

Техніка і технології

УДК 622.276.05; 539.3

КОНТАКТНА ВЗАЄМОДІЯ РОЗРІЗАНОЇ ОБОЛОНКИ ТА ПРУЖНОГО ТІЛА В БУРОВИХ ЗАСОБАХ ВІБРОЗАХИСТУ

¹А. С. Величкович, ²Т. М. Даляк

¹ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 507626,
e-mail: budmesch@pung.edu.ua

²Івано-Франківський сектор Інституту прикладних проблем механіки і математики
ім. Я. С. Підстригача НАН України, 76002, м. Івано-Франківськ, вул. Микитинецька, 3,
e-mail: tdalyak@gmail.com

Розвинуто методіку розрахунків оболонкових пружних елементів для бурових засобів віброзахисту. Викладено результати дослідження поведінки розрізаної циліндричної оболонки в умовах контактної взаємодії з пружним тілом. Для проведення таких досліджень побудовано верифіковану числову модель оболонкового демпфера з розрізом та використано ітераційні алгоритми розв'язування контактних задач з урахуванням тертя на поверхнях контакту. Представлено конструкцію бурового амортизатора з пружним елементом у вигляді декількох оболонкових пружин з розрізом, які працюють паралельно. Проаналізовано загальну картину напружено-деформованого стану оболонкового пружного елемента бурового амортизатора. З використанням енергетичних критеріїв виконано оцінку міцності конструкції. Для низки історій циклічного навантаження пружного елемента побудовано та проаналізовано петлі гістерезису. Отримані результати дозволяють розширити діапазон застосовності теоретичних розрахунків оболонкових віброізоляторів з розрізом і більш точно врахувати вплив пружних характеристик матеріалів оболонки та заповнювача, а також їх геометричних параметрів та трибологічних властивостей на експлуатаційні характеристики бурових засобів віброзахисту. Це дає можливість, як наслідок, ефективніше використовувати бурові засоби віброзахисту, удосконалювати конструкції оболонкових віброізоляторів за критеріями максимальної податливості та необхідного рівня демпфування, створювати передумови розроблення нових технічних та проектних рішень щодо систем віброзахисту.

Ключові слова: пружний елемент, оболонковий демпфер, буровий амортизатор, демпфування, віброзахист.

Развита методика расчетов оболочечных упругих элементов буровых средств виброзащиты. Изложены результаты исследований поведения разрезанной цилиндрической оболочки в условиях контактного взаимодействия с упругим телом. Для проведения таких исследований построена верифицированная числовая модель оболочечного демпфера с разрезом, для расчетов использованы итерационные алгоритмы решения контактных задач с учетом трения на поверхностях контакта. Представлена конструкция бурового амортизатора с упругим элементом в виде нескольких оболочечных пружин с разрезом, которые работают параллельно. Проанализирована общая картина напряженно-деформированного состояния оболочечного упругого элемента бурового амортизатора. С использованием энергетических критериев выполнена оценка прочности конструкции. Для ряда историй циклической нагрузки упругого элемента построены и проанализированы петли гистерезиса. Полученные результаты позволяют расширить диапазон применимости теоретических расчетов оболочечных виброизоляторов с разрезом и более точно учесть влияние упругих характеристик материалов оболочки и заполнителя, а также их геометрических параметров и трибологических свойств на эксплуатационные параметры буровых средств виброзащиты. Следовательно, это дает возможность более эффективно использовать оболочечные буровые средства виброзащиты, совершенствовать конструкцию оболочечных виброизоляторов по критериям максимальной податливости и необходимого уровня демпфирования, создавать предпосылки разработки новых технических и проектных решений систем виброзащиты.

Ключевые слова: упругий элемент, оболочечный демпфер, буровой амортизатор, демпфирование, виброзащита.

The technique for calculations of shell elastic elements for drilling vibration protection is developed. The study results regarding the behaviour of a cut cylindrical shell under conditions of contact interaction with the elastic body are expounded. To conduct these studies, the verified numerical model of shell damper with the cut is constructed and the iterative algorithms for solution of the contact problems are used taking into account friction on contact surfaces. A design of the drilling shock guard with an elastic element in the form of several shell cut springs that operate in multiple is offered. The overall picture of the stressed-deformed state of shell shock guard of the elastic element of the drilling is analyzed. Structural strength is estimated using the energy criteria. The hysteresis loops are constructed and analyzed for a range of stories of cyclic loading of the elastic element. The obtained results therefore allow to extend the range of applicability of the theoretical calculations of the shell cut vibration isolators and to take into account the effect of the elastic properties of materials and the shell filler, and their geometric parameters and tribological properties on the operating parameters of drilling means of vibration protection more accurately.

Keywords: elastic body, damper shell, shock guard, damping, vibroprotection.

Вступ. Процеси буріння нафтових і газових свердловин пов'язані з виникненням значних вібрацій бурильного інструменту. Наявність таких вібрацій знижує техніко-економічні показники буріння, шкідливо впливає на роботу елементів бурильної колони, доліт, вибійних двигунів і наземного устаткування, а також погіршує умови роботи персоналу бурових бригад [1–5]. При бурінні свердловини за умов інтенсивної вібрації знижується міцність озброєння і опір шарошкових доліт та алмазних коронок, втрачається корисна потужність двигунів, погіршується безпосередньо сам процес руйнування гірської породи, підвищуються питомі енерговитрати на буріння, знижується відсоток вносу керна, підвищується аварійність. Під час буріння на невеликій глибині, зазвичай, можна візуально спостерігати вібрацію ведучої труби. При збільшенні глибини свердловини бурильна колона може руйнуватися без видимих проявів вібрації на поверхні. Вібраційне навантаження при бурінні міцної породи має істотний вплив на викривлення стовбура свердловини [4, 5]. Отже, завдання зменшення шкідливого впливу вібрацій в бурінні має особливу значущість, а дослідження шляхів його вирішення поза сумнівом актуальні як з теоретичної, так і практичної точок зору.

Один із перспективних та найбільш кардинальних шляхів вирішення проблеми базується на застосуванні спеціальних віброзахисних пристроїв [6–9]. Зауважимо, що сьогодні багато відомих на світовому ринку виробників і постачальників бурового устаткування пропонують своїм клієнтам бурові амортизатори [10–13]. Це дозволяє стверджувати, що бурові засоби віброзахисту – невід'ємна частина єдиного комплексу технічних засобів, яка абсолютно необхідна для проведення бурових робіт на високому рівні. Примітно, що принцип дії пропонованого устаткування для віброзахисту бурильної колони у різних виробників абсолютно різний. Зокрема, компанія “Togo Downhole Tools” (США) виробляє гідравлічні бурові амортизатори Shock Subs SH, а “JA Oilfield Manufacturing, Inc.” пропонує Shock Sub System на основі тарілчастих пружин [10, 13]. Відомий швейцарський виробник “Weatherford International Ltd.” рекламує гумово-металеві амортизатори марки Dailey R-A-M. Визнаний світовий лідер у виробництві та обслуговуванні ви-

бійних двигунів компанія “BICO Drilling Tools” виготовляє амортизатори Shock-EZE на базі маслосмазаних тарілчастих пружин оригінальної конструкції. Провідні китайські компанії “Secoroc Rock Drilling Tools” і “Jereh Drilltech” пропонують бурові віброгасники одно- і двосторонньої дії на основі гумових або масляних пружних елементів [11]. Російський виробник “ВНИИБТ – Буровой инструмент” випускає амортизатори наддолотні типу АН1 на основі металевих пружних елементів [12]. Таке різноманіття пропонованих технічних рішень свідчить про те, що використання традиційних пружних елементів в бурових засобах віброзахисту не завжди забезпечує прийнятний рівень їх працездатності в складних експлуатаційних умовах свердловини, де присутні значні динамічні навантаження, високі чи низькі температури, абразивне середовище, а також є жорстке обмеження поперечних габаритів конструкцій. Вочевидь, завдання щодо найбільш оптимального вибору і раціонального проектування пружного елемента для бурових засобів віброзахисту залишається без остаточного вирішення.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень та публікацій. Мінімальні габаритні розміри і маса, стабільність віброзахисних властивостей, технологічність виготовлення, надійність експлуатації, низька вартість – загальновідомі вимоги до сучасної віброзахисної системи. Крім того, при проектуванні віброзахисних пристроїв власне для бурових засобів віброзахисту, які зазнають екстремальних навантажень, необхідно прагнути до поєднання високої несучої здатності конструкції з відносно низькою жорсткістю і необхідним рівнем демпфування, достатнім для якісного гасіння вібрацій. Тут використання тонкостінних елементів конструкцій, в першу чергу оболонок, їх конструктивна адаптація до умов експлуатації та вдале проектування дали змогу підняти технічні характеристики пружних елементів на якісно новий рівень [14].

Серед представників нового класу засобів віброзахисту – оболонкових пружин, – сформовано окрему групу пружних елементів на базі оболонки розімкнутого профілю [14, 15]. Таке виконання конструктивно анізотропних несучих ланок створило можливість використати

згин оболонки в умовах близьких до плоскої деформації, що дозволило суттєво варіювати жорсткість та інші експлуатаційні характеристики конструкції.

З погляду механіки переважна більшість оболонкових демпферів – це деформівні оболонкові системи із сухим тертям. Детальний огляд публікацій, присвячених дослідженню динамічних систем з різноманітними законами тертя, зроблено в працях [16–18]. При механіко-математичному моделюванні поведінки оболонкових пружних елементів в умовах немонотонного навантаження виникає клас конструктивно нелінійних неконсервативних мішаних контактних задач про фрикційну взаємодію тонких оболонки з пружним тілом. Постановки і методи розв’язування контактних задач з урахуванням сухого тертя, які використовують континуальні моделі суцільного середовища, відомі [19–22]. Тут можна виділити два основні напрямки досліджень, які вирізняються різними типами початкових припущень. Перший підхід представляє контактну задачу як змішану задачу теорії пружності, а основним методом дослідження є метод сингулярних інтегральних рівнянь [19, 20]. Другий напрямок трактує контактну задачу як варіаційну задачу з односторонніми зв’язками, а найбільш ефективним інструментом досліджень, зазвичай, виступає апарат варіаційних нерівностей чи варіаційно-різницевої підходи [21]. Для інженерного дослідження фрикційної взаємодії контактуючих тіл більш зручними є методи, які використовують моделі стержнів, оболонки і пластин. Загальні підходи щодо формулювання та розв’язування таких задач, розроблені для спрощених одновимірних моделей, представлено в монографії [22]. Постановки, методи розв’язування і розв’язки деяких задач цього класу та результати експериментальних досліджень подано в роботах за участю авторів [23–28].

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми. В оболонкових пружинах з розрізом підвищена податливість поєднується із необхідним рівнем розсіювання енергії, що зумовлює їх вдале використання у низці галузей промисловості [14, 15, 27]. У попередніх дослідженнях для опису деформування таких пружних елементів побудували механіко-математичну модель оболонки із розрізом уздовж твірної [23, 24]. Ураховали основну ознаку конструкції – жорсткість розрізаної оболонки в тангенційному напрямку є меншою, аніж уздовж твірної. Матеріал заповнювача вважали нестисливим. Розрізаній ізотропній оболонці, яка згинається в умовах неосесиметричного контактного навантаження, поставили у відповідність сильно ортотропну замкнуту циліндричну оболонку, яка перебуває під дією осесиметричного контактного навантаження. Модулі пружності та допустиме напруження для еквівалентної ортотропної оболонки вибрали такими, щоби вони в середньому ототожнювали властивості розрізаної оболонки та її суцільної моделі. Досліджуючи поведінку побу-

дованої моделі було отримано аналітичні результати, які дозволяють оцінити поведінку демпферів з несучою ланкою у вигляді циліндричної оболонки із розрізом вздовж твірної в умовах циклічного навантаження та проводити інженерний розрахунок їх податливості і несучої здатності, орієнтований на практичні потреби їх використання [23–25, 27]. Разом з тим побудована механіко-математична модель не дозволила отримати загальну картину напружено-деформованого стану конструкції. Не одержано якісних оцінок, які б характеризували яскраво виражену неосесиметричність задачі. Також особливості моделі не дозволили урахувати наявність компонент напруженого стану, виникнення яких спричинене тертям між оболонкою і пружним тілом в коловому напрямі.

Формулювання цілей статті. Варіювання геометричними та механічними характеристиками розрізаної оболонки та пружного тіла дає змогу змінювати сукупні характеристики пружного елемента в досить широкому діапазоні, задовольняючи експлуатаційні та технологічні потреби. Отримати аналітичні розв’язки таких задач у тривимірній постановці досить важко з огляду на відсутність геометричної симетрії та нелінійність математичних моделей, пов’язаних з наявністю сил тертя і контактної взаємодії елементів. Для урахування всіх особливостей таких задач і можливого виявлення нових аспектів поведінки об’єктів дослідження ми вирішили скористатись числовим методом скінчених елементів. У попередніх дослідженнях авторами статті побудовано верифіковану скінченно-елементну модель контактної взаємодії розрізаної оболонки з пружним тілом. Верифікація здійснювалась шляхом ідентифікації низки результатів одержаних числовим методом із результатами експериментальних досліджень натурних зразків [28].

Метою даної роботи є використання верифікованої числової моделі для розвитку та уточнення методів теоретичних розрахунків оболонкових пружних елементів бурових засобів віброзахисту і створення передумов розроблення нових технічних та проектних рішень систем віброзахисту.

Виклад основного матеріалу. Інститутом прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України спільно з Івано-Франківським національним технічним університетом нафти і газу розроблено комплекс засобів віброзахисту і регулювання динамічного режиму бурильної колони [9]. Основна особливість конструкцій створеного комплексу – використання тонкостінних елементів (оболонки, пластин) як основної несучої і виконавчої ланки [14]. Головною перевагою оболонкових амортизаторів є їх висока працездатність і надійність, яка забезпечується хорошою адаптацією оболонкових пружних ланок до роботи в складних умовах свердловини.

На рис. 1 зображено схему однієї із базових моделей бурового амортизатора, яка обла-

дана ступінчастим пружним елементом [9]. Головною несучою ланкою пружного елемента цього амортизатора є циліндрична оболонка з розрізом уздовж твірної. Особливість представлені моделі полягає в паралельній роботі пружних ланок амортизатора, що дозволяє на стадії проектування регулювати експлуатаційні характеристики амортизатора в широкому діапазоні (на рисунку показано лише дві ступені пружного елемента). Амортизатор складається з перехідника 1, ствола 2, корпусу 3, пружного елемента першої ступені 4, опорної втулки 5, пружного елемента другої ступені 6, втулки включення пружного елемента першої ступені 7, профільної пари передачі крутного моменту 8, центратора 9, перехідника долота 10. Працює амортизатор таким чином. Під дією зовнішнього навантаження рухомі частини заходять всередину корпусу 3. При цьому ступінчастий пружний елемент, що складається з оболонкових пружин 4 та 6, накопичує енергію пружної деформації. Коли зовнішнє навантаження зменшується, пружний елемент за рахунок накопиченої енергії повертає рухомі частини амортизатора у вихідне положення. Завдяки наявності втулок 5 і 7 ступені пружного елемента включаються до паралельної роботи, при цьому кожна з них несе частину зовнішнього навантаження, яка пропорційна її власній жорсткості. Слід зазначити, що за необхідності існує можливість встановити більшу кількість ступенів, які будуть одразу чи послідовно (із збільшенням зовнішнього навантаження) включатися до паралельної роботи.

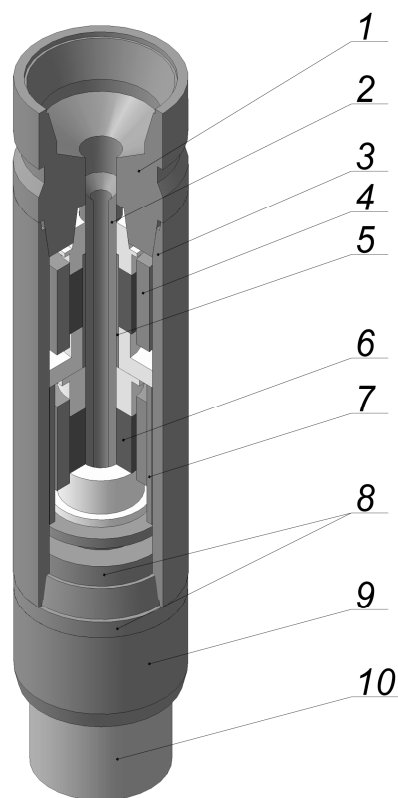
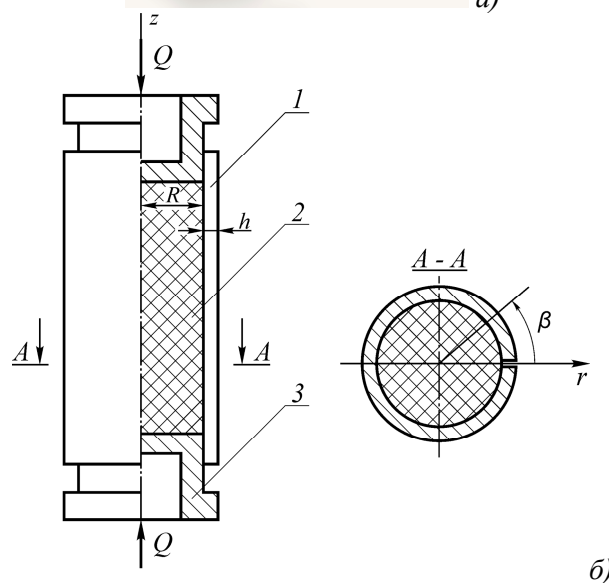


Рисунок 1 – Принципова схема бурового амортизатора на базі оболонкових пружин з розрізом

Тепер детальніше розглянемо особливості роботи оболонкової пружини, на базі якої сконструйовано амортизатор. На рис. 2 зображено її загальний вигляд і принципову схему. Особливість представлені моделі полягає в наявності розрізу несучої оболонки уздовж її твірної. Таке виконання оболонок дозволило отримати конструктивно анізотропні несучі ланки, жорсткість яких у коловому напрямку суттєво нижча, аніж уздовж твірної. Таким шляхом вдалось знижувати жорсткість оболонкових пружних елементів без шкоди для їх демпфуючих властивостей. Представлена конструкція оболонкової пружини (рис. 2, б) працює так. Прикладене до поршнів 3 навантаження змушує їх заходити всередину розрізаної оболонки 1, стискаючи при цьому заповнювач 2, який трансформує повздовжні переміщення поршнів в радіальні прогини оболонки. При розвантаженні система повертається у вихідне положення. Основний вклад в податливість системи вносить зміна форми заповнювача за рахунок деформації згину розрізаної оболонки (відбувається зменшення кривини розімкнутого кільця в поперечному перерізі).



а – натурні зразки оболонкової пружини;
б – розрахункова схема

Рисунок 2 – Оболонкова пружина з розрізом вздовж твірної

При циклічному навантаженні оболонкових пружин такого типу, в результаті фрикційної взаємодії заповнювача і оболонки, частина енергії, що підводиться до системи, розсіюватиметься, переважно за рахунок явища конструкційного гістерезису в малорухомій деформівній системі.

Вдале проектування і використання бурових засобів віброзахисту істотно залежать від якості теоретичних і експериментальних досліджень несучих і виконавчих ланок їх пружних елементів. Для оцінки загальної картини напружено-деформованого стану і отримання експлуатаційних характеристик оболонкової пружини скористаємося її верифікованою числовою моделлю [28].

Важливими кроками побудови скінченно-елементної моделі є вибір типу скінченного елемента та процедура розбиття конструкції на елементи. Для даного дослідження ми скористалися гексагональними восьмивузловими елементами з лінійними функціями форми. Контактуючі тіла (оболонку та заповнювач) представили як окремі масиви скінченних елементів із заздалегідь визначеною кількістю вузлів в області контакту. Виходячи з цих міркувань, модель контакту реалізували за допомогою наступних співвідношень:

$$\begin{cases} F_t = \mu F_n; \\ |\Delta \mathbf{u}_A \cdot \mathbf{n}_B - d| \leq d_t. \end{cases} \quad (1)$$

Тут перше співвідношення описує тертя за законом Кулона: F_t, F_n – відповідно дотична і нормальна складові сили, μ – коефіцієнт тертя між оболонкою і заповнювачем. Друге співвідношення – геометрична умова контакту двох тіл (позначимо їх A та B): \mathbf{u} – поле переміщень тіла A ; \mathbf{n} – вектор нормалі границі тіла B ; d, d_t – величина плями контакту і коефіцієнт уточнення контакту.

Деталізуємо перше співвідношення виразу (1), записавши його у компонентах контактного напруження. При $r = R, \beta \in [0, 2\pi), |z| < l/2$,

$$\begin{cases} \bar{\tau}_r(z, \beta) = \mu \sigma_r(z, \beta) \frac{\bar{v}(z, \beta)}{|\bar{v}(z, \beta)|}, \bar{v} \neq 0; \\ |\bar{\tau}_r| \leq -\mu \sigma_r, \bar{v} = 0, \\ \begin{cases} \sigma_r \leq 0, [u_r] = 0; \\ \sigma_r = 0, [u_r] \geq 0, \end{cases} \end{cases}$$

де σ_r, τ_r – нормальні та дотичні компоненти контактного напруження,

\bar{v} – вектор швидкості взаємного проковзування заповнювача та оболонки,

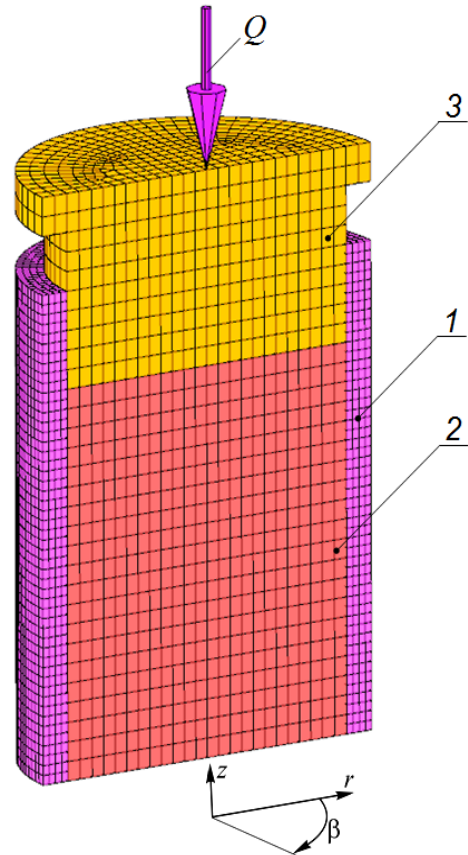
$[u_r] = u_r(R+0) - u_r(R-0)$ – стрибок переміщень на межі між заповнювачем і оболонкою,

l – довжина заповнювача.

Оцінка напружено-деформованого стану розрізаної оболонки, яка контактує із пружним тілом (заповнювачем), зводиться до вирішення системи лінійних алгебраїчних рівнянь [29, 30]

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{a} = \mathbf{f}, \quad (2)$$

де \mathbf{K} – матриця жорсткості;
 \mathbf{a} – вектор переміщення вузлів елементів конструкції;
 \mathbf{f} – вектор вузлових сил.



1 – циліндрична оболонка з розрізом уздовж твірної, 2 – пружне тіло, 3 – поршень

Рисунок 3 – Схема скінченно-елементної моделі контактної взаємодії розрізаної оболонки з пружним тілом

Для отримання розв'язків системи (2) застосовувався покроковий процес навантаження з уточненням граничних умов (1) на кожному кроці ітераційним способом. Прирости навантаження вибиралися малими, аби зберегти лінійний зв'язок між переміщеннями і деформаціями в межах кожного кроку навантаження.

Використовуючи симетрію оболонкової пружини уздовж осі z , в цілях заощадження розрахункового часу розглядали половину конструкції. На рис. 3 подано схему скінченно-елементного розбиття оболонки і заповнювача [28].

Відзначимо, що при виборі щільності розбиття моделі на елементи і її верифікації ми намагалися досягти певного балансу, побудувавши таку сітку елементів, яка, забезпечивши достатньо високу точність результатів, дозволила отримувати ці результати відносно швидко.

Проілюструємо декілька характерних результатів графічно. Розглянемо систему з такими параметрами: матеріал оболонки – сталь конструкційна легована 40ХНМА ГОСТ 4643-71 (межа плинності – $\sigma_T = 950 \text{ МПа}$, модуль Юн-

га – $2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, модуль зсуву – $8 \cdot 10^{10} \text{ Па}$, коефіцієнт Пуассона – 0,31); заповнювач – сира гума підвищеної маслостійкості марки 7-3826С ТУ 38-105-1082-86 (модуль Юнга – $2 \cdot 10^7 \text{ Па}$, модуль зсуву – $7 \cdot 10^6 \text{ Па}$, коефіцієнт Пуассона – 0,4995); внутрішній радіус оболонки $R = 0,08 \text{ м}$; довжина оболонки $0,5 \text{ м}$; довжина заповнювача – $0,4 \text{ м}$; товщина стінки оболонки $h = 0,015 \text{ м}$; коефіцієнт тертя пари оболонка-заповнювач $\mu = 0,5$. Умови на торцях заповнювача

$$\sigma_z(r; \beta; 0,2) = -Q/\pi R^2,$$

$\bar{\tau}_z(r; \beta; 0,2) = 0$, $r \in [0, R]$, $\beta \in [0, 360^\circ)$, а діапазон зміни навантаження на поршень $Q = 0 \dots 100 \text{ кН}$. Грань розрізу оболонки вільна від напружень $\sigma_\beta(r; 0^\circ; z) = 0$, $\bar{\tau}_\beta(r; 0^\circ; z) = 0$, $r \in [R; R + h]$, $z \in [-0,25; 0,25]$.

На рис. 4 представлено розподіли радіальних переміщень розрізаної оболонки u_r вздовж її твірної за характерних значень азимута β . Загалом графік візуалізує істотну неосесиметричність деформування несучої ланки оболонкової пружини, а окремі криві інформують про кількісні характеристики радіальних переміщень. Найменші радіальні переміщення виникають в області розрізу оболонки, а найбільші при значенні азимута $\beta = 90^\circ$. Зміна форми заповнювача за рахунок деформації розрізаної оболонки забезпечує більшу частину податливості оболонкової пружини. В результаті контактної взаємодії заповнювача з оболонкою радіальні переміщення оболонки уздовж твірної розподілені нерівномірно. Додатковий аналіз показав, що зі збільшенням коефіцієнта тертя пари заповнювач-оболонка ця нерівномірність збільшується. При фіксованому азимуті максимальні значення радіальних переміщень несучої ланки виникають в областях близьких до площин торців поршнів. З віддаленням від торців поршнів радіальні переміщення зменшуються. Це чітко вказує на те, що збільшення довжини несучої оболонки та заповнювача не супроводжуватиметься постійним збільшенням податливості пружини (автори переконалися в цьому, змінюючи довжину моделі). Вочевидь, є всі підстави для постановки оптимізаційної задачі про розрахунок довжини розрізаної оболонки з умови забезпечення максимальної податливості пружного елемента. Слід звернути увагу на те, що осьові переміщення оболонки порівняно з радіальними дуже малі і істотно не впливають на експлуатаційні характеристики пружного елемента. Тому характер зміни їх величин тут не показаний.

На рис. 5 представлено розподіли кільцевих напружень σ_β на внутрішній поверхні оболонки уздовж її твірної за різних значень азимута β . Аналіз напруженого стану матеріалу оболонки вказує на те, що саме ці напруження є визначальними щодо оцінки міцності несучої ланки. Деформування розрізаної обо-

лонки в умовах контактної взаємодії із заповнювачем призводить до зміни значень кільцевих напружень за товщиною оболонки. Зокрема на її внутрішній поверхні виникають найбільші розтягуючі кільцеві напруження (на зовнішній – стискаючі), найнебезпечнішим є повздовжній перетин при $\beta = 180^\circ$. Характер зміни значень кільцевих напружень уздовж твірної якісно схожий на характер зміни радіальних переміщень. Вочевидь найбільш навантаженими виявляються поперечні перетини, які знаходяться поблизу торців поршнів.

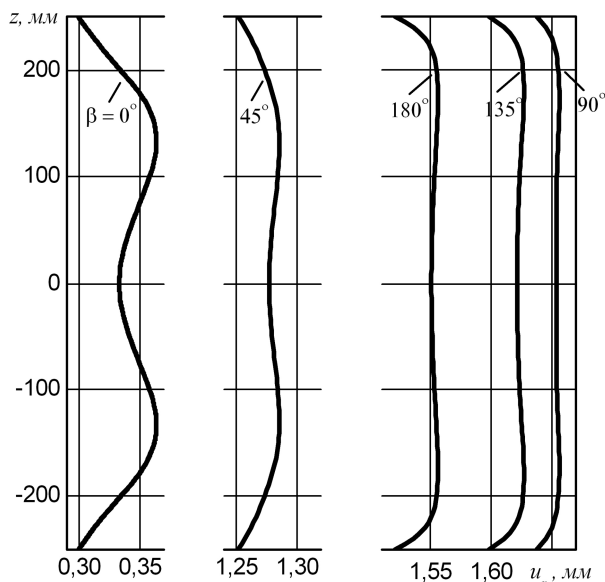


Рисунок 4 – Розподіл радіальних переміщень несучої оболонки при навантаженні на пружний елемент $Q = 100 \text{ кН}$

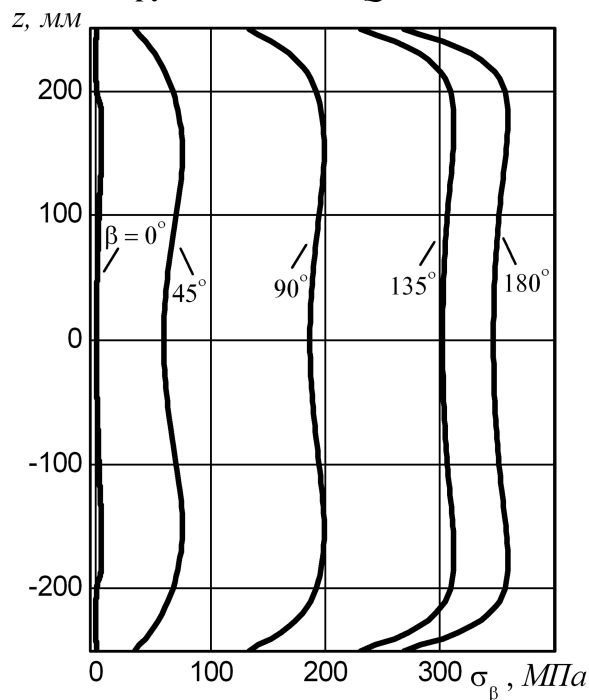


Рисунок 5 – Розподіл кільцевих напружень на внутрішній поверхні несучої оболонки з розрізом при навантаженні на пружний елемент $Q = 100 \text{ кН}$

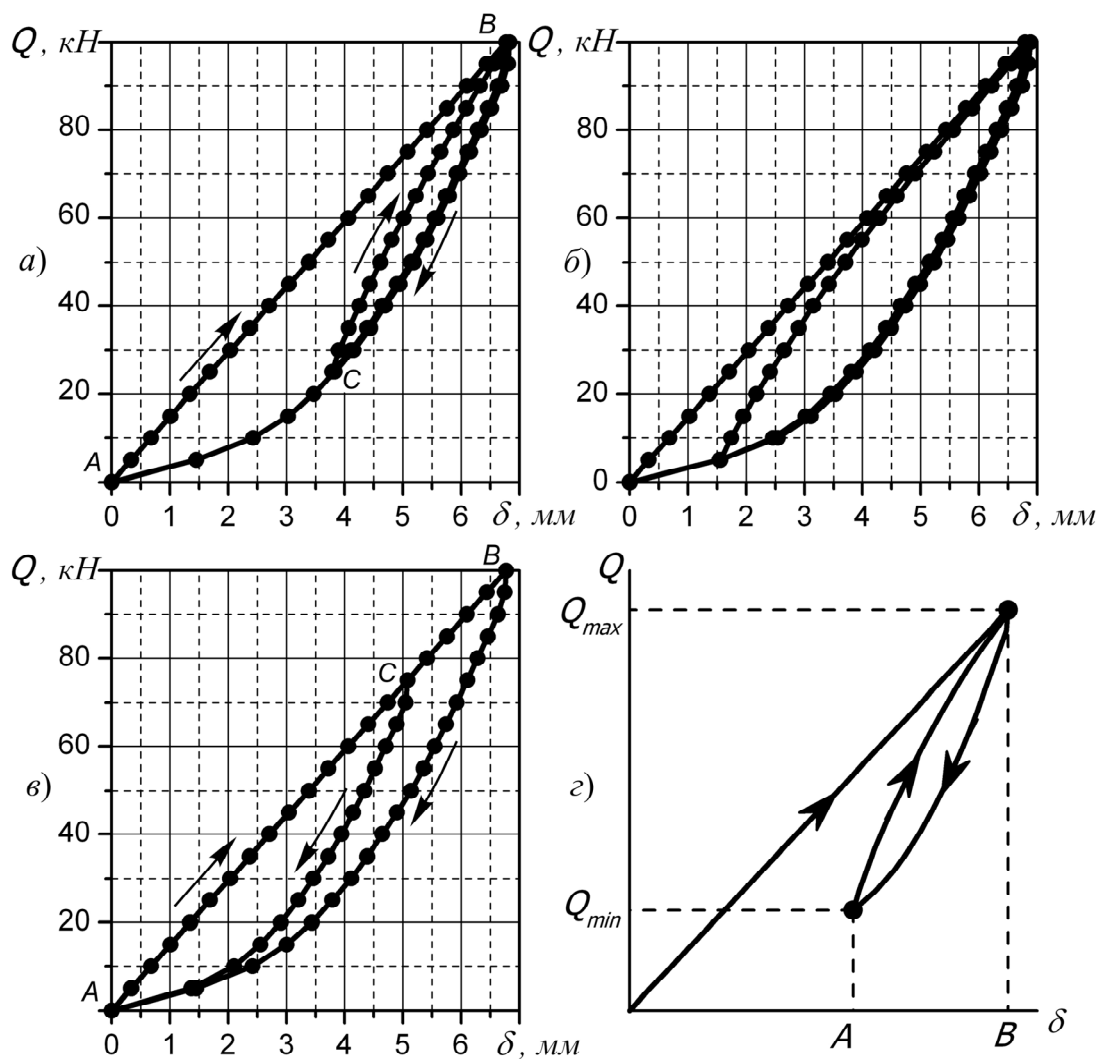


Рисунок 6 – Діаграми циклічного навантаження оболонкової пружини з розрізом

На початковому етапі аналізу напружено-деформованого стану та при побудові графіків поданих на рис. 4 та рис. 5 зовнішнє навантаження ми вважали сталим або таким, що монотонно зростає. Наступний етап досліджень присвячено аналізу гістерезису, який виникає в системі розрізана оболонка – пружне тіло у відповідь на вплив зовнішнього немонотонного навантаження. Для цілої низки різноманітних історій зовнішніх навантажень побудували діаграми деформування пружного елемента. Маючи такі діаграми можемо за відомою історією навантаження спрогнозувати поведінку пружного елемента в довільний момент часу, а також оцінити величину розсіюваної енергії.

Розглянемо оболонкову пружину з розрізом (рис. 2, б), вважаючи, що прикладена до поршня сила змінюється циклічно в часі з коефіцієнтом асиметрії $s = Q_{\min} / Q_{\max} \geq 0$. На рис. 6 подано найбільш характерні петлі гістерезису пружного елемента бурового амортизатора, які побудовані при різних історіях зовнішнього навантаження. У процесі побудови таких діаграм ми також аналізували зміни контактних напружень між заповнювачем та оболон-

кою. Розглянемо графік, представлений на рис. 6, а. Висхідна ділянка AB зображує етап початкового активного навантаження від нуля до 100 кН . Під час цього етапу навантаження на всій поверхні контакту відбувається проковзування заповнювача відносно оболонки в напрямку переміщення поршня. Про це свідчить однаковий напрям компонент дотичних напружень τ_{rz} на усій зоні контакту. Осадка поршня δ на даному етапі лінійно залежить від навантаження. Низхідна, нелінійна ділянка BA характеризує процес розвантаження пружного елемента від максимального зовнішнього навантаження до нуля. При цьому на поверхні контакту заповнювача з розрізаною оболонкою присутні дві області з різними знаками компонент дотичних напружень τ_{rz} , а це означає, що зона контакту розділена на область зворотного проковзування та область зчеплення. У процесі розвантаження розміри цих зон постійно змінюються. Якщо оболонкову пружину, трохи розвантаживши, почати знову навантажувати, то такий процес повторного активного навантаження зобразиться висхідною (нелінійною) ділянкою CB . Поступово знижуючи коефіцієнт

асиметрії циклу можна знайти таку точку на ділянці BA , з якої висхідна вітка повторного навантаження починає повертатись на ділянку початкового активного навантаження (рис. 6, б). Для обраного пружного елемента значення такого коефіцієнта асиметрії дорівнює 0,08. Якщо не доводячи навантаження до максимального значення почати розвантаження, то отримуємо петлю $AC - CA$, подану на рис. 6, в.

Зрозуміло, що за немонотонного навантаження оболонкового пружного елемента з розрізом, внаслідок фрикційної взаємодії заповнювача із оболонкою, частина енергії, що підводиться до системи буде розсіюватись. Величину розсіяної за цикл енергії ψ при будь якій історії навантаження можемо обчислити як площу петлі конструкційного гістерезису (рис. 6, з):

$$\psi = \int_{Q_{\min}}^{Q_{\max}} [\delta_{BA}(Q) - \delta_{AB}(Q)] dQ.$$

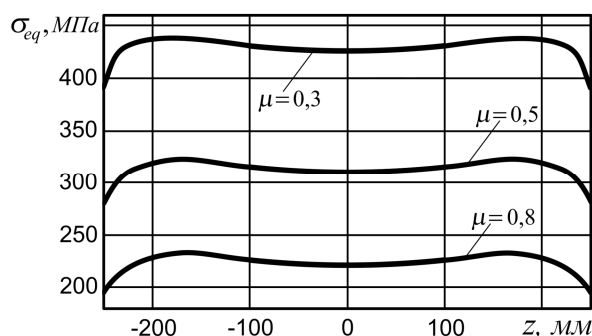
При експлуатації оболонкової пружини з розрізом переважна більшість матеріалу несучої оболонки знаходиться в складному напруженому стані. Для остаточної оцінки міцності ми використовували енергетичний критерій Губера-Мізеса. Згідно з цим критерієм міцність оболонки з розрізом буде забезпечена, якщо виконуватиметься нерівність

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \leq [\sigma],$$

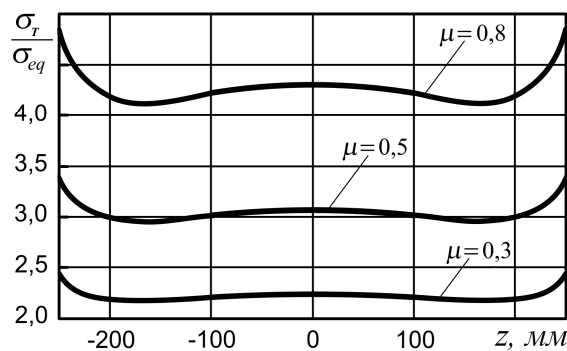
де $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – головні напруження в матеріалі розрізаної оболонки,

$[\sigma]$ – допустимі напруження для матеріалу, з якого виготовлена оболонка.

На рис. 7, а представлено розподіли еквівалентних напружень в найбільш небезпечному повздовжньому перетині несучої оболонки з розрізом (внутрішня поверхня оболонки при азимуті $\beta = 180^\circ$). Розподіли представлені за різних коефіцієнтів тертя між заповнювачем та розрізаною оболонкою ($\mu = 0,3 \dots 0,8$). Аналіз таких залежностей вказує на те, що граничний стан розрізаної оболонки найперше досягається на її внутрішній поверхні в області перебування торців поршнів. На рис. 7, б графічно представлена остаточна оцінка міцності оболонкової пружини при зовнішньому навантаженні на поршні 100 кН. Зі зменшенням коефіцієнта тертя між заповнювачем і оболонкою запас міцності конструкції зменшується. Зокрема при коефіцієнті тертя $\mu = 0,8$, коефіцієнт запасу міцності конструкції дорівнює 4,1, а при $\mu = 0,3$ він знижується до значення 2,2. Розглядаючи сумісно графічні залежності подані на рис. 6 та рис. 7 і варіюючи на стадії проектування геометричні та трибологічні параметри оболонкової пружини, для кожної конкретної моделі бурового засобу віброзахисту необхідно забезпечити баланс достатньої міцності і необхідного рівня демпфування.



а)



б)

а – еквівалентні напруження на внутрішній поверхні несучої оболонки при азимуті

$$\beta = 180^\circ;$$

б – розподіл коефіцієнта запасу міцності

Рисунок 7 – Оцінка міцності оболонкової пружини з розрізом

Висновки. Дослідження напружено-деформованого стану і отримання робочих характеристик оболонкової пружини з розрізом для бурового амортизатора є багатопараметровою задачею. Розв'язання такої задачі передбачає проведення комплексного аналізу поведінки системи під дією експлуатаційних навантажень. В даній роботі ми відмовилися від спрощених технічних моделей і для досліджень використали верифіковану скінченно-елементну модель оболонкової пружини з метою урахування усіх суттєвих параметрів поставленої задачі. Таким чином, в статті розвинуто методіку розрахунку оболонкових пружних елементів для бурових засобів віброзахисту. Проаналізовано загальну картину напружено-деформованого стану оболонкового пружного елемента бурового амортизатора. Звернуто увагу на яскраво виражену неосесиметричність деформування конструкції. З використанням енергетичного критерію виконано оцінку міцності системи. Для низки історій циклічного навантаження пружного елемента побудовано та проаналізовано петлі гістерезису. Отримані результати дають можливість розширити діапазон застосовності теоретичних розрахунків оболонкових віброізоляторів з розрізом і більш точно врахувати вплив пружних характеристик матеріалів оболонки та заповнювача, а також їх геометричних параметрів та трибологічних властивостей на експлуатаційні характеристики бурових засобів вібро-

захисту. Перелічені результати надають можливість ефективніше використовувати бурові засоби віброзахисту, удосконалювати конструкції оболонкових віброізоляторів за критеріями максимальної податливості та необхідного рівня демпфування, створюють передумови розроблення нових технічних рішень щодо систем віброзахисту.

Завданням наступних етапів досліджень автори бачать розроблення теорії контактної взаємодії пакету розрізаних оболонок з пружним тілом для ефективного використання таких систем в бурових засобах віброзахисту.

Література

- 1 Юнин Е. К. Динамика глубокого бурения / Е. К. Юнин, В. К. Хегай. – М.: Недра, 2004. – 286 с.
- 2 Огородніков П. І. Захист бурильної колони від вібраційних навантажень / П. І. Огородніков, В. М. Світлицький, Ю. З. Щербатюк. – К.: Інтерпрес ЛТД, 2012. – 279 с.
- 3 Гуляев В. И. Колебания кружения конструкции низа бурильной колонны / В. И. Гуляев, С. Н. Худолий, Е. И. Борщ // Проблемы прочности. – 2010. – № 6. – С. 13–25.
- 4 Christoforou A. P. Fully coupled vibrations of actively controlled drillstrings / A. P. Christoforou, A. S. Yigit // Journal of Sound and Vibration. – 2003. – Vol. 267. – P. 1029–1045.
- 5 Karkoub M. Drill-String Torsional Vibration Suppression Using GA Optimized Controllers / M. Karkoub, Y. Abdel-Magid, B. Balachandran // Journal of Canadian Petroleum Technology. – 2009. – Vol. 12. – P. 32–38.
- 6 Величкович А. С. Бурові амортизатори як засіб підвищення техніко-економічних показників буріння свердловин / А. С. Величкович, В. М. Шопя // Нафтова і газова промисловість. – 2000. – №3. – С.16–18.
- 7 Величкович А. С. Буровой амортизатор на базе новой оболочечной пружины / А. С. Величкович // Хим. и нефтегазовое машиностроение. – 2005. – №7. – С.9–11.
- 8 Velichkovich A. S. Design features of shell springs for drilling dampers // Chemical and Petroleum Engineering. – New York: Springer. – 2007. – V43, №7-8. – Pp. 458–461.
- 9 Величкович А. С. Комплекс засобів віброзахисту та регулювання динамічного режиму бурильної колони / А. С. Величкович, С. В. Величкович, В. М. Шопя. – Івано-Франківськ: Сіверсія ЛТД, 2000. – 86 с.
- 10 Toro Downhole Tools. Drilling Tools catalog. – Tomball, Texas USA. – 2012. – 36 p.
- 11 Secoroc Rock Drilling Tools. Product catalogue. – Rotary products. – Atlas Copco Secoroc AB. – 2009. – 40 p.
- 12 VNIIBT – Drilling Tools. Product catalogue. – Perm, Russia. – 2012. – 70 p.
- 13 Shock Sub. Impact and vibration reduction sub. – Schlumberger. – 2011. – 4 p.
- 14 Шопя В. М. Оболонкові пружини / В. М. Шопя, А. С. Величкович, С. В. Величкович та ін. – Івано-Франківськ: Факел, 2002. – 92с.
- 15 Величкович А. С. Некоторые конструктивные особенности оболочечных пружин для буровых амортизаторов / А. С. Величкович // Хим. и нефтегазовое машиностроение. – 2007. – №8. – С.26–29.
- 16 Awrejcewicz J. Analysis of dynamic systems with various friction laws / J. Awrejcewicz, P. Olejnik. – Appl. Mech. Rev. Trans. ASME. – Nov. 2005, Vol. 58. – Pp. 389–411.
- 17 Bastien J. Non Smooth Deterministic or Stochastic Discrete Dynamical Systems: Applications to Models with Friction or Impact / J. Bastien, F. Bernardin. – Wiley: Wiley-ISTE, 2013. – 512 P.
- 18 Nguyen B. Efficient Simulation of a Dynamic System with LuGre Friction / B. Nguyen, Aldo A. Ferri, Olivier A. Bauchau // Journal of Computational and Nonlinear Dynamics. – 2007. – Vol. 2 – Pp. 281–289.
- 19 Александров В. М. Введение в механику контактных взаимодействий / В. М. Александров, М. И. Чебаков. – Ростов-на-Дону: ООО «ЦВБП», 2007. – 114 с.
- 20 Wriggers P. Computational Contact Mechanics / P. Wriggers. – Berlin: Springer, 2006. – 519 P.
- 21 Kravchuk A. S. Variational and Quasi-Variational Inequalities in Mechanics / A. S. Kravchuk, P. J. Neittaanmaki. – Springer-Verlag Berlin, 2007. – 338 P.
- 22 Попадюк І. Й. Механіка фрикційного контакту оболонок з деформівним заповнювачем / І. Й. Попадюк, І. П. Шацький, В. М. Шопя. – Івано-Франківськ: Факел, 2003. – 180 с.
- 23 Шацький І. П. Розрахунок демпфера з розрізаною циліндричною оболонкою / І. П. Шацький, В. М. Шопя, А. С. Величкович // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Сер.: Нафтопромислове обладнання. – 1998. – Вип. № 35. – С. 31–38.
- 24 Величкович А. С. Фрикційна взаємодія ортотропної циліндричної оболонки з деформівним заповнювачем / А. С. Величкович, І. Й. Попадюк, І. П. Шацький, В. М. Шопя // Доп. НАН України. – 1999. – № 11. – С. 67–69.
- 25 Шацький І. Конструкційне демпфування у розрізаній циліндричній оболонці з пружним заповнювачем / І. Шацький, В. Шопя, А. Величкович // Машинознавство. – 2009. – С. 31–36.
- 26 Velichkovich A. S. Experimental study of shell flexible component for drilling vibration damping devices / A. S. Velichkovich, I. I. Popadyuk, V. M. Shopa // Chemical and Petroleum Engineering. – New York: Springer – 2011. – Vol. 46, № 9–10. – Pp. 518–524.
- 27 Величкович А. С. Моделювання та вдосконалення оболонкових демпферів / А. С. Величкович, В. М. Шопя, І. П. Шацький та ін. // Сучасні технології в промисловому виробництві: Матеріали II Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, частина 3, (Суми, 17–20 квітня 2012 р.). – Суми: Сумський державний університет, 2012. – С. 158.

28 Величкович А. С. Експериментальна верифікація скінченно-елементної моделі контактної взаємодії розрізаної оболонки з пружним тілом / А. С. Величкович, Т. М. Даляк // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2012. – № 1(31). – С. 80–86.

29 Zienkiewicz O. C. The Finite element method: Solid mechanics, Volume 2 / O. Zienkiewicz, R. Taylor. – Bristol: Butterworth-Heinemann, 2000. – 445 P.

30 Larson Mats G. The Finite element method: Theory, Implementation and Applications / G. Larson Mats, F. Bengzon. – Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2013. – 402 P.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
09.10.14*

*Рекомендована до друку
професором **Петриною Ю.Д.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
професором **Кундратом М.М.***

(Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне)