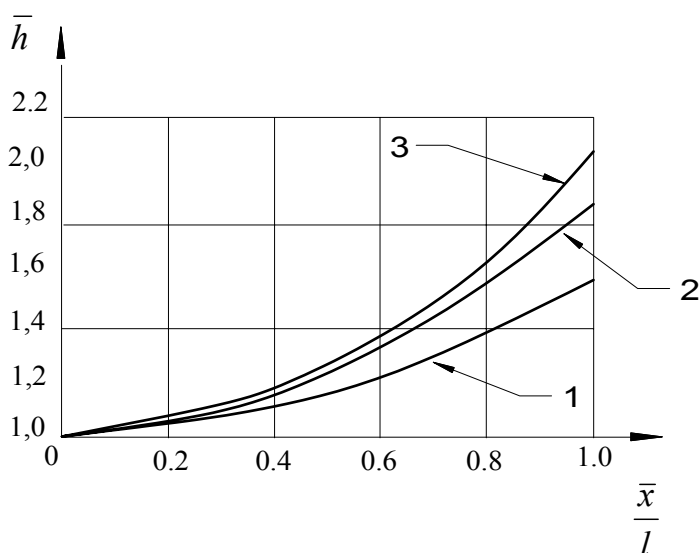


Рис. 2. Графики изменения относительного напора по длине распределителя при:

1. $\bar{Q}_{TP} = 0$;
2. $\bar{Q}_{TP} = 0,3$;
3. $\bar{Q}_{TP} = 0,5$

восстановленного напора по длине трубопровода. Это связано с тем, что при пропуске транзитного расхода, одни и те же трубы работают при больших средних скоростях движения жидкости, соответственно, и скоростного напора. Таким образом, уменьшение расхода вдоль трубы вызывает более резкое снижение скоростного напора и увеличивает эффект восстановления пьезометрического напора.

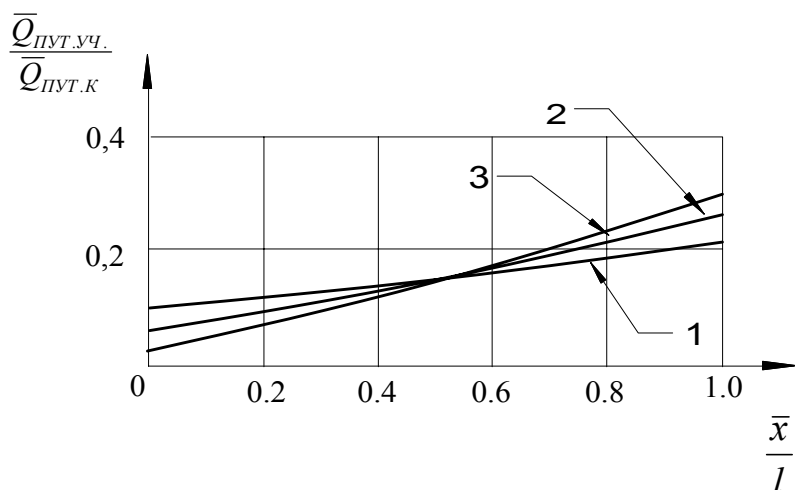


Рис. 3. Графики изменения относительного удельного путевого расхода при:

1. $\bar{Q}_{TR} = 0$;
2. $\bar{Q}_{TR} = 0,3$;
3. $\bar{Q}_{TR} = 0,5$

На рис. 3 приведены графики изменения значений относительного удельного расхода воды, вытекающего на одинаковых участках из распределительной трубы.

Как видно, наличие транзитного расхода вызывает уменьшение неравномерности распределения жидкости вдоль трубы, что по-видимому определяется повышенными значениями напора, при которых работает рассматриваемый трубопровод, в данном случае.

В целом следует отметить, что предложенная в работе методика расчета, дает возможность определить параметры распределительных каналов любой длины при произвольном отношении их геометрических и гидравлических характеристик.

Список литературы

1. Смыслов В.В., Константинов Ю.М. Гидравлический расчет трубопроводов с переменной раздачей вдоль пути// Гидравлика и гидротехника: Респ. межвед. науч.-техн. сб.- 1972, вып. 14.
2. Константинов Ю.М., Кравчук А.М. Спеціальні питання гідраліки систем водопостачання і водовідведення. – К.: ІСДО, 1993. – 136 с.
3. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. – М.: Физматгиз, 1961. – 703 с.



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 7 найменувань. Кількість ілюстрацій і таблиць за площею не повинна перевищувати 30 % від загального обсягу статті. Текст рукопису виготовляють на комп'ютері шрифтом Times New Roman Суг 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 бажано навести: актуальність роботи, мету і задачі дослідження, основну ідею або концепцію роботи, методика 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). Нумерація формул – по правому краю.
8. Посилання на літературу дають у квадратних дужках; бібліографічний опис – згідно з вимогами держстандарту (приклади 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 10

Підписано до друку
Умовн. друк. арк. 6.04

Формат 60×84 1/8
Обл.-вид. Арк. 6.5

Папір офсетний. Друк різogr.
Тираж 200. Зам. №

Адреса редакції: 03037, м. Київ, Повітрофлотський просп., 31, т. 241-5447, т/ф. 252-4214