

О.Б. Волошин

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЦИКЛІЧНОГО ГІДРОПРИВОДУ
СТАБІЛОМЕТРА

Для визначення комплексу характеристик механічних властивостей ґрунтів в умовах складного напруженого стану при дії на них статичних та динамічних навантажень використовуються стабілометри.

Для імітації умов складного навантаження зразка, надійного та достовірного дослідження напружено-деформованого стану його необхідні знання динаміки робочого процесу коливальної системи установки, які б дозволили розкрити закономірності впливу конструктивних параметрів приводу на характеристики триосного навантаження та їх взаємозв'язок з процесом навантаження зразка.

У Вінницькому національному технічному університеті була розроблена та виготовлена установка для триосних досліджень ґрунтів, в основу якої були покладені конструктивні та схемні рішення [1-4].

Розглянемо схему робочої камери стабілометра та приводу по одній із осей, яка наведена на рисунку 1.

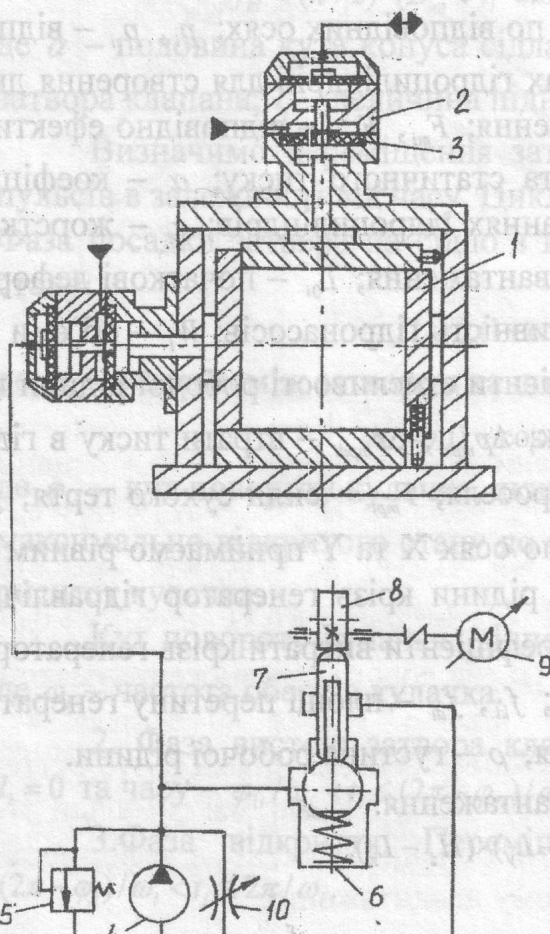


Рис.1. Принципова схема установки

Робоча камера містить п'ять підпружинених рухомих штампів 1, три подвійних гідроциліндри 2 з мембранами 3. Кожен привод містить окрему насосну станцію 4 з запобіжним клапаном 5 та генератор гідравлічних імпульсів 6.

Розглянемо генератор гідравлічних імпульсів, який виконаний у вигляді кулькового клапана, що керується за допомогою штовхача 7 кулачком 8, закріпленим на валу двигуна 9 з регулятором швидкості обертів вала.

При створенні математичної моделі були прийняті такі припущення: продуктивність насосів постійна, коефі-

цієнти витрат крізь дроселюючі щілини постійні, хвильовими процесами нехтуємо, рухомі елементи та робочу камеру вважаємо абсолютно жорсткими, зразок ґрунту при динамічному навантаженні приймаємо ідеально-напруженим лінійно-деформованим тілом [5,6], тертям ґрунту по штампах нехтуємо, приєднану масу ґрунту до штампа приймаємо рівною 1/3 маси зразка, тангенційними напруженнями в зразку нехтуємо.

Розглянемо роботу установки при обмеженні максимального значення навантаження зразка за допомогою дроселя 10 для створення форми імпульсу навантаження, близької до гармонійної. Математична модель робочого процесу навантаження зразка в стабілометрі має вигляд:

$$M_i \frac{d^2 L_i}{dt^2} = p_i \cdot F_{mi} - F_{mpi} \cdot \text{sign} \frac{dL_i}{dt} - \alpha_i \frac{dL_i}{dt} - c_i (L_{0i} + L_i) - N_i + p_{si} \cdot F_{msi} + M_i g_i, \quad (1)$$

$$Q_i = F_{mi} \cdot \frac{dL_i}{dt} + Q_{ki} + Q_{di} + W_i \cdot \beta_i \frac{dp_i}{dt}, \quad (2)$$

$$Q_{ki} = \mu_{ki} \cdot f_{ki} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_i - p_{zni} - \Delta p_{mpki})}, \quad (3)$$

$$Q_{di} = \mu_{di} \cdot f_{di} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_i - p_{zni} - \Delta p_{mpdi})}. \quad (4)$$

В рівняннях 1-5 прийняті такі позначення: M_i – приведена маса штампів, штовхачів, мембрани, ґрунту по кожній осі навантаження X, Y, Z; L_i – переміщення штампів по відповідних осях; p_i , p_{si} – відповідно поточний тиск в порожнинах гідроциліндрів для створення динамічного та статичного навантаження; F_{mi} , F_{msi} – відповідно ефективна площа мембрани динамічного та статичного тиску; α – коефіцієнт в'язкого тертя в рухомих з'єднаннях гідроциліндрів; c_i – жорсткість пружин упорів по кожній осі навантаження; L_{0i} – початкові деформації пружин упорів; Q_i – продуктивність гідронасосів; W_i – об'єми гідросистем; β_i – приведені коефіцієнти стисливості робочої рідини в гідросистемах; p_{zni} – зливний тиск; Δp_{mpki} , Δp_{mpdi} – втрати тиску в гідролініях генератора імпульсів та дроселя; F_{mpi} – сили сухого тертя; g_i – прискорення вільного падіння (по осях X та Y приймаємо рівним нулю); Q_{ki} , Q_{di} – витрати робочої рідини крізь генератор гідравлічних імпульсів та дросель; μ_{ki} , μ_{di} – коефіцієнти витрати крізь генератор гідравлічних імпульсів та дросель; f_{ki} , f_{di} – площі перетину генератора гідравлічних імпульсів та дроселя; ρ – густина робочої рідини.

Пружні реакції по осях навантаження:

$$N_x = \sigma_x (H_y - L_y) \cdot (H_z - L_z), \quad (5)$$

$$N_y = \sigma_y(H_x - L_x) \cdot (H_z - L_z), \quad (6)$$

$$N_z = \sigma_z(H_x - L_x) \cdot (H_y - L_y), \quad (7)$$

де залежності головних напружень по осях σ_x , σ_y , σ_z від деформації L_x , L_y , L_z , які одержані після перетворення відомих рівнянь узагальненого закону Гука для об'ємного стиснення [5], мають вигляд:

$$\sigma_x = E \cdot \nu \cdot \frac{\frac{L_x}{H_x} \cdot \left(\frac{1}{\nu} - 1\right) + \frac{L_y}{H_y} + \frac{L_z}{H_z}}{(1 + \nu) \cdot (1 - 2\nu)} + \sigma_{x0}, \quad (8)$$

$$\sigma_y = E \cdot \nu \cdot \frac{\frac{L_y}{H_y} \cdot \left(\frac{1}{\nu} - 1\right) + \frac{L_x}{H_x} + \frac{L_z}{H_z}}{(1 + \nu) \cdot (1 - 2\nu)} + \sigma_{y0}, \quad (9)$$

$$\sigma_z = E \cdot \nu \cdot \frac{\frac{L_z}{H_z} \cdot \left(\frac{1}{\nu} - 1\right) + \frac{L_y}{H_y} + \frac{L_x}{H_x}}{(1 + \nu) \cdot (1 - 2\nu)} + \sigma_{z0}, \quad (10)$$

де E – динамічний модуль пружності зразка; H_x , H_y , H_z – вихідні розміри зразка по відповідних осях; σ_{x0} , σ_{y0} , σ_{z0} – початкові головні напруження.

Площі перетинів генераторів гідравлічних імпульсів визначаємо за формулою [7]:

$$f_{ki} = (\pi / 2) \cdot (D_{кл} + l_i \cdot \sin \alpha) \cdot l_i \cdot \sin 2\alpha, \quad (11)$$

де α – половина кута конуса сідла клапану; $D_{кл}$ – діаметр кулькового затвора клапана; l_i – величина підняття затвора i -го клапана.

Визначимо переміщення затворів генераторів гідравлічних імпульсів в залежності від часу. Цикл роботи розіб'ємо на три фази.

Фаза посадки затвора на сідло з вихідного, максимально відкритого, стану:

$$l_i = b_i(1 + \cos \varphi_i) - \Delta_i, \quad (12)$$

де Δ_i – зазор поміж затвором та штовхачем:

$$\Delta_i = b_i(1 + \cos \varphi_{i1}), \quad (13)$$

де φ_{i1} – кут повороту кулачка, який відповідає переміщенню затвора з максимально відкритого стану до посадки його на сідло; b_i – ексцентриситет кулачка.

Кут повороту кулачка відповідає $0 < \varphi_i \leq \varphi_{i1}$, час – $0 < t_i \leq \varphi_{i1} / \omega_i$, де ω_i – частота обертів кулачка.

2. Фаза вистою затвора клапана в закритому стані відповідає $l_i = 0$ та часу – $\varphi_{i1} / \omega_i < t_i \leq (2\pi - \varphi_{i1}) / \omega_i$.

3. Фаза відкриття. Переміщення відповідає (12) та час – $(2\pi - \varphi_i) / \omega_i < t_i \leq 2\pi / \omega_i$.

Якщо у вихідному стані кулачок осі навантаження У розгорнутий по фазі з відставанням на кут φ_{0y} відносно кулачка осі Z, а кулачок осі X розгорнутий по фазі відносно кулачка осі У з відставанням на кут φ_{yx} , або відносно кулачка осі Z — на кут $\varphi_{0x} = \varphi_{0y} + \varphi_{yx}$, тоді для осей У та Х:

$$l_i = b_i \cdot (1 + \cos \omega_i t - \varphi_{0i}) - \Delta_i, \quad (14)$$

Конкретні моменти посадки затворів з вихідного стану на сідла по осях У та Х відповідатимуть: $t_{1i} = (\varphi_{1i} + \varphi_{0i}) / \omega_i$.

Час початку відкриття затворів по осях У та Х: $t_{2i} = (2\pi - \varphi_{1i} + \varphi_{0i}) / \omega_i$. Система рівнянь 1-4 суттєво нелінійна, тому розв'язання її виконувалось числовим методом Рунге-Куты на ЕОМ. В процесі числового дослідження були розглянуті різні варіанти поєднань параметрів, які варіюються.

Графіки функцій, які досліджувались, наведені на рис. 2.

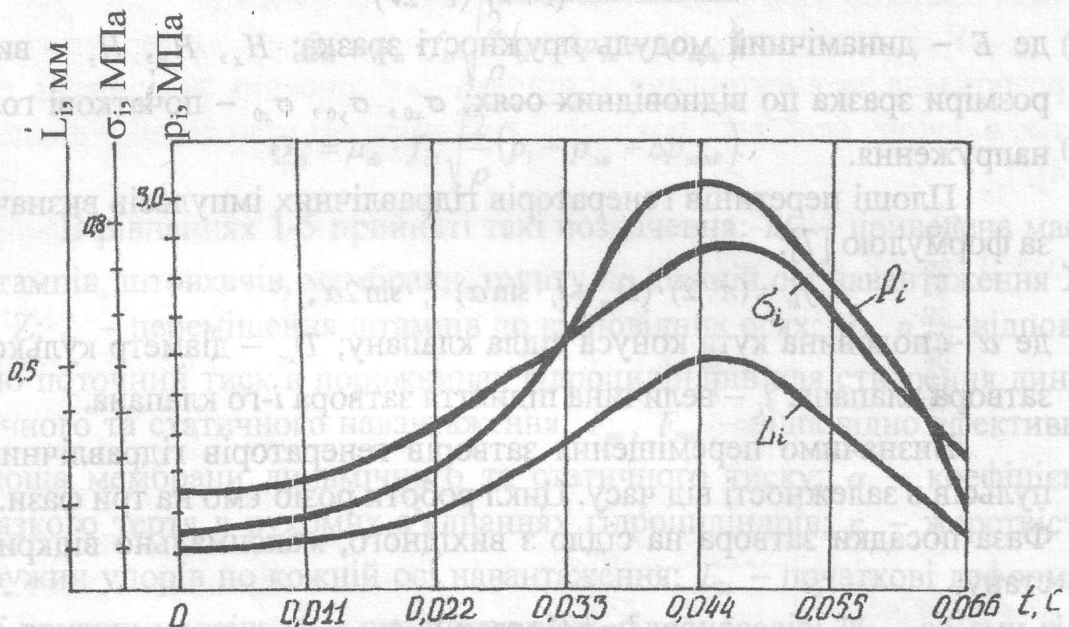


Рис.2. Характер зміни поведінки параметрів, що досліджуються

Числові значення основних параметрів в рівняннях: $M_x = M_y = M_z = 35 \text{ кг}$; $F_{mx} = F_{my} = F_{mz} = 7,85 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$; $H_x = H_y = H_z = 0,2 \text{ м}$; $Q_x = Q_y = Q_z = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{с}$; $b_x = b_y = b_z = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $\varphi_{1x} = \varphi_{1y} = \varphi_{1z} = 80^\circ$; $D_{кл} = 0,014 \text{ м}$; $E = 8,3 \cdot 10^7 \text{ Па}$; $\omega_x = \omega_y = \omega_z = 15 \text{ Гц}$; $\nu = 0,33$; $\mu_{ci} = \mu_{di} = 0,65$.

Результати багатоваріаційного числового дослідження математичної моделі показали:

1. Поміж одно-, дво- та триосним навантаженнями існує суттєва різниця. При триосному циклічному навантаженні максимальні значення тиску та напружень досягають більших значень, а деформації — менших, ніж при одно- або двоосному навантаженні.

2. Збільшення динамічного модуля пружності E зразка веде до збільшення максимально досягаємих значень тиску та напружень при циклічному навантаженні. При збільшенні E при одноосному навантаженні максимально досягаємі значення деформацій також збільшуються, а при триосному – навпаки, зменшуються. При перевищенні певного значення E виникає коливальність в досягненні максимальних величин.

3. Встановлення різних кутів по осях φ_{Ix} , φ_{Iy} , φ_{Iz} , а також частот обертів кулачків веде до появи вищих гармонік, а також до зсуву по фазі поміж амплітудними значеннями деформацій та напружень, який збільшується при збільшенні приведеної маси рухомих елементів за умови, що в'язкість ґрунту та в рухомих з'єднаннях установки не враховувалась, напруження може приймати негативне значення, що можна пояснити відривом штампу від зразка внаслідок розтискання штампів по одній із осей. Це потрібно враховувати при визначенні в'язкості зразка ґрунту.

4. Зменшення ексцентриситету кулачків веде до збільшення максимальних та мінімальних значень тиску в гідроциліндрах та зменшенню коливальності робочого процесу навантаження.

ВИСНОВКИ

1. Математична модель дозволяє на проектній стадії отримати достовірну інформацію про основні показники та процеси, які характеризують роботу стабілометра, підібрати найбільш доцільне співвідношення параметрів установки для досягнення необхідних режимів навантаження зразків.

2. Математична модель дозволяє до початку випробувань зразка, не порушуючи його структури, визначити та скорегувати траєкторію навантаження, а також врахувати вплив параметрів стабілометра при визначенні характеристик зразка.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. А.с. 1455858 СССР. Установка для трехосных испытаний дорожно-строительных материалов / А.Ф. Пономарчук, А.Е. Мерзликин, Б.С. Радовский, И.В. Коц, А.А. Малярчук, В.В. Мацьк // Бюл. изобр. 1986. – №8.

2. Патент України 10570. Установка для трёхосных випробувань ґрунтів статичними та динамічними навантаженнями / О.Б. Волошин, І.В. Коц // Бюл. 1996. – №4.

3. Решение о выдаче патента Российской Федерации по заявке №92010435/28 от 12.07.1992. Установка для трехосных испытаний ґрунтов / Б.С. Фарбер, И.В. Коц, А.Б. Волошин, А.В. Зиньковский // Бюл. изобр. 1995. – №17.

4. Решение о выдаче патента Российской Федерации по заявке №92010436/28 от 12.07.1992. Установка для трехосных испытаний ґрунтов / И.В. Коц, Б.С. Фарбер, А.Б. Волошин, А.В. Зиньковский // Бюл. изобр. 1995. – №14.

5. Бугров А.К., Нарбут Р.М., Сипидин В.П. Исследование ґрунтов в условиях трехосного сжатия. – Л.: Стройиздат. Лен. отд-ние, 1987.–184 с.

6. Иванов П.Л. Грунты и основания гидротехнических сооружений. Механика грунтов: Учеб. для гидротехн. спец. ВУЗов.-М.: Высшая школа, 1991.- 447 с.

7. Пономаренко Ю.Ф. Насосы и насосные станции механизированных крепей. М.: Недра, 1983. -183 с.

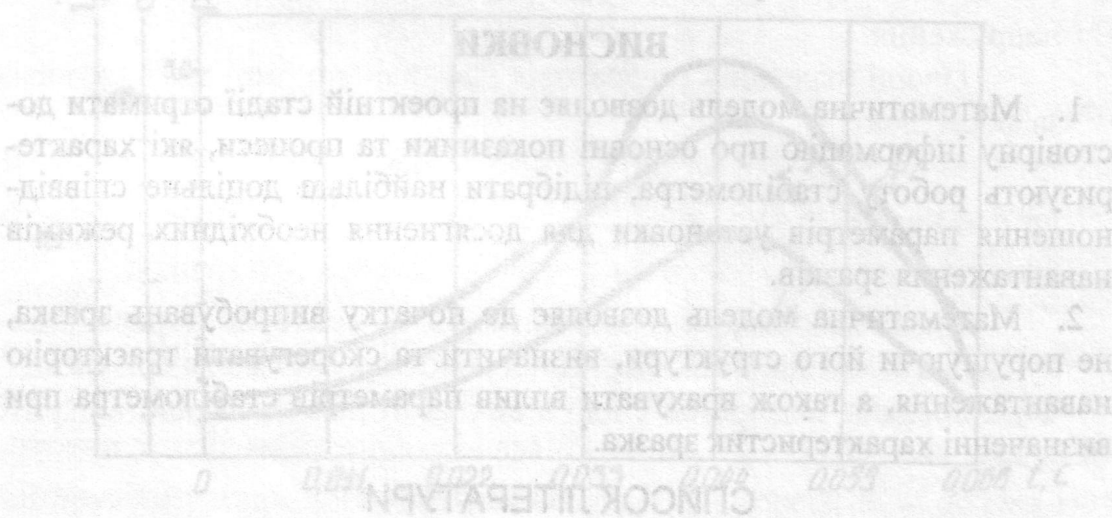
Рекомендовано кафедрой теплогазопостачання і вентиляції

Надійшла до редакції 01.10.03 р.

Рекомендована до опублікування 01.03.04 р.

Волошин Олександр Борисович – старший викладач.

Вінницький національний технічний університет.



1. Математична модель дозволяє на проєкційній стадії оцінювати до-
стовірну інформацію про основні показники та вимоги, які хвалять-
ся розробити роботу стабільно. Підприємства намагаються долати співвід-
ношення параметрів механіки для досягнення необхідних результатів
навантажень зростає.
2. Математична модель дозволяє до повільно випробувати зростає,
не порушуючи його структуру, внаслідок чого скорочується тривалість
навантажень, а також враховується вплив параметрів стабільності при
визначенні характеристик зростає.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Математична модель дозволяє на проєкційній стадії оцінювати до-
стовірну інформацію про основні показники та вимоги, які хвалять-
ся розробити роботу стабільно. Підприємства намагаються долати співвід-
ношення параметрів механіки для досягнення необхідних результатів
навантажень зростає.
2. Математична модель дозволяє до повільно випробувати зростає,
не порушуючи його структуру, внаслідок чого скорочується тривалість
навантажень, а також враховується вплив параметрів стабільності при
визначенні характеристик зростає.