

ПРО ОДИН МЕТОД ОЦІНКИ РИЗИКІВ В ЗАДАЧАХ ГЕОТЕХНІЧНОЇ МЕХАНІКИ**¹Круковський О.П., ¹Ларіонов Г.І.**¹Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України**ОБ ОДНОМ МЕТОДЕ ОЦЕНКИ РИСКОВ В ЗАДАЧАХ ГЕОТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ****¹Круковский А.П., ¹Ларионов Г.И.**¹Інститут геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины**ON ONE METHOD OF RISK EVALUATING IN GEOTECHNICAL MECHANICS TASKS****¹Krukovskyi O.P., ¹Larionov H.I.**¹Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov of NAS of Ukraine

Анотація. Для підвищення ефективності існуючої системи охорони праці на промислових підприємствах України виникла потреба у її вдосконаленні. Вирішено виконувати його на основі системного менеджменту охорони праці та керуванням ризиками. Однак з'ясувалось, що не для всіх технічних систем ризику можна визначити. Більшість процесів в технічних доробках є детермінованими, тому поняття ризику не є прийнятними, оскільки жоден з параметрів не є випадковою величиною. Оскільки визначити ступінь ризику неможливо, то залишається можливість хоча б оцінити ступінь впливу того чи іншого параметра на працездатність системи. Так для детермінованих математичних моделей (ММ) вплив параметрів можна визначити за допомогою методів теорії чутливості (ТЧ). Проте широкого використання в технічних застосуваннях, внаслідок значної складності досліджень, теорія чутливості ще не отримала. Пропонується для визначення чутливості в технічних застосуваннях замість використання ТЧ скористатись апроксимацією критерію працездатності, який характеризує ризик виходу процесу за межі працездатності. Якщо апроксимацію обраного критерію здійснювати у вигляді добутку степеневих функцій, кожна з яких залежить лише від одного параметру, то за показниками степеню можна наближено встановити чутливість його до варіації параметрів. Чим більший показник степеню, тим більший вплив на критерій має той параметр. Таким чином можна не тільки здійснити наближену оцінку впливу параметрів на сам критерій, але й зробити висновки стосовно ризику виходу системи за допустимі межі. Досвід успішного використання методу послідовної апроксимації (МПА) в прикладних задачах механіки дозволяє не тільки отримати аналітичний вигляд критерію в точці, але й дозволяє рішення практичних задач продовжити на всю область визначення функції. Похибки такого продовження, як правило, не перевищують величини 5-7 %, що є достатнім для більшості прикладних задач геомеханіки. Точність визначення критерію може бути підвищена до необхідного значення за рахунок звуження області його визначення, тобто інтервалів зміни параметрів. Сформульовано гіпотезу про існування представлення функцій у вигляді добутку функцій, кожна з яких залежить від одного параметра. Показано ефективність використання степеневих функцій для наближеної оцінки ризиків виходу системи за межі працездатності.

Ключові слова: теорія чутливості, варіація параметрів, апроксимація функції, наближена оцінка, низька похибка

Актуальність

Зважаючи на слабку ефективність існуючої системи охорони праці на промислових підприємствах України виникла потреба у її вдосконаленні на основі системного менеджменту охорони праці та керуванням ризиками.

Існування ризику безпосередньо пов'язано з невизначеністю. Вона є неоднорідною за формою прояву та за змістом [1]. Ризик є одним із способів зняття невизначеності, які являють собою незнання достовірності, відсутність однозначності. Так ризик багатофакторного процесу визначають за формулою:

$$r = PC, \quad (1)$$

де $P = \{P_i\}$; $C = \{C_i\}$, $i = \overline{1, n}$.

Тут P – ймовірність виникнення ризику; C – вартість матеріальних витрат на ліквідацію наслідків у разі його реалізації; n – кількість параметрів, які є аварійно небезпечними.

Необхідно зауважити, що не існує якогось одного способу визначення ризику або його оцінки. Кожний метод, представлений в стандартах ISO 31010:2009, розроблений для конкретного користувача. Тому для практики доцільно методи оцінки ризиків адаптувати для використання у області оцінки професійних ризиків у системах охорони праці на конкретних робочих місцях. У випадку особливої специфіки оцінки ризиків необхідно розробляти свої методи. Наукове забезпечення розрахунків в задачах геотехнічної механіки і є таким специфічним напрямком роботи, для якого не існує прийняттого методу оцінки ризиків.

Якщо стосовно до задач геотехнічної механіки, то, на думку авторів, необхідно користуватись інженерними методами дослідження безпеки технічних систем [2]. Оцінювання кожної небезпеки полягає у вивченні ймовірності її появи, а також серйозності травмування персоналу, виходу із ладу або руйнування системи, а також екологічного збитку, до яких може привести аварія. Фактично кожний інженер або працівник гірничого підприємства точно знає, що відбудеться у разі виникнення тієї чи іншої небезпеки. Причому зверніть увагу – він не має уяви про ймовірність її виникнення та статистичні дані. Для цього він користується глибоко професійними інженерними знаннями того чи іншого процесу, які він набував під час навчання у вигляді курсових та дипломних проектів.

Проблеми безпеки вирішуються вибором методу, який забезпечує вигідне розв'язання за наближених вихідних даних [3]. Методи аналізу базуються на якісному та кількісному підходах до оцінки безпеки. Якісний аналіз, як правило, передує кількісному. Якісні оцінки ведуться за більш грубою шкалою, чим кількісні. За якісного підходу використовуються спеціальні форми, технічні стандарти та затверджені норми безпеки.

Ці результати приводять до задач оптимізації, які вже здійснюються кількісними методами. Кількісні методи аналізу (КМА) ефективні при порівнянні співставними безпековими системами у конкретному інтервалі часу. Використання КМА потребує у першу чергу вибору групи критеріїв, або окремого критерію, визначеного як міра для порівняння кількісних показників. Критерій повинен відповідати основним вимогам: мати ясний фізичний зміст; бути визначальним та відповідати основній меті функціонування системи, підсистеми або елемента; враховувати основні детерміновані та стохастичні фактори; бути критичним до параметрів аналізу та бути якомога більш чутливими до них. Саме ці обставини дають змогу замінити задачу визначення величини ризику за формулою (1) задачею кількісного методу аналізу.

Ризики втрати стійкості за різних чинників, що спонукають до такої ситуації, компенсуються, як правило, введенням коефіцієнту запасу міцності. Такий підхід до зменшення ймовірності виникнення аварійних ситуацій широко використовується не тільки в машинобудуванні, а значно ширше. Він зрозумілий та ефективний, а що добре, він компенсує прояви випадковості у втраті стійкості виробки або руйнувань, спричинених тим чи іншим параметром ММ.

Для того, щоб оцінити ступінь ризику втрати стійкості виробки від параметрів АК, які входять до складу ММ, є можливість скористатися методами, які дозволяють оцінити ступінь впливу того чи іншого параметра на стійкість процесу

опосередковано, за допомогою методів теорії чутливості (ТЧ) [4]. Розділ ТЧ, пов'язаний з вивченням впливу зміни параметрів на характеристики системи, прийнято називати теорією параметричної чутливості. У подальшому під терміном чутливість будемо розуміти параметричну чутливість [4].

Пошук складної функції керування відбувався за наступної схеми.

Нехай процесу, що досліджується, відповідає система диференціальних рівнянь (ДР). Для того, щоб скористатись методами ТЧ, як правило, необхідно:

- 1) розв'язати систему ДР та обрати необхідні розв'язки, користуючись певним критерієм;
- 2) виконати дослідження на неперервність та стійкість їх до варіації параметрів;
- 3) отримати систему рівнянь чутливості (узагальнена похідна від обраного розв'язку системи початкових ДР породжує систему рівнянь чутливості);
- 4) отримати розв'язки (функції чутливості) системи чутливості;
- 5) виконати дослідження на стійкість до варіації параметрів;
- 6) зробити вибір із множини функцій чутливості ті, які забезпечать виконання коректного керування системою.

Наведена схема вибору системи керування процесом не є простою і потребує значних зусиль, кваліфікації та витрат часу на його реалізацію. Зважаючи на значні переваги знайдених систем керування, поступове застосування ТЧ розширилось у сфері технічних застосувань, в тому числі до задач механіки суцільних середовищ.

Оскільки для більшості ММ процесів система ДУ не може бути розв'язана аналітично, тому застосовують чисельні методи.

Одним із найпоширеніших чисельних методів розрахунку в задачах механіки є метод скінчених елементів (МСЕ). Широкому його розповсюдженню сприяла тверда математична основа його побудови – варіаційне числення. Тому питань стосовно стійкості та однозначності рішень не виникає.

Також існують процеси, ММ яких являють послідовність різної природи формул та до складу яких входять функції, отримані чисельними методами. Скористатись методами ТЧ у такому випадку важко. Для пошуку «функції чутливості» таких задач використовуються методи швидкого відгуку, які полягають у визначенні ступеню впливу параметрів на розв'язок цієї ММ шляхом варіації її параметрів.

Таким чином на базі вищенаведеного можна визначити поняття ризику для детермінованих ММ процесів:

Ризик для детермінованого процесу – це відхилення обраного критерію за межі його допустимого значення. Кількісне значення ризику для кожного параметру може бути обчислено за формулою

$$R_i = \frac{C_i^0 - C_i}{C_i^0} 100\%,$$

де C_i^0, C_i – допустиме та поточне значення обраного критерію за зміни параметру i ; R_i – ризик відхилення критерію за межі допустимого значення для параметру i .

Тобто для обчислення ризику за наведеною формулою для користувачів ніяких змін у методології робіт з обчислення технічних критеріїв не передбачується. Проте у випадку значних витрат часу на обчислення ризику можна скористатись і апроксимацією критерію, наприклад у вигляді добутку степеневих функцій параметрів. Тоді для швидкого визначення ступеню впливу зміни критерію від параметру i достатньо оцінити показник його ступеню та визначити спадаючу послідовність величин їх впливів на обраний критерій. Ця послідовність буде визначальною для визначення ризиків критерію від параметрів та приділення уваги до дотримання умов технології їх виробництва та монтування у схему процесу.

Таким чином, розробка методу швидкого відгуку, який не потребує значних витрат на обчислення ризику, від користувача глибоких знань математичного аналізу, а базуватиметься на глибоких знаннях процесу, що вивчається, є актуальною науковою задачею.

Постановка задачі

Розробити метод, за яким можна наближено встановлювати швидкість відгуку обраного критерію до варіації параметрів і таким чином здійснювати наближену оцінку впливу параметрів процесу. Це дає змогу здійснювати контроль зміни обраного критерію за відхиленням того чи іншого значень параметру від номінальних, тобто опосередковано керувати величиною ризику за результатами його зміни.

Розв'язок задачі

Метод послідовної апроксимації (МПА), розроблений автором [5], дозволяє представляти функцію в околі точки із області визначення функції у вигляді добутку функцій, кожна з яких залежить від однієї змінної. Досвід успішного використання МПА в прикладних задачах механіки [6, 7, 9] показує, що, не дивлячись на те, що знаходиться функція в околі точки, рішення практичних задач може бути розширено на всю область визначення функції. Похибки такого представлення зростають при наближенні до її границі та не перевищують величину 5-7 %. Така точність є задовільною для інженерних розрахунків в галузі геотехнічної механіки, оскільки вихідні дані для цього визначаються з такою ж точністю. Точність може бути підвищена до необхідного значення за рахунок звуження області зміни параметрів. Для демонстрації працездатності методу наведемо приклад його застосування для трьох задач.

Задача 1. В роботі підземного транспорту вугільних шахт важливу роль відіграють бункери, що усереднюють вантажний потік (УБ). Вони, за звичай, монтується у дільничних виробках та у місцях перевантаження забійних вантажопотоків на збірні конвеєри (рис. 1).

З метою запобігання руйнування гірничотранспортного обладнання внаслідок падіння великих шматків вантажу до бункеру необхідно підтримувати захисний шар вантажу [6]. Для цього в залежності від параметрів вхідного вантажопотоку, ємності бункеру та об'єму захисного шару вантажу необхідно визначити продуктивність розвантаження. У випадку роботи УБ у режимі підтримування в ньому захисного шару вантажопотік, що розвантажується із бункеру,

припиняється, коли кількість вантажу в бункері досягає максимального значення V_m (м^3), і вмикається, якщо кількість вантажу в бункері стає менше від допустимого мінімального значення V_p (м^3).

Мета дослідження [6] полягала у розробці інженерної формули для розрахунку середнього об'єму бункера-перевантажувача та оцінки впливу на середній об'єм його параметрів та вибору змінних керування контролера для стабілізації середнього об'єму [6]. Формули для визначення середнього об'єму бункера наведено нижче:

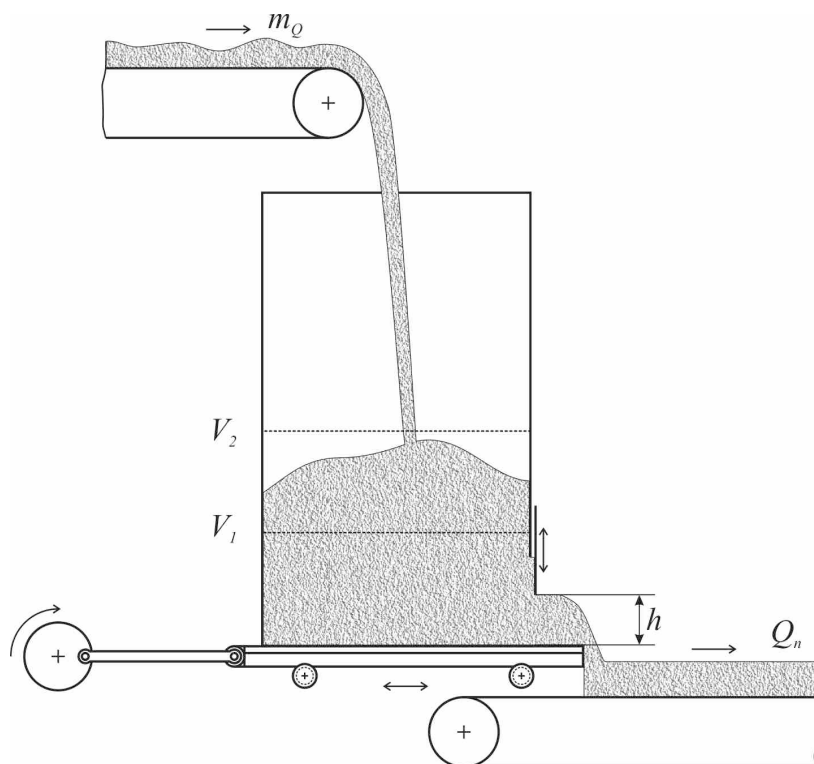


Рисунок 1 – Схема роботи бункера-перевантажувача

$$\Delta V = V_m - V_p;$$

$$A_{11} = \frac{1 + \left(\alpha \left(1 - \frac{k_1}{2} \right) \frac{\gamma \Delta V}{m_{q1}^2} + \frac{2k_1}{m_{q1}} \right) \sigma_\theta}{1 + \left(\alpha \frac{\gamma \Delta V}{m_{q1}^2} - \frac{2k_1}{m_{q1}} \right) \sigma_\theta};$$

$$A_{12} = \frac{1 - \left(\alpha \left(1 - \frac{k_1}{2} \right) \frac{\gamma \Delta V}{m_{q2}^2} + \frac{2k_1}{m_{q2}} \right) \sigma_\theta}{1 - \left(\alpha \frac{\gamma \Delta V}{m_{q2}^2} - \frac{2k_1}{m_{q2}} \right) \sigma_\theta};$$

$$A_1 = \frac{A_{11} + A_{12}}{2};$$

$$A_{21} = \frac{1 - \left(\alpha \left(1 - \frac{k_1}{2} \right) \frac{\gamma \Delta V}{(m_{q1} - Q_p)^2} - \frac{2k_1}{(m_{q1} - Q_p)} \right) \sigma_\theta}{1 - \left(\alpha \frac{\gamma \Delta V}{(m_{q1} - Q_p)^2} - \frac{2k_1}{(m_q - Q_p)} \right) \sigma_\theta};$$

$$A_{22} = \frac{1 - \left(\alpha \left(1 - \frac{k_1}{2} \right) \frac{\gamma \Delta V}{(m_{q21} - Q_p)^2} - \frac{2k_1}{(m_{q2} - Q_p)} \right) \sigma_\theta}{1 - \left(\alpha \frac{\gamma \Delta V}{(m_{q21} - Q_p)^2} - \frac{2k_1}{(m_{q2} - Q_p)} \right) \sigma_\theta};$$

$$A_2 = \frac{A_{21} + A_{22}}{2};$$

$$t_z = \frac{\gamma \Delta V}{m_q} A_1;$$

$$t_v = \frac{\gamma \Delta V_p}{(m_q - Q_p)} A_2;$$

$$V_m = V_p + \Delta V;$$

$$V_c = \frac{m_q t_z^2 - (Q_p - m_q) t_v^2}{2(t_z - t_v)} + \frac{V_p t_z + V_m t_v}{(t_z + t_v)},$$

де m_q – середня продуктивність магістрального вантажопотоку, т/хв; α – коефіцієнт кореляції вихідного вантажопотоку; σ_θ – середньоквадратичне відхилення вихідного вантажопотоку, т/хв; V_m – максимальний об'єм бункера-перевантажувача, м³; V_p – мінімальний об'єм бункера-перевантажувача, м³; V_c – середній об'єм бункера-перевантажувача, м³; γ – питома вага вантажу, т/м³; Q_p – продуктивність перевантажувача, т/хв, ΔV – об'єм бункера-перевантажувача без врахування його мінімального об'єму, м³.

Використання апроксимації функції в околі точки М у вигляді добутку із класу степеневих функцій дозволило не тільки отримати інженерну формулу, але й оцінити вплив на вихідну функцію кожного параметра:

$$V_c = \frac{0,999841 m_q^{0,000164105} V_p^{0,694993} \Delta V^{0,303491}}{q_p^{0,00263142} \alpha^{0,00107564} \gamma^{0,00108262} \sigma_\theta^{0,00153557}}.$$

З точки зору оцінки ризиків втрати середнього об'єму УБ від перелічених параметрів можна відмітити наступне: аналіз показників степеневих функцій демонструє незначний вплив на зміну середнього об'єму параметра m_q , тобто середньої продуктивності магістрального вантажопотоку, т/хв; α – коефіцієнту кореляції вихідного вантажопотоку; γ – питомої ваги вантажу, т/м³; σ_θ – середньоквадратичного відхилення вихідного вантажопотоку, т/хв. Як результат, з урахуванням малих значень показників параметрів, вище наведена формула може бути записана у більш простому вигляді:

$$V_c = a \frac{V_p^{0,694993} \Delta V^{0,303491}}{q_p^{0,00263142}},$$

де a – коефіцієнт апроксимації, V_p – мінімальний об'єм бункера-перевантажувача, м³; ΔV – об'єм бункера-перевантажувача без врахування його мінімального об'єму, м³; q_p – вантажопотік, т/хв.

Оскільки коефіцієнт апроксимації a близький до одиниці, можна вважати його рівним одиниці і тоді отримаємо:

$$q_p^{0,00263142} V_c = V_p^{0,694993} \Delta V^{0,303491}.$$

Ця рівність демонструє ризик втрати середнього об'єму бункера-перевантажувача у випадку порушення наведеного взаємозв'язку між параметрами. Для того, щоб уникнути зменшення захисного шару породи, цей баланс необхідно підтримувати.

Зрозуміло, що від вибору критерію для визначення втрати середнього об'єму бункера-перевантажувача залежить і очевидність впливу параметрів на нього.

Точка М, у околі якої здійснювалась апроксимація і отримана спрощена формула для визначення середнього об'єму бункера-перевантажувача, обиралась як центр області визначення задачі (табл. 1).

Таблиця 1 – Діапазони змін параметрів

Параметри	Початкові значення	Значення в точці М	Кінцеві значення
γ [Т/м ³]	0,8	1,4	2,0
ΔV [м ³]	2,0	4,0	6,0
V_p [м ³]	4,0	4,5	5,0
α [с ⁻¹]	0,1	0,14	0,18
m_q [Т/хв]	3,0	3,5	4,0
Q_p [Т/хв]	4,8	8,4	12,0
σ_{θ} [Т/хв]	1,0	1,23	1,46

Задача 2. Визначити компоненти напруженого стану пружного середовища під дією змінного внутрішнього навантаження. Особливість її полягала у широкому використанні сил інерції за динамічного розвантаження напружених середовищ. Мета підходу полягала у сприянні розвитку в середовищі тріщиноутворення та дегазації. Динамічні параметри процесу пружного деформування середовища визначались із розв'язку хвильового рівняння у одновірній постановці [7]:

$$r^2 \frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + r \frac{\partial u_r}{\partial r} - u_r = \frac{r^2}{v_p^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial t^2}, \quad (2)$$

де $u_r(r, t)$ – радіальне переміщення пружного середовища, м; t – час процесу деформування, с; v_p – швидкість пружної хвилі, м/с.

Граничні умови на внутрішній та зовнішній поверхнях свердловини визначалися як

$$\sigma_r \Big|_{r=r_0} = -\psi(t); \quad \sigma_r \Big|_{r=r_N} = 0, \quad (3)$$

де r_0 – внутрішній радіус; r_N – зовнішній радіус.

Не зважаючи на велику кількість варіантів розв'язку цього рівняння, простих розв'язки поки не знайдено. Знайдені розв'язки складні за формою та можуть бути отриманими за складними чисельними алгоритмами.

Розв'язок, наведений у [7,] напряму використовує широко апробовані методи інтегрування. Для випадку пласкої деформації розрахунок радіальних σ_r і кільцевих σ_θ напружень можна вести за формулами (4), (5).

Використовуючи пряме перетворення Фур'є за часом t до рівнянь (2), (3), отримаємо звичайне диференціальне рівняння другого порядку відносно трансформанти переміщень \bar{u}_r та параметру перетворень ω , що являє собою рівняння Бесселя, загальний розв'язок якого відомий:

$$r^2 \cdot \frac{d^2 \bar{u}_r}{dr^2} + r \cdot \frac{d\bar{u}_r}{dr} + \left(\frac{r^2}{\nu_p^2} \cdot \omega^2 - 1 \right) \cdot \bar{u}_r = 0, \quad (4)$$

$$\bar{\sigma}_r \Big|_{r=r_0} = -\bar{\psi}(\omega), \quad \bar{\sigma}_r \Big|_{r=r_N} = 0, \quad (5)$$

$$\bar{u}_r = A \cdot J_1 \left(\frac{\omega \cdot r}{\nu_p} \right) + B \cdot Y_1 \left(\frac{\omega \cdot r}{\nu_p} \right), \quad (6)$$

де $A(\omega)$, $B(\omega)$ – довільні сталі, які визначаються з граничних умов (4); ω – параметр перетворення, 1/с; ν – коефіцієнт Пуассона; J_1 , Y_1 – функції Бесселя першого та другого порядку; \bar{u}_r – трансформанта переміщення, м; $\bar{\psi}(\omega)$ – трансформанта навантаження; $\bar{\sigma}_r$ – трансформанта радіальних напружень, Па.

Використовуючи формули для випадку пласкої деформації для радіальних та тангенціальних напружень у переміщеннях та використовуючи пряме інтегральне перетворення Фур'є за часом, отримаємо:

$$\bar{\sigma}_r = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \left(\frac{d\bar{u}_r}{dr} + \nu \cdot \frac{\bar{u}_r}{r} \right); \quad \bar{\sigma}_\theta = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \left(\frac{\bar{u}_r}{r} + \nu \cdot \frac{d\bar{u}_r}{dr} \right), \quad (7)$$

де E – модуль пружності, Па; $\bar{\sigma}_\theta$ – трансформанта тангенціальних напружень, Па.

Підставляючи до рівняння (6) вираз для трансформанти переміщень (5) та використовуючи формули для диференціювання Бесселевих функцій першого та другого роду, отримаємо для трансформант радіальних та тангенціальних напружень з урахуванням позначень $\xi = \omega \cdot r_0 / \nu_p$ наступні формули:

$$\frac{\bar{\sigma}_r}{2G} = A \cdot \left(\frac{1}{1-\nu} \cdot \frac{\xi}{r_0} \cdot J_0 \left(\xi \frac{r}{r_0} \right) - \frac{1}{r} J_1 \left(\xi \frac{r}{r_0} \right) \right) + B \cdot \left(\frac{1}{1-\nu} \cdot \frac{\xi}{r_0} \cdot Y_0 \left(\xi \frac{r}{r_0} \right) - \frac{1}{r} \cdot Y_1 \left(\xi \frac{r}{r_0} \right) \right); \quad (8)$$

$$\frac{\bar{\sigma}_\theta}{2G} = A \cdot \left(\frac{\nu}{1-\nu} \cdot \frac{\xi}{r_0} \cdot J_0 \left(\xi \frac{r}{r_0} \right) + \frac{1}{r} J_1 \left(\xi \frac{r}{r_0} \right) \right) + B \cdot \left(\frac{\nu}{1-\nu} \cdot \frac{\xi}{r_0} \cdot Y_0 \left(\xi \frac{r}{r_0} \right) + \frac{1}{r} \cdot Y_1 \left(\xi \frac{r}{r_0} \right) \right), \quad (9)$$

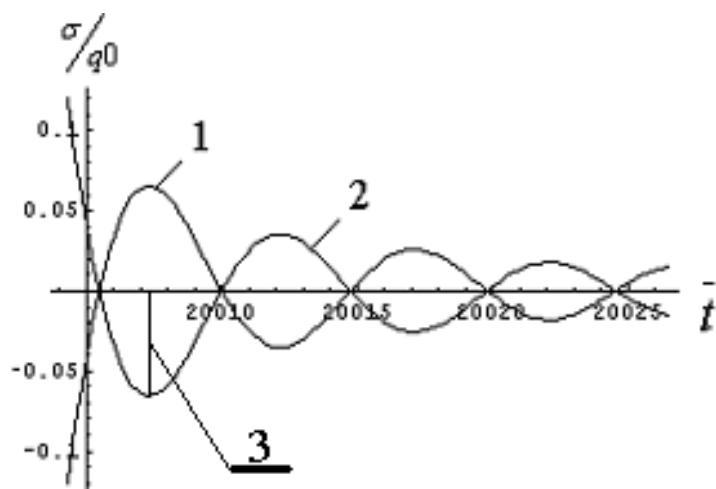
де J_0 , Y_0 – функції Бесселя першого та другого роду нульового порядку; G – модуль зсуву, Па; $\bar{t} = \frac{v_p t}{r_0}$ – безрозмірний час процесу; r – поточний радіус; $t_c = t_2 - t_1$ – дійсний час скиду навантаження, с; q_0 – внутрішнє навантаження, Па; t_1, t_2 – відповідно час збільшення та час скиду навантаження з відліком від початку координат, с.

Як можна помітити (8), (9), початкові вирази для визначення напружень і переміщень є громіздкими та незручними для практичного застосування.

До основних параметрів, що здійснюють вплив на процес нестационарного деформування пружного середовища, можна віднести: внутрішній радіус свердловини r_0 , величину навантаження внутрішньої поверхні q_0 , швидкість пружної хвилі v_p та час скиду внутрішнього навантаження t_c . Оцінка ступеня впливу кожного параметру не є простою задачею, оскільки вони знаходяться під інтегралом. З практичної точки зору значний інтерес являє залежність зміни радіальних напружень розтягу, що виникають на внутрішній поверхні циліндричної порожнини, від зазначених вище параметрів. Оскільки більшість методів стимулювання руйнування газоносного середовища (вугілля) та дегазації базуються на використанні дії інерційних сил, розглянемо процедуру отримання цих залежностей на ділянці їх дії. Характерний вигляд графічних залежностей зміни напружень (переміщень) у часі після закінчення дії сили мають вид затухаючої синусоїди [7].

Всі розрахунки та перетворення визначено по відношенню до максимальної величини радіальних напружень розтягу у першій півхвилі зміни напружень на ділянці дії інерційних сил (рис. 2).

Постановка задачі. Представити рішення задачі (8) – (9) у вигляді простих інженерних формул зручних для розрахунку напружень або переміщень пружного середовища за короткочасного розвантаження з використанням методу послідовної апроксимації [7].



1 – кільцеві безрозмірні напруження; 2 – радіальні безрозмірні напруження; 3 – максимальні радіальні напруження розтягу у першій півхвилі

Рисунок 2 – Зміна радіальних та кільцевих напружень від часу на ділянці дії сил інерції

за $v_p = 400$ м/с; $t_c = 0,001$ с; $r = r_0 = 0,1$ м; $r_N = 1000$ м

У якості функції представлення візьмемо величину максимальних напружень розтягу у першій півхвилі її зміни віднесеної до величини максимальної амплітуди внутрішнього навантаження q_0 :

$$\overline{\sigma_r} = \frac{\sigma_r}{q_0} = \sigma \left(t_c^{\alpha_1} \cdot \nu_p^{\alpha_2} \cdot r_0^{\alpha_3} \right), \quad (10)$$

де $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – показники степені функцій параметрів, що досліджуються. Область визначення функції задана інтервалами зміни параметрів: інтервал зміни внутрішнього радіуса циліндричної порожнини $r_0 = 0,05 \div 0,5$ м; швидкість пружної хвилі $\nu_p = 100 \div 2000$ м/с; час скиду навантаження $t_c = 0,001 \div 0,1$ с.

Опорна точка $M = M(x_1^0, x_2^0, \dots, x_n^0)$, $M \in \overline{D}$ задана значеннями параметрів: час скиду навантаження $t_c^0 = 0,01$ с; швидкість пружної хвилі $\nu_p^0 = 600$ м/с; внутрішній радіус $r_0^0 = 0,1$ м.

Використавши етапи алгоритму метода послідовної апроксимації, отримано:

$$\sigma_r = 0,917 \frac{q_0^{1,0} \cdot r_0^{1,01}}{\nu_p^{0,957} \cdot t_c^{0,944}}. \quad (11)$$

Беручи до уваги близькість показників степенів параметрів до одиниці, отримуємо більш зручну формулу для розрахунків напружень розтягу на внутрішньому контурі циліндричної порожнини на першій півхвилі зміни напружень у вигляді:

$$\sigma_r = 0,9 \frac{q_0 \cdot r_0}{\nu_p \cdot t_c}. \quad (12)$$

Виконано порівняння відносних похибок напружень, що визначались за формулами (11) та (12), з точним, отриманим методом інтегрального перетворення Фур'є [7]. Аналіз похибок розв'язку (11) показав: середня похибка для часу скиду навантаження t_c не перевищує 3,8 %, для швидкості пружної хвилі ν_p – 2,0 %, для внутрішнього радіуса r_0 – 4,3 %.

Аналіз результатів порівняння відносних похибок напружень, що підраховувались за формулою (12), з точним, отриманим за методом інтегрального перетворення Фур'є, показав, що середня відносна похибка для часу скиду навантаження не перевищує 2,7 %, для швидкості пружної хвилі – 2,2 %, а для внутрішнього радіусу – 4 %.

Стосовно корисності формули (12) для регулювання шару породи, яка під дією напружень розтягу відокремиться від масиву, можна стверджувати, що для різних типів порід швидкість скиду навантаження повинна бути відповідною. Зменшення часу скиду може істотно збільшити напруження розтягу і відповідно збільшити шар порід, що відокремиться. Ризик зменшення потужності шару, який відокремлюється, пов'язаний зі зменшенням навантаження на стінки порожнини або зі збільшенням часу його скиду.

Задача 3. Які параметри анкера необхідно змінювати в першу чергу для того, щоб досягти найбільшої потужності кріплення виробки? Для відповіді на це питання необхідно виконати оцінку впливу кожного з них на його потужність. Такими параметрами можна вважати попереднє навантаження анкерної штанги; глибину розташування виробки, довжину та діаметри анкера та шпур, відстань між періодичними виступами штанги анкера і поверхні шпур; модулі пружності анкера, фіксуючої суміші та гірської породи; інтенсивність дотичних напружень та відстань між анкерами [8] (рис. 3).

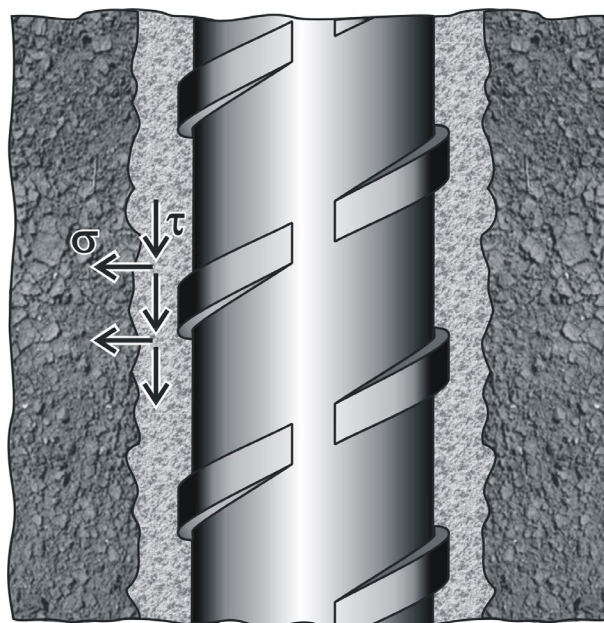


Рисунок 3 – Схема навантаження полімерного закріплення анкерної штанги у шпурі

Після незначної модифікації узагальненої задачі М.Є. Жуковського та нескладних, але громіздких перетворень, отримаємо вираз для зусиль на зовнішній та внутрішній поверхнях свердловини t_k і p_k [9]:

$$t_k = \frac{\lambda_1 \lambda_3 Q}{8 \operatorname{sh} \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \operatorname{sh} \frac{\beta_1 - \beta_2}{2}} \left[\frac{e^{-(k+1)\beta_2}}{\operatorname{sh} \frac{\beta_2}{2}} - \frac{e^{-\left(k+\frac{1}{2}\right)\beta_1}}{\operatorname{sh} \frac{\beta_1}{2}} \right];$$

$$p_k = \frac{\lambda_1 Q}{2 \operatorname{sh} \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \operatorname{sh} \frac{\beta_1 - \beta_2}{2}} \left[\operatorname{sh} \frac{\beta_1}{2} e^{-(k+1)\beta_1} - \operatorname{sh} \frac{\beta_2}{2} e^{-\left(k+\frac{1}{2}\right)\beta_2} \right] + t_k, \quad (13)$$

де

$$\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_1 \lambda_3 = 4 \operatorname{ch} \beta_1 \operatorname{ch} \beta_2 - 2(\operatorname{ch} \beta_1 + \operatorname{ch} \beta_2);$$

$$\operatorname{ch} \beta_1 = 1 + \frac{\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3}{4} + \sqrt{\left(1 + \frac{\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3}{4}\right)^2 - \frac{\lambda_1 \lambda_2}{4}};$$

$$\operatorname{ch} \beta_2 = 1 + \frac{\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3}{4} - \sqrt{\left(1 + \frac{\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3}{4}\right)^2 - \frac{\lambda_1 \lambda_2}{4}}.$$

Тут t_k і p_k – зусилля на зовнішній та внутрішній поверхнях свердловини, а λ_i і β_i визначаються із трьох останніх рівнянь системи (13).

Використання модифікованого розв'язку узагальненої задачі М.Є. Жуковського для проведення практичних розрахунків параметрів пов'язане з деякими складнощами обчислювального характеру. Справа полягає у тому, що залежність між силовими параметрами на контактуючих поверхнях описується

гіперболічними функціями (13). Для зручності користування такими залежностями у практичній діяльності доцільно було б представити їх у вигляді добутку більш простих функцій, кожна з яких залежала б від одного параметра. Представлення залежностей у такій формі дозволило б не тільки виконувати обчислення у більш простий спосіб, але й оцінити ступінь впливу параметрів на контактні зусилля.

Широке застосування МПА на практиці показало, що використання класу степеневих функцій є особливо ефективним для проведення оцінювання впливу параметрів на функцію якості. Метод оцінки впливу на функцію, яка представлена у вигляді добутку степеневих функцій, полягає у порівнянні їх показників. Чим більший показник степені, тим сильніший вплив параметра на функцію.

Після виконання процедур наведеного алгоритму залежність функції σ_{vt} від параметрів $q, d_a, d_{vt}, E_a, E_{vt}, h_a, h_{vt}$ і L набуває виду:

$$\sigma_{vt} = \varphi(q, d_a, d_{vt}, E_a, E_{vt}, h_a, h_{vt}, L) = a_L q \frac{d_{vt}^{3,94531}}{d_a^{4,08821}} \frac{E_{vt}^{0,861906}}{E_a^{0,455547}} \frac{h_a^{2,54292}}{h_{vt}^{1,56405}} \frac{1}{L^{0,998028}}. \quad (14)$$

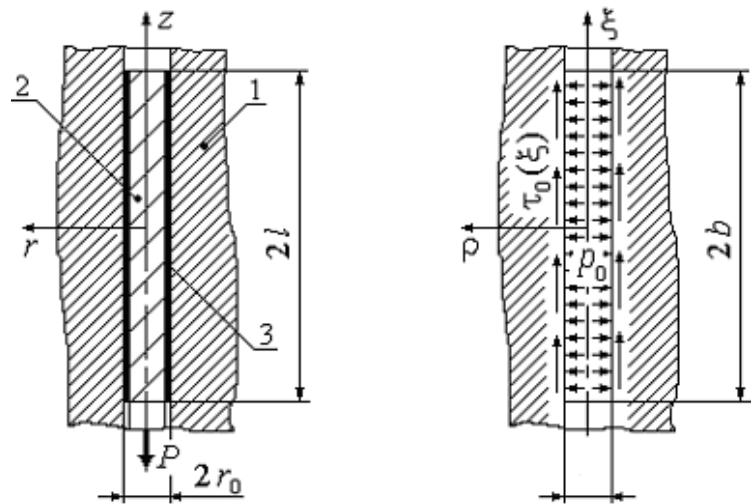
У більш зручному вигляді формулу можна представити як:

$$\sigma_{vt} = \varphi(q, d_a, d_{vt}, E_a, E_{vt}, h_a, h_{vt}, L) = a_L q \frac{d_{vt}^4}{d_a^4} \frac{E_{vt}^1}{E_a^1} \frac{h_a^3}{h_{vt}^2} \frac{1}{L}, \quad (15)$$

де σ_{vt} – середньоінтегральне значення напружень у оболонці із фіксувальною сумішшю; a_L – коефіцієнт апроксимації; L – довжина ділянки оболонки із фіксувальною сумішшю; q – величина попереднього навантаження анкерної штанги; d_a, d_{vt} – діаметри анкерної штанги та анкерного шпuru; E_a, E_{vt} – модулі пружності матеріалу анкерної штанги та фіксувальною сумішшю; h_a, h_{vt} – кроки періодичних виступів на поверхнях анкерної штанги та оболонки із фіксувальною сумішшю.

Для визначення напружено-деформованого стану в околі анкерного шпuru скористаємось відомим підходом до розв'язку подібних задач (рис. 4).

Обґрунтуванням до застосування методів теорії пружності для визначення напружено-деформованого стану в околі анкерного шпuru є той факт, що зведення анкерного кріплення відбувається безпосередньо у грудини вибою. Це дає



1 – гірська порода; 2 – анкер; 3 – фіксувальною сумішшю
Рисунок 4 – До постановки змішаної задачі теорії пружності

підстави вважати, що гірські породи біля вибою не встигли отримати пластичних деформацій і знаходяться у пружному стані. Будемо вважати, що середовище є однорідним та ізотропним, а закріплення анкера здійснюється у глибині шпуру на відстані, що значно перевищує його діаметр. Нормальне напруження p_0 можна вважати величиною сталою, що дорівнює гірському тиску на певній глибині, а от дотичне напруження $\tau_0(\zeta)$, як показують дослідження, суттєво змінюється за довжиною анкера і вважається змінним та може бути представлено квадратичною залежністю. Розподіл напружень в околі анкера описується основними рівняннями теорії пружності, які в осесиметричному випадку мають вигляд [10, 11]:

$$\begin{aligned} \mu \left(\nabla^2 U - \frac{U}{r^2} \right) + (\lambda + \mu) \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rU) + \frac{\partial W}{\partial z} \right] &= 0; \\ \mu \nabla^2 W + (\lambda + \mu) \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rU) + \frac{\partial W}{\partial z} \right] &= 0, \end{aligned} \quad (16)$$

де U, W – відповідно радіальна та осьова компоненти вектора переміщення; μ, λ – коефіцієнти Ламе; r, z – циліндричні координати; ∇^2 – оператор Лапласа.

Розв'язок рівнянь (16) знаходився у формі Папковича-Нейбера, де гармонічні функції обирались таким чином, щоб задовольнити граничним умовам:

$$\begin{aligned} \sigma_r|_{\rho=1} &= \begin{cases} -p_0, & |\zeta| \leq b; \\ 0, & |\zeta| > b; \end{cases} \\ \tau_{rz}|_{\rho=1} &= \begin{cases} -\tau_0(\zeta), & |\zeta| \leq b; \\ 0, & |\zeta| > b, \end{cases} \end{aligned} \quad (17)$$

де σ_r, τ_{rz} – радіальний та дотичний компоненти тензору напружень; $b = l/r_0$, $\rho = r/r_0, \zeta = z/r_0$ – відносні довжина, поточний радіус та поточна довжина зафіксованої ділянки; $p_0 = \gamma H$ – тиск гірської породи на глибині H .

Для визначення напружено-деформованого стану в околі анкера скористаємося основними рівняннями теорії пружності у циліндричних координатах. Розв'язок рівнянь відшукували у переміщеннях у формі Папковича-Нейбера. Нижче наведено компоненти тензору напружень, що виникають у околі анкерного шпуру:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= -\frac{2\mu}{r_0} \left[\left((3-2\nu)\beta K_0(\beta\rho) + \left(4(1-\nu)\frac{1}{\rho} + \beta^2\rho \right) K_1(\beta\rho) \right) C + \right. \\ &\quad \left. + \beta \left(\beta K_0(\beta\rho) + \frac{1}{\rho} K_1(\beta\rho) \right) D \right] (f \cos(\beta\zeta) + g \sin(\beta\zeta)); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\sigma_{\varphi} &= \frac{2\mu}{r_0} \left[\left((1-2\nu)\rho K_0(\beta\rho) + 4(1-\nu)\frac{1}{\rho} K_1(\beta\rho) \right) C + \frac{\beta}{\rho} K_1(\beta\rho) D \right] \times \\
&\quad \times (f \cos(\beta\zeta) + g \sin(\beta\zeta)); \\
\sigma_z &= \frac{2\mu}{r_0} \left[(\beta^2 \rho K_1(\beta\rho) - 2\nu\beta K_0(\beta\rho)) C + \beta^2 K_0(\beta\rho) D \right] \times \\
&\quad \times (f \cos(\beta\zeta) + g \sin(\beta\zeta)); \\
\tau_{rz} &= \frac{2\mu}{r_0} \left[(\beta\rho K_0(\beta\rho) + 2(1-\nu) K_1(\beta\rho)) C + \beta K_1(\beta\rho) D \right] \times \\
&\quad \times \beta (g \cos(\beta\zeta) - f \sin(\beta\zeta)),
\end{aligned} \tag{18}$$

де $K_0(\beta\rho)$, $K_1(\beta\rho)$ – модифіковані функції Ганкеля, а C, D, f, g – довільні сталі; $\sigma_r, \sigma_{\varphi}, \sigma_z, \tau_{rz}$ – радіальний, окружний, осьовий та дотичний компоненти тензора напружень; ν – коефіцієнт поперечної деформації; r, φ, z – циліндричні координати; r_0 – радіус шпуру; $\rho = r/r_0, \zeta = z/r_0$.

Інтегрування цих виразів дозволило визначити величину інтенсивності дотичних напружень.

Для визначення напружено-деформованого стану у околі анкерного шпуру з врахуванням конструктивних параметрів анкера використовувалось послідовне рішення двох задач. Розв'язок першої задачі дозволив визначати зусилля і дотичні напруження на контактних поверхнях оболонки із фіксуєючої суміші (для цього використано модифікований розв'язок узагальненої задачі М.Є. Жуковського [9]). Використавши отриманий розподіл дотичних напружень в граничних умовах задачі (17), визначались компоненти тензора напружень в околі анкерного шпуру. Виконувалось порівняння результатів з рішенням цієї ж задачі з методом скінчених елементів. Отримані результати показали задовільну для інженерних розрахунків точність.

Аналіз та обчислення компонент тензора напружень за формулою (18) не є простою процедурою, як того хотілось би. Спробуємо виконати оцінку впливу вихідних параметрів, зокрема, величини попереднього навантаження P , глибини розташування виробки H , робочої довжини L та діаметрів шпуру d_{vt} , анкерної штанги d_a та інтенсивності дотичних напружень на радіус впливу анкера ρ [10], скориставшись методом послідовної апроксимації.

Оскільки радіус впливу $\rho = f(P, H, L, d_{vt}, I_p^r, d_a)$ є неперервною відносно перелічених параметрів функцією, а I_p^r є середнє інтегральне значення інтенсивності дотичних напружень, то проблем із застосуванням МПА не виникатиме. Застосування методу дозволило встановити залежність між параметрами та ступінь їх впливу на відстань між анкерами:

$$\rho(P, H, L, I_p^r, d_a) = a_{d_{vt}} \sqrt[3]{\frac{PHd_a}{LI_p^r}}, \quad (19)$$

де $a_{d_{vt}}$ – коефіцієнт апроксимації.

Максимальні значення відносних похибок у визначенні функції на границі області її визначення не перевищували 7 %. Мінімальні ж значення похибок знаходились в центральній частині області визначення. Вибір точки М здійснювався вибором координат у центрі кожного інтервалу зміни параметра (табл. 2) Діапазони змін параметрів для анкера діаметром 19 мм наведено у табл. 2.

Таблиця 2 – Діапазони змін параметрів, загальних для анкерів

Параметри	Діапазон змін			Крок змін
	1	5	10	
q , [Н]	$1 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$	$10 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^4$
E_a , [Па]	$1,1 \cdot 10^{11}$	$1,2 \cdot 10^{11}$	$1,3 \cdot 10^{11}$	$0,02 \cdot 10^{11}$
E_{vt} , [Па]	$5 \cdot 10^9$	$8 \cdot 10^9$	$11 \cdot 10^9$	$0,6 \cdot 10^9$
h_1 , [м]	0,004	0,0065	0,009	0,0005
d_a , [м]	0,018	0,019	0,020	0,0002
d_{vt} , [м]	0,023	0,025	0,027	0,0004
h_0 , [м]	0,007	0,013	0,018	0,0012

Для зручності порівняння відносної похибки розбиття діапазону змінних здійснювалось на 10 інтервалів, причому значення параметрів або координати точки М співпадають з кроком № 5, тобто точка М лежала на середині інтервалів.

Із формули (19) випливає:

$$I_p^r = a_{d_{vt}}^3 \frac{PHd_a}{L\rho^3}, \quad (20)$$

де $a_{d_{vt}}$ – коефіцієнт апроксимації; ρ – відстань між анкерами в ряду.

Наведена формула (20) визначає опосередковано ризик втрати стійкості виробкою за умов перевищення допустимого значення величини інтенсивності дотичних напружень в околі анкерної штанги [11].

Успішне застосування МПА у практичних застосуваннях дозволило узагальнити результати досліджень і сформулювати гіпотезу про існування такого представлення для більш широкого кола задач.

ГІПОТЕЗА: Нехай існує кусково-стала функція $F(X) = F(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$, яка є обмеженою, визначеною і неперервною у замкнутій області \bar{D} . Тоді $\forall x \in D; \forall \varepsilon \geq 0 \exists U_\varepsilon(x) \subset \bar{D}$ в околі точки $X_0 = (x_1^0, x_2^0, x_3^0, \dots, x_n^0)$ функція $F(X)$ може бути представлена у вигляді:

$$|F(X) - \varphi(X)| \leq \varepsilon \forall x \in U_\varepsilon(X),$$

де $\varphi(X) = \alpha_n \prod_{i=1}^n g_i(x_i)$; $g_i(x_i)$ – функції апроксимації для f_1, f_2, \dots, f_n , які задані у табличній формі; α_n – коефіцієнт апроксимації, який визначається у відповідності до формули

$$\alpha_n = \frac{F(x_1^0, x_2^0, x_3^0, \dots, x_n^0)}{g_1(x_1^0) g_2(x_2^0) \dots g_n(x_n^0)}.$$

Зазначені функції визначаються наступним чином:

$$f_1(x_1) = F(x_1, x_2^0, x_3^0, \dots, x_n^0),$$

$$f_2(x_2) = F(x_1^0, x_2, x_3^0, \dots, x_n^0),$$

$$f_3(x_3) = F(x_1^0, x_2^0, x_3, \dots, x_n^0),$$

...

$$f_n(x_n) = F(x_1^0, x_2^0, x_3^0, \dots, x_n).$$

Як засвідчує досвід, використання вказаного підходу представлення функції $F(X) = F(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ в околі точки $X_0 = (x_1^0, x_2^0, x_3^0, \dots, x_n^0)$ має достатню для інженерних розрахунків точність на всій області визначення \bar{D} .

Алгоритм застосування МПА може бути представлений послідовністю наступних кроків:

Крок 1. Обираємо точку із області визначення функції

$$M = M(x_1^0, x_2^0, x_3^0, \dots, x_n^0), M \in \bar{D};$$

Крок 2. Створюємо функцію $f_1(x_1) = F(x_1, x_2^0, x_3^0, \dots, x_n^0)$;

Крок 3. Знаходимо вид функції $g_1(x_1)$, яка є апроксимацією для функції $f_1(x_1)$;

Крок 4. Знаходимо $\varphi_1(x_1)$ у відповідності до кроку 1: $\varphi_1(x_1) = \alpha_1 g_1(x_1)$, де α_1 – коефіцієнт апроксимації;

Крок 5. Визначаємо функцію в околі точки М з рівності $F(x_1) \approx \varphi_1(x_1)$.

Повторюємо кроки 2-5 послідовно для змінних $x_j (j = \overline{2, n})$ і отримуємо шукане представлення:

$$F(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \approx \varphi(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) = \alpha_n g_1(x_1) g_2(x_2) \dots g_n(x_n),$$

де α_n – коефіцієнт апроксимації, визначається як:

$$\alpha_i = \frac{f_i(x_i)}{\prod_{j=1}^i g_j(x_j^0)} \text{ та } \alpha_n = \frac{F(x_1^0, x_2^0, x_3^0, \dots, x_n^0)}{g_1(x_1^0) g_2(x_2^0) \dots g_n(x_n^0)}.$$

Коли топологія функції невідома, пропонується обирати точку в центрі області визначення. Зрозуміло, що представлення поверхні шуканої функції відбувається за допомогою узагальненого гіперболічного параболоїда і сподіватись на рівномірну поведінку відносної похибки не варто.

Коли функція складна, пропонується обирати точку в центрі області визначення.

Широке застосування МПА на практиці показало, що використання класу степеневих функцій є особливо ефективним для проведення оцінювання впливу параметрів на функцію якості. Метод оцінки впливу являє собою відтворення рішення задачі (коли вона побудована у вигляді описаних таблиць чисел) у вигляді добутку степеневих функцій і порівнянні їх показників. Чим більший показник степені, тим сильніший вплив параметра на функцію. Автори сподіваються, що такий підхід є простішим за класичний пошук функції чутливості, потребує меншої кількості вимог до неї та знайде застосування у багатьох технічних задачах і, зокрема, для опосередкованої оцінки ризиків. Процедура визначення ризику втрати стійкості виробки внаслідок відмови АК може бути замінена процедурою визначення чутливості впливу того чи іншого параметру ММ на відмову АК. Найбільш чутливі параметри можуть бути найбільш важливими для контролю за ним, оскільки найменше відхилення характеристик цього параметра може привести до небажаного результату. Таким чином, аналіз стану науково-методичного забезпечення дослідження АК гірничих виробок і підземних споруд як потенційно небезпечних геотехнічних систем може бути зведений до аналізу параметрів ММ на швидкий відгук або чутливість та визначення ступені важливості впливу того чи іншого з параметрів на стійкість виробки або відмову АК.

Висновки

1. Запропоновано нове поняття ризиків для детермінованих систем та новий підхід до визначення їх кількісних значень.
2. Продемонстровано використання методу МПА до ряду задач геотехнічної механіки. Метод довів свою працездатність за рішення представлених задач.
3. Аналіз отриманих результатів дозволив оцінити фізичну залежність критерію від параметрів та визначити серед них найбільш впливові.
4. Використання теорії розмірності для перетворення отриманих рішень дозволило скорегувати математичні моделі процесів та узагальнити їх.
5. Представлення розв'язків у вигляді добутку степеневих функцій виявилось ефективним засобом для оцінки впливу параметрів на обраний критерій і, тим самим, зробити опосередковано висновки про вплив того чи іншого параметру на ризик зміни критерію.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Шапкин А.С., Шапкин В.А. Теория риска и моделирование рискованных ситуаций. М.: Издательско-торговая корпорация «Дашков и К», 2012. 880 с.
2. Надежность технических систем и техногенный риск / В.А. Акимов, В.Л. Лапин, В.М. Попов и др. М.: ЗАО ФИД «Деловой экспресс», 2002. 368 с.
3. Синицин А.П. Расчет конструкций на основе теории риска. М.: Стройиздат, 1985. 304 с.
4. Розенвассер Е.Н., Юсупов Р.М. Чувствительность систем управления. М.: Наука, 1981. 576 с.
5. Ларіонов Г.І. Оцінювання конструктивних параметрів анкерного кріплення. Дніпропетровськ: Національна металургійна

академія України, 2011. 286 с.

6. Larionov G., Kirija R., Braginets D. On parameters influence evaluating method application in some geotechnical / Mining of mineral deposits. Annual scientific-technical collection. Netherlands: CRC Press / Balkema, 2013. P. 247-255. <https://doi.org/10.1201/b16354-46>

7. Сапегин В.Н., Ларионов Г.И. К анализу решения задачи о нестационарном деформировании упругой среды / Наукові вісті. Сучасні проблеми металургії. Дніпропетровськ: НМетАУ, 2011. №14. С. 39-49.

8. Круковский А.П. Методы расчета анкерной крепи / Проблемы обчислювальної механіки і міцності конструкцій: зб. наукових праць / Мін-во освіти і науки України. Дніпропетровський національний університет. Дніпропетровськ: Вид-во «Наука і освіта», 2005. Вип. 9. С. 92-99.

9. Ларионов Г.И. Використання розв'язку узагальненої задачі М.Є. Жуковського для визначення напружено-деформованого стану у околі анкерного шпурю // Математичні проблеми технічної механіки – 2009: Матеріали міжнародної наукової конференції, 20-23 квітня 2009 р. Дніпропетровськ-Дніпродзержинськ, 2009. С. 84-86.

10. Larionov G.I., Larionov N.G. Evaluating of metal-resin anchor parameter influence on the support capacity // Geomechanical Processes During Underground Mining – 2012., 24-28 September 2012. Dnipropetrovsk – Yalta, 2012. P. 189-194. <https://doi.org/10.1201/b13157-33>

11. Larionov H.I., Larionov M.H. On the one parameters influence evaluating method employed to evaluate the support capacity of a metal-resin anchor / Modeling of the soil-structure interaction. Mechanical engineering theory and application / Editor Todor Zhelyazov. NOVA Science Publishers, 2020. P. 87-101.

REFERENCES

1. Shapkin, A.S. and Shapkin, V.A. (2012), *Teoriya riska i modelirovaniye riskovykh situatsiy* [Risk theory and modeling of risk situations], Publishing and trade corporation "Dashkov and K", Moscow, Russia.

2. Akimov, V.A., Lapin, V.L., Popov, V.M. et al. (2002), *Nadezhnost tekhnicheskikh sistem i tekhnogennyi risk* [Reliability of technical systems and technogenic risk], ZAO FID "Delovoy ekspress", Moscow, Russia.

3. Sinitin, A.P. (1985), *Raschet konstruksiy na osnove teorii riska* [Design of structures based on the theory of risk], Stroyizdat, Moscow, USSR.

4. Rozenvasser, E.N. and Yusupov, R.M. (1981), *Chuvstvitelnost sistem upravleniya* [Sensitivity of control systems], Nauka, Moscow, USSR.

5. Larionov, H.I. (2011), *Otsinyuvannya konstruktivnykh parametriv ankernoho kriplennya* [Estimation of constructive parameters of anchor fastening], National Metallurgical Academy of Ukraine, Dnepropetrovsk, Ukraine.

6. Larionov, G., Kirija, R. and Braginets, D. (2013), *On parameters influence evaluating method application in some geotechnical tasks*, CRC Press / Balkema, Rotterdam, Netherlands. <https://doi.org/10.1201/b16354-46>

7. Sapegin, V.N. and Larionov, G.I. (2011), "To the analysis of the solution of the problem of non-stationary deformation of the elastic medium", *Naukovi visti. Suchasni problemy metalurhiji*, no. 14, pp. 39-49.

8. Krukovskiy, A.P. (2005), "Methods of calculation of anchor support", *Problemy obchyslyvalnoyi mekhaniky i mitsnosti konstruksiy*, no. 9, pp. 92-99.

9. Larionov, G.I. (2009), "Using the solution of the generalized problem M.E. Zhukovsky to determine the stress-strain state in the vicinity of the anchor borehole", *Proceedings of the International Scientific Conference "Mathematical Problems of Technical Mechanics – 2009"*, Dnepropetrovsk-Dneprodzerzhinsk, Ukraine, April 20-23, pp. 84-86.

10. Larionov, G.I. and Larionov, N.G. (2012), "Evaluating of metal-resin anchor parameter influence on the support capacity", *Geomechanical Processes During Underground Mining – 2012*, Dnipropetrovsk-Yalta, Ukraine, 24-28 September, pp. 189-194. <https://doi.org/10.1201/b13157-33>

11. Larionov, H.I. and Larionov, N.G. (2020), "On the one parameters influence evaluating method employed to evaluate the support capacity of a metal-resin anchor", in Zhelyazov, T. (ed.), *Modeling of the soil-structure interaction. Mechanical engineering theory and application*, NOVA Science Publishers, pp. 87-101.

Про авторів

Круковський Олександр Петрович, доктор технічних наук, чл.-кор. НАН України, завідувач відділу механіки гірських порід, Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова Національної академії наук України (ІГТМ НАН України), м. Дніпро, Україна, igtm@ukr.net

Ларионов Григорій Іванович, доктор технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник відділу механіки гірських порід, Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова Національної академії наук України (ІГТМ НАН України), м. Дніпро, Україна, igtmlarionov@gmail.com

About the authors

Krukovskiy Olexsandr Petrovych, Doctor of Technical Sciences (D. Sc.), Corresponding Member of the National Academy of Science of Ukraine, Head of Rock Mechanics Department, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov of National Academy of Sciences of Ukraine, Dnipro, Ukraine, igtm@ukr.net

Larionov Hryhoriy Ivanovych, Doctor of Technical Sciences (D. Sc.), Senior Researcher, Senior Researcher in Rock Mechanics Department, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov of National Academy of Sciences of Ukraine, Dnipro, Ukraine, igtmlarionov@gmail.com

Аннотация. Для повышения эффективности существующей системы охраны труда на промышленных предприятиях Украины возникла потребность в её усовершенствовании. Решено выполнять его на основе системного менеджмента охраны труда и управления рисками. Однако выяснилось, что не для всех технических систем риски можно определить. Большинство процессов в технических приложениях являются детерминированными, и поэтому понятие риска не применимо, поскольку ни один из параметров системы не является случайной величиной. Поскольку определить степень риска невозможно, то остаётся возможность хотя бы оценить степень влияния того или иного параметра на работоспособность системы. Так для детерминированных математических моделей (ММ) влияние параметров можно определить с помощью методов теории чувствительности (ТЧ). Однако широкого использования в технических приложениях, из-за значительной сложности исследований, ТЧ ещё не получила. Предлагается для определения чувствительности в технических приложениях вместо использования ТЧ воспользоваться аппроксимацией критерия работоспособности, который характеризует риск выхода процесса за пределы работоспособности. Если аппроксимацию выбранного критерия представить в виде произведения степенных функций, каждая из которых зависит только от одного параметра, то по показателям степени можно приближённо установить его чувствительность к вариации параметров. Чем больше показатель степени, тем большее влияние на критерий имеет тот параметр. Таким образом, можно не только выполнить приближённую оценку влияния параметров на сам критерий, но и сделать выводы относительно риска выхода системы за допустимые границы. Опыт успешного использования метода последовательной аппроксимации (МПА) в прикладных задачах механики позволяет не только получить аналитический вид критерия в точке, но и позволяет решение практических задач продолжить на всю область определения функции. Ошибки такого продолжения, как правило, не превышают величины 5–7 %, что является достаточным для большинства прикладных задач геотехнической механики. Точность определения критерия может быть увеличена до необходимого значения за счёт сужения области его определения, т.е. интервалов изменения параметров. Сформулирована гипотеза существования представления функций в виде произведения функций, каждая из которых зависит от одного параметра. Показана эффективность использования степенных функций для приближённой оценки рисков выхода системы за пределы работоспособности.

Ключевые слова: теория чувствительности, вариация параметров, аппроксимация функции, приближённая оценка, малая погрешность

Abstract. To increase the efficiency of the existing labor protection system at industrial enterprises of Ukraine, there was a need for its improvement. It was decided to do it based on systems management of labor protection and risk control. However, it turned out that risks can be identified not in each technical system. Most of the processes in technical applications are deterministic, and therefore the concept of risk is not applicable, since none of the parameters of the system is a random variable. Since it is impossible to determine the degree of risk, then the only possible way out is to assess a degree of influence of this or that parameter on the performance of the entire system. So, for deterministic mathematical models (MM), the influence of the parameters can be determined by the methods of the theory of sensitivity (ST). However, the ST has not yet received widespread use in technical applications due to the significant complexity of research. In order to determine sensitivity, it is proposed to use in technical applications performance criterion approximation, which characterizes the risk of the process going beyond the performance limits, instead of ST. If approximation of a selected criterion is represented in the form of a product of power functions, each of which depends only on one parameter, then, according to the exponents, it is possible to approximately establish its sensitivity to variations in the parameters. The greater is an exponent, the more this parameter influences the criterion. Thus, it is possible not only to carry out an approximate assessment of the influence of the parameters on the criterion itself, but also to make conclusions regarding the risk of the system going beyond the permissible limits. The experience of successful use of the method of sequential approximation (SAM) in applied problems of mechanics allows not only to obtain an analytical form of the criterion at a point, but also to expand a solution of practical problems to the entire domain of function. The errors of such expanding, as a rule, do not exceed 5-7 %, which is sufficient for most applied problems of geotechnics. The accuracy of determining the criterion can be increased to the required level by narrowing an area of its definition, i.e. parameter change intervals. A hypothesis of existence of representation of functions in the form of a product of functions, each of which depends on one parameter, is formulated. The efficiency of the use of power functions for an approximate assessment of the system risks when it going beyond the limits of operability is shown.

Keywords: theory of sensitivity, variation of parameters, approximation of a function, approximate estimate, small error

Стаття надійшла до редакції 05.02.2021